

## РОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Основні види роз'ємних з'єднань наведені на рис.2.2.

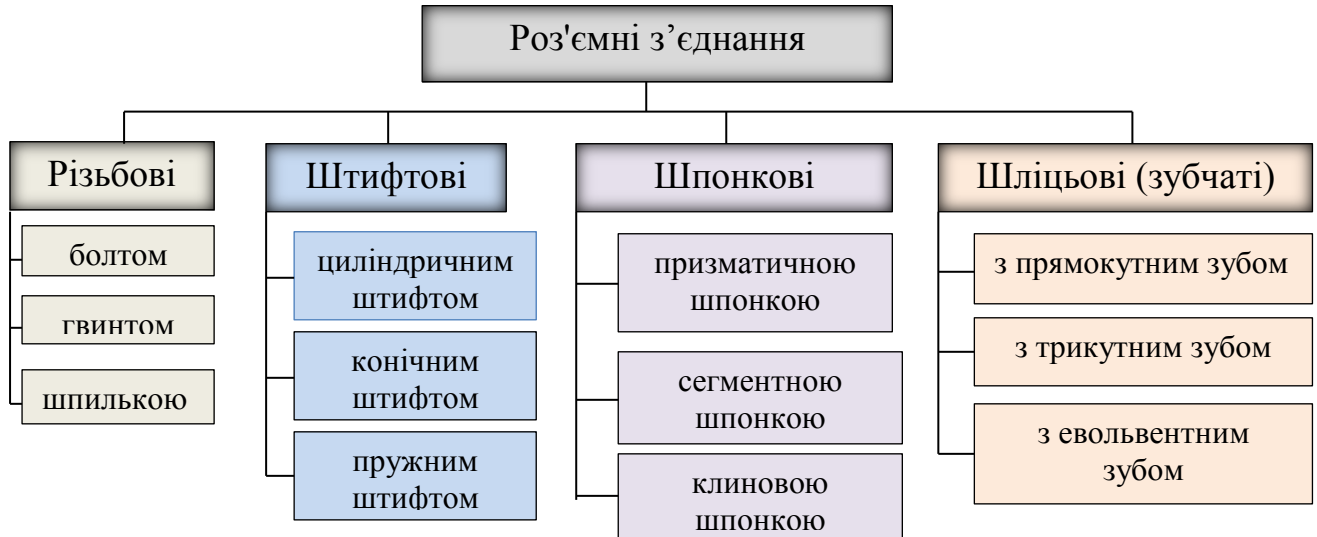


Рисунок 2.2 – Основні види роз'ємних з'єднань

### 3.1 Різьбові з'єднання

#### 3.1.1 Загальна характеристика

Різьбові з'єднання є одними з найбільш поширених роз'ємних з'єднань, які здійснюються за допомогою деталей, що мають зовнішню (болти, гвинти, шпильки та ін.) і внутрішню (гайки, різьбові отвори в корпусних деталях) різьбу та інших стопорних пристроїв.

Основні види різьбових з'єднань (рис.3.3) – болтове (а), гвинтове (б), шпилькове (в). Перевага болтового з'єднання: при ньому не потрібно нарізати різьбу в деталях, що з'єднуються. Це особливо важливо в тих випадках, коли матеріал деталі не може забезпечити достатню міцність різі.

Гвинти і шпильки застосовують у тих випадках, коли постановка болта неможлива або нераціональна. Наприклад, немає місця для розміщення гайки (голівки), немає доступу до гайки (голівці), при великій товщині деталі необхідні глибоке свердління і довгий болт і т. п.



а б в  
Рисунок 2.3 - Основні види різьбових з'єднань

Гайкою називається деталь, яка має отвір з різьбленням для нагвинчування на болт або шпильку.

За висотою гайка буває *низька, нормальна, висока і особливо висока.*

Залежно від точності виготовлення шестигранні гайки бувають *нормальної і підвищеної точності.*

Види гайок за конструкцією елемента для прикладення крутного моменту надані на рис 3.4.

						
шести-гранна	корон-часта	ковпач-кова	гайка-баранець	квадратна	кругла з шліцями	з фланцем

Рисунок 2.4 - Основні конструкції гайок

З метою збільшення опорної площі, зменшення ушкоджень поверхні деталі, а також запобігання самовідгвинчування кріпильної деталі під гайку чи головку болта (гвинта) підкладається деталь, що називається *шайбою*. Різні види шайб регламентуються ГОСТ і бувають: круглі, похилі, корончасті, пружинні (гровер), стопорні, швидкоз'ємні, ущільнювальні, хвилясті, сферичні, конічні та ін.

Запобігання самовідгвинчуванню різьбових деталей є важливим заходом у підвищенні надійності з'єднань деталей. Найбільша вірогідність самовідгвинчування різьбових з'єднань у механізмів і машин, що працюють при вібраціях і поштовхах.

						
плоська	пружня	збільшена	хвиляста	стопорна з	стопорна з	конусна

(ГОСТ 11371-78)	(ГОСТ 6402-70)	(ГОСТ 6958-78)		зовнішніми зубцями	внутрішніми зубцями	
-----------------	----------------	----------------	--	--------------------	---------------------	--

