

## 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 ( $l_m = l + 5 \dots 10 \text{ мм}$ );  
 $\Delta$  – 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.

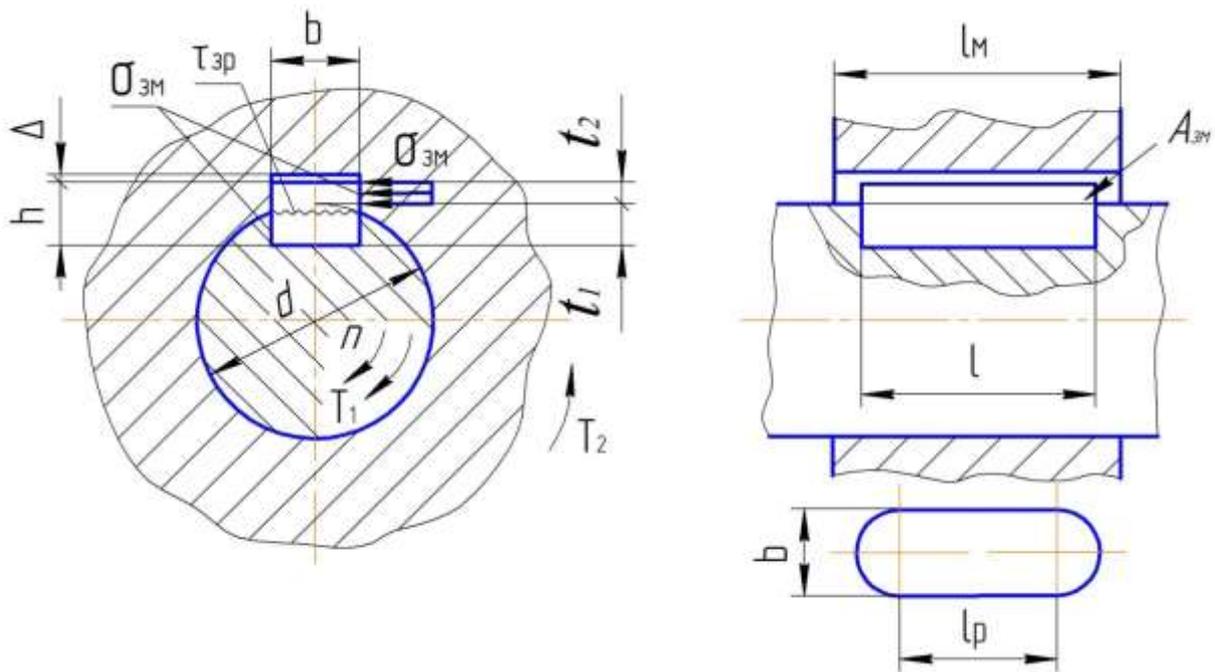


Рисунок 19.1 – Конструкція шпонкового з'єднання з призматичною шпонкою

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

Умови міцності на змінання:

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

де  $A_{зм}$  – площа змінання;

$K_{неп}$  – 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:

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

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  $500\text{МПа}$ .

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 змінання  $80\dots150\text{МПа}$ ;
- при посадках з натягом допустимі напруження змінання  $110\dots200\text{МПа}$ .

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 змінання  $20\dots30\text{МПа}$ .

