

5 КОСОЗУБІ ЦИЛІНДРИЧНІ ПЕРЕДАЧІ

5.1 Загальні відомості про передачу

Косозубі зубчасті передачі, як і прямозубі, призначені для передачі обертаючого моменту між паралельними валами (рис. 5.1). У косозубих коліс осі зубців розташовуються не по утворюючої ділильного циліндра, а по гвинтовій лінії, що становить із утворюючою кут β . Кут нахилу зубців β приймають у діапазоні $8^\circ \dots 24^\circ$. У косозубих передачах зубці розміщують під деяким кутом до твірної ділильного циліндра. Нарізування косих зубців виконують тим самим інструментом, що і прямих, тому профіль косого зубця в нормальному перерізі співпадає з профілем прямого зубця.



Рисунок 5.1 – Схема косозубої циліндричної передачі

Косозубі колеса використовують для відповідальних передач у разі середніх і високих колових швидкостей. При цьому, зазвичай, шестірні виконують з лівим напрямом зубця, колеса – з правим.

Особливості косозубої передачі представлені у табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Переваги й недоліки

Переваги	Недоліки
кщо кут нахилу зубців β у зачепленні одночасно перебуває не менше двох пар зубців, що підвищує навантажувальну здатність косозубої передачі	Виникає осьова сила у зачепленні, яка додатково навантажує вали і опори. Тому кут β , як правило обмежу-

2 Зубці входять у зачеплення не всією довжиною одразу, а поступово, тому знижуються шум і динамічні навантаження, підвищується плавність роботи	ють значеннями до 24° .
3 Зі збільшенням кута β підвищується несуча здатність, плавність і безшумність роботи передачі	
4 Знижуються вимоги до точності виготовлення передачі	

5.2 Основні геометричні параметри передачі

Для нарізання косозубих коліс використовується той самий інструмент, що і для прямих. Нахил зубця отримують за рахунок повороту інструменту на кут β . Тому профіль зубця у нормальному перетині $n-n$ збігається з профілем прямого зубця (рис. 5.2). Модуль у цьому перетині $m_n = m$ – стандартний.

Але розміри косозубого колеса визначаються не у нормальному $n-n$, а у торцевому перетині $S-S$ (див. рис. 5.2), де параметри залежать від кута β .

1 Розрізняють нормальні і торцеві параметри циліндричних косозубих коліс:

- p_n – крок по зубцям у нормальному перетині;
- p_s – крок по зубцям у торцевому перетині,

які зв'язані між собою залежністю:

$$p_s = \frac{p_n}{\cos \beta} = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{\pi \cdot m}{\cos \beta}. \quad (5.1)$$

2 Діаметри ділільних кіл у торцевому перетині:

$$d_s = \frac{d_n}{\cos \beta} = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta} = \frac{m \cdot z}{\cos \beta}, \quad (5.2)$$

$$d_{s1} = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta}, \quad (5.3)$$