Рисунок 2.5 - Основні конструкції шайб


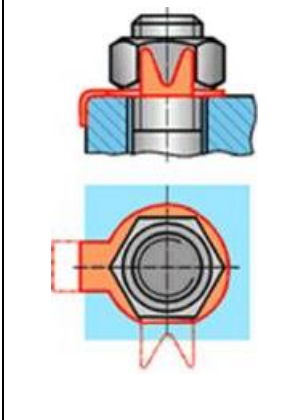
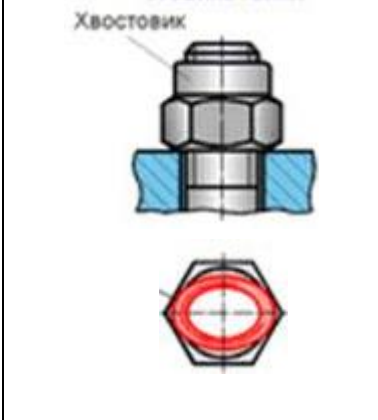
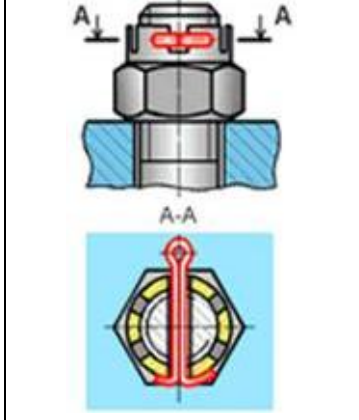
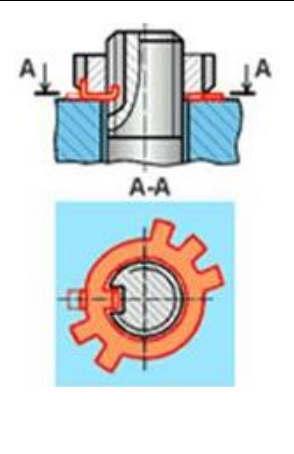
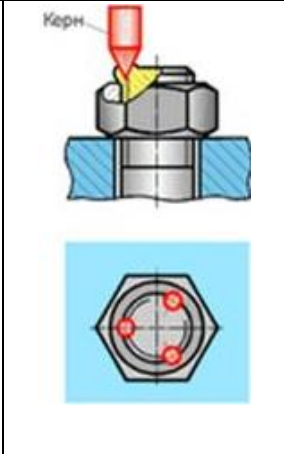
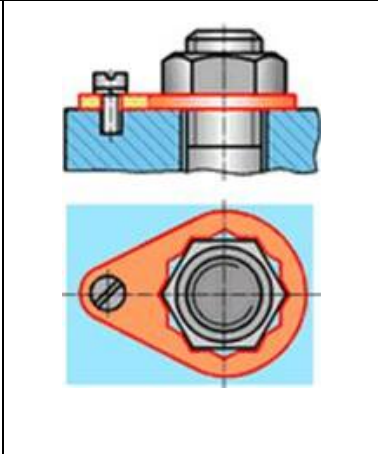
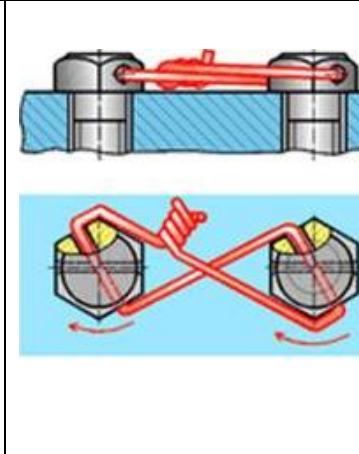
			
контргайкою	стопорною шайбою з лапкою	овальним обтисканням циліндричного хвостовика гайки	шпінтом
			
шайбою багатолапчатою	кернення різьби	накладкою, яка одягається поверх гайки	обв'язкою дротом

Рисунок 2.6 - Деякі способи стопоріння різі

Існує багато способів стопоріння а різьбових з'єднань (рис.2.6), які можна розділити на *жорсткі* (стопоріння деталей жорстким зв'язком – стопором; самовідгвинчування стопоримої деталі неможливо без руйнування або деформації стопора) і *фрикційні* (робота яких базується на створенні додаткових сил тертя між деталями). Опис цих способів наводиться в довідниках і спеціальній літературі.

ОСТ 1 39502-77 «Стопоріння болтів, гвинтів, шпильок, штифтів і гайок»

встановлює такі типи стопоріння болтів, гвинтів, шпильок, і гайок в різьбових з'єднаннях та штифтів: стопоріння стопорними шайбами; стопоріння шплінтами; стопоріння деформацією металу; стопоріння дротом.

Якщо при експлуатації деталь часто знімають і потім знову ставлять на місце, то її варто закріплювати болтами або шпильками, тому що гвинти при багаторазовому загвинчуванні можуть пошкодити різьбу в деталі.

Ушкодження різьби більш ймовірно при маломіцних крихких матеріалах, наприклад з чавуна, дюралюмінію і т.п.

Переваги різьбових з'єднань: висока надійність, зручність складання та розбирання, можливість утворення великих осьових навантажень, відносно невелика вартість, що обумовлюється стандартизацією та масовим виробництвом кріпильних різьбових деталей.

Недоліки різьбових з'єднань: концентратори напружень у западинах різьби, що знижує втотну міцність різьбового з'єднання; порівняно низька витривалість різьбових деталей при змінних навантаженнях; необхідність застосування в багатьох випадках засобів стопоріння (для запобігання самозгвинчування з'єднання).

Основним з'єднувальним елементом в різьбовому з'єднанні є різь.

Різь – це поверхня, утворена при гвинтовому русі плоского контуру по конічній чи циліндричній поверхні. При цьому утворюється гвинтовий виступ відповідного профілю, обмеженого гвинтовими та циліндричними (чи конічними) поверхнями (рис.2.7, а). Усі геометричні параметри різьб і допуски на їх розміри регламентуються відповідними стандартами.

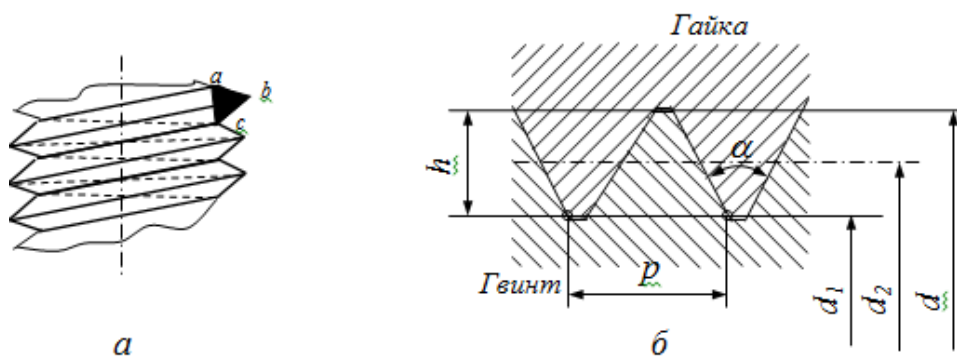


Рисунок 2.7 – Вигляд і основні параметри різі

До основних геометричних параметрів різі (рис.2.7,б), які використовують при розрахунках належать  $d$  – зовнішній діаметр;  $d_1$  – внутрішній діаметр;  $d_2$  – середній діаметр;  $h$  – робоча висота профілю;  $p$  – крок різьби;  $p_1$  – хід різьби ( $p_1 = pn$ , де  $n$  – число заходів);  $\alpha$  - кут профілю.

За ступенем нормалізації параметрів різьби поділяють на: стандартні (метрична, трубна (циліндрична і конічна), дюймова конічна, трапецеївидна та упорна}, спеціальні і нестандартні. Найбільш поширені стандартні різьби.

