

7 ПЕРЕДАЧА КОНІЧНИМИ ЗУБЧАСТИМИ КОЛЕСАМИ

7.1 Загальні відомості

Зубчасту передачу з осями, що перетинаються, у якій початкові й ділильні поверхні коліс конічні, називають конічною (рис. 7.1). Кут між осями валів може бути довільним (рис. 7.2), але на практиці найширше розповсюдження знайшли конічні передачі з кутом між осями $\Sigma = 90^\circ$ (рис. 7.2,а). Такі передачі називають ортогональними.

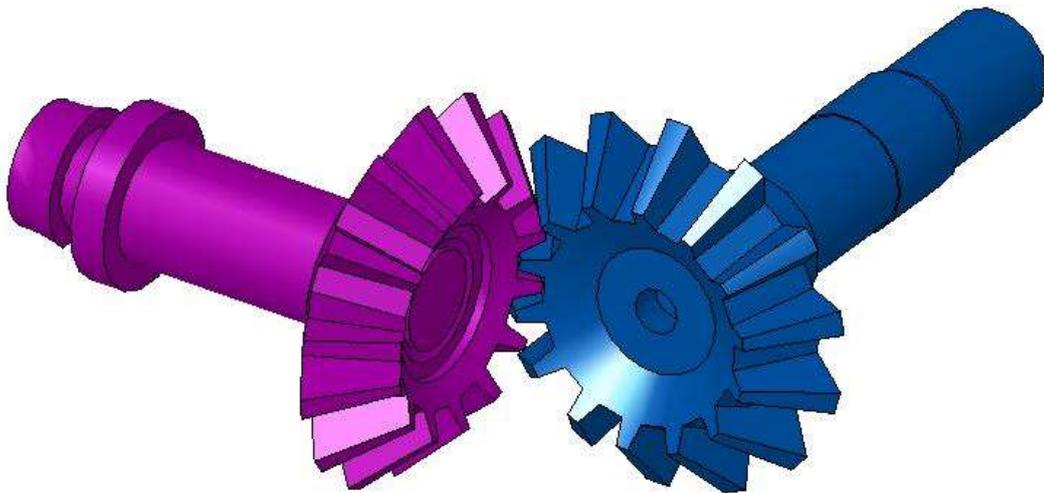
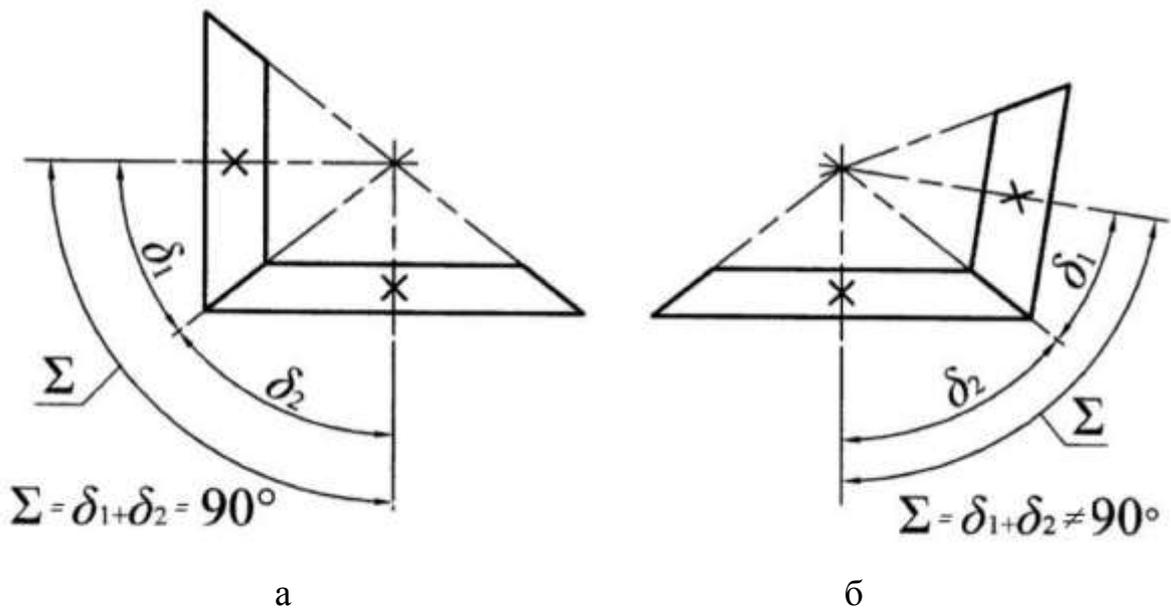


Рисунок 7.1 – Зовнішній вигляд конічної передачі



а – ортогональна; б – неортогональна

Рисунок – Конічна передача:

Колеса конічних передач виконують із прямими (рис. 7.3,а), тангенціальними (рис. 7.3,б), круговими зубцями (рис. 7.3,в).

