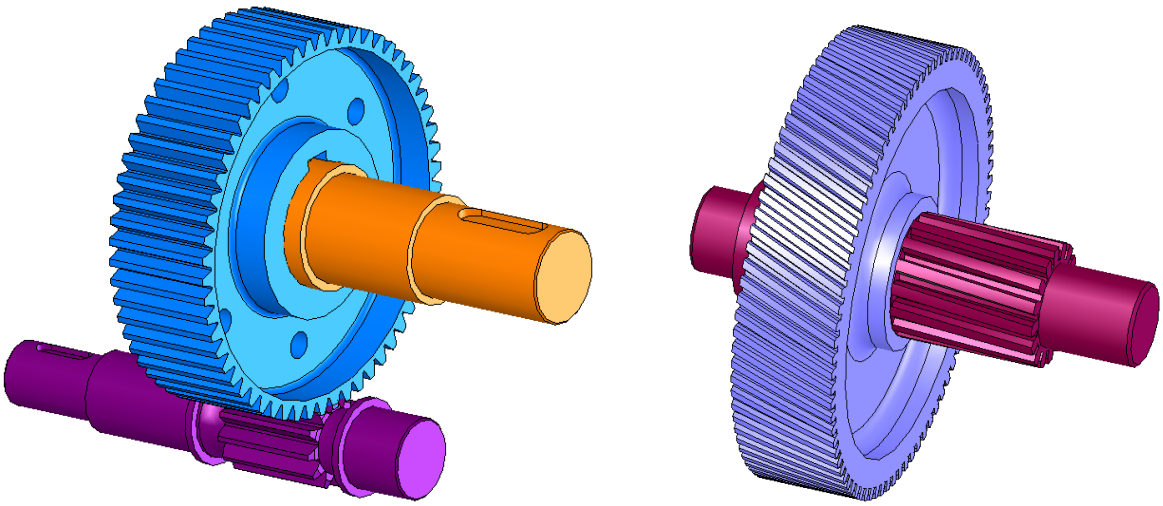
Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра “Деталі машин та прикладна механіка”

Деталі машин

Методичні вказівки

Розрахунки циліндричних зубчастих передач

до практичних занять та самостійної роботи
для студентів механічних спеціальностей



Кропивницький
2025

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра “Деталі машин та прикладна механіка”

Деталі машин.
Деталі машин та основи конструювання

Методичні вказівки

Розрахунки циліндричних зубчастих передач

до практичних занять та самостійної роботи
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня
спеціальностей:
133 – Галузеве машинобудування,
274 – Автомобільний транспорт,
131 – Прикладна механіка,
132 – Матеріалознавство.

Затверджено на засіданні
кафедри “ДМ та ПМ”
протокол № 7 від 18.02 2025 р.

Кропивницький
2025

Методичні вказівки. Розрахунки циліндричних зубчастих передач до практичних занять та самостійної роботи для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальностей: 133 – Галузеве машинобудування, 274 – Автомобільний транспорт, 131 – Прикладна механіка, 132 – Матералознавство.

Укл.; доц. к.т.н. Невдаха Ю.А., ас. Невдаха Н.А.

Кропивницький; ЦНТУ, 2025. - 34 с.

Відповідальний за випуск канд. техн. наук доц. Невдаха Ю.А.

Передмова

Методичні вказівки призначені для самостійної роботи студентів механічних спеціальностей під час розв’язування задач курсу деталей машин та виконання курсових проектів.

В методичних вказівках наведені задачі, які містять розрахунок циліндричних передач з раціональним вибором матеріалу шестерень та коліс, визначення міжосьових відстаней передач, діаметрів шестерень та коліс та їх модуля зачеплення, приведені робочі креслення різних конструкцій коліс та шестерень для вибору оптимальних конструкцій при виконанні курсового проекту по деталях машин.

Задачі розв’язуються із допомогою ПЕОМ із застосуванням прикладних програм MathCAD, версії 7 і вище. Переваги пакету полягають у тому, що у результаті розв’язання задачі деталей машин з’являється документ MathCAD, який є звітом з розв’язання задачі, містить формули, розрахункові данні, результати розрахунків тощо. Такий документ легко перевіряється навіть тим, хто немає навичок роботи на ПЕОМ. У разі наявності помилок, вони легко виправляються у вихідному документі.

Розв’язання технічних задач на ПЕОМ із застосуванням MathCAD, є загальним підходом кафедри ДМ та ПМ до організації навчального процесу (охоплені всі дисципліни кафедри, зокрема теоретична механіка, опорів матеріалів, ТММ тощо). Тому студенти механічних спеціальностей, починаючи вивчати курс деталей машин повинні вже мати відповідні навики користування програмою MathCAD.

Розділ 1. Конструкції зубчастих коліс.

Конструкція зубчастих коліс залежить від їхніх розмірів, матеріалу, способу і технології виготовлення заготовки, експлуатаційних вимог. Якщо діаметр кола впадин мало відрізняється від діаметра вала, шестірню виготовляють із валом як одну деталь (рис. 1.1 *а, б*). Зубчасті колеса, що допускають посадку та закріплення на валу, як правило, виготовляють насадними. Це дає змогу підбирати різні найвигідніші матеріали і термообробку для вала і колеса, спрощує технологію виготовлення та дає можливість після спрацювання зубців колеса зробити його заміну, зберігаючи при цьому вал. Однак вали, виготовлені разом із зубчастими колесами, мають більшу жорсткість, що позитивно впливає на роботу зубчастої передачі.

