

4 ЦИЛІНДРИЧНІ ПРЯМОЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

4.1 Розрахункове навантаження прямозубчастих циліндричних передач

Прямозубчасті циліндричні передачі (рис. 4.1) використовують при невисоких и середніх колових швидкостях, при великій твердості зубів, коли динамічне навантаження від неточності виготовлення коліс невелике порівняно з корисним, а також у відкритих та планетарних передачах. Технологія виготовлення прямозубих коліс відносно нескладна, але при їх роботі створюється значний шум та вібрації і із-за цього вони швидше спрацьовуються.

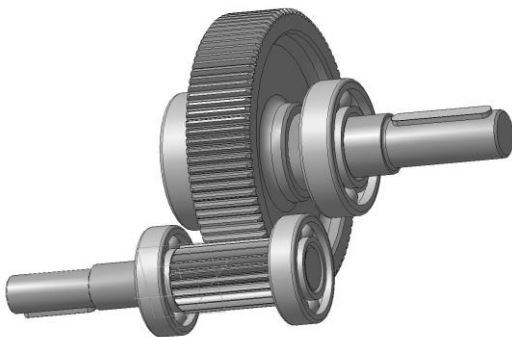


Рис. 4.1. Загальний вид прямозубчастої циліндричної передачі

Розрахункове навантаження q прямозубчастих циліндричних передач - це максимальне значення питомого навантаження, розподіленого по лінії контакту зубів:

$$q = \frac{F_n K}{l_\Sigma}, \quad (4.1)$$

де F_n - нормальна сила в зачепленні; K - коефіцієнт розрахункового навантаження, l_Σ - сумарна довжина лінії контакту зубів. У зубчастих передачах, поверхні зубів яких добре припрацьовується і у яких твердість хоча б одного із коліс

має значення $H_1, H_2 \leq 350 \text{ HB}$, а колова швидкість коліс $v \leq 15 \text{ м/с}$, нерівномірність навантаження по ширині вінця постійно зменшуються і може бути повністю усунення при постійному навантаженні внаслідок повного припрацювання зубів.

Коефіцієнт розрахункового навантаження $K = K_\beta K_v$, де K_β - коефіцієнт концентрації навантаження; K_v - коефіцієнт динамічного навантаження; при розрахунках за контактною напругою $K_H = K_{H\beta} K_{Hv}$, а при розрахунках за згинальною напругою $K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$.

Таблиця 4.1.

Рекомендовані значення коефіцієнта ψ_{ed}

Розміщення коліс відносно опор	Рекомендовані значення	Твердість робочої поверхні зубів	
		$H_2 \leq 350 \text{ HB}$ або $H_1 \text{ і } H_2 \leq 350 \text{ HB}$	$H_1 \text{ і } H_2 > 350 \text{ HB}$
Симетричне	ψ_{ea}	0,3...0,5	0,25...0,3
	$\psi_{ed \max}$	1,2...1,6	0,9...1,0
Несиметричне	ψ_{ea}	0,25...0,4	0,2...0,25
	$\psi_{ed \max}$	1,0...1,25	0,65...0,8
Консольне	ψ_{ea}	0,2...0,25	0,15...0,2
	$\psi_{ed \max}$	0,6...0,7	0,45...0,55

Примітки: 1. Для шевронних коліс при b_w , рівній сумі пів шевронів, ψ_{ea} збільшують в 1,3...1,4 рази. 2. Для рухомих коліс коробок швидкостей $\psi_{ea} = 0,1...0,2$. 3. Більші значення – для постійного і близького до нього навантаження. 4. Для багатоступінчастих редукторів, в яких навантаження зростає від ступеня до ступеня, в кожному наступному ступені значення ψ_{ea} і ψ_{ed} приймають більшими на 20...30%, порівняно із попереднім ступенем.