Класифікація різі надана на рис.2.8

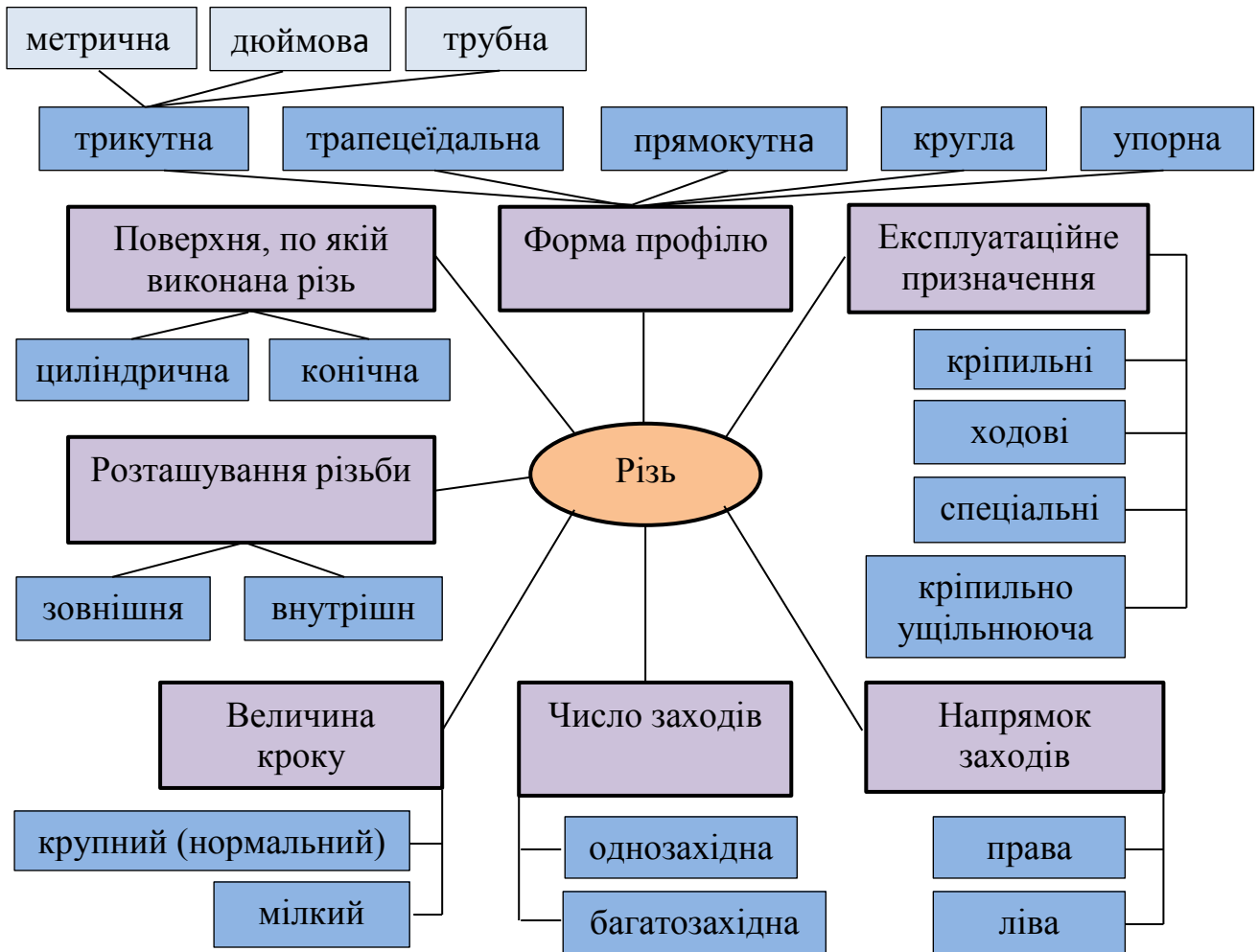


Рисунок 2.8 - Класифікація і основні характеристики різі

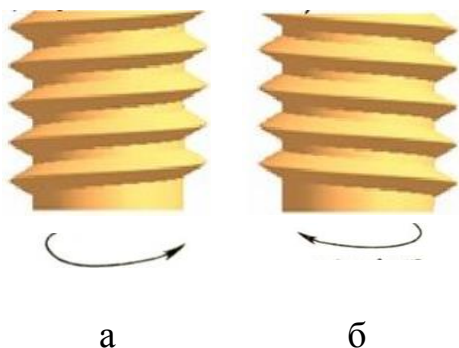


Рисунок 2.9 - Права (а) і ліва (б) різьби

За напрямом гвинтової лінії різьба може бути *правою* або *лівою*. У правої різьби гвинтова лінія йде зліва направо і ввєрх (рис.2.9, а), у лівої – справа наліво і ввєрх (рис.2.9,б). Поширеніша права різьба, ліва використовується тільки в

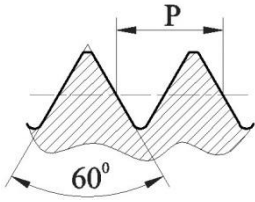
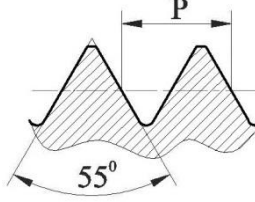
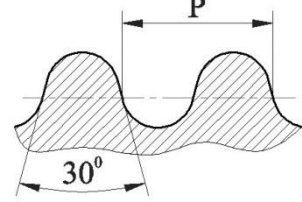
спеціальних випадках, наприклад, коли напрям обертання деталі співпадає з напрямом відгвинчування.

Залежно від числа заходів різьби поділяють на *однозахідні* і *багатозахідні* (не більше трьох). У багатозахідних різьб по гвинтових лініях переміщуються два або три поряд розміщені профілі. Число заходів можна визначити з торця гвинта за кількістю збігаючих витків. Найбільш поширена однозахідна різьба. Кріпильні різьби, як правило, однозахідні. Багатозахідні різьби частіше використовують у гвинтових механізмах.

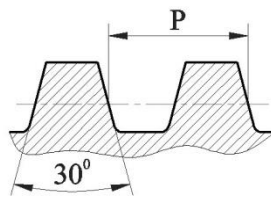
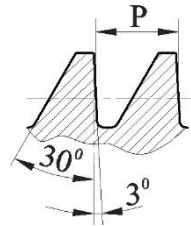
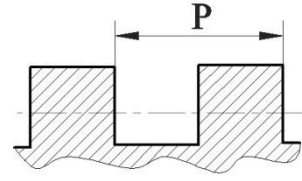
В різьбових з'єднаннях використовують різні типи різей, в залежності від вимог, що пред'являються до з'єднання, і задач, які вони виконують. За профілем (контуром) розрізняють *трикутні*, *прямокутні*, *трапецеїдальні*, *круглі* та інші різьби.

За призначенням розрізняють *різьби кріпильні* і *різьби ходові* (для гвинтових механізмів).