Зубчасті колеса невеликого діаметра ($d \le 200$ мм) можуть виготовлятись із круглого прокату, кованих або штампованих заготовок у вигляді суцільного диска без маточини або з маточиною (рис1.1, *в*).

Колеса середніх діаметрів ($d \le 600$ мм) виготовляють із заготовок куванням, штампуванням або литтям. У більшості випадків такі колеса мають дискову конструкцію (рис. 1.1, *г, д*). Наближені розміри елементів цих коліс такі: діаметр маточини $d_M = (I,8...2,0)d_0$; довжина маточини $l_M = (1,0...1,2)b$; товщина диска $\delta_Д = (0,25... 0,35)b$; товщина обода $\delta_0 = (3...4)\ m$.

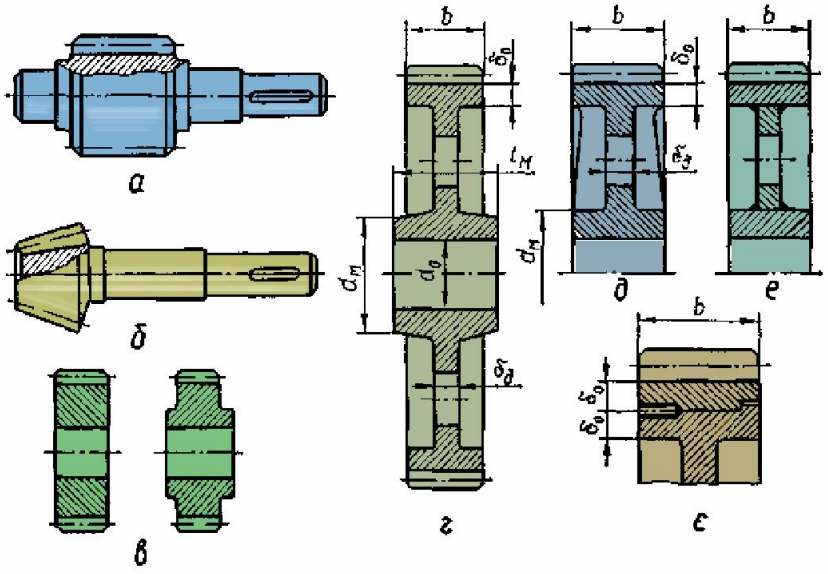


Рисунок 1.1 – Конструкції зубчастих коліс.

Для великогабаритних передач заготовки для зубчастих коліс виготовляють литтям (рис. 1.1, *д*) або зварюванням (рис. 1.1, е). При використанні для зубчастих вінців високоякісних сталей інколи застосовують бандажовані зубчасті колеса (рис. 1.1, є). У цьому разі зубчастий вінець насаджують на центральну колісну частину з гарантованим натягом і додатково закріплюють гвинтами.

Розділ 2. Навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач.

Номінальні сили у зачепленні циліндричних коліс. У навантаженій зубчастій передачі сила взаємодії зубців розподілена вздовж їхнього контакту. Цю розподілену силу замінимо зосередженою силою, прикладеною до зубця у середньому нормальному його перерізі. Силами тертя, що виникають у результаті ковзання профілів зубців, можна знехтувати, оскільки коефіцієнт тертя в зоні контакту малий, і тому таке припущення не впливає практично на кінцевий результат.

На рис. 2.1 показане косозубе зубчасте колесо, яке навантажене обертовим моментом T_1. Зубці цього колеса взаємодіють із зубцями спареного зубчастого колеса. Схема взаємодії зубців показана у їх середньому нормальному перерізі А-А.

Сила F_n направлена вздовж нормалі до профілів зубців у точці їх контакту, тобто вздовж лінії зачеплення, яка утворює кут зачеплення α_n із перпендикуляром до лінії центрів коліс. Силу F_n замінимо двома її взаємно перпендикулярними складовими F_r і F_0, які перенесемо на схему колеса. Тут сила F_r проекціюється у точку Р, а сила F_0 направлена перпендикулярно до лінії зубця. Тепер силу F_0 також замінимо двома її взаємно перпендикулярними складовими F_t і F_a.