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

### ***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).

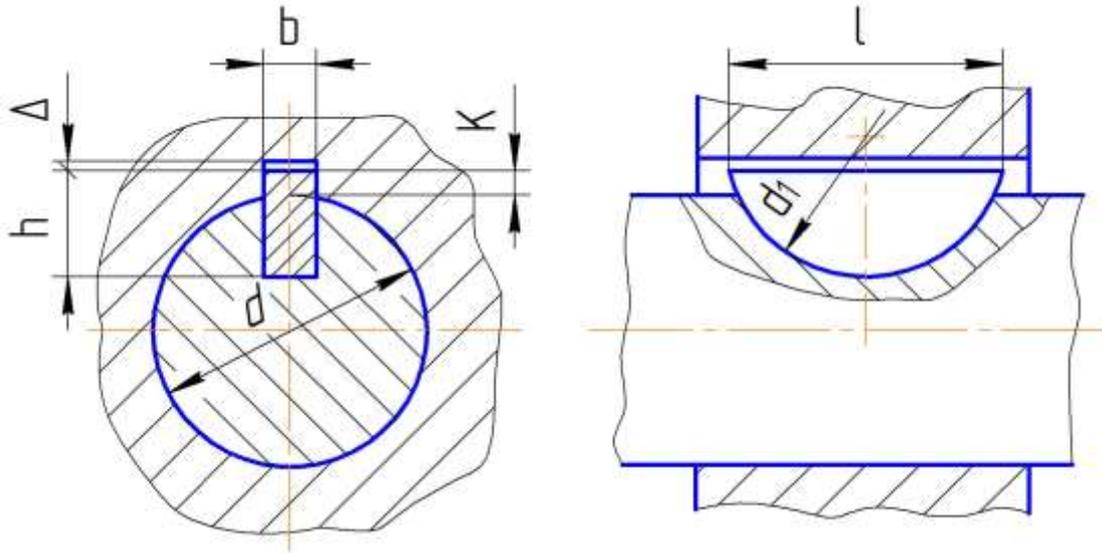


Рисунок 19.3 – Конструкція шпонкового з'єднання з сегментною шпонкою

### 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:

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

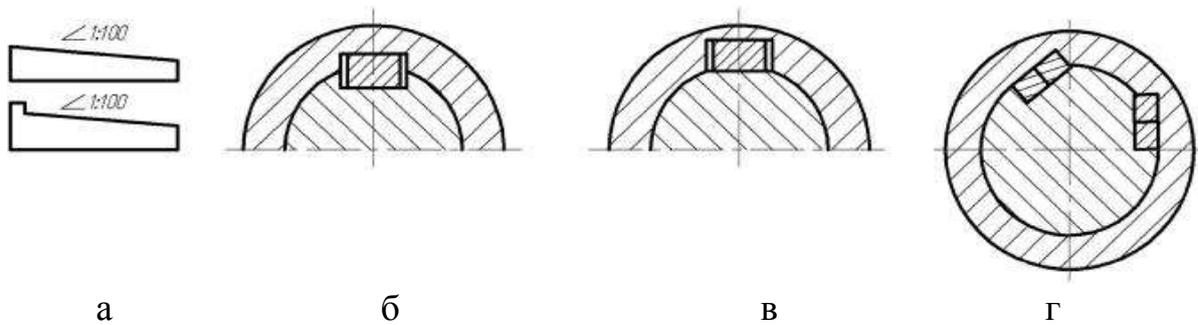
де  $k$  – висота ділянки, що працює на зминання.

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.

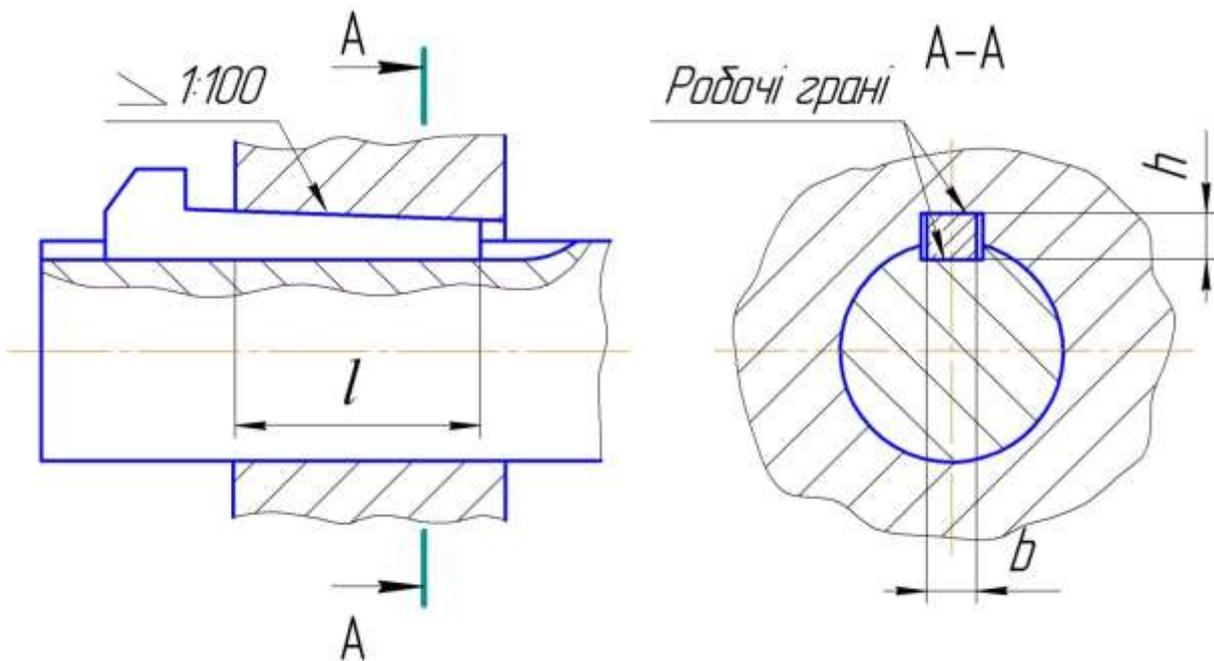


Рисунок 19.5 – Конструкція шпонкового з'єднання з сегментною шпонкою

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'єднаних деталей.