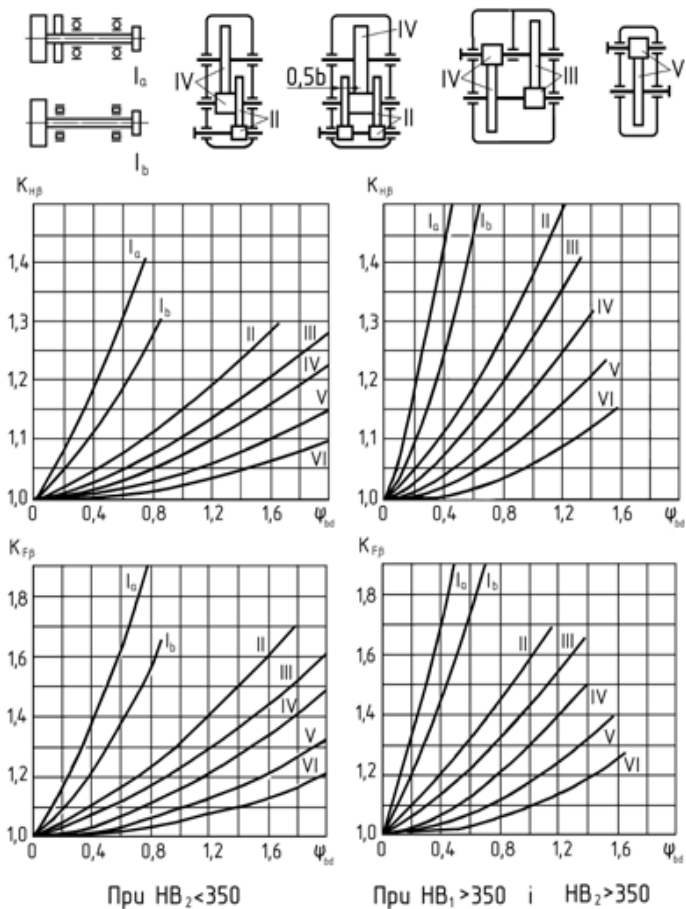


Рис. 4.2. Графіки для визначення кількісних значень коефіцієнтів концентрації навантаження K_{nb} і K_{fb}

**Таблиця 4.2. Коефіцієнт динамічного навантаження
зубчастих передач**

Ступінь точності	Твердість поверхні зубів	Коефіцієнт	v, м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	A	K _{Hv}	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
			1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
			1,06	1,13	1,26	1,40	1,53	1,67
		K _{Fv}	1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
			1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
			1,00	1,00	1,02	1,02	1,03	1,04
7	B	K _{Hv}	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17
			1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
			1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
		K _{Fv}	1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
			1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
			1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
8	A	K _{Hv}	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
			1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
			1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
		K _{Fv}	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
			1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
			1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
9	B	K _{Hv}	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
			1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
			1,03	1,06	1,10	1,16	1,22	1,26
		K _{Fv}	1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
			1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
			1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
10	A	K _{Hv}	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
			1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
			1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	1,25
		K _{Fv}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35
			1,04	1,07	1,13	1,20	1,26	1,32
			1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
11	B	K _{Fv}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34
			1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09

Примітки: 1. Твердість поверхонь зубів:

А - $\begin{cases} H_1 \leq 350\text{HB}, H_2 \leq 350\text{HB}; \\ H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \leq 350\text{HB}; \end{cases}$ Б - $H_1 \geq 45\text{HRC}, H_2 \geq 45\text{HRC}.$

2. Верхні цифри – прямозубчасті, нижні – косозубчасті колеса.

Тому для циліндричних прямозубчастих і косозубчастих коліс, а також для конічних прямозубчастих коліс при постійному навантаженні, при твердості матеріалу хоча б одного із коліс передачі менше 350 HB і швидкості $v \leq 15$ м/с приймають $K_{H\beta} = K_{f\beta} = 1$, а для конічних коліс з круговими зубами $K_{H\beta} = K_{f\beta} = 1,1$.

В інших випадках, тобто при змінному режимі навантаження, при твердості робочих поверхонь зубів обох коліс більше як 350 HB або при будь-якій твердості, але коловій швидкості коліс $v > 15$ м/с, коли мастильний шар між зубами захищає їх від спрацювання, зубчасті колеса вважають такими, що не припрацьовуються.

В цьому випадку кількісні значення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$ приймають за рис. 4.2 в залежності від коефіцієнта ψ_{ed} ширини вінця b_2 відносно дільного діаметра шестерні d_1 , тобто

$$\psi_{ed} = e_2 / d_1. \quad (4.2)$$

Так як на початку розрахунку ще невідомі значення b_2 і d_1 , то коефіцієнт ψ_{ed} визначають в залежності від коефіцієнта ψ_{ea} (табл. 4.1):

$$\psi_{ed} = 0,5 \psi_{ea} (u + 1). \quad (4.3)$$

Коефіцієнти динамічного навантаження K_{Hv} і K_{fv} враховують нерівномірність розподілення навантаження між зубами. Для прямозубчастих коліс $K_{Hv} = K_{fv} = 1$. Для косозубчастих і шевронних коліс значення цих коефіцієнтів залежить від швидкості коліс v і ступеня їх точності (табл. 4.2).

4.2 Сили в прямозубчастій циліндричній передачі

Нормальну силу F_n , яка направлена по лінії зачеплення як до загальної нормалі до робочої поверхні зубів, перене-

семо в полюс зачеплення Π і розкладемо її на колову F_t і радіальну F_r сили (рис. 4.3).

За заданим обертаючим моментом T , початковим d_{w1} і ділильним d_l діаметрами знаходимо колову силу

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}} \approx \frac{2T_1}{d_1}, \quad (4.4)$$

і через неї виразимо інші складові нормальної сили F_n :

радіальну силу

$$F_r \approx F_t \operatorname{tg} \alpha_w; \quad (4.5)$$

нормальну силу

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}. \quad (4.6)$$

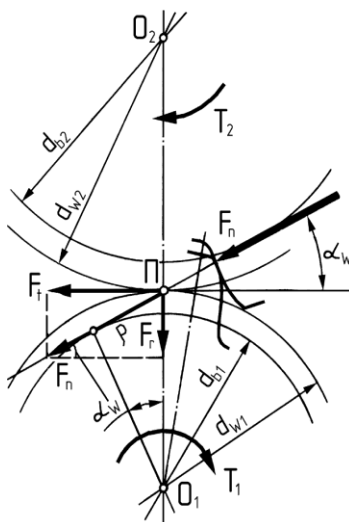


Рис. 4.3. Сили в зачепленні прямозубчастої циліндричної передачі

4.3 Розрахунок міцності прямозубчастих циліндричних передач

Розрахунок міцності зубів за контактною напругою виконують при їх контакті в полюсі зачеплення Π за формулою (2.7)