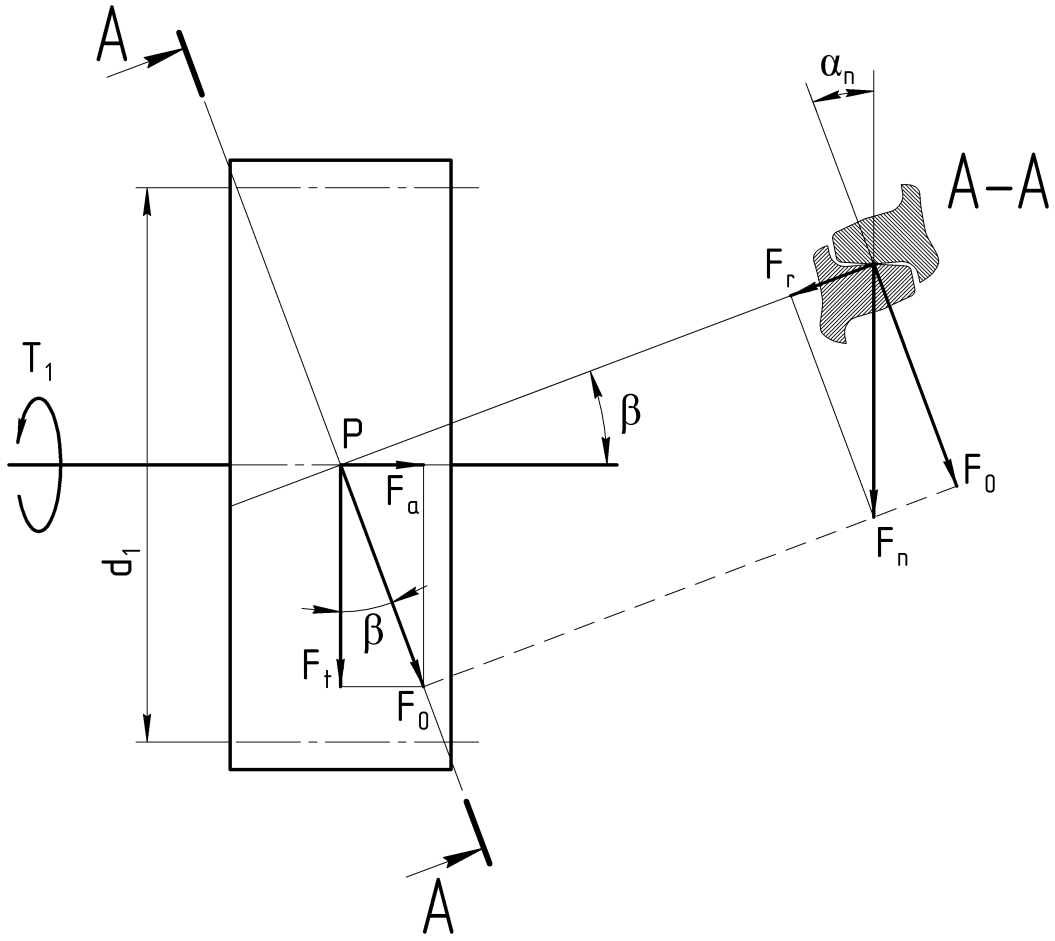


Рисунок 2.1 – Схема взаємодії зубців у зачепленні.

Отже, замість однієї нормальної сили F_n на зубці маємо три взаємно перпендикулярні її складові F_t, F_a і F_r, Таке зображення сил, що діють на зубці у зачепленні, зручне для розрахунків зубчастої передачі, її валів та їхніх опор.

Сила F_t , яку будемо називати коловою силою, лежить у площині дії обертового моменту T_1 і направлена по дотичній до ділильного кола зубчастого колеса. Тому

$$F_t = 2T_1/d_1$$

Складова F_a, яка перпендикулярна до площини колеса і паралельна осі його вала, називається осьовою силою. Вона може бути виражена через F_t та кут нахилу зубцівβ

$$F_a = F_t \, tg\beta.$$

Сила F_r діє у площині колеса і направлена вздовж його радіуса, тому її називають радіальною силою. Для визначення F_r попередньо знайдемо

$F_0 = F_t / \cos\beta$, а тоді (див. переріз А—А на рис. 2.1) запишемо

$$F_r = F_0 \operatorname{tg}\alpha_n = F_t \operatorname{tg}\alpha_n / \cos\beta.$$

Нормальна сила F_n до профілів зубців дорівнює геометричній сумі сил F_t, F_a і F_r.

Модуль цієї сили можна визначити за формулою

$$F_n = F_0/\cos\alpha_n = F_t / (\cos\alpha_n \cos\beta), \quad \text{або} \quad F_n = 2T_1/(d_1 \cos\alpha_n \cos\beta).$$

У разі зачеплення прямозубих коліс ($\beta = 0$) колова сила також визначається за формулою $F_t = 2T_1/d_1$, осьова сила $F_a = 0$, а радіальна сила може бути знайдена за формулою $F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha$.

Наявність осьової сили F_a у зачепленні косозубих коліс, що додатково навантажує вали та їхні опори, обмежує використання косозубих коліс із великим кутом нахилу лінії зубців β (F_a зростає із збільшенням β). Цього недоліку позбавлені шевронні зубчасті передачі, де осьові сили у зачепленні взаємно зрівноважуються (рис. 2.2), бо лівий та правий півшеврони мають протилежний нахил зубців. Цим пояснюється можливість збільшення кутів нахилу зубців у шевронних колесах у порівнянні з косозубими. Колова та радіальна сили у зачепленні шевронних зубчастих коліс визначаються відповідно за формулами $F_t = 2T_1/d_1$ і $F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha_n$.

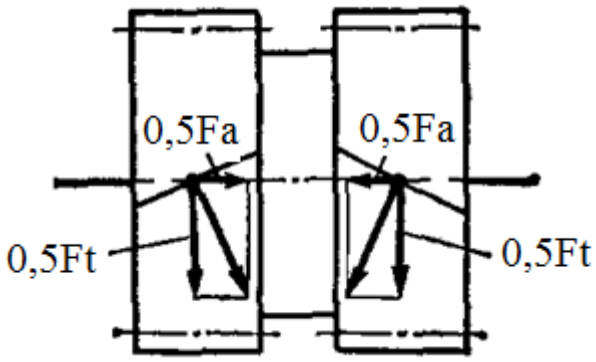


Рисунок 2.2 – Схема взаємодії сил у шевронній зубчасті передачі.

