

## Лекція № 34

### Тема 13. Зубчасті (шліцьові) з'єднання

#### 13.1. Загальна характеристика.. Класифікація

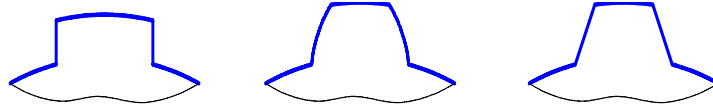
Зубчасті з'єднання утворюються за допомогою зубців (шліців), що нарізаються на поверхнях валу та отвору маточини деталі, яка з'єднується з валом.

За формою профілю зубців розрізняють три типи з'єднань:

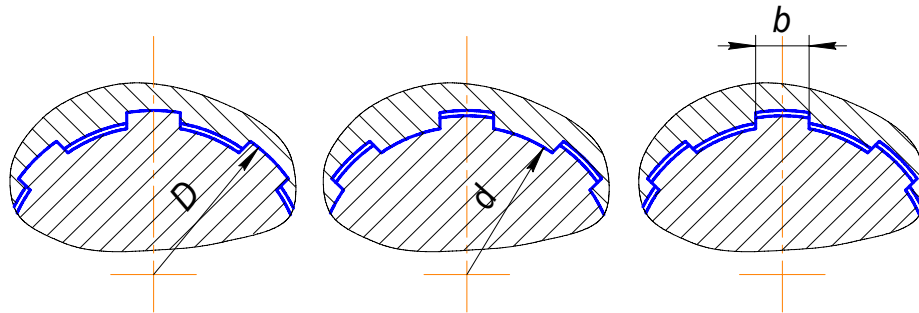
1) Прямокутні

2) Евольвентні

3) Трикутні



З'єднання з прямокутним профілем виготовляються із центруванням за зовнішнім діаметром  $D$ , за внутрішнім діаметром  $d$  і за бічними гранями зубців  $b$ .



Центрування за діаметром забезпечує більш високу точність з'єднання. Центрування за бічними гранями зубців – більш рівномірний розподіл навантаження на зубці.

За стандартом передбачається з'єднання трьох серій: легкої, середньої, важкої. З переходом від легкої до важкої серії при тому ж діаметрі  $d$  зростає діаметр  $D$ , кількість зубців  $z$ , а значить і обертальний момент, який може передавати з'єднання.

Умовне позначення з'єднання:  $D(d) - z \times d \times D \times b$ . Наприклад:  $z = 8$ ,  $d = 56 \text{ мм}$ ,

$D = 62 \text{ мм}$ ,  $b = 10 \text{ мм}$ , центрування за зовнішнім діаметром, посадки  $D \frac{H8}{h7}$ ,  $b \frac{F10}{h9}$ :

$$D - 8 \times 56 \times 62 \frac{H8}{h7} \times 10 \frac{F10}{h9}$$

З'єднання з евольвентним профілем виготовляються із центруванням по бічних сторонах зубців, внутрішньому або зовнішньому діаметрах. За стандартом кут профілю початкового контуру зубців  $\alpha = 30^\circ$ . За номінальний діаметр з'єднання беруть його зовнішній діаметр  $D = m(z + 1,0 + 2x)$ , де  $m$  – модуль з'єднання,  $x$  – коефіцієнт зміщення початкового контуру.

Позначення з'єднання з  $D = 50 \text{ мм}$ ,  $m = 2 \text{ мм}$ , центруванням по бічних сторонах зубців із посадкою  $\frac{H9}{g9}$ :  $50 \times 2 \times \frac{H9}{g9}$ .

З'єднання з трикутним профілем виготовляються із центруванням тільки по бічних сторонах зубців. З'єднання не стандартизовані. Кут профілю зубців становить 60, 70 або  $90^\circ$ . Використовується як не рухомі з'єднання, при обмежених габаритних розмірах за діаметрами.

Найбільш розповсюджені з'єднання з прямокутним профілем зубців.

З'єднання з евольвентним профілем зубців більш технологічні і здатні передавати більш навантаження.

