

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ
Національний університет Запорізька політехніка

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до проведення практичних занять з дисципліни
„Технічна механіка”
розділ „Деталі машин”
для студентів денної форми навчання

Методичні вказівки до проведення практичних занять з дисципліни „Технічна механіка” (Розділ „Деталі машин”) для студентів денної форми навчання /Укл.: Фурсіна А.Д., Шевченко В.Г., Шумикін С.О., Васильєва Л.О. Запоріжжя: НУЗП, 2026. – 18 с.

Укладачі:	А.Д. Фурсіна, доцент, к.т.н., В.Г. Шевченко, доцент, к.т.н С.О.Шумикін, доцент, к.т.н., Л.О.Васильєва, доцент, к.т.н.
Рецензент:	В.І. Пожуєв, д.т.н., професор

Відповідальний за випуск	А.Д.Фурсіна
-----------------------------	-------------

Затверджено
на засіданні кафедри „Теоретична
та прикладна механіка”
Протокол №8
від “ 10 ” квітня 2026 року

Рекомендовано до видання
НМК Транспортного факультету
Протокол №3
від “ 13 ” квітня 2026 року

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Роз'ємні з'єднання деталей машин	5
1.1 Болтові з'єднання	6
1.1.1 Види розрахунків болтів при статичному навантаженні	6
1.1.2 Розрахунок групових болтових з'єднань	10
Перелік джерел посилання	14
Додаток А	15
Додаток Б	17

ВСТУП

У сучасному машинобудуванні та приладобудуванні механізми становлять основу більшості технічних систем, оскільки саме вони забезпечують передачу руху, сил і енергії. Ефективність роботи механізму значною мірою визначається характером з'єднання його окремих елементів. Такі з'єднання, або зв'язки, забезпечують необхідне взаємне положення деталей, їхню взаємодію під час роботи та передачу навантажень між ланками механізму. Тому вивчення типів зв'язків, їх конструктивних особливостей, умов застосування та переваг є важливою складовою підготовки майбутніх інженерів.

В механіці під зв'язками розуміють обмеження, що накладаються на відносний рух ланок механізму. Завдяки цим обмеженням забезпечується необхідна траєкторія руху елементів механізму та передача сил між ними. Конструктивно зв'язки реалізуються у вигляді різноманітних з'єднань деталей. Від правильного вибору типу зв'язку залежать надійність, довговічність, ремонтпридатність та технологічність машин і механізмів.

1 РОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Зв'язки та з'єднання пов'язані між собою, але не є тотожними поняттями. Зв'язок у механіці – це обмеження можливого руху тіла або ланки механізму, яке визначає характер їх взаємного переміщення. З'єднання є конструктивним способом реалізації такого зв'язку між деталями за допомогою певних елементів (різьби, зварювання, шпонок, шарнірів тощо). Отже, зв'язок описує механічну або кінематичну умову взаємодії, а з'єднання – конструктивне виконання цієї умови в реальній машині.

За характером відносного руху деталей розрізняють рухомі та нерухомі зв'язки. Рухомі зв'язки забезпечують можливість відносного переміщення ланок механізму при збереженні їхнього контакту та взаємодії. До таких зв'язків належать, зокрема, шарнірні, поступальні, гвинтові та інші кінематичні пари, що широко застосовуються у важливих механізмах, редукторах, транспортних машинах, верстатах і різноманітних механічних пристроях. Основною перевагою рухомих зв'язків є можливість реалізації складних кінематичних схем і забезпечення необхідного характеру руху робочих органів машин.

Нерухомі зв'язки (з'єднання), навпаки, не допускають відносного переміщення деталей після їх з'єднання і забезпечують жорстке закріплення елементів конструкції. Такі зв'язки використовуються у випадках, коли необхідно створити міцну та стабільну конструкцію, здатну сприймати значні навантаження без зміни взаємного положення деталей. Нерухомі з'єднання широко застосовуються в корпусних конструкціях машин, рамах, станинах верстатів, елементах будівельних механізмів та інших конструкціях, де важливими є жорсткість і надійність.