Розділ 3. До розрахунку матеріалів зубчастих передач і визначення допустимих напружень.

Для виготовлення зубчастих коліс найбільше застосування мають якісні вуглецеві і леговані сталі. Деякі марки цих сталей наведені в табл.1. Залежно від твердості після термообробки сталеві зубчасті колеса можна поділити на дві групи:

а) зубчасті колеса з твердістю $H \leq 350HB$ після нормалізації або поліпшення (табл.1);

б) зубчасті колеса з твердістю $H > 350HB$ після об'ємного гартування, гартування СВЧ, цементації, азотування (табл.2).

В якості заготовок для зубчастих коліс використовують круглий прокат, штамповки і поковки.

Для коліс великих розмірів (більше 500 мм) застосовуються вуглецеве 35Л, 40Л, 45Л, 50Л або низьколеговане 40ХЛ, 35ХГСЛ сталеве литво

Таблиця 1

Сталі, що використовуються для виготовлення зубчастих коліс, їх термообробка і механічні характеристики.

Марка сталі	Заготовка	Термообробка	Твердість НВ	Границя текучості $\sigma_т$, Н/мм^2
35	Поковка, штамповка, прокат	Нормалізація	140…187	320
40	- // -	- // -	154…217	340
45	- // -	- // -	173…241	360
45	- // -	Поліпшення	194…263	450
50	- // -	Нормалізація	180…229	380
50	- // -	Поліпшення	228…255	540
40Х	- // -	Нормалізація	200…230	440
40Х	- // -	Поліпшення	230…28	550
40ХН	- // -	Нормалізація	220…250	550
40ХН	- // -	Поліпшення	230…295	600
35Л	Відливка	Нормалізація	145…185	280
40Л	- // -	- // -	153…195	290
45Л	- // -	- // -	163…205	320
50Л	- // -	- // -	174…215	330
35ХГСЛ	- // -	- // -	210…230	350
40ХЛ	- // -	- // -	180…200	350
40ХНЛ	- // -	- // -	200…220	500

Вибирати матеріали зубчастих коліс необхідно так, щоб твердість матеріалу шестерні була на 20...30НВ вище, ніж матеріалу колеса, тобто $НВ_1 = НВ_2 + (20...30)$.

Таблиця 2.

Базові границі витривалості зубців (контактної σ_{H0} і при згині σ_{F0})

Сталі	Термообробка (хіміко-термічна) обробка зубців	Твердість зубців		σ_{H0}, Н/мм^2	σ_{F0}, Н/мм^2
		поверхні	серцевини		
Леговані 40Х, 40Х, 40ХФА	Об'ємне гартування	38...50HRC	38…50HRC	18HRC+150	600
-----//-----	Гартування СВЧ	40...50HRC	26…30HRC	17HRC+200	600
Леговані 20Х, 12ХН3А, 20ХГТ	Цементація	56…62HRC	24…40HRC	23HRC	800
Леговані 40Х 40ХФА, 38ХМЮА	Азотування	550…700HV	24…40HRC	1050	300+12H_{HRC}

При визначені допустимих напружень уведено деякі спрощення щодо ДСТУ 21354-87.

Базові границі витривалості зубців передач, у яких твердість зубців $H \leq 350$ НВ визначаються за формулами:

На контактну міцність;

$$\sigma_{H1} = 2HB_1 + 70 \text{ Н/мм}^2; \qquad \sigma_{H2} = 2HB_2 + 70 \text{ Н/мм}^2 \qquad (3.1)$$

На міцність при згині;

$$\sigma_{F0} = 1{,}8HB \qquad (3.2)$$

Допустиме контактне напруження визначають за формулою:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H1}}{S_H} \cdot K_{HL}; \qquad [\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H2}}{S_H} \cdot K_{HL} \qquad (3.3)$$

де K_{HL} – коефіцієнт довговічності;

S_H– коефіцієнт безпеки .

Для редукторних передач, як передач, що працюють протягом тривалого часу можна приймати K_{HL} =1. Для зубчастих коліс з однорідною структурою S_H = 1,1, а для коліс із поверхневим зміцненням S_H = 1,2.

В якості розрахункового допустимого контактного напруження для всіх (прямозубих і косозубих) передач приймається менше, тобто допустиме напруження колеса $[\sigma_{H2}]$.