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{36}}{\rho_{36}}}.$$

Для прямозубчастих передач розрахункове навантаження q (див. (4.1) із урахуванням формул (4.4) і (4.5) знаходиться так:

$$q = \frac{F_n K_H}{b_w} = \frac{F_t K_H}{b_w \cos \alpha_w} = \frac{2T_1 K_H}{d_{w1} b_w \cos \alpha_w}, \quad (4.7)$$

де b_w - довжина зуба (ширина зубчастого колеса); α_w - кут зачеплення.

Радіуси кривизни евольвент зубів у точці контакту дорівнюють (див. рис. 4.3):

$$\rho_1 = \frac{d_{w1} \sin \alpha_w}{2}, \quad \rho_2 = \frac{d_{w2} \sin \alpha_w}{2}, \quad (4.8)$$

а приведений радіус кривизни за формулою (2.7) дорівнює:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{\text{зв}}} &= \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} = \\ &= \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(1 \pm \frac{1}{u} \right) = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right), \end{aligned} \quad (4.9)$$

де $u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$; знак "+" для зовнішнього, а "-" - для внутрішнього зачеплення.

Підставимо в формулу (4.7) значення q (4.8) і ρ (4.9), замінимо $\sin \alpha \cos \alpha = \sin 2\alpha / 2$.

Умова міцності зубів прямозубчастої циліндричної передачі за критерієм контактної напруги σ_H має такий вигляд:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{\text{зв}} T_1 K_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (4.10)$$

де $[\sigma_H]$ - допустима контактна напруга.

Параметр u за ГОСТ 16532-70 називають передаточним числом і визначають як відношення більшого числа зубів z_2 до меншого z_1 незалежно від напрямку передачі руху, тобто завжди $u \geq 1$ (на противагу від передаточного відношення, яке може бути як $i \geq 1$, так і $i \leq 1$). Параметр u відноситься лише до однієї пари зубчастих коліс.

Стандартні значення передаточного числа u :

1-й ряд - 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8;
 2-й ряд - 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0;
 11,2.

Розрахунок контактної напруги $[\sigma_H]$ необхідно проводити для того колеса зубчастої пари, в якого допустима напруга менша; як правило, це колесо, а не шестерня.

Формула (4.10) використовується для перевірного розрахунку, коли всі параметри зубчастої передачі відомі. Для проектних розрахунків формулу (4.10) розв'язують відносно діаметра d_1 або відносно міжосьової відстані a , яка визначає габарити передачі

$$a = 0,85(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{\Sigma} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}. \quad (4.11)$$

де ψ_{ba} - коефіцієнт ширини колеса відносно міжосьової відстані a .

При виведенні формули (4.11) припущено, що $d_{w1} \approx d_1$; $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ ($\sin 2\alpha = 0,6428$); $K_{Hv} = 1,15$; $T_1 = T_2/u$.

Розрахункове значення міжосьової відстані a для нестандартних редукторів округлюють за рядом Ra40: ...80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; і далі через 10 до 260, далі через 20 до 420...

Для стандартних редукторів згідно із СТ СЭВ 229-75 величину міжосьової відстані a_w округлюють за рядами:

1-й ряд - 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400,...;

2-й ряд - 140; 180; 225; 280; 355; 400,...

Стандартні значення коефіцієнта ψ_{ba} : 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

Звичайно, модуль m вибирається із практичних міркувань:

$$m = (0,01 \dots 0,02)a. \quad (4.12)$$

Значення m узгоджують із стандартом.

Стандартні значення m :

1-й ряд - 1; 1,25; 1,5; 2,5; 3; 4,0; 5,0; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25;

2-й ряд - 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 5,7; 9; 11; 14; 18; 22.

Для силових передач рекомендується приймати $m > 1,5$ мм.

Остаточне рішення щодо вибору значення модуля m приймають після перевірки міцності передачі за напругою згинання σ_F .

Для передач без зміщення і при $x_\Sigma = 0$ знаходять:

$$d_1 = \frac{2a}{u \pm 1}; \quad z_1 = \frac{d_1}{m}; \quad z_2 = z_1 u; \quad d_2 = m z_2. \quad (4.13)$$

Як і при розгляді приведенного радіуса кривизни, знак “+” використовується для зовнішнього, а знак “-” - для внутрішнього зачеплення.

Перевіряють значення міжосьової відстані:

$$a = 0,5(d_1 \pm d_2). \quad (4.14)$$

Таблиця 4.3.

Мінімально допустиме число зубів зубчастих коліс

z_2	16	18...19	20...21	22...24	25...28	29
z_{1min}	16	14	13	12	11	10

Число зубів повинно задовольняти умову: $z_1 > z_{min}$, де z_{min} , наведено в табл. 4.3. Для швидкохідних передач для зменшення шуму рекомендовано брати $z_{1min} \geq 25$.

