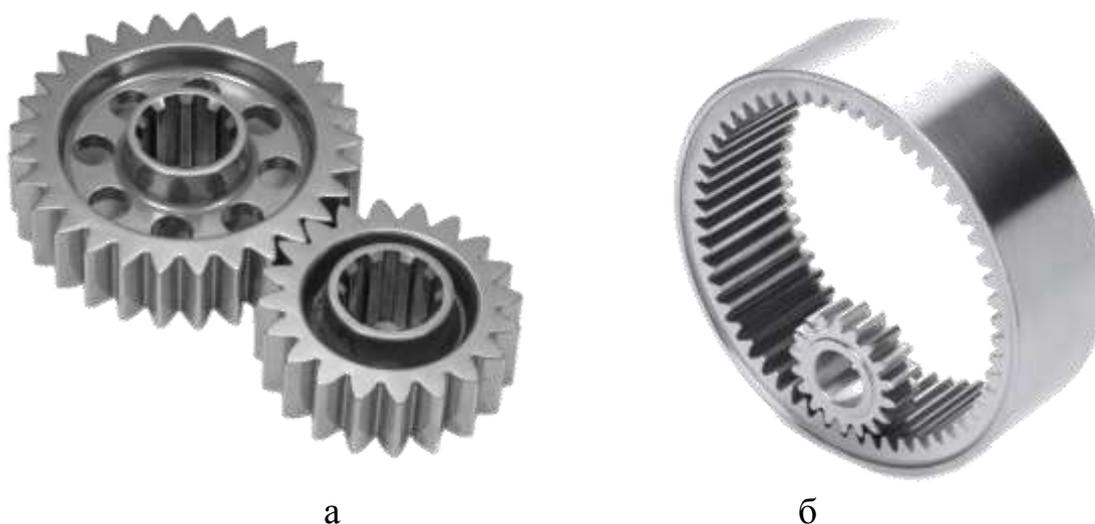


## 4 ПЕРЕДАЧІ ПРЯМОЗУБИМИ ЦИЛІНДРИЧНИМИ КОЛЕСАМИ

### 4.1 Загальні відомості про передачу

Найпростішими та найпоширенішими є зубчасті передачі з прямозубими циліндричними колесами, у яких зубці розміщені паралельно вісі колеса (рис. 4.1).



*а – зовнішнього зачеплення; б – внутрішнього зачеплення*  
*Рисунок 4.1 – Прямозубі циліндричні передачі:*

Прямозубі колеса використовують за низьких колових швидкостей, здебільшого в планетарних редукторах, відкритих передачах, коробках передач, де необхідно передбачити осьове переміщення зубчастих коліс та при не дуже великих навантаженнях.

### 4.2 Геометричні параметри передачі

Загальні позначення елементів і параметрів передачі представлені на рис. 4.1.

Геометричні параметри прямозубої передачі представлені на рис. 4.2, 4.3.

Ведучу деталь у передачі, що редукує, називають «шестерня» і позначають непарним індексом: «1», «3», «5» та інше; ведену – «колесо» і позначають парним індексом: «2», «4», «6» та інше.

Параметри ділільних і початкових кіл збігаються, якщо колеса передачі ориговані, дорівнюють:

$$\begin{aligned} d_1 &= d_{w1} = m \cdot z_1; \\ d_2 &= d_{w2} = m \cdot z_2. \end{aligned} \quad (4.1)$$