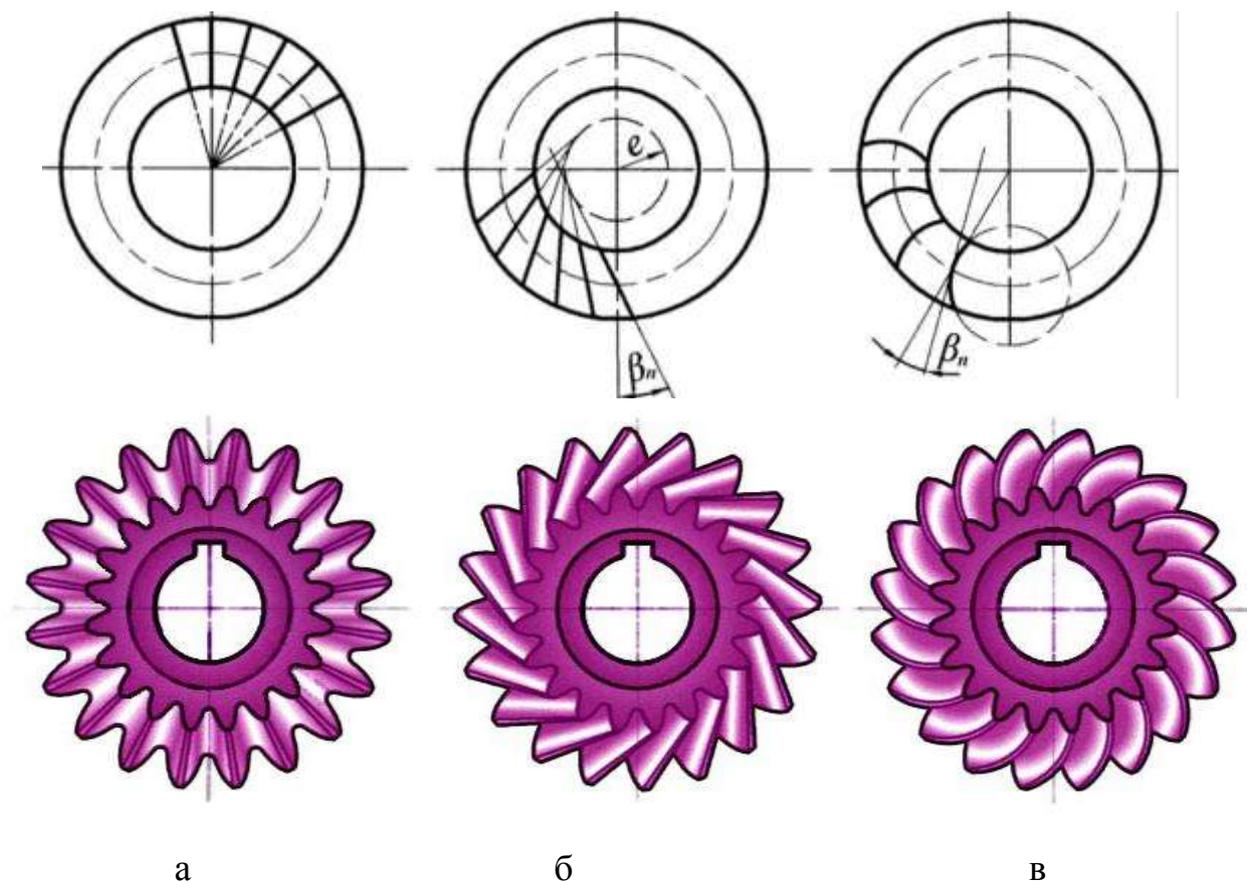


Рисунок 7.3 – Конічна передача

Навантажувальна спроможність коліс з непрямыми зубцями вище в 1,4...1,5 рази у порівнянні з прямими.