За можливістю розбирання зв'язки поділяють на роз'ємні та нероз'ємні. Роз'ємні зв'язки дозволяють багаторазово роз'єднувати та знову з'єднувати деталі без їх пошкодження. До них належать різьбові, шпонкові, шліцьові, штифтові та інші з'єднання. Такі зв'язки широко використовуються в конструкціях машин, що потребують періодичного технічного обслуговування, регулювання або ремонту. Перевагами роз'ємних з'єднань є зручність монтажу і демонтажу, можливість заміни окремих деталей та підвищення ремонтпридатності технічних систем.

Нероз'ємні зв'язки, на відміну від роз'ємних, не передбачають можливості розбирання без руйнування з'єднання або самих деталей. До них належать зварні, клепані, паяні, клейові та деякі інші з'єднання. Вони широко застосовуються у випадках, коли необхідно забезпечити високу міцність, герметичність або жорсткість конструкції. Нероз'ємні з'єднання часто використовують у металевих конструкціях, корпусах машин, трубопроводах, суднобудуванні та інших галузях техніки. Їхніми перевагами є висока надійність, компактність конструкції та здатність витримувати значні навантаження.

Рациональний вибір типу зв'язку є важливим етапом проектування механізмів. Він залежить від умов експлуатації, характеру навантажень, вимог до точності роботи механізму, можливості технічного обслуговування та економічної доцільності. У багатьох конструкціях машин одночасно застосовуються різні типи зв'язків, що дозволяє поєднати їхні переваги та забезпечити оптимальні експлуатаційні характеристики механізму.

У цих методичних вказівках розглядаються основні типи зв'язків, що використовуються в механізмах, їх класифікація, конструктивні особливості та сфери застосування. Матеріал спрямований на формування у студентів розуміння ролі різних видів з'єднань у роботі механічних систем та набуття навичок аналізу й вибору доцільних конструктивних рішень під час вивчення дисциплін механічного циклу.

Рациональний вибір типу зв'язку є важливим етапом проектування механізмів. Він залежить від умов експлуатації, характеру навантажень, вимог до точності роботи механізму, можливості технічного обслуговування та економічної доцільності. У багатьох конструкціях машин одночасно застосовуються різні типи зв'язків, що дозволяє поєднати їхні переваги та забезпечити оптимальні експлуатаційні характеристики механізму.

1.1 Болтові з'єднання

1.1.1 Види розрахунків болтів при статичному навантаженні

Досвід експлуатації показує, що руйнування болтових з'єднань (при статичних і змінних навантаженнях) відбувається, як правило, з причин руйнування болтів по різьбовій частині. Оскільки розміри стандартних болтів відповідають умові їх рівномірності, то розрахунок проводять за основним критерієм працездатності – міцності нарізаної

частини стержня.

Існують такі випадки розрахунку болтів при статичному навантаженні.

1) Болт навантажений осьовою розтягуючою силою (з'єднання ненапружене). Болти в цьому випадку знаходяться під дією сил тяжіння. Характерним прикладом такого навантаження може служити різьбовий кінець вантажного крюка вантажопід'ємної машини.

Умова міцності болта

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

де F – сила, що розтягує болт;

d_1 – внутрішній діаметр різьби болта;

$[\sigma_p]$ – допустиме напруження на розтягування.

З цієї умови діаметр болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}} = 1.13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}.$$

2) Болт зазнає розтягування та кручення, обумовлені затяжкою.

Крутний момент, що виникає в небезпечному поперечному перерізі болта, дорівнює моменту в різьбі

$$T = 0.5 d_2 \cdot F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'),$$

де F_a – осьова сила;

$\Psi' = 2^\circ 30'$;

φ' – приведений кут тертя;

d_2 – середній діаметр різьби.

Еквівалентне напруження в болті, в небезпечному поперечному перерізі якого виникають поздовжня сила, що дорівнює зусиллю F за-

тяжки та крутний момент T , що дорівнює моменту в різьбі, визначається за еквівалентним напруженням

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2} = \sqrt{\left(\frac{\frac{F}{\pi d_1^2}}{4}\right)^2 + 3\left(\frac{\frac{T}{\pi d_1^3}}{16}\right)^2},$$

де $\sigma_{екв}$ – еквівалентне (приведене) напруження для небезпечної точки болта;

σ_p – напруження розтягу в поперечному перерізі болта;

$\tau_{кр}$ – найбільше напруження кручення, що виникає в точках контура поперечного перерізу болта.