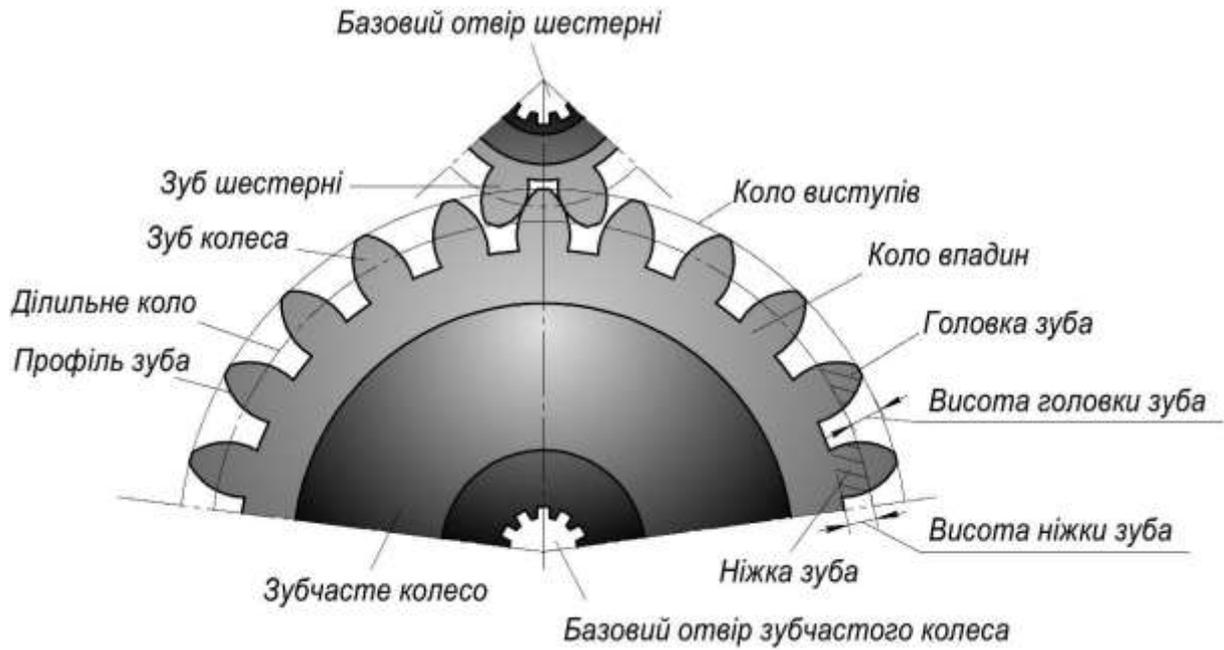


Рисунок 4.2 – Схема прямиозубої передачі

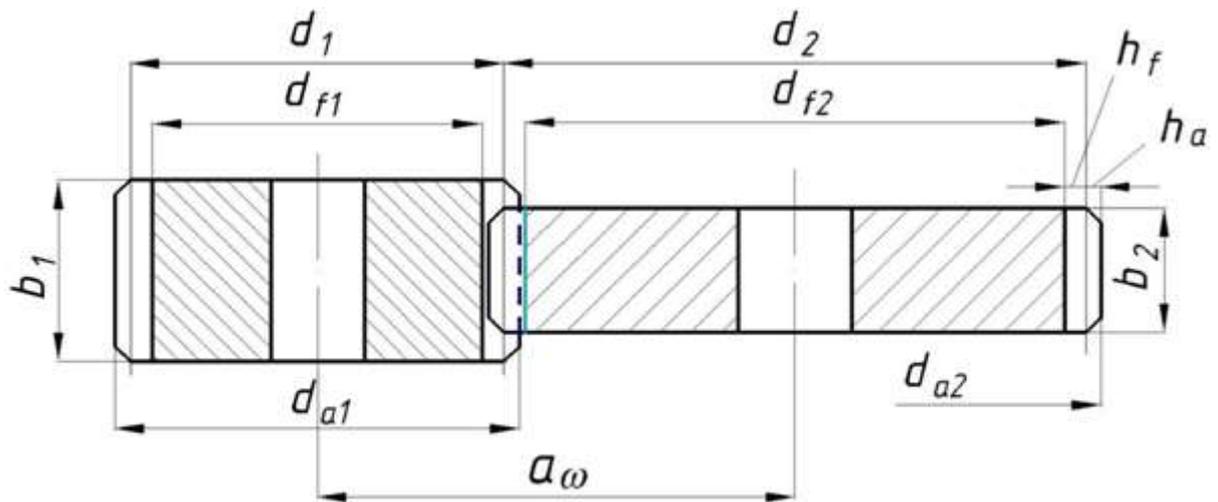


Рисунок 4.3 – Геометричні параметри передачі

исло зубців  $z_1, z_2$  – ціле число.

ісотні параметри зубця:

- висота головки зубця  $h_a = h_a^* \cdot m \quad m = m$ ;
- висота ніжки зубця  $h_f = h_f^* \cdot m = \quad m = \quad$  ;

- висота зубця  $h = h_a + h_f = m + 1,25m = 2,25m$ .