У сучасному машинобудуванні (автотракторна промисловість, верстати, авіація, швидкохідні прилади та ін.) переважне застосування мають конічні передачі з коловими зубцями. Вони допускають колову швидкість до 30 м/с, мають підвищену навантажувальну здатність. У таких передачах використовуються колеса з поверхневим хіміко-термічним зміцненням зубців.

За вартістю конічні передачі дорожче циліндричних при рівних силових параметрах. Їхнє застосування диктується тільки компоновкою механізму – необхідністю передавати момент між осями коліс, що перетинаються (табл. 7.1).

7.2 Основні геометричні параметри ортогональної прямозубої конічної передачі

Геометричні параметри конічної передачі наведені на рис. 7.4, 7.5.

Вершини початкових і ділільних конусів прямозубої конічної передачі перебувають у точці перетинання осей валів – т. *O* (див. рис 7.4). Висота й товщина зубців зменшуються в напрямку до вершин конусів.

Таблиця 7.1 – Переваги й недоліки

Переваги	Недоліки
Можливість передачі навантаження та руху між осями, що перетинаються	<p>1 Конічні передачі більш складні, ніж циліндричні у виготовленні та монтажі внаслідок наступних причин:</p> <ul style="list-style-type: none">– для нарізування конічних коліс потребуються спеціальні верстати;– необхідно витримувати допуски на кутові розміри;– при монтажі треба забезпечувати збіг вершин конусів;– складніше виконувати колеса тієї самої точності, що й циліндричні;– перетинання валів ускладнює розташування опор. Одне з конічних коліс розташовується, як правило, консольно, при цьому збільшується нерівномірність розподілення навантаження по довжині зубця;– у конічному зачепленні діють осьові сили, що ускладнює конструкцію опор. <p>2 Навантажувальна спроможність конічної прямозубої передачі приблизно на 15% менша від циліндричної.</p> <p>3 Передача має більшу масу і габарити</p>