$$d = \frac{m \cdot z}{\cos \beta}$$

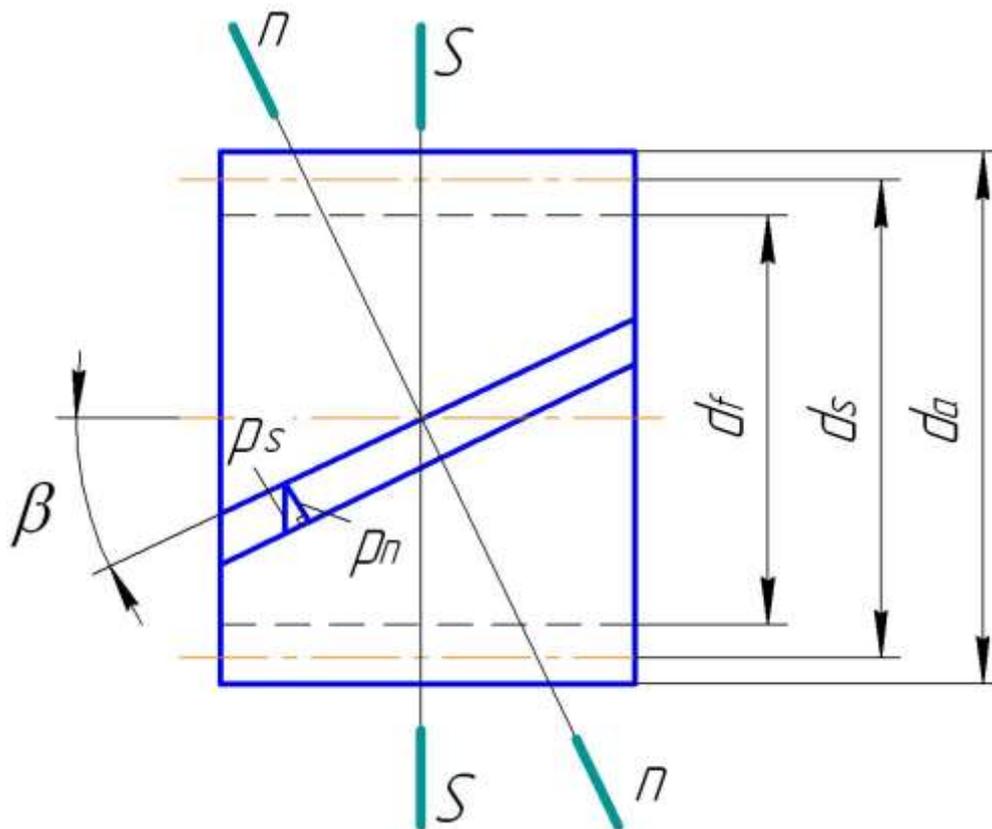


Рисунок 5.2 – Геометричні параметри передачі

3 Діаметри виступів зубців:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot h_a = d_1 + 2 \cdot m = m(z_1 + 2); \\ d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot h_a = d_2 + 2 \cdot m = m(z_2 + 2). \end{aligned} \quad (5.4)$$

4 Діаметри впадин зубців:

$$\begin{aligned} d_{f1} &= d_1 - 2 \cdot h_f = d_1 - 2 \cdot 1,25m = m(z_1 - 2,5); \\ d_{f2} &= d_2 - 2 \cdot h_f = d_2 - 2 \cdot 1,25m = m(z_2 - 2,5). \end{aligned} \quad (5.5)$$

5 Міжосьова відстань передачі

$$a = \frac{d_{s1}}{2} + \frac{d_{s2}}{2} = \frac{m}{2 \cdot \cos \beta} (z_1 + z_2) = \frac{d_{s1}}{2} (u + 1) = \frac{d_{s2}}{2 \cdot u} (u + 1). \quad (5.6)$$

При призначенні міжосьової відстані, величина її вибирається стандартною. Нормальний модуль призначається стандартним, а сума зубців коліс пари – тільки ціле число. Тому попередньо назначену величину кута нахилу зубців β доводиться корегувати:

$$\beta = \arccos\left(\frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a}\right). \quad (5.7)$$

Геометричні параметри коліс у торцевому перетині розраховують з точністю до четвертого знаку після коми.

5.3 Сили у зачепленні косозубих передач

1 Колова сила F_t (рис. 5.3)

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = \frac{2000 \cdot T}{d_s} = \frac{1000 \cdot P}{V} = \frac{6 \cdot 10^7 \cdot P}{\pi \cdot d_s \cdot n}. \quad (5.8)$$

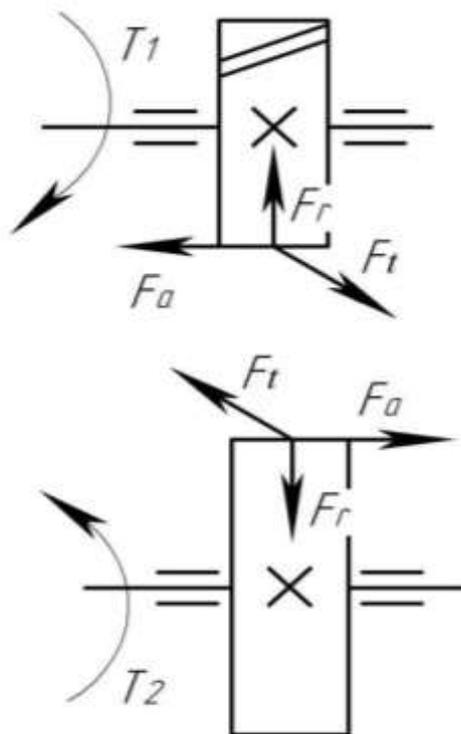


Рисунок 5.3 – Сили у зачепленні косозубих циліндричних коліс

2 Радіальна сила F_r

$$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.9)$$

сьова сила F_a

$$F_{a1} = F_{a2} = F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (5.10)$$