Розрахунок міцності зубів за згинальною напругою.

Найбільша згинальна напруга створюється біля кореня зуба в зоні переходу евольвенти в галтель, тут же спостерігається концентрація напруги.

Допустимо, що: 1) все навантаження зачеплення передається однією парою зубів, і воно прикладене до вершини зуба (найгірший випадок); 2) зуб розглядається як консольна балка (рис. 4.4).

Силу F_n перенесемо по лінії дії на вісь симетрії зуба і розкладемо на складові F_t і F_r . Нехтуючи зміною радіуса прикладання колової сили F_t із-за її перенесення, збережемо справедливність формул (4.4), (4.5).

Напруга в небезпечному перерізі, який розміщено вздовж хорди основного кола, знаходиться так:

$$\sigma_F = \frac{F_t l}{W} - \frac{F_r}{A}, \quad (4.14)$$

де W - момент опору перерізу зуба при

згинанні, $W = \frac{b_w S^2}{6}$; A - площа небез-

печного перерізу, $A = b_w S$; b_w , S і l вказано на рис. 4.4.

Використовуючи геометричну подібність зубів різного модуля m , виразимо величини l і S через безрозмірні коефіцієнти S' , l' і модуль m : $l = l'm$; $S = S'm$. Після підстановки цих величин в формулу (4.14) і спрощення математичного виразу, одержимо

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{F_t l' \cdot 6}{b_w (S')^2 m} - \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{b_w S' m} = \\ &= \frac{F_t}{b_w m} \left(\frac{6l'}{(S')^2} - \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{S'} \right). \end{aligned} \quad (4.15)$$

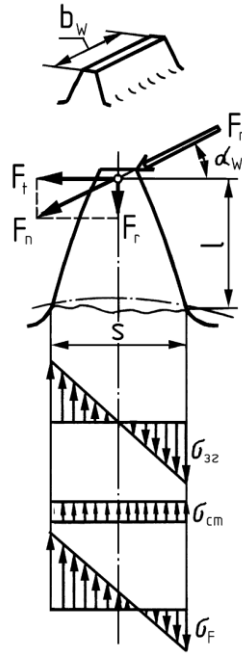


Рис. 4.4. Розрахункова схема для визначення міцності зубів за згинальною напругою

Вводимо в останнє рівняння уточнюючі коефіцієнти розрахункового навантаження K_F і теоретичної концентрації напруги K_T :

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m} \left[\frac{6l'}{(S')^2} - \frac{tg \alpha_w}{S'} \right]. \quad (4.16)$$

Частина цієї формули

$$\left[\frac{6l'}{(S')^2} - \frac{tg \alpha_w}{S'} \right] K_T = Y_F \quad (4.17)$$

Таблиця 4.4.

Числові значення коефіцієнта форми зуба Y_F

Число зубів z	Коефіцієнт зміщення вихідного контуру x						Теоретичний коефіцієнт концентрації напруги K_T
	-0,5	-0,2	0	+0,2	+0,5	+0,8	
	Коефіцієнт форми зуба Y_F						
10	-	-	-	-	-	2,96	-
12	-	-	-	-	3,55	3,08	-
14	-	-	-	4,05	3,56	3,14	-
16	-	-	4,47	3,99	3,57	3,17	1,51
17	-	-	4,30	3,97	3,58	3,21	1,53
20	-	-	4,12	3,90	3,59	3,25	1,62
25	-	4,39	3,96	3,81	3,60	3,33	1,70
30	4,67	4,14	3,85	3,75	3,61	3,37	1,74
40	4,24	3,90	3,75	3,68	3,62	3,44	1,79
50	4,02	3,83	3,73	3,66	3,62	3,48	1,83
60	3,93	3,82	3,73	3,68	3,63	3,52	1,86
80	3,89	3,81	3,74	-	-	-	1,91
100	3,87	3,80	3,75	-	-	-	1,94

залежить лише від форми зуба і називається коефіцієнтом форми зуба Y_F (табл. 4.4).

Числове значення коефіцієнта форми зуба Y_F можна визначити із табл. 4.4, а також із рис. 8.20 [9], або знайти за приближною формулою Д.М. Решетова:

$$Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - \frac{27,9x}{z_v} + 0,092x^2, \quad (4.18)$$

де z_v - еквівалентне число зубів колеса; x - зміщення вихідного контуру.

При цьому для прямозубчастих передач умова міцності за критерієм згинальної напруги запишеться так:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b_w m} \leq [\sigma_F], \quad (4.19)$$

де $[\sigma_F]$ - допустима згинальна напруга.

Якщо при розрахунках виявиться, що $\sigma_F > [\sigma_F]$, то збільшують модуль зубів m або використовують передачу із позитивним зміщенням x . Якщо σ_F значно менше $[\sigma_F]$, то це означає, що навантажувальна здатність розрахункової передачі обмежується контактною міцністю $[\sigma_H]$, а не допустимою напругою $[\sigma_F]$.