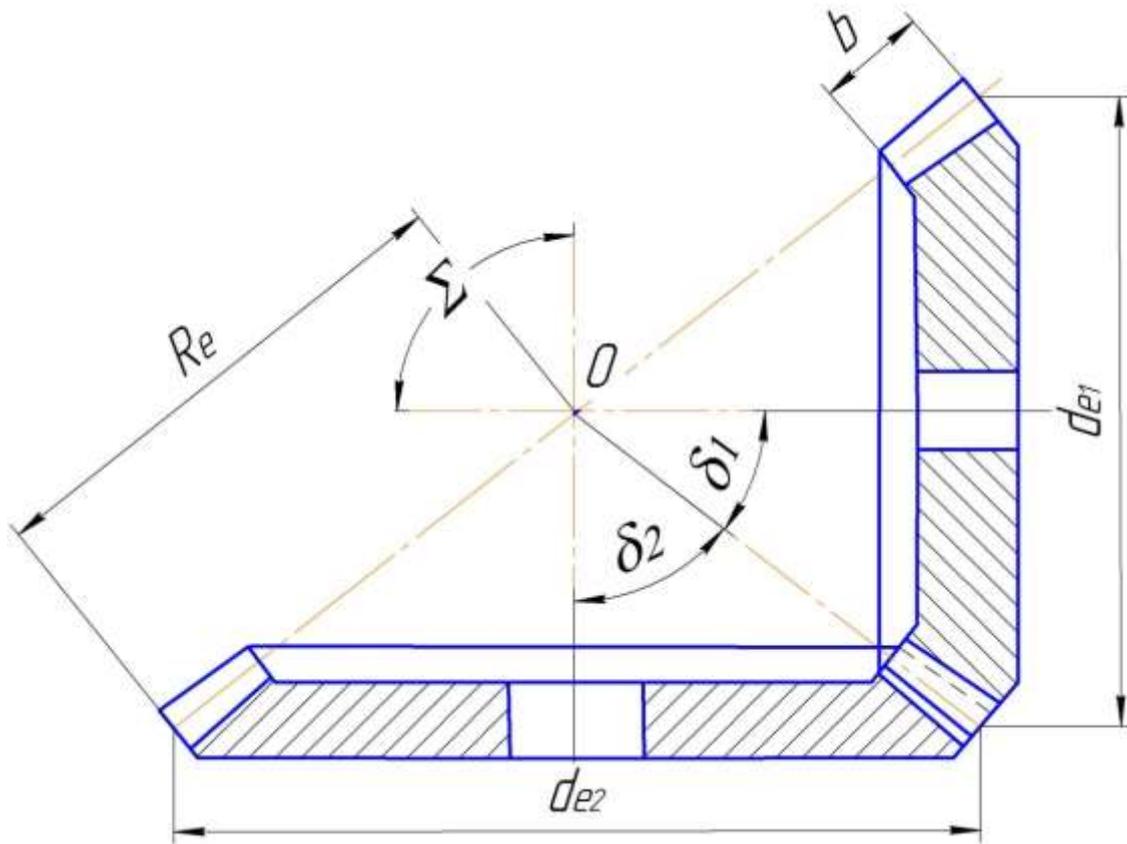


Рисунок 7.4 – Геометричні параметри передачі

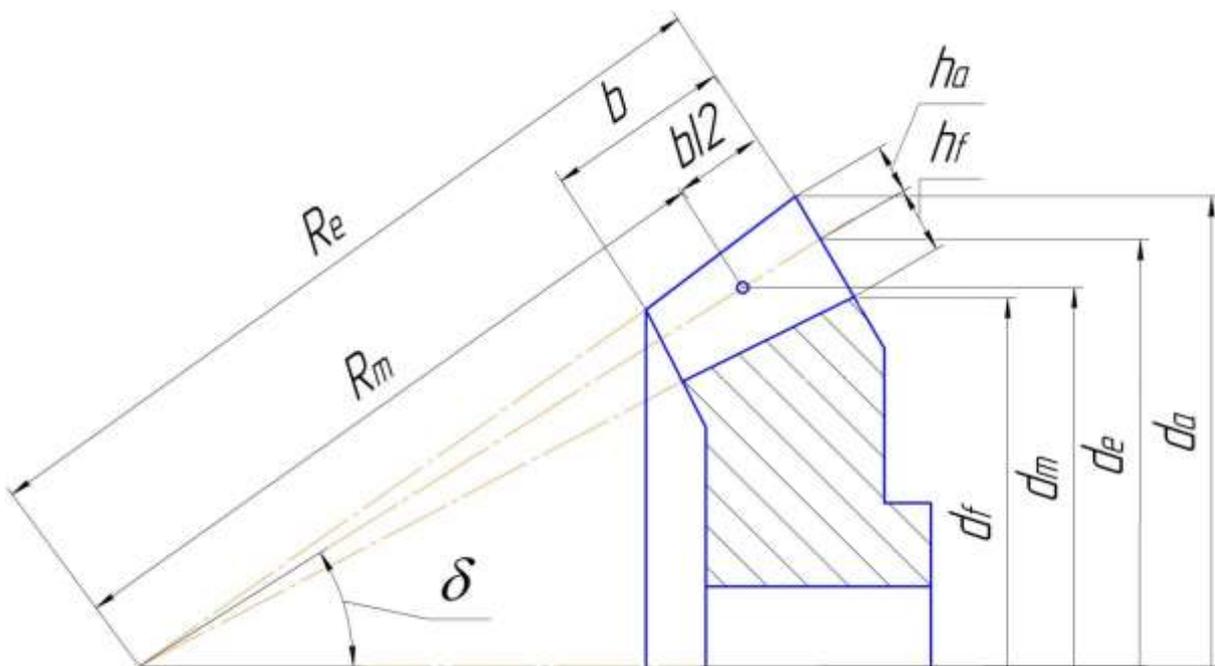


Рисунок 7.5 – Геометричні параметри передачі

очаткові і ділильні конуси збігаються за умови, що колеса неко-
риго . Зовнішні ділильні діаметри ділильних конусів у зовнішньому то-
рцевому перетині d (

$$d_e = m_e z, \quad (7.1)$$

де $m_e = m$ – модуль у зовнішньому торцевому перетині (вибирають зі стандартного ряду);

z – кількість зубців колеса.

$d_{e2} = d_2$ – вибирають із стандартного ряду.

2 Крок у торцевому перерізі

$$p_1 = p_2 = p = \pi \cdot m.$$

3 Висотні параметри зубця:

- висота головки зубця $h_a = h_a^* m = 1 \cdot m = m$;
- висота ніжки зубця $h_f = h_f^* m = 1,2 \cdot m = 1,2m$;
- висота зубця $h = h_a + h_f = m + 1,2m = 2,2m$.