Після підстановки в цю формулу виразу для T отримуємо

$$\sigma_{екв} = \sigma_p \sqrt{1 + 12 \left[\frac{d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi')}{d_1} \right]^2},$$

$$\text{де } \sigma_{екв} = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}}.$$

Приймаючи для стандартних сталевих болтів з метричною різьбою $\psi = 2^\circ 30'$

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.12; \quad f = 0.15,$$

чому відповідає $\varphi' = 8^\circ 40'$, отримуємо

$$\sigma_{екв} = 1.3\sigma_p.$$

Отже, болт, що працює одночасно на розтягування та кручення, можна розраховувати тільки на розтягування за допустимим напруженням на розтягування, зменшеному в 1.3 рази, або за розрахунковою силою, збільшеною в порівнянні з силою, що розтягує болт, в 1.3 рази.

Діаметр болта в цьому випадку визначається за формулою

$$d_1 = \sqrt{\frac{1.3F}{\frac{\pi}{4}[\sigma_p]}} = 1.3 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}.$$

3) Болт, встановлений в отвір з зазором, навантажений поперечною силою.

В цьому випадку болт затягується такою силою затяжки $F_{зам.}$, щоб виникаюча при цьому сила тертя F_f на поверхні стика деталей, що з'єднуються, була не меншою зовнішньої зсуваючої поперечної сили F . В результаті цього болт працює на розтягування від сили $F_{зам.}$. Необхідну силу затяжки болта визначають із умови

$$F_f = f \cdot F_{зам.} \geq F,$$

звідки

$$F_{зам.} = \frac{F}{f},$$

де f – коефіцієнт тертя між деталями;

d_0 – діаметр стержня болта в небезпечному перерізі; для чавунних та сталевих деталей $f=0.15 \dots 0.2$.

Проектний розрахунок болта в цьому випадку проводять з урахуванням 20%-го запасу від зсування деталей та з урахуванням крутного моменту при затяжці болта за формулою

$$d_1 = \sqrt{\frac{1.3 \cdot 1.2 F_{зам.}}{\frac{\pi}{4}[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{6.24 F}{\pi \cdot f [\sigma_p]}} \quad \text{або} \quad d_1 = 1.4 \sqrt{\frac{F}{f [\sigma_p]}}.$$

4) Болт, вставлений в отвір без зазора, навантажений поперечною силою.

В цьому випадку болт розраховують на зрізання. Умова міцності болта

$$\tau_{зр} = \frac{F}{\frac{\pi d_0^2}{4}} \leq [\tau_{зр}],$$

де F – поперечна зовнішня сила, що зрізує болт;

d_0 – діаметр стержня болта в небезпечному перерізі;

$[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження на зрізання болта.

Перевірний розрахунок проводять за формулою

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_{зр}]} } = 1.13 \sqrt{\frac{F}{[\tau_{зр}]} }.$$

Якщо болтом з'єднують тонкі деталі, то необхідно проводити перевірку міцності деталей на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{d_0 h} \leq [\sigma_{зм}],$$

де h – довжина частини болта, що зминається;

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження на зминання болта.

1.1.2 Розрахунок групових болтових з'єднань

Розрахунок групових болтових з'єднань – це визначення розрахункової сили для найбільш навантаженого болта. Після цього розрахунок болта виконується за умови міцності на розтягання.

При розрахунках цих з'єднань вводять такі допущення:

а) деталі з'єднання достатньо жорсткі і поверхні стику деталей залишаються плоскими після навантаження з'єднання;

б) усі болти з'єднання мають однакові розміри та однакову навантаженість;

в) болти в з'єднанні розміщені симетрично щодо двох взаємно перпендикулярних осей, які проходять через центр ваги площини стику деталей.

Болтове з'єднання навантажене осьовою силою, що проходить через центр ваги площини стику деталей.

Типовим прикладом такого болтового з'єднання є кріплення кришок резервуарів, що знаходяться під тиском рідини або газу. У цьому разі результуюча сила F тиску середовища на кришку рівномірно розподіляється на болти і щодо них є зовнішньою осьовою силою.

Для одного болта зовнішня осьова сила

$$F_1 = \frac{F}{Z},$$

де Z – кількість болтів у з'єднанні.