Для проектних розрахунків із формули (4.19) можна знайти мінімальне значення модуля зубів m за умовою згинальної міцності:

$$m = \sqrt[3]{\frac{3T_1 K_{F\beta} Y_F}{z_1 \psi_m [\sigma_F]}}, \quad (4.20)$$

де z_1 (див. табл. 4.3); ψ_m - коефіцієнт, $\psi_m = \frac{b_w}{m}$ (табл. 4.5).

При використанні формули (4.20) часто одержуються зачеплення з дуже дрібним модулем зубів, використання яких обмежено. Тому значення модуля зубів m вибирають,

орієнтуючись на рекомендації, які вироблені практикою (див. формулу (4.12)).

Таблиця 4.5.

Рекомендовані значення коефіцієнту $\psi_m = \frac{b_w}{m}$

Конструкція	ψ_m , не більші
Важко навантаженні точні передачі, вали, опори і корпуси підвищеної жорсткості: $H \leq 350 HB$ $H > 350 HB$	45...30 30...20
Звичайні передачі редукторного типу в окремому корпусі з достатньо жорсткими валами і опорами: $H \leq 350 HB$ $H > 350 HB$	30...20 20...15
Грубі передачі або з погано обробленими колесами (литими), а також відкриті передачі з консольними валами, рухомі колеса коробок швидкостей	15...10
Примітки: Нижні значення ψ_m для повторно-короткочасових режимів роботи, значного перевантаження і середніх швидкостей; нижні значення ψ_m - для тривалих режимів роботи, невеликих перевантажень і високих швидкостей.	

Контрольні запитання

1. Як визначається розрахункове навантаження прямозубчастих зубчастих передач?
2. Що таке коефіцієнт ширини вінця відносно дільного діаметра шестерні?
3. Дайте характеристику сил в зачепленні прямозубчастої циліндричної передачі.
4. Запишіть математичний вираз для визначення колової сили прямозубчастої циліндричної передачі.

5. Запишіть математичний вираз для визначення радіальної сили прямозубчастої циліндричної передачі.

6. Запишіть математичний вираз для визначення нормальної сили прямозубчастої циліндричної передачі.

7. Наведіть рівняння для перевірного розрахунку міцності зубів прямозубчастої циліндричної передачі за контактною напругою.

8. Проаналізуйте це рівняння.

9. Наведіть формулу для проектного розрахунку міжосьової відстані прямозубчастої циліндричної передачі. Проаналізуйте цю формулу.

10. Для якого зубчастого колеса проводять розрахунки міцності за контактною напругою?

11. Наведіть формулу для перевірного розрахунку міцності зубів прямозубчастої циліндричної передачі за напругою згинання.

12. Проаналізуйте цю формулу.

5 ЦИЛІНДРИЧНІ КОСОЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

5.1 Особливості геометрії та роботи косозубчастих циліндричних передач

Геометричні параметри. Зуби косозубчастих коліс (рисунки 5.1-5.2) утворюють з твірною ділильного циліндра кут β . При цьому профіль косого зуба в нормальному перерізі $n - n$ співпадає з профілем зуба прямозубої циліндричної передачі. Модуль m_n у цьому перерізі стандартний.

У торцевому перерізі $t - t$ параметри косого зуба змінюються залежно від кута β таким чином:

$$\begin{array}{ll} \text{коловий} & \text{крок} \\ P_t = \frac{P_n}{\cos \beta}; & (5.1) \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} \text{коловий} & \text{модуль} \\ m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}; & (5.2) \end{array}$$

$$\text{ділильний діаметр } d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}. \quad (5.3)$$

Форму косого зуба в нормальному перерізі прийнято визначати через параметри еквівалентного прямозубчастого колеса (рис. 5.3).

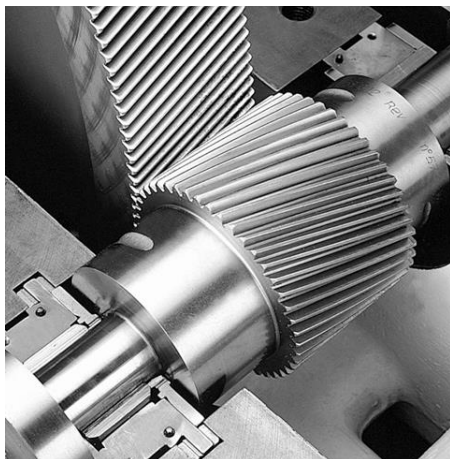


Рис. 5.1. Загальний вигляд косозубчастої циліндричної передачі

Нормальний до напрямку зуба переріз колеса по ділильному діаметру $n-n$ утворює еліпс із півсями $c = r$ та $t = r/\cos\beta$, де $r = d/2$. У зачепленні пари коліс беруть участь зуби, розміщені на малій осі еліпса. Радіус кривизни еліпса на малій осі (див. геометрію еліпса)

$$r_v = \frac{e^2}{c} = \frac{r}{\cos^2 \beta}.$$

Відповідно до цього діаметр еквівалентного прямозубчастого колеса

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}, \quad (5.4)$$

а число зубів

$$z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos^3 \beta}, \quad (5.5)$$

або

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (5.6)$$

Зростання еквівалентних параметрів d_v і z_v косозубчастих циліндричних передач із збільшенням кута β є однією із причин підвищення їх міцності.