4 Зовнішні діаметри виступів зубців:

$$\begin{aligned} d_a &= d_e + 2 \cdot h_a \cdot \cos \delta = d_e + 2 \cdot m \cdot \cos \delta = \\ &= m \cdot z + 2 \cdot m \cdot \cos \delta = m(z + 2 \cdot \cos \delta), \end{aligned} \quad (7.2)$$

де δ – півкут при вершині ділильного (початкового) конусу колеса:

$$\delta_2 = \arctg U;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

5 Зовнішні діаметри впадин зубців:

$$\begin{aligned} d_f &= d_e - 2 \cdot h_f \cdot \cos \delta = d_e - 2 \cdot 1,2 \cdot m \cdot \cos \delta = \\ &= m \cdot z - 2,4 \cdot m \cdot \cos \delta = m(z - 2,4 \cdot \cos \delta). \end{aligned} \quad (7.3)$$

6 Конусна відстань у зовнішньому торцевому перетині

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_2} = \sqrt{\left(\frac{d_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2} = \frac{d_{e1}}{2} \sqrt{1 + u^2}. \quad (7.4)$$

7 Коефіцієнт ширини зубчастого вінця колеса

$$K_{be} = \frac{b}{R_e} \quad (7.5)$$

де b – ширина зубчастого вінця колеса (довжина зубця).

8 Коефіцієнт перемінності кроку K_p

$$K_p = 1 - K_{be} = 1 - 0,28 = 0,72. \quad (7.6)$$

9 Передаточне число передачі

$$u = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{R_e \cdot \sin \delta_2 \cdot 2}{R_e \cdot \sin \delta_1 \cdot 2} = \frac{\sin \delta_2}{\sin(90^\circ - \delta_2)} = \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_2} = \operatorname{tg} \delta_2. \quad (7.7)$$

10 Оскільки зубець колеса має клиновидну форму, то його розміри: крок, модуль, діаметр змінюються у границях довжини зубця. Рівнодіюча тиску зубців шестерні на зубці колеса прикладена не до ділильного кола, а в середньому перерізі колеса, на відстані $(R_e - 0,5 \cdot b)$ від вершини початкового конуса. Тому у розрахунках на міцність необхідно враховувати не стандартні (торцеві), а середні розміри конічного колеса (див. рис. 7.5):

- середній крок

$$p_m = p \cdot \frac{R_e - 0,5b}{R_e} = p \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}); \quad (7.8)$$

- середній модуль

$$m_m = m \cdot \frac{R_e - 0,5b}{R_e} = m \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}); \quad (7.9)$$

- середній діаметр

$$d_m = d_e \cdot \frac{R_e - 0,5b}{R_e} = d_e \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be}). \quad (7.10)$$

7.3 Сили в зачепленні

Як показано вище, рівнодіюча сили тиску зубця на зубець у конічній прямозубій передачі прикладена у середньому перерізі зубця колеса.

Сили, що діють у конічному прямозубому зачепленні, представлені на рис. 7.6.