Для косозубих передач, в яких шестерня має твердість значно більшу, ніж твердість колеса, ($HB_1 \geq HB_2 + 70$) за розрахункове допустиме напруження приймається умовне напруження, яке визначається за формулою:

$$[\sigma_H] = 0{,}45\ ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \qquad (3.4)$$

де $[\sigma_{H1}]$ і $[\sigma_{H2}]$ – допустимі контактні напруження відповідно шестерні і колеса, що обчислені за формулою (3.3). При цьому повинна виконуватися умова:

$$[\sigma_H] < 1{,}23\ [\sigma_{H2}].$$

Якщо ця умова не виконується, то приймають

$$[\sigma_H] = 1.23\ [\sigma_{H2}].$$

Допустимі нормальні напруження при розрахунку на втомну міцність зубців на злам $[\sigma]_F$, Н/мм^2 визначаються за формулою:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FC}\, K_{FL}, \qquad (3.5)$$

де σ_{F0} – базова границя витривалості при згині, Н/мм^2;

K_{FC} – коефіцієнт впливу напряму прикладання навантаження на зубці;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності;

S_F – коефіцієнт безпеки;

K_{FC} = 1 при навантажені зубців з одного боку;

K_{FC} = 0,7 – якщо двобічне навантаження (в реверсивних передачах);

K_{FL} = 1 (як для передач, що працюють тривалий час);

S_F = 1,75 при ймовірності не руйнування зубців 0,9.

Гранично допустимі напруження (для розрахунків на перевантаження), якщо твердість зубців НВ ≤ 350

$$[\sigma_H]_{max} = 2{,}8\ \sigma_T \qquad (3.6)$$

$$[\sigma_F]_{max} = 0{,}8\sigma_T \qquad (3.7)$$

де σ_T – границя текучості , Н/мм^2 .

Якщо твердість зубців Н > 350НВ, то

$$[\sigma_H]_{max} = 40\ HRC \qquad (3.6а)$$

$$[\sigma_F]_{max} = 0{,}6\ \sigma_B, \qquad (3.7а)$$

де σ_B – границя міцності матеріалу, Н/мм^2 .

Розділ 4. Розрахунки закритих циліндричних зубчастих передач.

Вибрати матеріал для шестерні і колеса, обчислити допустимі контактні і нормальні напруження для розрахунків на втомну і статичну міцності з розділу 3

4.1 Проектувальний розрахунок

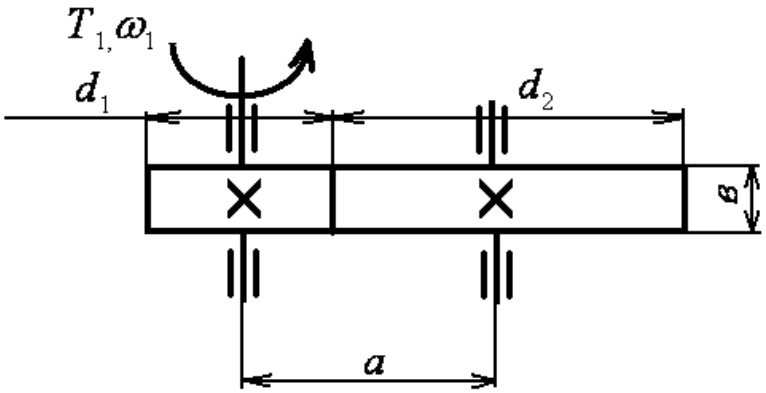


Рисунок 4.1 - Схема передачі .

4.1.1. Основний розмір передачі – міжосьова відстань a - визначається з умови контактної витривалості поверхонь зубців за формулою :

$$a \geq Ka\ (\mathrm{u}+1)\sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\mathrm{u}\,\psi_{ba}\left[\sigma_H\right]^2}} \qquad (4.1)$$

де Ka – константа (допоміжний коефіцієнт), для прямозубих сталевих коліс $Ka = 49\ (\text{Н/мм}^2)^{1/3}$.

u – передаточне число;

T_1- момент , що передається валом шестерні , Н · мм ;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження (рис. 4.2);

$\psi_{ba} = b/a$ – коефіцієнт ширини зубчастих коліс відносно міжосьової відстані (b – ширина вінців зубчастих коліс);

$[\sigma]_H$ – розрахункове допустиме контактне напруження, Н/мм².

Коефіцієнтом ψ_{ba} треба задаватися з ряду ...0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500...(ДСТУ 2185 – 66). Знайдене значення a треба округлити, збільшуючи відсотків на 8, у відповідності з рядом Ra40 ДСТУ 6636 – 69 (табл.3)

Таблиця 3.

Нормальні лінійні розміри (ДСТУ 6636 – 69)

Ra 20	…25, 28, 32, 36, 40, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 125, 140…
Ra 40	…80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130*

4.1.2. Визначити модуль передачі m, мм за формулою;

$$\mathrm{m} = (0{,}01\ldots0{,}02)\,a \qquad (4.2)$$

Остаточне значення m приймається у відповідності з ДСТУ 9563 – 80 (табл.4)

Таблиця 4. Модулі зубчастих коліс (ДСТУ 9563 – 80)

Значення модуля передачі m					
…	(1,75)	2,5	(3,5)	5,0	…
…	2,0	(2,75)	4,0	(5,5)	
1,5	(2,25)	3,0	(4,5)	6,0	

Примітка: Бажано брати значення модулів, які не взяті в дужки.

4.1.3. Обчислити сумарну кількість зубців $Z\Sigma$

$$Z\Sigma = \frac{2a}{m} \qquad (4.3)$$

причому вона повинна бути цілим числом. Якщо вона отримана дробним числом, слід прийняти інший модуль .

4.1.4. Знайти кількість зубців шестерні

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u+1} \qquad (4.4)$$

Розрахункове значення Z_1, при необхідності округлити до найближчого цілого числа.