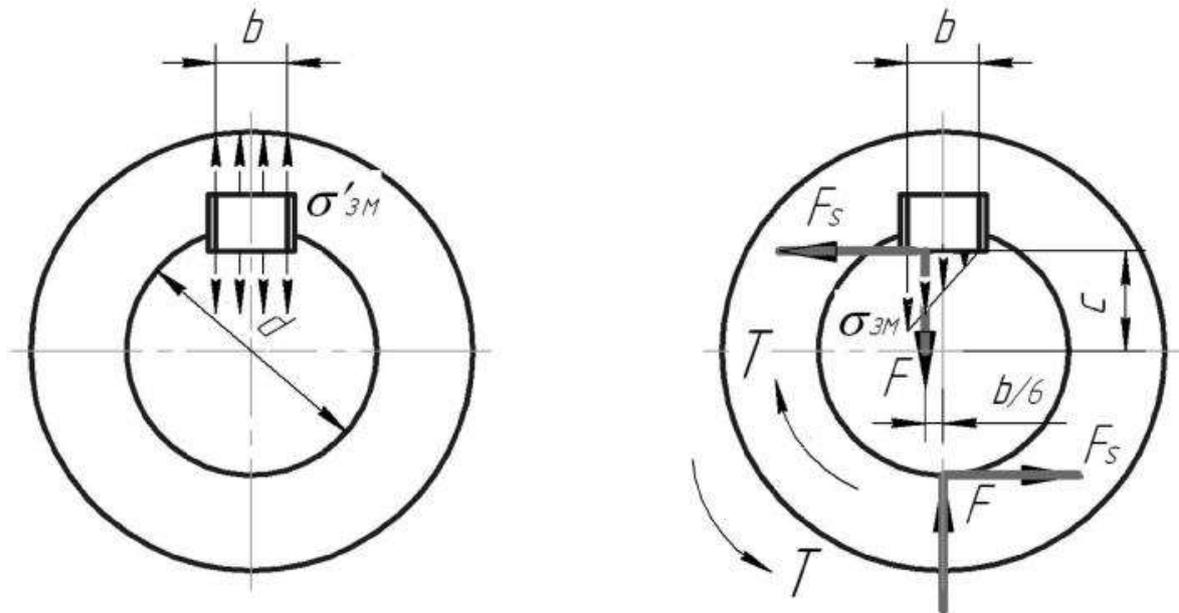
#### 19.4.1 Розрахунок клинових шпонок

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  $\sigma_{3M}$ , 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 змінання.  $[\sigma]_{3M}$  Па.

### 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 деталей на кінці вала.

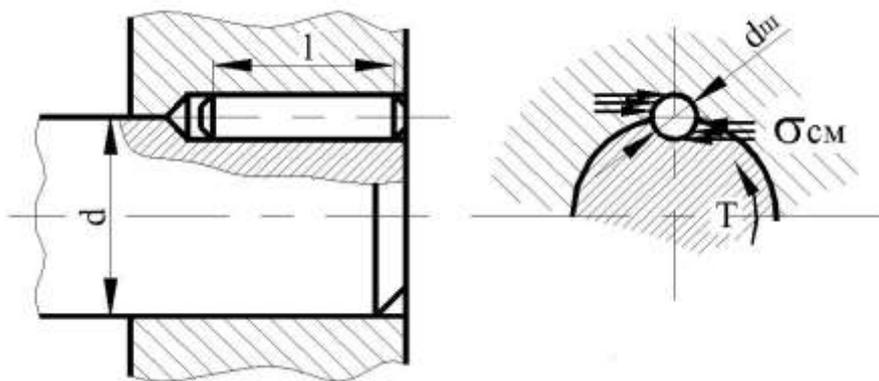


Рисунок 19.7 – Розрахункова схема шпонкового з'єднання циліндричною шпонкою

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, встановлюють 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.

## 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

а навантажувальною здатністю шліці розділяють на серії за стандарт (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).