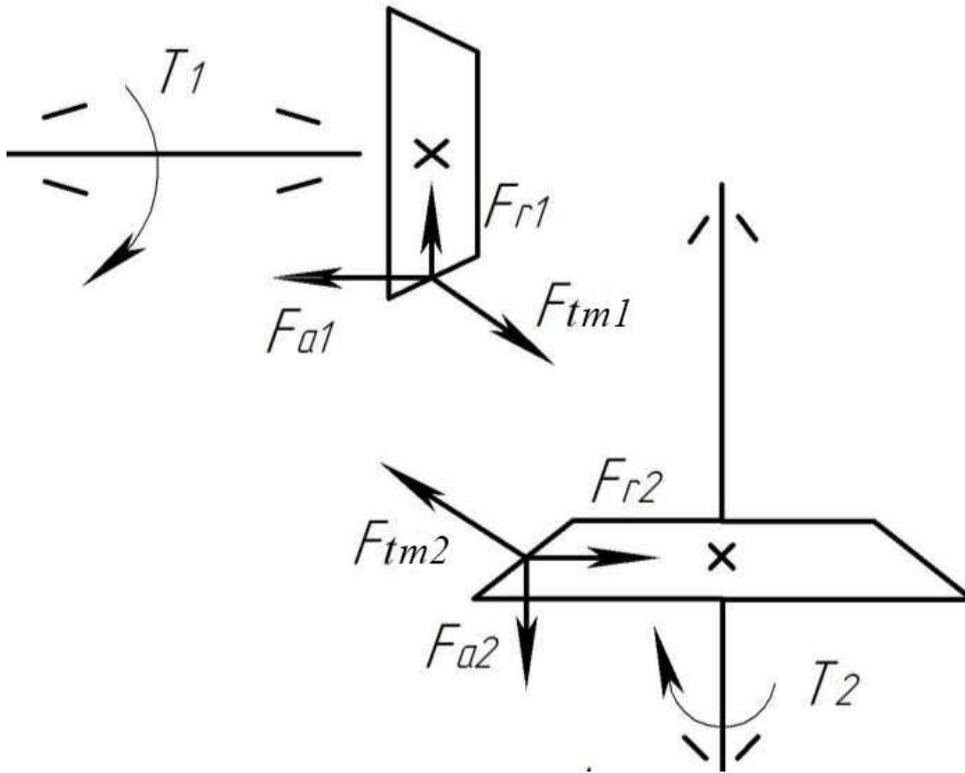


Рисунок 7.6 – Сили у зачепленні прямозубої конічної передачі

1 Колова сила

$$F_{tm1} = F_{tm2} = F_{tm} = F_{te} \cdot \frac{R_e}{R_e - 0,5 \cdot b} = \frac{2000 \cdot T}{d_m} = \frac{1000 \cdot P}{V_m}, \quad (7.11)$$

де $F_{te} = \frac{2000 \cdot T}{d_e} = \frac{1000 \cdot P}{V_e};$

$V_e = \frac{\pi \cdot d_e \cdot n}{60000}$ – колова швидкість у зовнішньому торцевому перерізі

колеса;

$V_m = \frac{\pi \cdot d_m \cdot n}{60000}$ – колова швидкість у середньому перерізі зубця.

2 Радіальна сила

$$F_{r2} = F_{a1} = F_{tm} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2. \quad (7.12)$$

сьова сила

$$F_{tm} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \quad (7.13)$$

ила нормального тиску у зачепленні

$$F_{n1} = F_{n2} = F_n = \frac{F_{tm}}{\cos \alpha}. \quad (7.14)$$

7.4 Розрахунки на міцність

Конічну прямозубу передачу з середніми діаметрами коліс d_{m1} і d_{m2} (див. рис. 7.5) можна замінити еквівалентною, тобто рівноцінною циліндричною прямозубою передачею з розмірами коліс d_{k1} і d_{k2} (рис. 7.7).

1 Діаметр еквівалентного колеса дорівнює

$$d_k = \frac{d_m}{\cos \delta}. \quad (7.15)$$

2 Кількість зубців еквівалентного колеса

$$z_k = \frac{z}{\cos \delta}. \quad (7.16)$$

3 Передаточне число пари еквівалентних коліс

$$u_k = \frac{d_{k2}}{d_{k1}} = \frac{m_k \cdot z_{k2}}{m_k \cdot z_{k1}} = \frac{z_2 \cdot \cos \delta_1}{z_1 \cdot \cos \delta_2} = u \cdot \frac{\cos(90^\circ - \delta_2)}{\cos \delta_2} = u \cdot \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_2} = u^2. \quad (7.17)$$

7.4.1 Рівняння втомної контактної міцності

На підставі рівняння (3.16):

$$\sigma_H = z_M \cdot z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_n \cdot K_H (r_{k2} \pm r_{k1})}{2b_k \cdot r_{k1} \cdot r_{k2}}} \leq [\sigma]_H,$$

$$\text{де } F_n = \frac{F_{tm}}{\cos \alpha} = \frac{F_t}{\cos \alpha} \frac{R_e}{(R_e - 0,5 \cdot b)};$$