Крім того, у косозубчастих передачах спостерігається багатопарність зачеплення, зменшення рівня шуму тощо. Тому в сучасних машинах косозубчасті передачі мають переважне поширення.

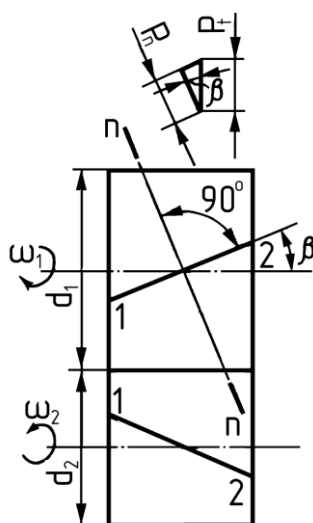


Рис. 5.2. До розрахунку геометричних параметрів косозубчастих циліндричних передач

Багатопарність і плавність зачеплення. На відміну від прямозубих коліс косі зуби входять у зачеплення не відразу за всюєю довжиною, а поступово (див. рис. 5.2). Зачеплення поширюється у напрямку від т. 1 до т. 2. Косозубчасте зачеплення не має зони однопарного зачеплення, тут зуби навантажуються поступово у міру заходу їх в поле зачеплення, а в зачепленні знаходяться мінімум дві пари зубів.

Сумарна довжина контактних ліній косозубчастих коліс

$$l_{\Sigma} = \frac{b_w \varepsilon_{\alpha}}{\cos \beta}, \quad (5.7)$$

де - ε_{Σ} - коефіцієнт торцевого перекриття (див. (3.6)).

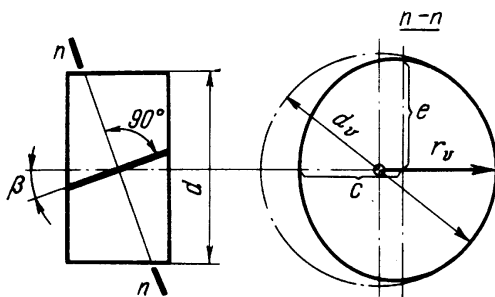


Рис. 5.3. Визначення форми косого зуба в нормальному перерізі через параметри еквівалентного прямозубчастого колеса

Для прямозубих передач рекомендується $\varepsilon_{\Sigma} \geq 1,2$, для косозубчастих передач $\varepsilon_{\Sigma} \geq 1$.

Величина сумарної довжини контактних ліній l_{Σ} зростає із збільшенням кута β , але при цьому зростають осьові навантаження опор, тому приймають $\beta = 8 \dots 20^\circ$, для шевронних коліс β зростає до $25 \dots 40^\circ$.

На боковій поверхні косого зуба лінія контакту розміщується під деяким кутом λ (рис. 5.4, зліва), який зростає при збільшенні кута β . Під час руху коліс лінія контакту переміщується від нижнього положення до верхнього (рис. 5.4, справа). Нижнє положення небезпечне

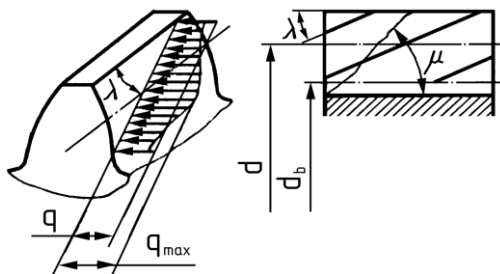


Рис. 5.4. Розміщення лінії контакту на боковій поверхні косого зуба

для міцності зуба, крайня частина зуба може відломитися.

Тріщина втомленості створюється біля кореня зуба в місці концентрації напруги, а потім поширюється під кутом μ .

5.2 Сили в зачепленні

В косозубчистій передачі нормальну силу F_n розкладають на три складові сили (рис. 5.5):

колову силу

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (5.8)$$

радіальну силу

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \beta; \quad (5.9)$$

осьову силу

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha_w = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}. \quad (5.10)$$

У свою чергу нормальна сила

$$F_n = \frac{F_t'}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta}. \quad (5.11)$$

Наявність осьового навантаження опор F_a у косозубчастих передачах є їх недоліком, який усувається в шевронній передачі (див. рис. 3.1, в, а також рисунки 5.6-5,7). Шевронна передача подібна до здвоєної косозубчастої передачі з протилежним напрямком зубів у кожній із них. Осьові

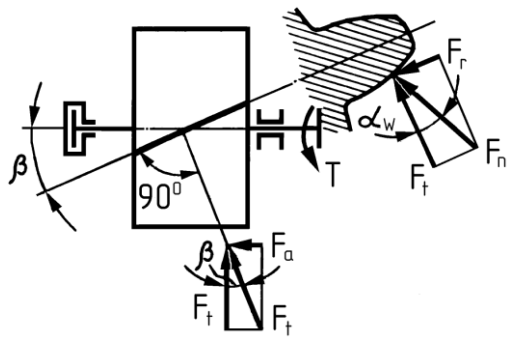


Рис. 5.5. Сили в зачепленні косозубчастої передачі

сили шевронної передачі врівноважуються безпосередньо на зубчастому колесі.