4.1.5. Обчислити кількість зубців колеса

$$Z_2 = Z\Sigma - Z_1 \qquad (4.5)$$

4.1.6. Уточнити передаточне число $u_ф$

$$u_ф = \frac{Z_2}{Z_1} \qquad (4.6)$$

і оцінити його відхилення Δu (якщо воно є) від прийнятого стандартного значення

$$\Delta u = \left|\frac{u - u\phi}{u}\right| 100\ \% \le [\Delta u] \qquad (4.7)$$

Допустиме відхилення $[\Delta u] = 2{,}5\%$ при $u \le 4{,}5$ і $[\Delta u] = 4\%$ при $u > 4{,}5$ (ДСТУ 2185 – 66).

4.1.7. Обчислити основні розміри зубчастих коліс , мм :

ділильні діаметри $d_1 = mz_1$; $d_2 = mz_2$; (4.8)

діаметри вершин $d_{a1} = m(Z_1+2)$; $d_{a2} = m(Z_2+2)$; (4.9)

діаметри впадин $d_{f1} = m(Z_1 - 2{,}5)$; $d_{f2} = m(Z_2 - 2{,}5)$; (4.10)

ширина вінців $b_2 = \Psi_{ba}\, a$; $b_1 = b_2 + (2\ldots5)$ (4.11)

Числове значення b треба округлити до найближчого числа з ряду Ra 20 ДСТУ 6636 – 69 (табл.3)

4.1.8. Обчислити колову швидкість передачі V, м/с:

$$V = \omega_1 \frac{d_1}{2}, \qquad (4.12)$$

де ω_1 – кутова швидкість шестерні, рад/с.

d_1 – ділильний діаметр шестерні, м.

4.1.9. Призначити ступінь точності передачі в залежності від колової швидкості за табл.5.

Таблиця 5. Рекомендації до вибору ступіння точності зубчастих передач

Колова швидкість колес V, м/с не більше	Прямозуба передача	10	6	2
	Косозуба передача	15	10	4
Ступінь точності		7	8	9

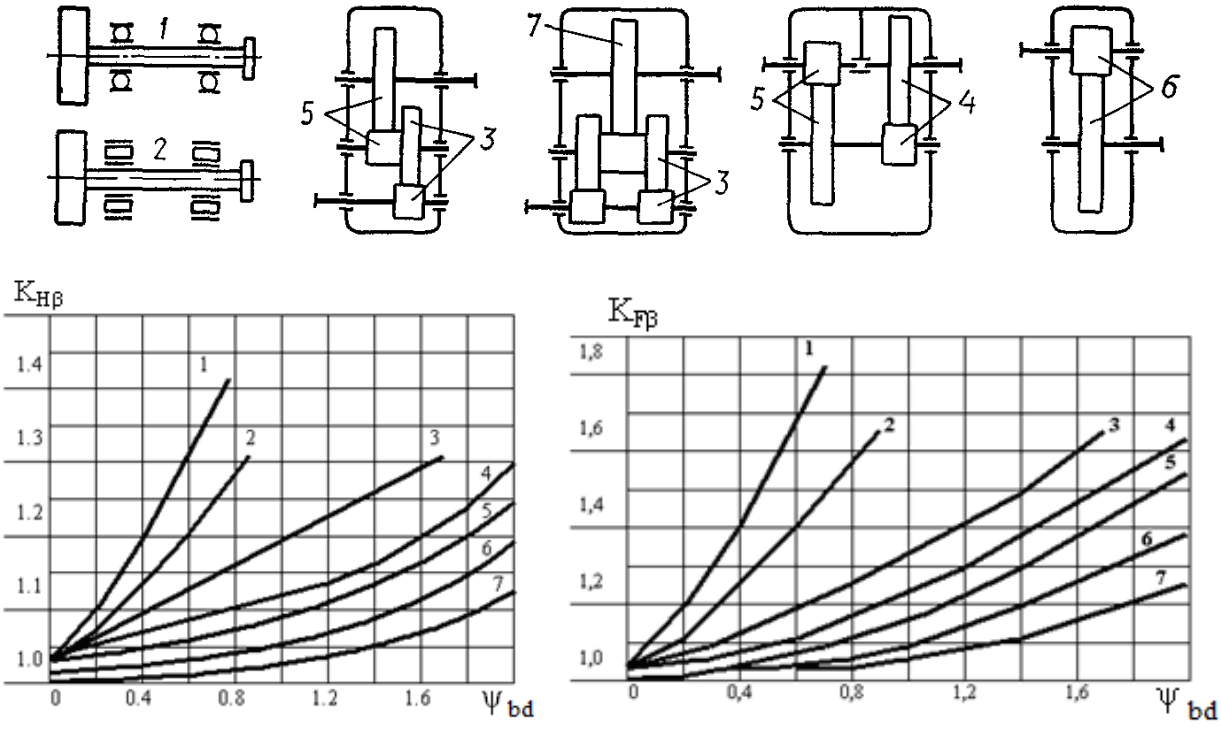


Рисунок 4.2 – Графіки для визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ та $K_{F\beta}$.