#### 4 Діаметри виступів зубців:

- для зовнішнього зачеплення:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot h_a = d_1 + 2 \cdot m = m(z_1 + 2); \\ d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot h_a = d_2 + 2 \cdot m = m(z_2 + 2). \end{aligned} \quad (4.2)$$

- для внутрішнього зачеплення:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot h_a = d_1 + 2 \cdot m = m(z_1 + 2); \\ d_{a2} &= d_2 - 2 \cdot h_a = d_2 - 2 \cdot m = m(z_2 - 2). \end{aligned} \quad (4.3)$$

#### 5 Діаметри впадин зубців:

- для зовнішнього зачеплення:

$$\begin{aligned} d_{f1} &= d_1 - 2 \cdot h_f = d_1 - 2 \cdot 1,25m = m(z_1 - 2,5); \\ d_{f2} &= d_2 - 2 \cdot h_f = d_2 - 2 \cdot 1,25m = m(z_2 - 2,5). \end{aligned} \quad (4.4)$$

- для внутрішнього зачеплення:

$$\begin{aligned} d_{f1} &= d_1 - 2 \cdot h_f = d_1 - 2 \cdot 1,25m = m(z_1 - 2,5); \\ d_{f2} &= d_2 + 2 \cdot h_f = d_2 + 2 \cdot 1,25m = m(z_2 + 2,5). \end{aligned} \quad (4.5)$$

#### 6 Діаметри основних кіл:

$$\begin{aligned} d_{b1} &= d_1 \cdot \cos \alpha; \\ d_{b2} &= d_2 \cdot \cos \alpha. \end{aligned} \quad (4.6)$$

#### 7 Радіуси кривизни робочих профілів зубців:

$$\begin{aligned} r_1 &= \frac{d_1}{2} \sin \alpha; \\ r_2 &= \frac{d_2}{2} \sin \alpha. \end{aligned} \quad (4.7)$$

#### ередаточне число передачі

$$u = \dots = \dots = \dots = \dots = \dots \quad (4.8)$$

Для передач, що редукують,  $u > 1$ .

9 Міжосьова відстань передачі

$$a = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m}{2} \cdot (z_2 \pm z_1) = \frac{d_1}{2} \cdot (u \pm 1) = \frac{d_2}{2 \cdot u} \cdot (u \pm 1). \quad (4.9)$$

10 Коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно міжосьової відстані  $\psi_{ba}$  залежить від твердості коліс, місця положення колеса відносно опор і точності передачі (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Рекомендації з вибору коефіцієнта ширини зубчастого вінця  $\psi_{ba}$

$\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,16$	Блокові пари
$\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,25$	Коробки швидкостей
$\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,4$	Редуктори

### 4.3 Сили в зачепленні прямозубих коліс

Сили взаємодії між зубцями прийнято визначати в полюсі зачеплення (рис. 4.3). Розподілене по контактних лініях навантаження в зачепленні замінюють рівнодіючою силою  $F_n$ , яка спрямована по лінії тиску (зачеплення). Силами тертя в зачепленні зневажають, тому що вони малі. У циліндричній прямозубій передачі (див. рис. 4.3) силу в зачепленні однієї пари зубців розкладають на дві взаємно перпендикулярні складові:

- колову силу  $F_t$ , визначають за формулою

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = \frac{2000 \cdot T}{d} = \frac{1000 \cdot P}{V} = \frac{6 \cdot 10^7 \cdot P}{\pi \cdot d \cdot n}. \quad (4.10)$$

На веденому колесі напрямок сили  $F_t$  збігається з напрямком обертання, на ведучому — протилежно напрямку обертання;

- радіальну силу, визначають за формулою

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.11)$$

Радіальна сила спрямована з полюса по радіусу до осі обертання. Тоді силу нормального тиску зубця на зубець визначають як:

$$F_{n1} = F_{n2} = F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}. \quad (4.12)$$

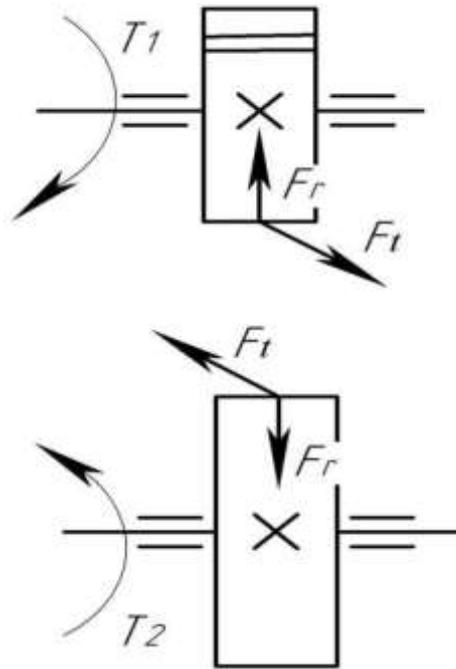


Рисунок 4.3 – Схема сил у прямозубій циліндричній передачі

#### 4.4 Розрахунки циліндричних прямозубих коліс на міцність

##### 4.4.1 Рівняння втомної контактної міцності

На підставі рівняння (3.16):