До кріпильних різьб належать:

<p><i>метрична</i> з трикутним профілем (<math>\alpha=60^\circ</math>) – основна кріпильна різьба (ГОСТ 9150-81)</p>	<p><i>трубна</i> (<math>\alpha=55^\circ</math>) – із округленими вершинами і западинами (ГОСТ 6367-81)</p>	<p><i>кругла</i> (ГОСТ 9484-81)</p>
		

До ходових різьб належать:

<p><i>трапецеїдальна</i> <i>симетрична</i> (ГОСТ 9484-81)</p>	<p><i>упорна</i> (ГОСТ 10177-82)</p>	<p><i>прямокутна</i></p>
		

Метричну різь, що забезпечує найбільше тертя, доцільніше використовувати як кріпильну, а трапецеїдальну та упорну різі – для ходових гвинтів, причому першу – при реверсивних руках під навантаженням, а другу – у разі дії одностороннього навантаження, наприклад, у домкратах. Оскільки

метрична різь може бути нарізана з дрібнішим кроком, ніж інші, її використовують для того, щоб забезпечити точні переміщення, наприклад, у мікрометрі.

Прямокутна різь забезпечує найменший опір руху, і отже, найбільший ККД.

Кругла різь доцільна при динамічних навантаженнях (відбійні молотки), для часто загвинчуваних та відгвинчуваних у забруднених середовищах деталей (пожежна арматура), на тонкостінних деталях (цоколі лампочок).

Трубна різь – це дюймова різь з малим кроком, використовується для з'єднань труб і арматури трубопроводів.

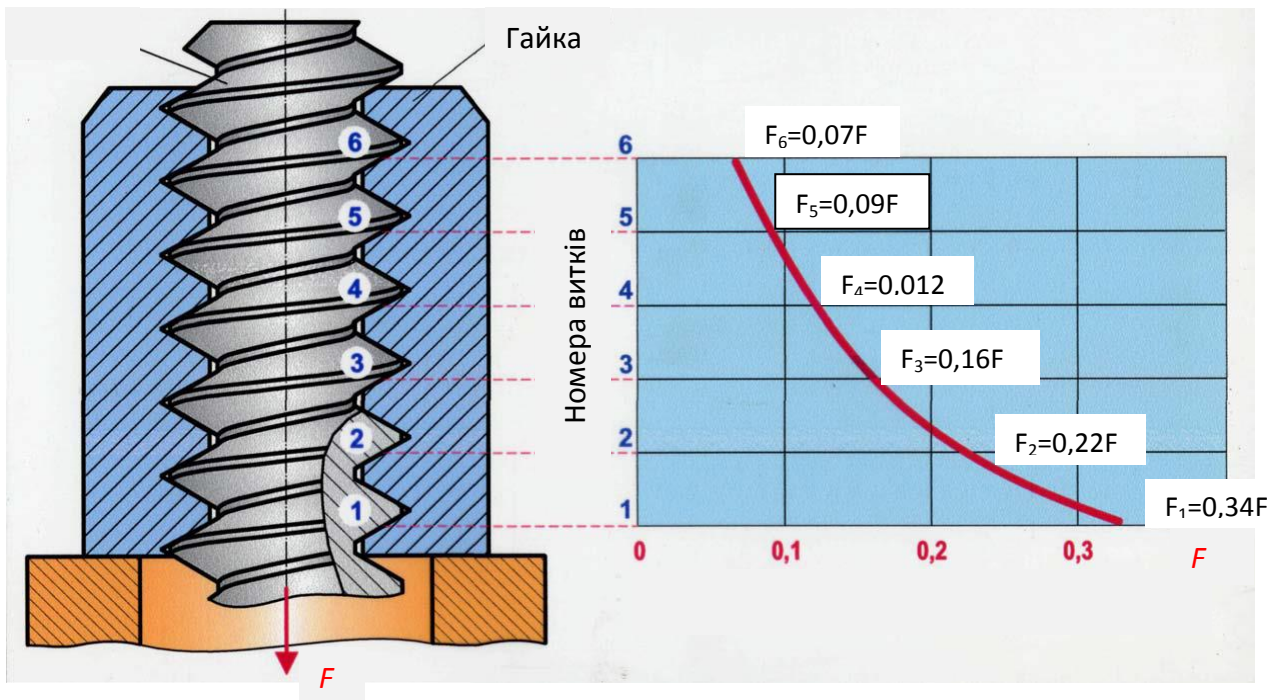
Численними стандартами передбачені різні геометричні форми і розміри болтів, гвинтів, шпильок, гайок і шайб.

### 3.1.2 Розподіл осьового навантаження між витками різі

Осьове навантаження  $F$  гвинта в гвинтовій парі передається через різьбу на гайку. У 1902 р Н.Є. Жуковський дав теоретичне рішення задачі про розподіл осьового навантаження серед витків різьбового з'єднання (рис.2.10, а). Графік розподілу навантаження по виткам для стандартної шестивиткової гайки (стандартна гайка має шість витків) свідчить про значне перевантаження нижніх витків і недоцільності збільшення числа витків гайки, так як останні витки мало навантажені. Найбільше навантаження припадає на виток у опорної поверхні гайки, найменша - на останній виток, розташований вгорі гайки. Перший (нижній) виток гайки сприймає 34% від всього навантаження з'єднання, другий виток навантажений приблизно на 22%, третій - на 16%. Шостий (верхній) виток навантажений тільки на 0,9%. Такий розподіл навантаження пізніше було підтверджено експериментально. Це говорить про те, що немає необхідності приймати надмірну висоту гайки. При розрахунках нерівномірність розвантаження враховують емпіричним (дослідним) коефіцієнтом  $K_m$ , що дорівнює 0,87 для трикутної, 0,5 – для прямокутної і 0,65 для трапецеїдального різьблення.

У кріпильних різьбах, зазвичай, використовують 6 витків. У ходових різьбах найбільш навантажені витки швидко зношуються. Тому в ходових різьбах використовують до 12 витків.

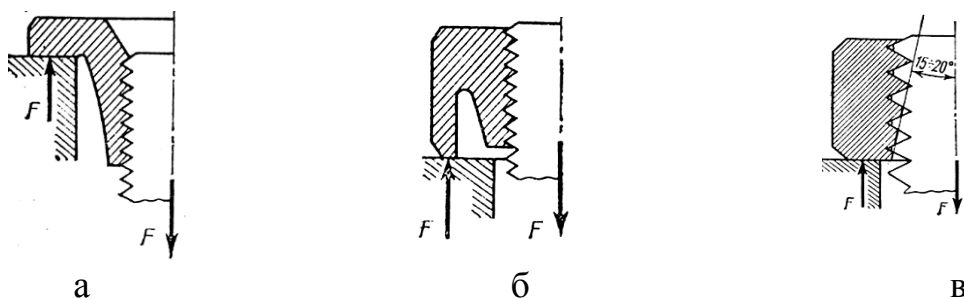
Нерівномірність розподілу сил по виткам гайки пояснюється напружено-деформованим станом з'єднання: гвинт розтягується, а гайка стискається, тобто витки розтягнутої частини гвинта спряжені з найбільш стислими витками.