Потрібну силу попередньої затяжки кожного болта вибирають за умови герметичності з'єднання

$$F_0 = k_{зам} \cdot F_1,$$

де $k_{зам}$ – коефіцієнт затяжки болтів.

Оскільки потрібна сила попередньої затяжки болта залежить від ряду факторів, що важко піддаються врахуванню, доцільно застосовувати високу попередню затяжку. На практиці рекомендується брати коефіцієнт затяжки болта при статичному навантаженні:

$k_{зам} = 1.2 \dots 2$ – за умови нерозкриття стику деталей з'єднання;

$k_{зам} = 1.3 \dots 2.5$ – за умови герметичності з'єднання при м'яких прокладках між деталями з'єднання;

$k_{зам} = 2 \dots 3.5$ – при металевій фасонній прокладці;

$k_{зам} = 3 \dots 5$ – при металевій плоскій прокладці.

Розрахункову силу для кожного болта з'єднання визначають за формулою

$$F_{б.р.} = F_0 \beta + \chi F_1,$$

де $\chi = 0.2 \dots 0.3$ – коефіцієнт зовнішнього навантаження;

$\beta \approx 0.3$ – коефіцієнт, що враховує скручування болта при затяжці.

Якщо передбачається додаткове підтягування болтів з'єднання безпосередньо під дією зовнішнього навантаження, то за розрахункову силу для кожного болта беруть

$$F'_{б.р.} = (F_0 + \chi F_1) \cdot \beta.$$

Болтове з'єднання навантажене силами, що діють у площині стику деталей.

Цей випадок навантаження характерний для болтового з'єднання півмуфт у глухих фланцевих муфтах або для кріплення кронштейнів.

Розглянемо один з випадків закріплення болтами кронштейна.

Задача 1.

$F = 8 \text{ кН};$
 $l = 0.45 \text{ м};$
 $h = 0.26 \text{ м};$
 $a = 0.2 \text{ м};$
 $\alpha = \pi/6;$
 $[\tau_{ср}] = 60 \text{ МПа}$

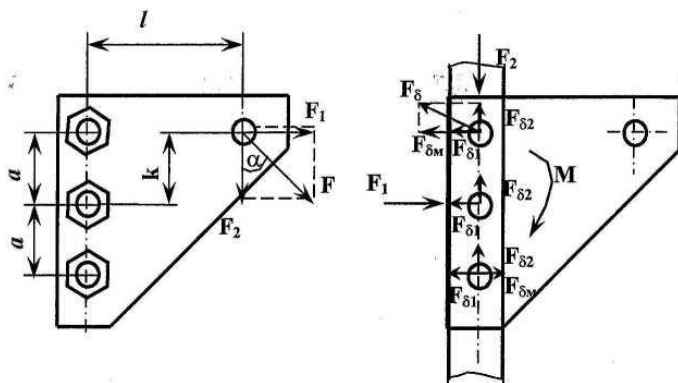


Рисунок – Групове болтове з'єднання

Силу F замінюємо її складовими: $F_1 = F \sin \alpha$ і $F_2 = F \cos \alpha$.

При розрахунку з'єднання дію сил $F_{\delta 1}$ та $F_{\delta 2}$ замінимо дією таких самих сил, що проходять через центр ваги стику, і моментом

$$M = F_1 \cdot h + F_2 \cdot l = 4 \cdot 0.26 + 6.928 \cdot 0.2 = 2.4256 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

де $F_1 = 8 \cdot 0.5 = 4 \text{ кН};$ $F_2 = 8 \cdot 0.866 = 6.928 \text{ кН}.$

Сили F_1 , F_2 і момент M зсувають і повертають кронштейн. На-

вантаження на болти F_{δ_1} та F_{δ_2} (відповідно від сил F_1 і F_2) беруть рівномірно розподіленими на всі болти; навантаження F_{δ_M} від моменту M обернено пропорційно відстаням між осями болтів та центром ваги стику. Для трьох болтів у з'єднанні маємо

$$F_{\delta_1} = \frac{F_1}{3} = 1.33 \text{ кН}; \quad F_{\delta_2} = \frac{F_2}{3} = 2.3 \text{ кН};$$

$$F_{\delta_M} = \frac{M}{2a} = \frac{F_1 \cdot h + F_2 \cdot l}{2a} = 6.064 \text{ кН}.$$