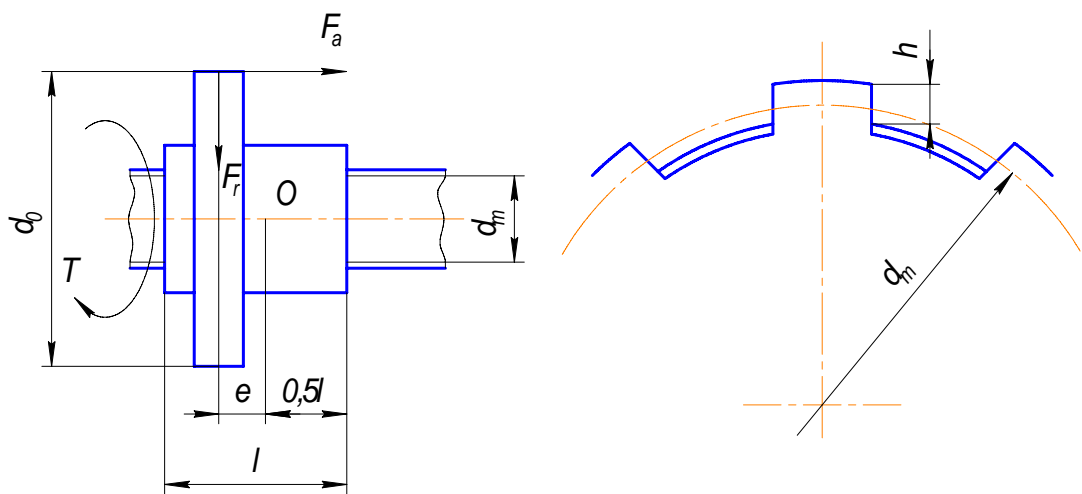
Прямокутні і евольвентні з'єднання можуть бути рухомими і не рухомими.

Переваги зубчастих з'єднань порівняно з шпонковими:

- можливість передачі більших обертальних моментів завдяки значно більшій поверхні контакту зубців і більш рівномірному розподіленню навантаження;
- більш точне центрування деталі на валу;
- краще напрямлення деталей при їх переміщенні уздовж вала.

У більшості випадків зовнішній діаметр  $D$  з'єднання визначається з розрахунку вала на міцність та жорсткість. При визначенні довжини  $l$  з'єднання керуються співвідношенням  $\frac{l}{D} \leq 1,5$ .

### 13.2. Розрахунок зубчастих з'єднань



$d_m$  – середній діаметр з'єднання;

$h$  – висота робочої поверхні контакту зубців.

Основний розрахунок – на зминання та спрацювання робочих поверхонь зубців. Корозійно-механічне спрацювання виникає через мікропереміщення навантажених поверхонь внаслідок деформацій вала і зазорів.

#### 13.2.1. З'єднання, навантажене обертальним моментом $T$

Умовне напруження зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F_t}{A_{зм}} \leq [\sigma]_{зм}$$

$$\text{Колова сила } F_t = \frac{2T}{d_m}$$

$$\text{Розрахункова площа } A_{зм} = h l z \xi$$

де  $l$  – довжина з'єднання,  $z$  – число зубців,  $\xi = 0,75 - 0,8$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на зубці.

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d_m h l z \xi} \leq [\sigma]_{зм}$$

$h \frac{d_m}{2} z = S_F$  – питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь щодо осі вала (задається в табл.). Остаточно отримаємо:

$$\sigma_{зм} = \frac{T}{S_F l \xi} \leq [\sigma]_{зм} \quad (1)$$

Допустиме напруження, що запобігає зминанню і спрацюванню зубців:

$[\sigma]_{зм} = (10 \dots 20) \text{ МПа}$  – рухомі з'єднання з загартованими поверхнями;

$[\sigma]_{зм} = (80 \dots 100) \text{ МПа}$  – нерухомі з'єднання з незагартованими поверхнями;

$[\sigma]_{зм} = (110 \dots 130) \text{ МПа}$  – нерухомі з'єднання з загартованими поверхнями.

### 13.2.2. З'єднання, навантажене обертальним моментом $T$ , радіальною $F_r$ і осьювою $F_a$ силами

Розрахунок згідно з ГОСТ 21425-75.