$$b_k = b;$$

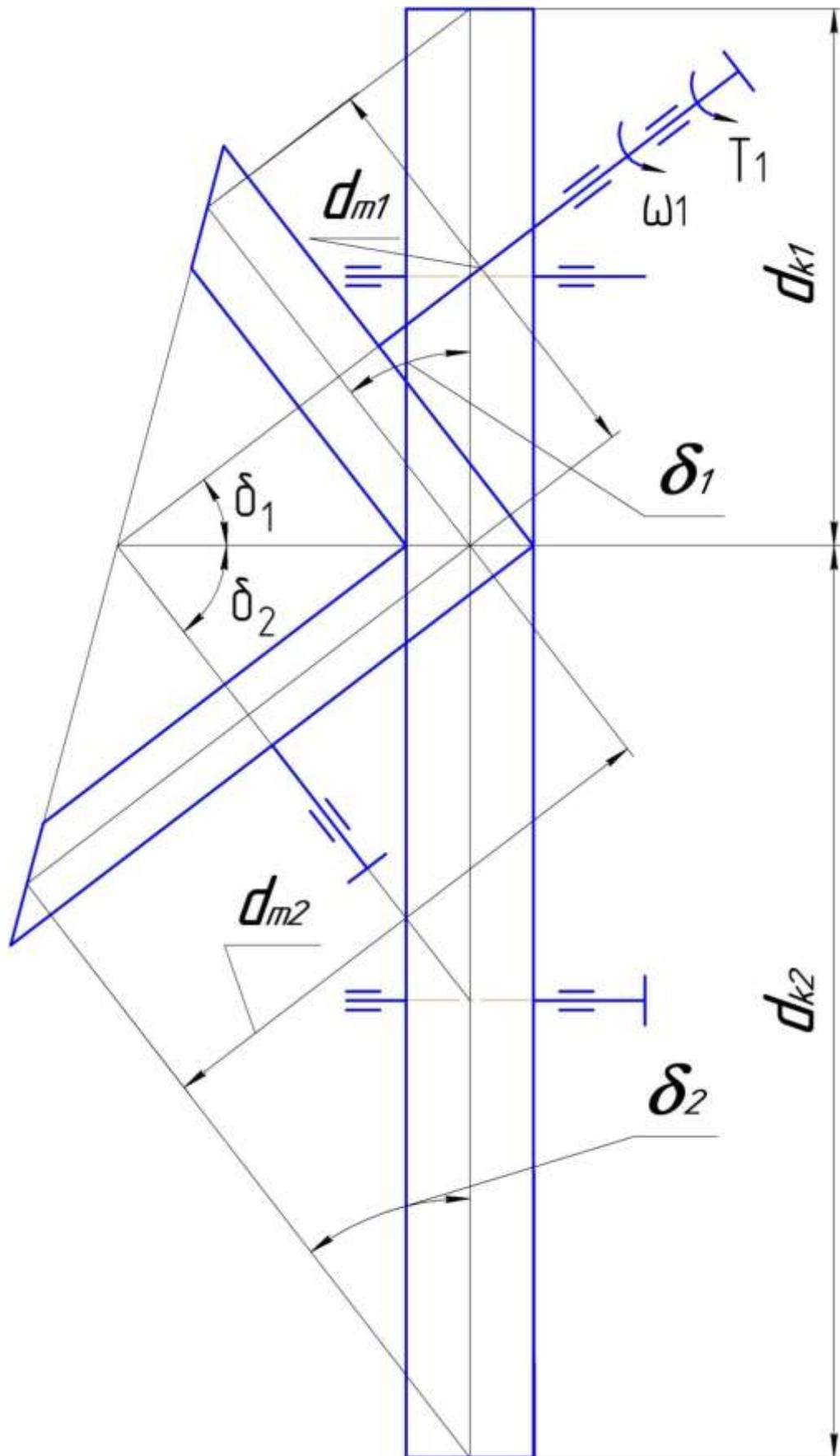


Рисунок 7.5 – Еквівалентна прямозуба циліндрична передача

$$r_{k1} = \frac{d_{k1}}{2} \sin \alpha = \frac{d_{m1}}{2 \cdot \cos \delta_1} \sin \alpha = \frac{d_{e1} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos \delta_1} \frac{R_e - 0,5 \cdot b}{R_e};$$

$$r_{k2} = \frac{d_{k2}}{2} \sin \alpha = \frac{d_{m2}}{2 \cdot \cos \delta_2} \sin \alpha = \frac{d_{e2} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos \delta_2} \frac{R_e - 0,5 \cdot b}{R_e}.$$

Після підстановки r_{k1} і r_{k2} у формулу $\frac{r_{k1} + r_{k2}}{r_{k1} \cdot r_{k2}}$, з урахуванням того,