4 Сила нормального тиску зубця на зубець

$$F_{n1} = F_{n2} = F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}. \quad (5.11)$$

5.4 Особливості роботи пари косозубих циліндричних коліс. Коефіцієнт осьового перекриття

У відмінності від прямих, косі зубці входять у зачеплення не відразу по всій довжині, а поступово, що забезпечує передачі роботу з малим шумом. З'являється додаткове осьове перекриття зубців, що забезпечує підвищення плавності роботи передачі. У зачепленні знаходяться одночасно кілька пар зубців і при переміщенні поля зачеплення по поверхні циліндра, якщо достатня величина кута нахилу зубця ($\beta \geq 8^\circ$), зона однопарного зачеплення відсутня. Зубці косозубого колеса по профілю навантажуються більш рівномірно, ніж зубців прямозубого. Косозубі передачі у порівнянні з прямозубими менш чутливі до похибок виготовлення та мають меншу внутрішню динаміку.

Плавність роботи обумовлена величиною торцевого і осьового перекриття.

Для зубчастих передач без модифікації зубців і з некоригованими зубцями коефіцієнт торцевого перекриття можна визначити за такою наближеною залежністю:

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_2} + \frac{1}{z_1} \right) \cos \beta \geq 1. \quad (5.12)$$

Коефіцієнт осьового перекриття ε_β виражається відношенням ширини зубчастого вінця колеса b_2 до осьового кроку зубців $p_x = \frac{p_n}{\sin \beta}$:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2}{p_x} = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{p_n} = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m} \geq 1,1. \quad (5.13)$$

Це досягається вибором ширини вінця при заданих β та m .

З похилим розташуванням контактної її пов'язана доцільність виготовлення косозубої шестірні з матеріалу, значно більш міцного (високотвердого) ніж колеса. Застосування твердої шестірні дозволяє додатково

підвищити навантажувальну здатність косозубих передач на 25...30%. Приклад вибору таких матеріалів наведено у табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Рекомендації до вибору матеріалів для шестерні й колеса

Варіанти	Шестерня			Колесо		
	Марка сталі	Термо-обробка	Твердість	Марка сталі	Термо-обробка	Твердість
1	40Х, 40ХН, 35ХМ	Поліпшення й загартування СВЧ	45...53 HRC	40Х, 40ХН, 35ХМ	Поліпшення	269...302 НВ
2	20Х, 20ХНМ	Поліпшення, цементация, загартування	57...63 HRC	40Х, 40ХН, 35ХМ	Поліпшення й загартування СВЧ	45...53 HRC

5.5 Розрахунки циліндричних прямозубих коліс на міцність

Форму зубця визначає його нормальний переріз, тому для розрахунків косозубих коліс зручно користуватись розмірами еквівалентного прямозубого колеса, радіус якого дорівнює найбільшому радіусу кривини ρ_v в полюсі зачеплення еліпса, одержаного за нормального перерізу ділильного циліндричного косозубого колеса (рис. 5.4).

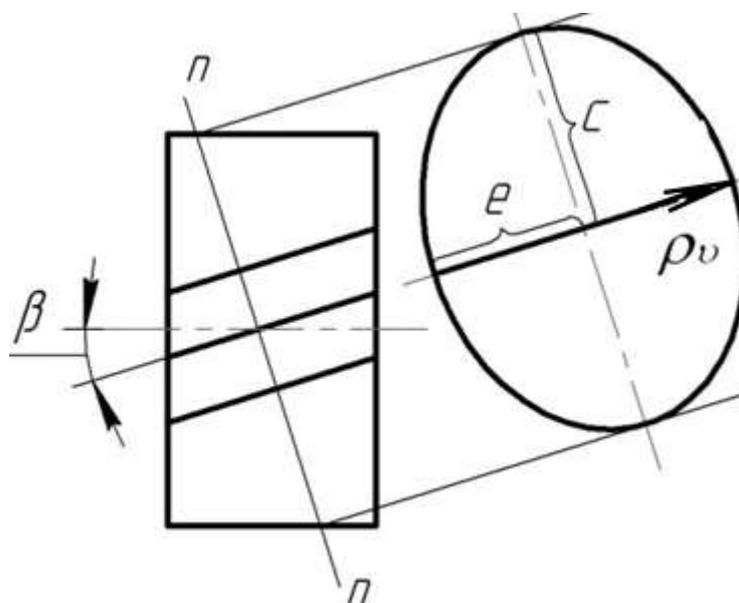


Рисунок 5.4 – Схема еквівалентного колеса

$$\text{Довжина півосей еліпса дорівнює: } e = \frac{d}{2} \sin^2 \beta \quad c = \frac{d_s}{2 \cos \beta}$$