а б  
Рисунок 2.10 - Схема і графік розподілу осьової сили по виткам різі

Теоретичні та експериментальні дослідження дозволили розробити конструкції спеціальних гайок, які підвищують рівномірність розподілу осьової сили  $F$  по виткам різьби (рис.2.11). У висячої гайки (рис.2.11,а) вирівнювання навантаження в різьбі можливою завдяки тому, що гвинт і гайка одночасно розтягуються. Різновид висячої гайки - гайка з кільцевою виточкою (рис.2.11,б). У гайки (рис.2.11,в) зрізані вершини нижніх витків різьби під кутом  $15^{\circ} \dots 20^{\circ}$ , що збільшує піддатливість нижніх витків гвинта. Збільшення податливості витків знижує навантаження цих витків.

Досвідом встановлено, що застосування спеціальних гайок дозволяє підвищити динамічну міцність різьбових з'єднань на 20...30%.



а б в  
Рисунок 2.11 – Конструкція гайок, які вирівнюють розподіл навантаження в різьбі: а - висяча, б – з кільцевою виточкою, в – зі зрізаними вершинами нижніх витків



### 3.1.3 Розрахунок різьбових з'єднань

В залежності від характеру навантаження і способу збірки різьбові з'єднання поділяють на з'єднання *без попереднього затягування* і *з попереднім затягуванням*.

Практика показує, що основними причинами руйнування різьбових з'єднань є:

- втомне руйнування у вигляді обриву стрижня гвинта (більше 65% випадків).
- зріз різьблення (близько 25% випадків).
- зминання різьблення (близько 10% випадків).

При цьому основною причиною руйнувань є концентрація напружень в витках різьблення.

Основні види руйнування різьби: *зріз витків* і *знос витків*. У відповідності з цим *основними критеріями працездатності* і розрахунку для різей є *міцність*, пов'язана з напруженнями зрізання  $\tau$  і *зносоустійкість*, пов'язана з напруженнями зминання  $\sigma_{зм}$ .

Міцність є основним критерієм працездатності різьбових з'єднань. Під дією осьової сили (сили затягування) в стрижні гвинта виникають напруження розтягу, в тілі гайки – стиснення, в витках різі – зминання, зрізування. Частіше за всього виникає руйнування гвинта по першому або второчу витку, рахуючи від опорного торця гайки; інколи – в області збігу різі в підголовочному перетині; для мілких різьб можливе зрізування витків, рис.2.12.

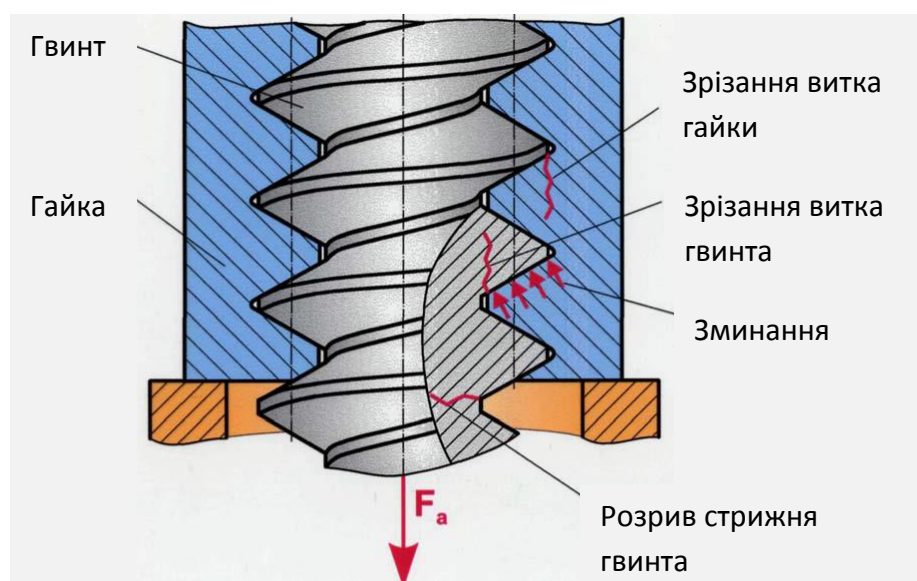


Рисунок 2.12 - Характер напружень, які виникають в різьбовому з'єднанні під час роботи

При розрахунку різьбових з'єднань визначають діаметр стрижня болта або гвинта з умови міцності на розрив, а різь перевіряють на зріз і зминання.

Перевірку міцності різьби виконують за умовними напруженнями, які порівнюють з допустимими, при цьому вважають, що всі витки різьби навантажені рівномірно.

Практично різі на міцність розраховують по напруженням зрізання і перевіряють на зминання.

В загальному випадку умови міцності різі на зрізання і зминання має вигляд:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.1)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{см}} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.2)$$

де  $F$  – осьове навантаження, яке діє на з'єднання;

$A_{зр}, A_{зм}$  – відповідно площа зрізання і зминання.

Усі розміри різі стандартизовані і вибрані такими, щоб забезпечити рівноміцність усіх деталей і елементів нарізних з'єднань. Тому в проектувальному розрахунку достатньо визначити внутрішній діаметр різі  $d_1$  як найменший, а інші розміри кріпильних деталей вибрати за стандартами.

## 3.2 Штифтові з'єднання

### 3.2.1 Загальні відомості

Штифтове з'єднання досить поширене в машинобудуванні, здійснюється за допомогою додаткової деталі - штифта (рис.2.13).

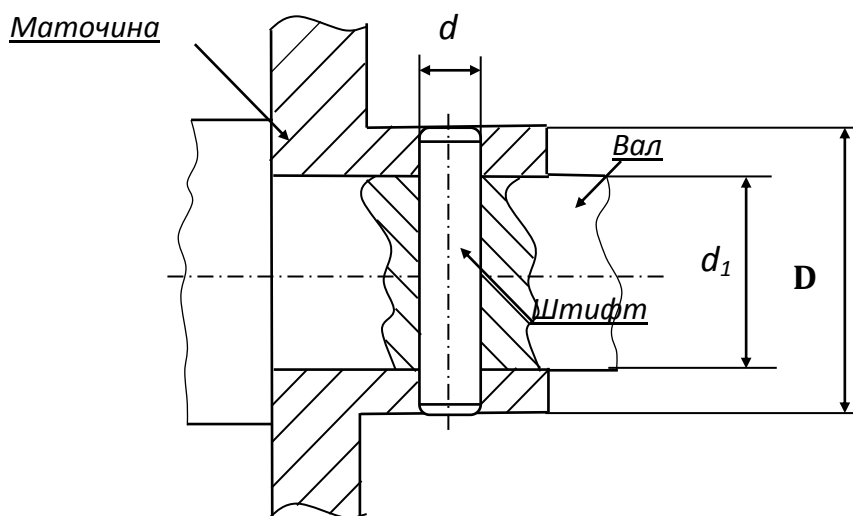


Рисунок 2.13 - Штифтове з'єднання

Штифти представляють собою сталеві стрижні: циліндричні, конічні або фасонні круглого перетину, які забивають в наскрізний отвір двох деталей, що з'єднуються.