$$\sigma_H = z_M \cdot z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_n \cdot K_H (r_2 \pm r_1)}{2b \cdot r_1 \cdot r_2}} \leq [\sigma]_H,$$

де  $F_n = F_t / \cos \alpha$ ;

$$r_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha;$$

$$r_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha;$$

$$\frac{in \alpha \pm}{in} \frac{in \alpha}{in \alpha} = \left( \frac{u}{\sin \alpha} = \frac{u}{u \cdot \sin \alpha} \right) \quad (4.13)$$

після підстановки і скорочення маємо:

$$\begin{aligned}
 \sigma_H &= z_M \cdot z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u \pm 1) \cdot 2}{\cos \alpha \cdot 2 \cdot b \cdot d_1 \cdot u \cdot \sin \alpha}} = \\
 &= z_M \cdot z_\varepsilon \cdot z_H \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{b \cdot d_1 \cdot u}} = \\
 &= z_M \cdot z_\varepsilon \cdot z_H \cdot \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{b \cdot u}} = \\
 &= z_M \cdot z_\varepsilon \cdot z_H \cdot \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_1 \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{n_1 \cdot b \cdot u}} \leq [\sigma]_H,
 \end{aligned} \tag{4.14}$$

де  $z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$  – коефіцієнт матеріалу «сталь – сталь»;  
 $z_\varepsilon$  – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній ( $z_\varepsilon \cong 0.9$ );  
 $z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} \cong 1,76$  – коефіцієнт профіля зубців.

#### 4.4.2 Рівняння міжосьової відстані передачі

Величина міжосьової відстані – стандартний розмір, який визначає габаритні розміри передачі. Знаходиться з умови контактної втомної міцності (4.14):

$$\sigma_H = z_M \cdot z_\varepsilon \cdot z_H \cdot \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{b \cdot u}} \leq [\sigma]_H.$$

З урахуванням того, що:

$$d_1 = \frac{2 \cdot a}{u \pm 1}; \quad b = \psi_{ba} \cdot a,$$

після підстановки вирішуємо рівняння відносно міжосьової відстані:

$$\sigma_H = z_M \cdot z_\varepsilon \cdot z_H \cdot \frac{1}{\frac{2 \cdot a}{u \pm 1}} \sqrt{\frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{\psi_{ba} \cdot a \cdot u}} \leq [\sigma]_H$$

$$a \geq K_a \cdot (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{\psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma]_H^2}} = K_{ap} \cdot (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K_H}{n_1 \cdot \psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma]_H^2}}, \quad (4.15)$$

де  $K_a = \sqrt[3]{500 \cdot z_M^2 \cdot z_\varepsilon^2 \cdot z_H^2}$  – середній сумарний коефіцієнт при розрахунках міжосьової відстані з використанням моменту;

$K_{ap} = K_a \cdot \sqrt[3]{9550}$  – середній сумарний коефіцієнт при розрахунках міжосьової відстані з використанням потужності.

#### 4.4.3 Рівняння втомної згинної міцності

На підставі рівняння (3.24):

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_n \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot \cos \alpha \leq [\sigma]_F,$$

де  $F_n = F_t / \cos \alpha$ .

Після підстановки і скорочення маємо рівняння втомної згинної міцності:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} = Y_F \frac{2000 \cdot T \cdot K_F}{d \cdot b \cdot m} = Y_F \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot P \cdot K_F}{n \cdot d \cdot b \cdot m} \leq [\sigma]_F, \quad (4.16)$$

де  $Y_F$  – коефіцієнт форми зубця, який вибирається із рекомендації у залежності від кількості зубців  $z$ .

Розрахунки статичної контактної і згинної міцності при максимальних навантаженнях наведені у формулах (3.25, 3.27)