Умовні напруження за формулою (1) при  $\xi = 1$

$$\sigma_{зм} = \frac{T}{S_F l} \leq [\sigma]_{зм} \quad (2)$$

Умова міцності  $\begin{cases} \sigma \leq [\sigma]_{зм} & \text{– умовне доп. на зминання} \\ \sigma \leq [\sigma]_{сн} & \text{– умовне доп. на спрацювання} \end{cases}$

#### Розрахунок допустимих напружень на спрацювання

Обчислюємо параметри

$$\psi = \frac{F_r \cdot d_m}{2T}, \quad \varepsilon = \frac{M_{II}}{F_r l}$$

Перекидний момент відносно т. О:

$$M_{II} = F_r l \pm F_a \frac{d_0}{2},$$

знак  $\pm$  залежить від напрямку сили  $F_a$

За таблицями в залежності від  $\psi$  і  $\varepsilon$ , а також твердості поверхонь знаходимо середні допустимі напруження  $[\sigma]_{сн}'$  для нерухомих з'єднань.

Умовне допустиме напруження для обмеження спрацювання

$$[\sigma]_{сн} = \frac{[\sigma]_{сн}' \cdot K_N}{K_E \cdot K_{OC} \cdot K_M}, \quad (3)$$

$K_N$  – коефіцієнт числа циклів навантаження;  $K_N = \sqrt{\frac{10^6}{N}}$ ,  $N = 60nh$ , де  $n$  – частота обертання,  $\text{хв}^{-1}$ ,  $h$  – строк служби, год.

$K_E$  – коефіцієнт режиму навантаження:

	П	В	СР	СН	Л
$K_E =$	1,0	0,77	0,63	0,57	0,43

$K_{OC}$  – коефіцієнт осьювого переміщення:

$K_{OC} = 1$  – нерухоме з'єднання;

$K_{OC} = 1,25$  – рухоме без навантаження;

$K_{OC} = 3$  – рухоме під навантаженням..

$K_M$  – коефіцієнт, що враховує змащування поверхонь:

$K_M = 0,7$  – мастило без забруднення;

$K_M = 1$  – мастило середньо забруднене;

$K_M = 1,4$  – мастило достатньо забруднене.

Для нерухомих з'єднань  $K_M = 1$ .

### **Розрахунок умовних допустимих напружень на зминання**

Для рухомих з'єднань з загартованими поверхнями:

$[\sigma]_{зм} = (10...20)МПа$  – нормальні умови експлуатації;

$[\sigma]_{зм} = (5...10)МПа$  – важкі умови експлуатації.

Для нерухомих з'єднань

$$[\sigma]_{зм} = \frac{\sigma_T}{SK_D \cdot K_{II} \cdot K_H \cdot K_K} \quad (4)$$

$\sigma_T$  – границя текучості матеріалу деталі меншої твердості;

$S = 1,25...1,4$  – коефіцієнт запасу;

$K_D = \frac{T_{\max}}{T}$  – коефіцієнт динамічності;

$K_{II} = 1,2...1,5$  коефіцієнт, що враховує похибки виготовлення;

$K_H$  – коефіцієнт нерівномірності навантаження між зубцями  
( $\psi = 0,35 - K_H = 1,7$ ;  $\psi = 0,5 - K_H = 2$ );

$K_K$  – коефіцієнт враховує вплив поздовжньої концентрації навантаження

$$K_K = K_{кр} + K_e - 1; \quad (5)$$

$K_{кр}$  – коефіцієнт концентрації навантаження від закручування за табл. в залежності від  $\frac{l}{D}$ ;  $D$  – зовнішній діаметр;

$K_e$  – коефіцієнт концентрації навантаження в зв'язку зі зміщенням радіальної сили  $F_r$  відносно середньої площини (т. О) маточини на величину  $e$  (за графіками в залежності від  $\psi$  і  $\varepsilon$ );

Якщо зміщення  $e$  у бік ділянки вала, де прикладений момент  $T$  (як на рис.), то  $K_K$  визначається за формулою (5). Якщо зміщення  $e$  в протилежну сторону, то

$$K_K = \max\{K_{кр}; K_e\}$$