Штифтові з'єднання використовуються в конструкціях:

- для передачі крутного моменту з одночасною фіксацією положення деталей по відношенню один до одного (кріплення зубчастого колеса на валу);
- для передачі сил, що зсувають і фіксації взаємного положення деталей при повторній збірці (кришки відносно корпусу редуктора).

У першому варіанті зазвичай рекомендуються конічні штифти (рис.2.14,б), у другому варіанті – циліндричні (рис.2.14,а).

Штифти бувають двох типів: кріпильні і установчі.

За формою штифти поділяють на: циліндричні, ГОСТ 3128-70 (рис.2.14,а); конічні ГОСТ 3129-70 (рис.2.14,б) та іншої форми (фасонні, циліндричні пружинні, просічні, зрізні).

Виходячи з конструкції робочої частини штифти виготовляють гладкі (рис.2.14, а, б) і просічні ГОСТ 10773-64, ГОСТ 12850-67 (рис.2.14, в).

Просічні штифти - це з нанесеними чи видавленими канавками, які не вимагають розгортання отворів (як на гладких штифтах). Канавки на штифтах створюють надійне зачеплення, що запобігає їх випаданню під час роботи.

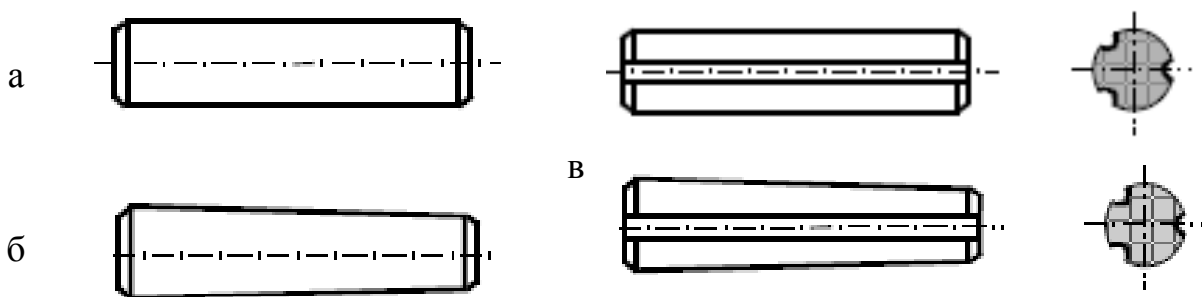


Рисунок 2.14 – Основні типи штифтів

Більшого поширення набули гладкі і конічні штифти (ГОСТ 3129-70), які виконують з конусністю 1:50. У порівнянні з циліндричними вони мають перевагу, що можуть бути поставлені в один і той же отвір неодноразово. Конічні штифти забезпечують самогальмування.

*Циліндричні гладкі штифти* ставляться в отвір із натягом і утримуються від випадання тертям або за допомогою спеціальних пристроїв. Недолік циліндричних штифтів – ослаблення посадки при повторних розбираннях і зборках.

*Конічні штифти* виконуються з конусністю 1:50, що забезпечує надійність самогальмування і центрування деталей. Конічні штифти можуть бути поставлені в той саме отвір кілька разів.

*Просічні штифти* застосовуються тільки для скріплення деталей машин. У порівнянні з гладкими вони не вимагають розгортки отворів і більш надійні від випадання. Ці штифти допускають багатократну зборку і розбирання з'єднань.

Перевагами штифтових з'єднань є простота конструкції, зручність монтажу. До недоліків слід віднести послаблення основних деталей отворами під штифти, нетехнологічність конструкції та обмеження навантажень, що передаються.

Штифти виготовляють із сталі Ст 4, Ст 5, Сталь 35, Сталь 40, Сталь 45. Просічні штифти рекомендується виготовляти із пружинної сталі (Сталь 65Г). При особливих умовах роботи з'єднання штифти можуть виготовлятися з інших матеріалів.

### 3.2.2 Розрахунок штифтових з'єднань

Штифти працюють на зріз і зминання. При навантаженні з'єднання в перерізі штифта, що збігається з поверхнею вала, виникають напруження зрізу, а на бічних поверхнях штифта, що контактують з отвором у втулці і в валу - напруження зминання.

Штифтові з'єднання розраховують на міцність за напруженнями зминання  $\sigma_{зм}$  та зрізу  $\tau_{зр}$ . Відповідні розрахунки виконують зазвичай як перевіральні.

При передачі крутного моменту  $M$ :

$$\tau_{зр} = \frac{4M}{\pi d_1 d^2} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.3)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2M}{d_1 d (D - d_1)} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.4)$$

де  $d_1$  – діаметр валу;

$d$  – діаметр штифта (для конічних штифтів  $d$  – середній діаметр);

$D$  – діаметр маточини.

$[\sigma_{зм}]$ ,  $[\tau_{зр}]$  - допустимі напруження зминання і зрізу відповідно:

$$[\sigma_{зм}] = 140 \text{ МПа і } [\tau_{зр}] = 80 \text{ МПа.}$$

Для штифтів, що передають крутний момент, в разі перевантаження необхідно відмовитися від такого способу з'єднання і перейти на шпонкові з'єднання. При невиконанні умов міцності доцільніше не збільшувати діаметр штифта, а застосовувати штифти з міцнішого матеріалу.

Отвори в валах під штифти необхідно враховувати, як концентратори напружень при перевірочному розрахунку валів.

Конічні штифти застосовуються для центрування деталей, що з'єднуються по площинах (як кришка і картер корпусу редуктора), де все навантаження сприймають стяжні болти. Тут штифти практично не навантажені, служать тільки для центрування корпусних деталей і встановлюються попарно на діаметрально протилежних сторонах фланця корпусу. Такі штифти вибираються за таблицею з конструктивних міркувань так, щоб вони були сумірні з довжиною і шириною з'єднуюємих фланців.

Штифти з канавками і пружні виконують з пружної сталі і розраховують так само, як гладкі, але допустиме напруження матеріалів знижують на 50%.