що $\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + u^2}}$ та перетворень отримують формулу:

$$\frac{r_{k1} + r_{k2}}{r_{k1} \cdot r_{k2}} = \frac{\frac{d_{e1} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos \delta_1} \cdot \frac{R_e - 0,5 \cdot b}{R_e} + \frac{d_{e2} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos \delta_2} \cdot \frac{R_e - 0,5 \cdot b}{R_e}}{\frac{d_{e1} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos \delta_1} \cdot \frac{R_e - 0,5 \cdot b}{R_e} \cdot \frac{d_{e2} \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \cos \delta_2} \cdot \frac{R_e - 0,5 \cdot b}{R_e}} =$$

$$= \frac{2 \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{d_{e2} \cdot \sin \alpha} \cdot \frac{R_e}{R_e - 0,5 \cdot b}. \quad (7.11)$$

Після підстановки (7.11) в (3.16), з урахуванням того, що $\left(\frac{R_e - 0,5 \cdot b}{R_e}\right) \cong 1 - K_{be} \cong K_p$ і скорочення отримують:

$$\sigma_H = z_M \cdot z_\varepsilon \cdot z_H \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{b \cdot d_{e2} \cdot K_p \cdot \nu}} =$$

$$= z_M \cdot z_\varepsilon \cdot z_H \cdot \frac{1}{d_{e2}} \sqrt{\frac{2000 \cdot T_2 \cdot K_H \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{b \cdot K_p \cdot \nu}} = \quad (7.12)$$

$$= z_M \cdot z_\varepsilon \cdot z_H \cdot \frac{1}{d_{e2}} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_2 \cdot K_H \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{n_2 \cdot b \cdot K_p \cdot \nu}} \leq [\sigma]_H,$$

де $z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт матеріалу «сталь – сталь»;

z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній ($z_\varepsilon \cong 0,9$);

$z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}} \cong 1,76$. – коефіцієнт профілю зубця;

$\nu \cong$ – коефіцієнт, що враховує зменшення міцності зубців кінцевої пари у зв'язі з еквівалентною циліндричною.

7.4.2 Розрахунок ділильного діаметра колеса прямозубої конічної передачі

У пари прямозубих конічних коліс стандартизованим є ділильний діаметр колеса d_{e2} , який визначається попередніми розрахунками передачі із умови забезпечення контактної витривалості робочих поверхонь зубців

$$\sigma_H = z_M \cdot z_\varepsilon \cdot z_H \cdot \frac{1}{d_{e2}} \sqrt{\frac{2000 \cdot T_2 \cdot K_H \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{b \cdot K_p \cdot \nu}} \leq [\sigma]_H.$$

З урахуванням того, що:

$$b = K_{be} \cdot R_e \cong 0,28 \cdot \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_2} = \frac{0,28 \cdot d_{e2} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{2 \cdot u}, \quad K_p \cong 0,72$$

та $\sin \delta_2 = \frac{\operatorname{tg} \delta_2}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_2}} = \frac{u}{\sqrt{1 + u^2}}$, після підстановки вирішуємо рівняння відносно d_{e2} , маємо:

$$d_{e2} \geq K_{d2} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot u}{[\sigma]_H^2 \cdot \nu}} = K_{d2p} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2 \cdot K_H \cdot u}{n_2 \cdot [\sigma]_H^2 \cdot \nu}}, \quad (7.13)$$

де K_{d2} – середній сумарний коефіцієнт при розрахунках ділильного діаметра колеса з використанням моменту;

K_{d2p} – середній сумарний коефіцієнт при розрахунках ділильного діаметра колеса з використанням потужності.

7.4.3 Рівняння втомної згинної міцності

На підставі рівняння (3.24):

$$\sigma_F = Y_{Fk} \frac{F_n \cdot K_F}{b_k \cdot m_k} \cdot \cos \alpha \leq [\sigma]_F,$$

$$\text{де } F_n = \frac{F_{tm}}{\cos \alpha} = \frac{F_t}{\cos \alpha} \frac{R}{b};$$

$$b_k = b;$$

$$m_k = m \cdot R_e / (R_e - 0,5 \cdot b).$$

Після підстановки і скорочення маємо рівняння втомної згинної міцності:

$$\sigma_F = Y_{F_k} \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m \cdot K_p \cdot v} = Y_{F_k} \frac{2000 \cdot T \cdot K_F}{d_e \cdot b \cdot m \cdot K_p \cdot v} = Y_{F_k} \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot P \cdot K_F}{n \cdot d_e \cdot b \cdot m \cdot K_p \cdot v} \leq [\sigma]_F, (7.14)$$

де Y_{F_k} – коефіцієнт форми зубця, який вибирається із рекомендації у залежності від кількості зубців еквівалентного колеса $z_k = z / \cos \delta$.

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