Тоді максимальний радіус кривини еліпса:

$$\rho_v = \frac{c^2}{e} = \frac{d_s^2 \cdot 2}{4 \cdot \cos^2 \beta \cdot d_s} = \frac{d_s}{2 \cdot \cos^2 \beta}. \quad (5.14)$$

Радіус еквівалентного прямозубого колеса беруть рівним максимальному радіусу кривини еліпса ρ_v , тобто діаметр d_E еквівалентного прямозубого колеса визначають за формулою

$$d_E = 2 \cdot \rho_v = \frac{d_s}{\cos^2 \beta}. \quad (5.15)$$

Ширина вінця еквівалентного прямозубого колеса дорівнює $b_E = b / \cos \beta$, а його модуль m_E дорівнює нормальному модулю m косозубого колеса.

Число зубців еквівалентного прямозубого колеса знаходять на основі співвідношення:

$$d_E = m \cdot z_E = \frac{m_s \cdot z}{\cos^2 \beta} = \frac{m \cdot z}{\cos^3 \beta}. \quad (5.16)$$

Звідки дістаємо

$$z_E = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (5.17)$$

Заміна косозубих зубчастих коліс еквівалентними прямозубими використовується у розрахунках на міцність зубців зубчастих передач.

5.5.1 Рівняння втомної контактної міцності

На підставі рівняння (3.16):

$$\sigma_H = z_M \cdot z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_n \cdot K_H (r_{E2} \pm r_{E1})}{2b_E \cdot r}} \leq [\sigma]_H,$$

де $F_n = F_t / (\cos \alpha \cdot \cos \beta)$;

$b_E = b / \cos \beta$;

$$r_{E1} = \frac{d_{E1}}{2} \sin \alpha = \frac{d_{s1}}{2 \cdot \cos^2 \beta} \sin \alpha;$$

$$r_{E2} = \frac{d_{E2}}{2} \sin \alpha = \frac{d_{s2}}{2 \cdot \cos^2 \beta} \sin \alpha.$$

Після підстановки

$$\begin{aligned} \frac{r_{E2} \pm r_{E1}}{r_{E1} \cdot r_{E2}} &= \frac{\frac{d_{s2}}{2 \cdot \cos^2 \beta} \sin \alpha \pm \frac{d_{s1}}{2 \cdot \cos^2 \beta} \sin \alpha}{\frac{d_{s2}}{2 \cdot \cos^2 \beta} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{d_{s1}}{2 \cdot \cos^2 \beta} \cdot \sin \alpha} = \\ &= \frac{(d_{s2} \pm d_{s1}) \cdot 2 \cdot \cos^2 \beta}{d_{s1} \cdot d_{s2} \cdot \sin \alpha} = \frac{(u \pm 1) \cdot 2 \cdot \cos^2 \beta}{d_{s1} \cdot u \cdot \sin \alpha} \end{aligned} \quad (5.18)$$

і скорочення маємо:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= z_M \cdot z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u \pm 1) \cdot 2 \cdot \cos^3 \beta}{\cos \alpha \cdot \cos \beta \cdot 2 \cdot b \cdot d_{s1} \cdot u \cdot \sin \alpha}} = \\ &= z_M \cdot z_\varepsilon \cdot z_H \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{b \cdot d_{s1} \cdot u}} = \\ &= z_M \cdot z_\varepsilon \cdot z_H \cdot \frac{1}{d_{s1}} \sqrt{\frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{b \cdot u}} = \\ &= z_M \cdot z_\varepsilon \cdot z_H \cdot \frac{1}{d_{s1}} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_1 \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{n_1 \cdot b \cdot u}} \leq [\sigma]_H, \end{aligned} \quad (5.19)$$

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

z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній ($z_\varepsilon \cong 0,8$);

$z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 \beta}{\sin 2\alpha}}$ – коефіцієнт профілю зубця.