### 3.3 Шпонкові з'єднання

#### 3.3.1 Загальні відомості

Шпонкове з'єднання (рис.2.15,а) здійснюється за допомогою спеціальної деталі – *шпонки*, яка закладається у відповідні пази, що виконані на сполучених поверхнях деталей, що з'єднуються (валу і маточини зубчастих коліс, шківів тощо). Воно забезпечує нерухоме скріплення деталей для передачі крутного моменту.

Конструкцію з'єднання з призматичною шпонкою зображено на рис.3.15.б, де позначено:

$b, h$  – ширина і висота поперечного перерізу шпонки, які беруть за стандартом залежно від діаметра вала  $d$ ;

$l$  – довжина шпонки, що вибирається за стандартом.

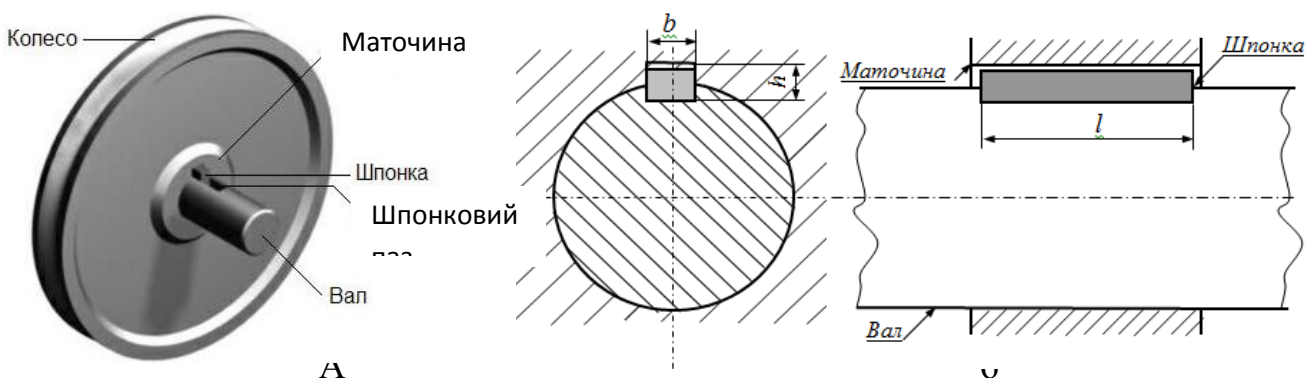


Рисунок 2.15 – Шпонкове з'єднання: а - деталі; б - зображення

Шпонкові з'єднання поділяють на дві групи:

1) ненапружені, в яких використовують призматичні або сегментні шпонки;

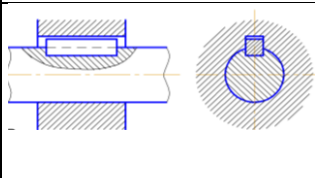
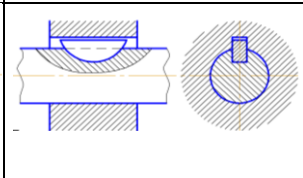
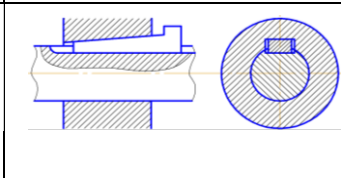
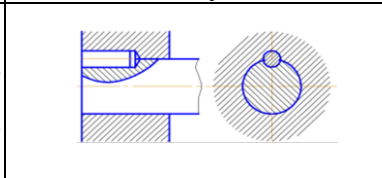
2) напружені, які виконують клиновими, тангенціальними та круглими шпонками.

У машинобудуванні найбільш поширені напружені з'єднання.

Переваги шпонкових з'єднань: простота і надійність конструкції, зручність складання, низька вартість.

Недоліки шпонкових з'єднань: послаблення вала і маточини шпонковими пазами, які зменшують поперечний переріз і спричиняють значну концентрацію напружень, що сприяє втомному руйнуванню деталей.

Найбільш поширені в машинобудівних конструкціях такі *типи шпонок*:

<p><i>призматична звичайна</i> (ГОСТ 8789-68)</p>	<p><i>сегментна</i> (ГОСТ 8794-68)</p>	<p><i>клинова врізна</i> (ГОСТ 8791-68), створює напружений стан за верхньою та нижньою гранями шпонки</p>	<p><i>призматична напрямна</i> врізна із закріпленням на валу (ГОСТ 8790-68), допускає переміщення маточини вздовж осі валу</p>
			

Шпонки всіх основних типів стандартизовані.

Для призматичних шпонок стандарт указує ширину й висоту перетину. Глибина шпонкового паза у валу приймається як 0,6 від висоти шпонки.

Розміри шпонок всіх основних типів вибирають за стандартом, залежно від величини діаметра вала у перетині під шпонку. Матеріал для виготовлення шпонок – конструкційні вуглецеві сталі 45, 50, Ст.5, Ст.6 тощо.

Перевага з'єднань клиновими шпонками – відсутність зазорів, тому добре сприймають ударні навантаження.

### 3.3.2 Підбір шпонок і розрахунок шпонкових з'єднань на міцність

Для виготовлення шпонок всіх видів використовують спеціальний точний прокат із сталей за ГОСТ 380-71 та ГОСТ 1050-74 з границею міцності не нижче 500 МПа.

Оскільки шпонкові з'єднання стандартизовані, поперечні перерізи шпонок вибирають залежно від діаметра вала за таблицями. Довжину шпонок встановлюють із конструктивних міркувань, а потім перевіряють з'єднання на міцність, або безпосередньо визначають з умови міцності. Повну довжину шпонки  $l$  узгоджують із стандартним рядом довжин.

Більшість типів шпонок стандартизовано, їх розміри призначають по відповідним стандартам в залежності від діаметру валу.

Матеріал шпонки працює на зріз і зминання. Основними критеріями роботоздатності призматичних ненапружених шпонкових з'єднань є міцність шпонки на зріз і міцність з'єднання на зминання.