Сумарне навантаження кожного болта визначається як геометрична сума сил F_{δ_1} , F_{δ_2} , F_{δ_M} . За розрахункове беруть найбільше з добутих значень навантаження. Для даного з'єднання найбільш навантаженим є верхній болт, для якого

$$F_{\delta} = \sqrt{(F_{\delta_1} + F_{\delta_2})^2 + F_{\delta_M}^2} = \sqrt{(1.33 + 2.31)^2 + 6.064^2} = 7.07 \text{ кН}.$$

Болти поставлені без зазору розраховують на умови міцності на зрізання.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Усатенко В.Ф., Прикладна механіка. – Харків: ХНАДУ, 2013.
2. Кудрявцев В.М., Машини та механізми. – Одеса: ОНПУ, 2014
3. Деталі машин і основи конструювання. Лабораторний практикум: навчальний посібник. КПІ ім. Ігоря Сікорського, колектив авторів КПІ ім. Ігоря Сікорського 2020. – 300 с.
4. Бойко В.С., Самойчук К.О., Тарасенко В.Г. та ін. Конструкції і розрахунки машин та апаратів переробних виробництв: навч. посіб. К.: ПрофКнига: 2021, – 320 с.
5. Гевко Р.Б., Хомик Н.І., Жаровський О.С., Довбуш Т.А. Деталі машин та основи автоматизованого конструювання: навч. посібник. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А. 2021, – 256 с.
6. Коновалюк Д.М., Ковальчук Р.М. Деталі машин. Підручник. Видавництво: Кондор: 2021, – 594 с.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Типи болтів за формою головки

Тип болта	Особливості	Основне застосування
Шестигранний	Стандартна шестигранна головка під ключ	Машинобудування, металоконструкції
Квадратний	Головка квадратної форми	Спеціальні та старі конструкції
Потайний	Конічна головка, втоплюється в деталь	Листові конструкції, прилади
Напівкруглий	Сферична гладка головка	Тонколистові з'єднання
Фланцевий	Має опорний фланець під головкою	Автомобільні вузли
Рим-болт	Замість головки має кільце	Підйом і транспортування деталей

Таблиця А.2 – Типи болтів за видом різьби

Тип різьби	Позначення	Застосування
Метрична	<i>M</i>	Загальне машинобудування
Метрична дрібна	<i>M</i> (малий крок)	Точні та вібронавантажені вузли
Дюймова	<i>UNC, UNF</i>	Імпортна техніка
Трубна	<i>G, R</i>	Трубопроводи
Трапецієподібна	<i>Tr</i>	Гвинтові передачі
Упорна	<i>S</i>	Силові механізми

Таблиця А.3 – Приклади різьбових з'єднань

Болт	Гайка	Шайба	Приклад використання
Шестигранний	Шестигранна	Плоска	Корпусні деталі машин
Шестигранний	Самоконтрна	Пружинна	Вузли з вібраціями
Потайний	Шестигранна	Плоска	Листові конструкції
Фланцевий	Фланцева	—	Автомобільні вузли
Високоміцний	Високоміцна	Загартована	Металоконструкції

Таблиця А.4 – Елементи різьбового з'єднання

			
Плоска Плоска шайба, що використовується для розподілу навантаження. Доступна в SAE, USS та ін.	Крило Збільшена плоска шайба, що використовується для додаткового розподілу навантаження, особливо на м'яких матеріалах	Оздоблення Шайба, що використовується для отримання «завершеного» вигляду.	Розрізний замок Найпоширеніший тип шайби, що використовується для запобігання відкручування гайок і болтів
			
Зовнішній зубчастий фіксатор Шайба із зовнішніми «зубцями» Використовується для запобігання відкручування гайок і болтів	Внутрішній зубчастий фіксатор Шайба з внутрішніми «зубцями» Використовується для запобігання відкручування гайок і болтів	Квадрат Шайба квадратної форми	Док Докові шайби мають великий зовнішній діаметр і є товщими за стандартні