5.5.2 Рівняння міжосьової відстані передачі

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

$$\sigma_H = z_M \cdot z_\varepsilon \cdot z_H \cdot \frac{1}{d_{s1}} \sqrt{\frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{b \cdot u}} \leq [\sigma]_H.$$

З урахуванням того, що:

$$d_{s1} = \frac{2 \cdot a}{u \pm 1}; \quad b = \psi_{ba} \cdot a,$$

після підстановки вирішуємо рівняння відносно міжосьової відстані:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= z_M^2 \cdot z_\varepsilon^2 \cdot z_H^2 \cdot \left(\frac{u \pm 1}{2 \cdot a}\right)^2 \frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{\psi_{ba} \cdot a \cdot u} \leq [\sigma]_H^2, \\ a &\geq K_a \cdot (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{\psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma]_H^2}} = K_{ap} \cdot (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K_H}{n_1 \cdot \psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma]_H^2}}, \end{aligned} \quad (5.20)$$

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.

5.5.3 Рівняння втомної згинної міцності

На підставі рівняння (3.24):

$$\sigma_F = Y_{FE} \frac{F_n \cdot K_F}{b_E \cdot m} \cdot \cos \alpha \leq [\sigma]_F,$$

де $F_n = F_t / (\cos \alpha \cdot \cos \beta)$;

$b_E = b / \cos \beta$.

Після підстановки і скорочення маємо рівняння втомної згинної міцності:

$$\sigma_F = Y_{FE} \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} = Y_{FE} \frac{2000 \cdot T \cdot K_F}{d_s \cdot b \cdot m} = Y_{FE} \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot P \cdot K_F}{n \cdot d_s \cdot b \cdot m} \leq [\sigma]_F, \quad (5.21)$$

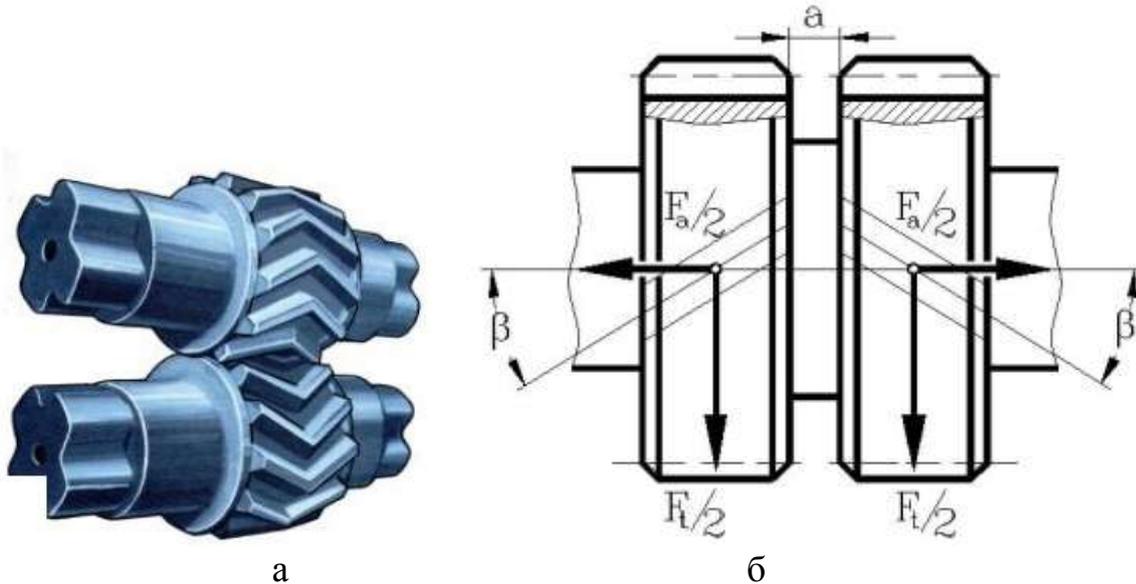
де Y_{FE} – коефіцієнт форми зубця, який вибирається із рекомендації у залежності від кількості зубців еквівалентного колеса $z_E = z / \cos \alpha$.

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

6 ПЕРЕДАЧІ ШЕВРОННИМИ ЗУБЧАСТИМИ КОЛЕСАМИ

Шевронні зубчасті колеса являють собою різновид косозубих коліс.

Циліндричне зубчасте колесо, вінець якого по ширині складається з ділянок із правими й лівими зубцями (рис. 6.1), називають шевронним колесом. Частина вінця зубчастого колеса, у межах якого лінії зубців мають один напрямок, називають напівшевроном.