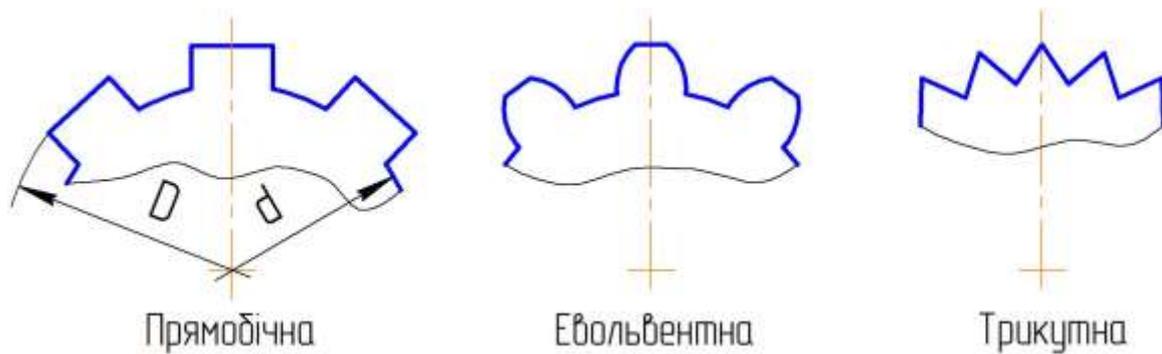
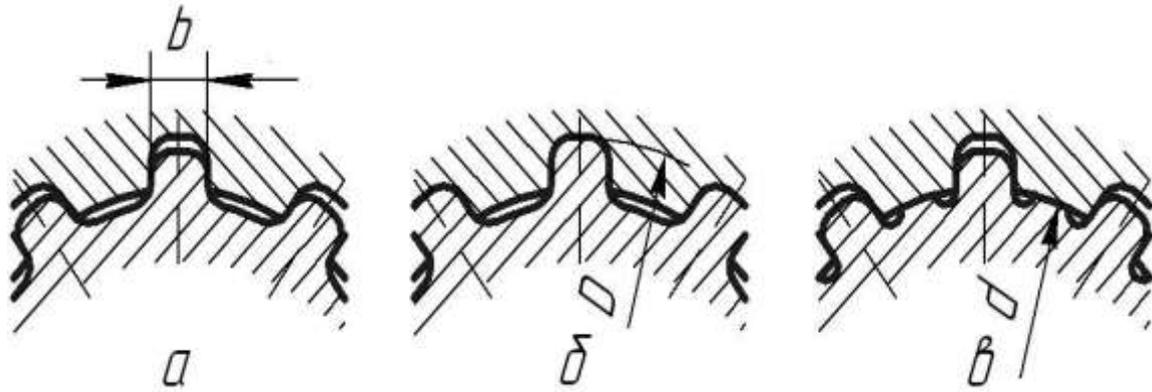


Рисунок 20.1 – Форми шліців

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; *b* – за зовнішнім діаметром;  
*v* – 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  $z$  найчастіше використовують  $z = 4$ .

з евольвентними зубцями порів 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 ( $\alpha = 30^0$ ) і меншою висотою зубців, що пов'язано з відсутністю перекошування. Аналогічна і технологія виготовлення.

Центрування евольвентних шліцьових 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 шліцьових з'єднань прямобічними шліцями**

Експерименти встановлено, 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.

Основні види відмов шліцьових з'єднань:

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

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.

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

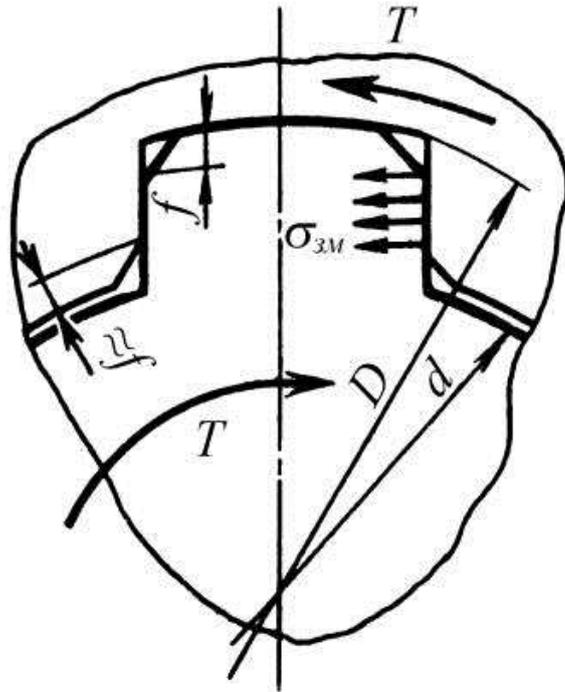


Рисунок 20.3 – Розрахункова схема прямобічного шліцьового з'єднання

Умова міцності на зминання

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

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);

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

$[\sigma]_{zm}$  – 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  $[\sigma]_{zm} = 0,5 \dots 0,6 \cdot \sigma_{\text{ст}}$  Па, а загартованих  $[\sigma]_{zm} = 0,6 \dots 0,7 \cdot \sigma_{\text{ст}}$  Па. 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 поверхневе загартування, цементация або азотування.