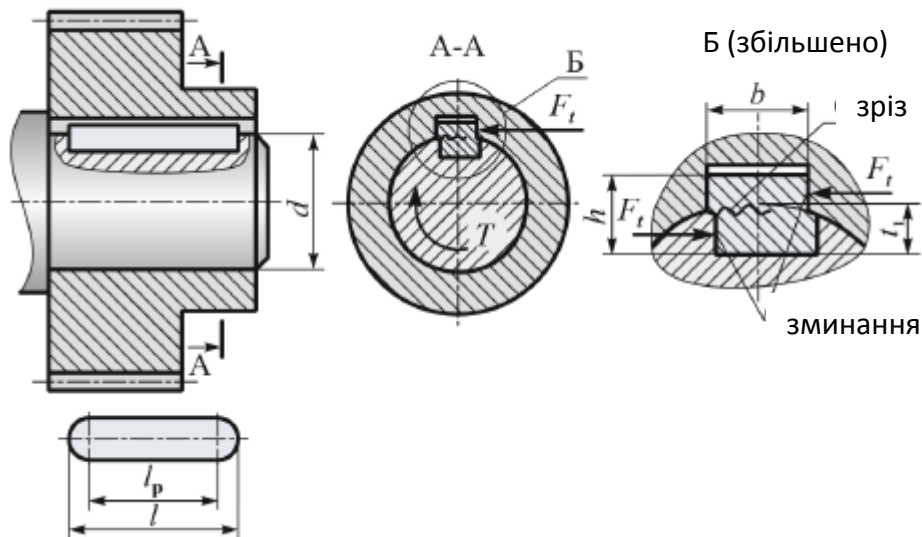


Рис.2.16 - Характер напружень, які виникають в шпонковому з'єднанні під час роботи

Умови міцності на зминання та зріз мають вигляд:

$$\sigma_{зм} = \frac{4M}{h \cdot d \cdot l} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.5)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2M}{b \cdot d \cdot l} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.6)$$

де  $h$  - висота перетину шпонки,

$d$  - діаметр валу,

$b$  - ширина перетину шпонки,

$l$  - робоча довжина шпонки (ділянка, що передає момент).

$[\sigma_{зм}]$ ,  $[\tau_{зр}]$  - допустимі напруження зминання і зрізу, які визначаються за рекомендаціями.

Призматичні звичайні шпонки працюють на зминання бокових граней та зрізання. При заданому крутному моменті  $M$ , що передається з'єднанням, потрібна довжина шпонки  $l$  визначається за формулами:

$$l = \frac{4M}{h \cdot d \cdot [\sigma_{зм}]} - \text{за умови попередження зминання,} \quad (2.7)$$

$$l = \frac{2M}{b \cdot d \cdot [\tau_{зр}]} - \text{за умови попередження зрізання,} \quad (2.8)$$

З двох значень довжини шпонки потрібно задати більше. Якщо розміри поперечного перерізу шпонки ( $b \times h$ ) вибираються з таблиць стандарту залежно від діаметра вала  $d$ , то довжина шпонки визначаються з умов попередження тільки зминання.

Виходячи зі статистики поломок, розрахунок на зминання проводиться як проектний. По відомому діаметрі вала задаються стандартним перетином призматичної шпонки й розраховують її робочу довжину.

Розрахунок на зріз - перевіряльний. При невиконанні умов міцності збільшують робочу довжину шпонки.

У випадках, коли одна шпонка не може передати заданого моменту, встановлюють дві або три шпонки. При цьому слід враховувати, що постановка кількох шпонок пов'язана з технологічними труднощами, а також послаблює вал і маточину. Тому багато шпонкове з'єднання практично не застосовуються. Їх замінюють зубчастими з'єднаннями (шліцьовими).

### 3.4 Шліцьові з'єднання

#### 3.4.1 Загальні відомості

Шліцьові з'єднання – утворюються виступами на валу, що входять в зв'язані пази маточини колеса, рис.2.17. Як на вигляд, так і за динамічними умовами роботи шліці можна вважати багатошпонковим з'єднанням.

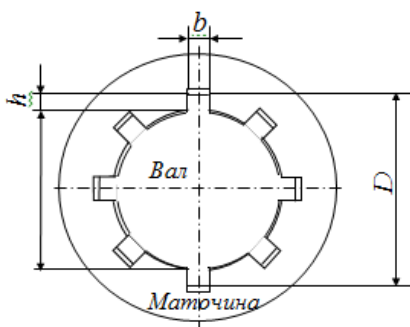


Рисунок 2.17 – Шліцьове з'єднання

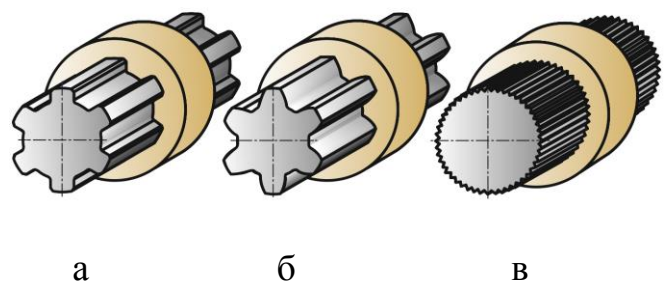


Рисунок 2.18– Форми шліців

Деякі автори називають їх зубчастими з'єднаннями.



Основними типами шліцьових з'єднань (рис.) є: а) *прямобічні*, рис.2.18,а (ГОСТ 1139-80), б) *евольвентні*, рис.2.18,б (ГОСТ 6033-80) і в) *трикутні*, рис.2.18,в (регламентовані відповідними нормаллями) з'єднання.

У машинобудуванні найширше використовують прямобічні шліцьові з'єднання, розміри яких стандартизовано. Евольвентне шліцьове з'єднання відрізняється від прямобічного досконалішою технологією виготовлення, підвищеною міцністю самих шліців і валів та точністю центрування. Трикутне шліцьове з'єднання використовується для нерухомих з'єднань у разі невеликих навантажень і на тонкостінних деталях.

Порівняно зі шпонковими шліцьові з'єднання:

- 1) мають підвищену навантажувальну здатність завдяки значно більшій площі поверхні контакту, рівномірному розподілу тиску по висоті зубців і меншій концентрації напружень у валів;
- 2) високу точність центрування маточини на валу.

Ці переваги визначають використання шліцьових з'єднань у разі великих навантажень і частоти обертання в умовах масового виробництва.

### 3.4.2 Розрахунок шліцьових з'єднань

Експерименти підказують, що при роботі шліцьових 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.

Розрахунок шліцьових з'єднань роблять за ГОСТ 21425-75 «Соединения зубчатые (шлицевые) прямобічні. Методы расчета нагрузочной способности».

Головні критерії працездатності шліцьових з'єднань - зносостійкість; стійкість до заїдання; міцність.

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

Шліці перевіряють на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2M}{r_{cp} \cdot l \cdot z \cdot A_{зм} \cdot k} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.9)$$

де  $r_{cp}$  - середній радіус шліцьового з'єднання;

$z$  - кількість шліців;

$l$  - робоча довжина шліців;

$A_{зм}$  - проекція бокової опорної поверхні шліців на вісь симетрії;

$k$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення колової сили між шліцями,  $k=0,7 \dots 0,8$ .

Допустиме напруження на зминання  $[\sigma_{зм}]$  призначають за рекомендаціями з врахуванням рухомості (або нерухомості) з'єднання, термообробки шліців і втулок, і приймають у межах від 5 до 200МПа.