*а – зовнішній вигляд; б – розрахункова схема
Рисунок 6.1 – Шевронна передача*

Шевронні передачі мають усі переваги косозубих, при цьому осьові сили спрямовані протилежно й на опори (підшипники) не передаються. У цих передачах допускають більший кут нахилу зубців $\beta = 25..40^\circ$, що підвищує навантажувальну здатність передачі і плавність роботи. Через складність виготовлення шевронні передачі застосовують рідше, чим косозубі, тобто в тих випадках, коли потрібно передавати більшу потужність і високу швидкість, а осьові навантаження небажані.

Шевронні колеса виготовляються з доріжкою a в середині колеса (див. рис. 6.1) для виходу ріжучого інструмента або без доріжки. Ширина доріжки приймається зазвичай $a = (10..15) \cdot m$.

Колеса без доріжки нарізають на спеціальних малопродуктивних верстатах, тому їх застосовують рідше, ніж колеса з доріжкою. Застосовують в високонавантажених швидкохідних передачах. Їх недолік – висока вартість виготовлення.

6.1 Особливості конструкції і розрахунків

Геометричні параметри й розрахунки на міцність цих коліс подібні розрахунками косозубої передачі. Основні особливості:

1 Більший кут нахилу зубців – $\beta = 25^{\circ} \dots 40^{\circ}$.

2 Коефіцієнт ширини зубчастого вінця по відношенню до міжосьової відстані приймається: $\psi_{ba_{nu}} = 0,4 \dots 0,8$ – для шеврона й $\psi_{ba_{nu}} = 0,2 \dots 0,4$ – для напівшеврона. Менші значення ψ_{ba} використовують при несиметричному або консольному розташуванні колеса щодо опор вала, а також при твердості зубчастих коліс $H > 350 \cdot HB$. При цьому повинна виконуватися умова $\psi_{bd_1} = b_2/d_{s1} \leq 2,5$.

3 Шевронна передача досить чутлива до осьових переміщень шестерні відносно колеса. Один з валів передачі виконується «плаваючим» в осьовому напрямку, щоб за рахунок урівноваження осьових сил зачеплення само себе регулювало. Це забезпечується спеціальною конструкцією опор.

4 Розрахунки виконуються як для косозубих передач з припущенням, що передане навантаження ділиться нарівно між півшевронами: $\frac{F_t}{2}; \frac{T}{2}; \frac{P}{2}$.

Тоді:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H (U \pm 1)}{2 \cdot d_{s1} \cdot b_{nu} \cdot U}} = Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_{s1}} \sqrt{\frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_H (U \pm 1)}{2 \cdot b_{nu} \cdot U}} = \\ &= Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \frac{1}{d_{s2}} \sqrt{\frac{2000 \cdot T_2 \cdot K_H (U \pm 1)}{2 \cdot b_{nu}}} = Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_{s1}} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_1 \cdot K_H (U \pm 1)}{2 \cdot n_1 \cdot b_{nu} \cdot U}} = (6.1) \\ &= Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \frac{1}{d_{s2}} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_2 \cdot K_H (U \pm 1)}{2 \cdot n_2 \cdot b_{nu}}} \leq [\sigma]_H; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a &\geq K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_H}{2 \cdot U \cdot \psi_{banu} \cdot [\sigma]_H^2}} = K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H}{2 \cdot U^2 \cdot \psi_{banu} \cdot [\sigma]_H^2}} = \\ &= K_{ap} (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K_H}{2 \cdot n_1 \cdot U \cdot \psi_{banu} \cdot [\sigma]_H^2}} = K_{ap} (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_2 \cdot K_H}{2 \cdot n_2 \cdot U^2 \cdot \psi_{banu} \cdot [\sigma]_H^2}}; \end{aligned} \quad (6.2)$$

$$\sigma_F = Y_{FE} \frac{F_t \cdot K_F}{2 \cdot b_{nu} \cdot m} = Y_{FE} \frac{2000 \cdot T \cdot K_F}{2 \cdot d_s \cdot b_{nu} \cdot m} = Y_{FE} \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot P \cdot K_F}{2 \cdot n \cdot d_s \cdot b_{nu} \cdot m} \leq [\sigma]_F, (6.3)$$

де b_{nu} – ширина зубчастого вінця півшеврона.