Граничні значення ψ_{bd} повинні бути такими, щоб виконувалися умови:

$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1} = 0.5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u+1) \le 1$ - для прямозубих передач,

$\psi_{bd} \le 1.5$ - для косозубих передач та $\psi_{bd} \le 2.5$ - для шевроних зубчастих передач.

4.2. Перевірочні розрахунки на контактну витривалість.

Умова контактної витривалості

$$\sigma_{\text{Н}} = \text{Z}_{\text{н}}\text{Z}_{\text{м}}\sqrt{\frac{2T_1K_{\text{H}\beta}K_{\text{H}\nu}}{bd_1^{\,2}}\cdot\frac{u_\phi+1}{u_\phi}} \le [\sigma_{\text{Н}}], \qquad (4.13)$$

де Z_H– коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубців в полюсі контакту (для прямозубих передач без зміщення $Z_H = 1{,}76$);

Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс (для сталевих коліс $Z_M = 275$ (Н/мм²)$^{1/2}$;

$К_{HV}$ – коефіцієнт динамічного навантаження (приймається за табл.6);

u_ϕ – фактичне передаточне число передачі;

Таблиця 6. Значення коефіцієнта динамічного навантаження $К_{HV}$

Ступінь точності	Колова швидкість V, м/с					
	1	2	4	6	8	10
7			1,14 / 1,05	1,21 / 1,06	1,29 / 1,07	1,36 / 1,08
8	1,04 / 1,01	1,08 / 1,02	1,16 / 1,04	1,24 / 1,06		
9	1,05 / 1,01	1,10 / 1,03	1,20 / 1,05			

Примітка: У чисельнику – значення для прямозубих передач,

у знаменнику – для косозубих.

4.3. Перевірочний розрахунок на втомний злам зубців.

Умова витривалості зубців на згин

$$\sigma_F = \text{Y}_{\text{F}}\cdot\frac{2T_1K_{Fb}K_{F\nu}}{bd_1m} \le [\sigma_{\text{F}}], \qquad (4.14)$$

де Y_F - коефіцієнт форми зубця, який для передач без зміщень залежить тільки від кількості зубців і визначається за табл.7;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження , визначається за графіком рис.4.2;

K_{Fv} – коефіцієнт динамічного навантаження (приймається за табл.8);

$[\sigma_F]$ – допустиме напруження при згині, Н/мм² (обчислюється за формулою (3.5) для обох коліс);

Таблиця 7. Значення коефіцієнта форми зубця для передач без зміщення

$Z(Z_V)$	17	20	22	25	30	35	40	50	60	80	св.80
Y_F	4,28	4,08	4,00	3,90	3,80	3,74	3,70	3,65	3,63	3,60	3,60

Таблиця 8. Значення коефіцієнта динамічного навантаження K_{Fv}

Степінь точності	Колова швидкість V,м/с					
	1	2	4	6	8	10
7			1,33 / 1,11	1,5 / 1,16	1,67 / 1,22	1,8 / 1,29
8	1,1 / 1,03		1,38 / 1,11	1,58 / 1,17	1,78 / 1,23	1,96 / 1,29
9	1,13 / 1,04	1,28 / 1,07	1,5 / 1,14			

Примітка: У чисельнику – значення для прямозубих передач,

у знаменнику – для косозубих.

Розрахунок за формулою (4.14) виконується для зубців того з зубчастих коліс, для якого відношення $[\sigma_F]/Y_F$ буде меншим.

4.4. Перевірочні розрахунки на перевантаження.

Ці розрахунки виконуються на статичну міцність за контактними напруженнями і на злам.

Умови міцності $$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_П} \le [\sigma_H]_{\max} \quad (4.15)$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot K_П \le [\sigma_F]_{\max} \quad (4.16)$$

де $\sigma_{\text{Н}}$ і σ_F – розрахункові напруження , обчислені за формулами (4.13.) і (4.14) відповідно;

$K_{\text{п}} = T_{\text{макс}}/T_{\text{ном}}$ – коефіцієнт перевантаження, приймається за технічним завданням, або за характеристикою електродвигуна.

$[\sigma_H]_{\max}$ і $[\sigma_F]_{\max}$ – гранично допустиме напруження, визначаються за формулами (3.6) і (3.7) відповідно.

4.5. Сили , що діють в передачі:

Колові сили: $F_t = 2T_1/d_1$ (4.17)

Радіальні сили: $F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha$ (4.18)

де α – кут зачеплення. В передачах без зміщення α = 20º.

Розділ 5. Розрахунок косозубих циліндричних передач.

5.1. Вибір матеріалів для шестерні і колеса.

Обчислюємо допустимі контактні і нормальні напруження для розрахунків на втомну і статичну міцності (розділ 3).

5.1.1. Проектувальний розрахунок

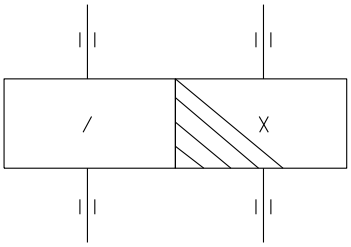


Рисунок 5.1 – Схема передачі

5.1.2 Основний розмір передачі – міжосьова відстань a - визначається з умови контактної витривалості за формулою (5.1),

$$a \geq Ka\ (\text{u}+1)\sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\text{u}\,\psi_{ba}[\sigma_H]^2}} \qquad (5.1)$$

де K_a = 43,5(Н/мм²)^{0,333} обчислення виконується так, як і для прямозубих передач (див. п. 4.1.1.)