Рис. 5.6. Загальний вид шевронного колеса

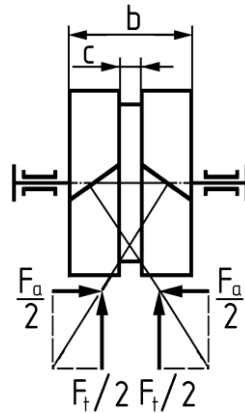


Рис. 5.7. Врівноваження осьових сил шевронної передачі

5.3 Розрахунок міцності косозубчастих та шевронних циліндричних передач

Розрахунок міцності зубів за контактною напругою.

Питоме навантаження із урахуванням формули (4.1) дорівнює

$$q = \frac{F_n K_H K_{H\alpha}}{l_\Sigma} = \frac{F_t K_H K_{H\alpha}}{b_w \varepsilon_\alpha \cos \alpha}, \quad (5.12)$$

де $K_{H\alpha}$ - коефіцієнт нерівномірності навантаження одночасно зачеплених пар зубів.

За аналогією із прямозубчастим колесом, виражаючи значення d_{w1} через діаметр еквівалентного колеса d_{v1} (5.4), одержимо

$$\frac{1}{\rho_{pd}} = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right). \quad (5.13)$$

Порівнюючи відношення $\frac{q}{\rho_{зб}}$ формули (2.7) для прямозубчастих і косозубчастих коліс, одержимо

$$\frac{q}{\rho_{зб}} = \left(\frac{q}{\rho_{зб}} \right)_{нрм} K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}$$

Таблиця 5.1.

Значення коефіцієнтів нерівномірності навантаження одночасно зачеплених пар зубів $K_{H\alpha}$ і $K_{F\alpha}$

Колова швидкість v , м/с	Ступінь точності	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Вище 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,3
Вище 5 до 10	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

або

$$(\sigma_H)_{кос} = (\sigma_P)_{нрм} \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}}. \quad (5.14)$$

Позначимо частину рівняння як

$$z_{H\beta} = \sqrt{K_{H\alpha} \cos^2 \beta / \varepsilon_{\alpha}} \quad (5.15)$$

і дамо йому назву - коефіцієнт підвищення міцності косозубчастих передач за контактною напругою.

Відповідно до формули (4.10) для косозубчастих передач, одержимо умову міцності за контактною напругою

$$\sigma_H = 1,18 z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{36} T_1 K_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq [\sigma_H] \quad (5.16)$$

Для проектних розрахунків беруть $z_{H\beta} = 0,85$ ($\beta = 12^\circ$; $\varepsilon_\alpha = 1,5$; $K_{H\alpha} = 1,1$) і одержують значення міжосьової відстані

$$a = 0,75(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{E_{36} T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}} \quad (5.17)$$

Розрахунок міцності зубів за згинальною напругою виконують за аналогією із прямозубчастими передачами з урахуванням збільшення міцності косозубчастих передач. При цьому формули (4.14) і (4.12) для косозубчастих передач набувають такого вигляду:

для перевірконого розрахунку

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F z_{F\beta}}{b_w m} \leq [\sigma_F] \quad (5.18)$$

для проектного розрахунку

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_{F\beta} Y_F z_{F\beta}}{z_1 \psi_m [\sigma_F]}} \quad (5.19)$$

де $z_{F\beta}$ - коефіцієнт підвищення міцності косозубчастих передач за згинальною напругою,

$$z_{F\beta} = K_{F\alpha} Y_\beta / \varepsilon_\alpha, \quad (5.20)$$

де $K_{F\alpha}$ - коефіцієнт нерівномірності навантаження одночасно зачеплених пар зубів; Y_β - коефіцієнт, який урахує підвищення згинальної міцності косозубчастих коліс через нахил контактної лінії до основи зубів і нерівномірний розподіл навантаження, $Y_\beta = 1 - \beta^\circ/140$; коефіцієнт форми зуба Y_F вибирається за еквівалентним числом зубів Z_v (7.24). Зна-

чення параметрів Z_1 , ψ_m – такі ж, як і для прямозубчастих передач.

Контрольні запитання

1. Які особливості конструкції косозубчастих циліндричних передач Ви знаєте?
2. Які особливості розрахунку косозубчастих циліндричних передач Ви знаєте?
3. Охарактеризуйте явище багатопарності косозубчастих циліндричних передач.
4. Як і з якою метою роблять заміну косозубчастих циліндричних коліс еквівалентними прямозубчастими?
5. За рахунок чого підвищується навантажувальна здатність косозубчастих циліндричних передач порівняно із прямозубчастими?
6. Які сили діють в зачепленні косозубчастої циліндричної передачі?
7. Напишіть математичний вираз для оцінки колової сили косозубчастої циліндричної передачі.
8. Напишіть математичний вираз для оцінки радіальної сили косозубчастої циліндричної передачі.
9. Напишіть математичний вираз для оцінки осьової сили косозубчастої циліндричної передачі.
10. Напишіть математичний вираз для оцінки нормальної сили косозубчастої циліндричної передачі.
11. Які особливості має розрахунок міцності зубів косозубчастої циліндричної передачі за контактною напругою?
12. Які особливості має розрахунок міцності зубів косозубчастої циліндричної передачі за напругою згинання?
13. Які переваги має шевронна передача?
14. Опишіть конструктивні особливості шевронної передачі.