ДОДАТОК Б

Типові болти

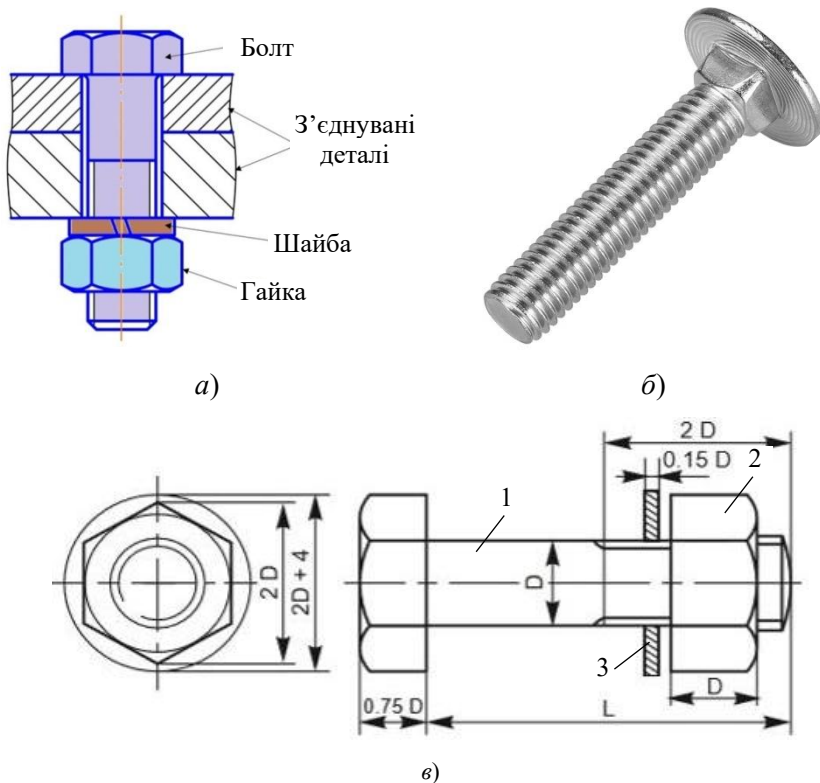


Рисунок Б1 – Типове різьбове з'єднання

Таке з'єднання є одним з найпоширеніших роз'ємних з'єднань, яке забезпечує надійне кріплення деталей і дозволяє багаторазово виконувати монтаж та демонтаж конструкції.

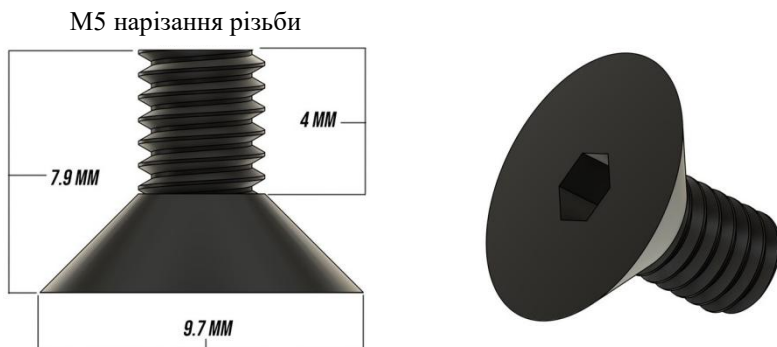


Рисунок Б.2 – Гвинт M5X8 з потайною глибиною

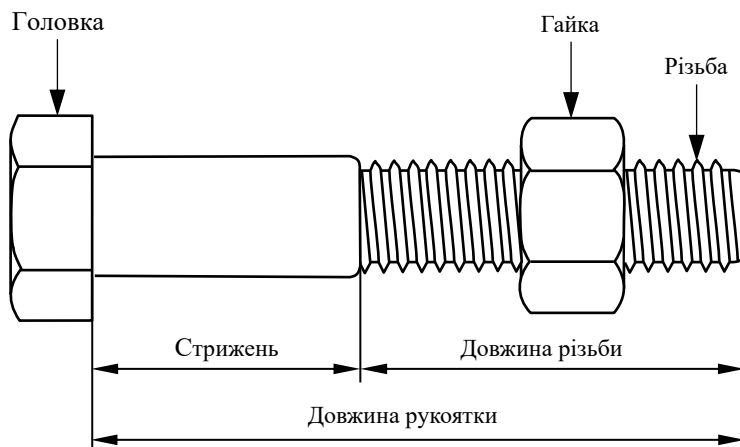


Рисунок Б.3 – Структура гвинта