6 КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

6.1 Загальні відомості

Конічні зубчасті колеса (див. рис. 3.1, д, та рис. 6.1) використовують у передачах, осі валів яких розміщено під кутом Σ , який частіше всього дорівнює 90° . Конічні передачі складніші, ніж циліндричні при виготовленні і монтажі, мають більшу масу. Одне із коліс передачі, як правило це шестерня, розміщується консольно; при цьому збільшується нерівномірність розподілу навантаження за довжиною зуба. Осьові сили, які виникають в передачі, ускладнюють конструкцію опор. Все це приводить до того, що навантажувальна здатність конічної прямозубчастої передачі складає лише 85% навантажувальної здатності циліндричної передачі.



Рис. 6.1. Вигляд конічної прямозубчастої передачі

Конічні передачі використовуються в машинобудуванні в тих випадках, коли за умов компонування привода вали необхідно розмішувати під кутом.

Конічні колеса виготовляють із прямими, тангенціальними, круговими та іншими зубами. Прямозубчасті конічні колеса використовують при невисоких колових швидкостях (до 8 м/с) як найбільш прості при виготовленні і монтажі.

6.2 Основні геометричні параметри

Аналогами початкових і ділильних циліндрів циліндричних передач для конічних передач є початкові і ділильні конуси з кутами δ_1 і δ_2 (рис. 6.2). При коефіцієнтах зміщення інструмента $x_1 + x_2 = 0$, початкові і ділильні конуси збігаються.

Конуси, твірні яких перпендикулярні твірним ділильних конусів, називаються додатковими.

Переріз зубів додатковим конусом називають торцевим перерізом. Розрізняють зовнішній (індекс e), середній (індекс m) і внутрішній торцеві перерізи.

Розміри за зовнішнім перерізом зручні для вимірювання параметрів коліс, їх вказують на кресленні. Розміри за середнім перерізом використовують при силових розрахунках передач. Залежності розмірів в середньому і зовнішньому торцевих перерізах (рис. 6.3):

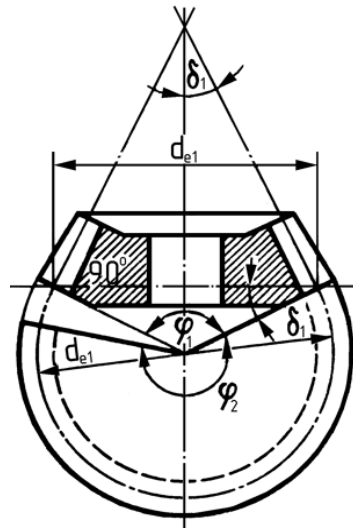


Рис. 6.2. Основні геометричні параметри конічних передач

$$R_e = R_m + 0,5b; \quad m_e = \frac{m_{tm} R_e}{R_m}. \quad (6.1)$$

Для коліс прямозубчастих передач торцевий $t-t$ і нормальний $n-n$ перерізи збігаються, тому для торцевого та нормального модулів справедлива рівність модулів $m_{te} = m_{ne}$; їх рекомендується округлювати до стандартного значення, але це не обов'язково.

Передаточне число конічних передач u визначаються за аналогією із циліндричними передачами:

$$u = \frac{d_1}{d_2} = \frac{z_1}{z_2}. \quad (6.2)$$

Якщо виразити діаметри конічних коліс d_1 і d_2 через конусну відстань R і кути ділительних конусів δ_1 і δ_2 , то

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1},$$

а при $\Sigma = 90^\circ$

$$u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (6.3)$$

6.3 Сили в зачепленні прямозубчастої конічної передачі

Нормальну силу F_n , яка діє в зачепленні прямозубчастої конічної передачі, розкладають на такі складові (рис. 6.4):

- колову F_t , яка діє вздовж нормалі до профіля зуба,
- радіальну силу F_r ,
- осьову силу F_a .

Для визначення складових сили F_n останню розкладають на колову F_t і допоміжну силу F'_r . У свою чергу допоміжна сила F'_r розкладається на осьову F_a і радіальну F_r сили.

Залежності між цими силами такі:

$$F_t = 2T_1/d_{m1}; \quad (6.4)$$

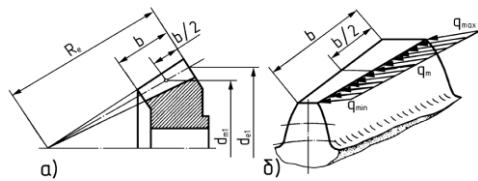


Рис. 6.3. Залежності розмірів конічного колеса в середньому і зовнішньому торцевих перерізах