5.1.3. За формулою (5.2) обчислити і прийняти за табл.4 нормальний модуль m_n.

$$m = (0{,}01 \ldots 0{,}02)\, a \qquad (5.2)$$

5.1.4. Визначити сумарну кількість зубців за формулою:

$$Z_\Sigma = \frac{2a}{m_n} \cos\beta \qquad (5.3)$$

де β – кут нахилу зубців по ділильному циліндру.

Прийняти попередньо для косозубих передач β = 10 ...15˚,

для шевронних – β = 25 ... 30˚.

Обчислену за формулою (5.3) сумарну кількість зубців округлити до найближчого цілого числа і уточнити кут нахилу зубців:

$$\beta = \arccos \cdot \frac{m_n z_\Sigma}{2a} \qquad (5.4)$$

Кут β визначити з точністю до 1' або 0,01˚

5.1.5. Знаходимо кількість зубців шестерні

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{u+1}$$

Розрахункове значення Z_1, при необхідності округлити до найближчого цілого числа.

Обчислюємо кількість зубців колеса

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1$$

Уточнюємо передаточне число $u_ф$

$$u_ф = \frac{Z_2}{Z_1}$$

і оцінити його відхилення Δu (якщо воно є) від прийнятого стандартного значення

$$\Delta u = \left| \frac{u - u\phi}{u} \right| 100\ \% \leq [\Delta u]$$

Допустиме відхилення $[\Delta u] = 2{,}5\%$ при $u \leq 4{,}5$ і $[\Delta u] = 4\%$ при $u > 4{,}5$ (ДСТУ 2185 – 66).

5.1.6. Знаходимо основні розміри зубчастих коліс:

ділильні діаметри	$d_1 = m_n z_1 / \cos\beta;$	$d_2 = m_n z_2 / \cos\beta;$	(5.5)
діаметри вершин	$d_{a1} = d_1 + 2m_n;$	$d_{a2} = d_2 + 2m_n;$	(5.6)
діаметри впадин	$d_{f1} = d_1 - 2.5m_n;$	$d_{f2} = d_2 - 2.5m_n;$	(5.7)
ширина вінців	$b_2 = \Psi_{ba}\, a;$	$b_1 = b_2 + (2\ldots5)$	(5.8)

Числове значення b треба округлити до найближчого числа з ряду Ra 20 ДСТУ 6636 – 69 (табл.3)

5.1.7. Обчислюємо колову швидкість передачі V, м/с:

$$V = \omega_1 \frac{d_1}{2},$$

де ω_1 – кутова швидкість шестерні, рад/с;

d_1 – ділильний діаметр шестерні, м.

Призначити ступінь точності передачі в залежності від колової швидкості за табл.5.

5.2. Перевірочні розрахунки. Перевірочний розрахунок на контактну витривалість.

Цей розрахунок виконується за умовою контактної витривалості .

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}}{b d_1^{\,2}} \times \frac{u_\phi + 1}{u_\phi}} \leq [\sigma_H], \qquad (5.9)$$

де $Z_H = 1{,}76 \cos\beta$ – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубців в полюсі зачеплення;

Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс (для сталевих коліс Zм = 275 $(Н/мм^2)^{0,5}$);

Zε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній;

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження (табл.6);

$K_H\alpha$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями (табл.12);

$u_ф$ – фактичне передаточне число.

Коефіцієнт Zε обчислюється за формулою:

$$Z\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}, \qquad (5.10)$$

де ε_α = [1,88 – 3,2 ($\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}$)]cosβ – коефіцієнт торцевого перекриття

Таблиця 9. Наближені значення коефіцієнтів Кнα і $K_F\alpha$

Колова швидкість V, м/с	Степінь точності	Кнα	$K_F\alpha$
до 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
5…10	9	1,13	1,35
	7	1,06	1,2
	8	1,10	1,3

5.3. Перевірочний розрахунок на втомний злам зубців.

Умова втомної міцності на згин:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y\varepsilon \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha}}{b d_1 m_n} \le [\sigma_F], \qquad (5.11)$$

де Y_F- коефіцієнт форми зубця, який визначається в залежності від еквівалентної кількості зубців $Z_V = Z / \cos^3\beta$ за табл.7;

$Y_\beta = 1 – \beta/140^\circ$ - коефіцієнт, що враховує нахил зубців;

$Y\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$ – коефіцієнт, що враховує перекриття зубців;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження (приймається за рис.4.2);

$K_{F\nu}$ – коефіцієнт динамічного навантаження (приймається за табл.8);

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт , що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубцями (табл.9).

Перевірка на втомний злам зубців виконується для того із зубчастих коліс, для якого відношення $[\sigma_F]/Y_F$ менше.

5.4. Перевірочні розрахунки на перевантаження.

Ці розрахунки виконуються на статичну міцність за контактними напруженнями і на злам.

Умови міцності $\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_П} \le [\sigma_H]_{\max}$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot K_П \le [\sigma_F]_{\max}$$

де σ_H і σ_F – розрахункові напруження , обчислені за формулами (5.9.) і (5.11) відповідно;

$K_п = T_{макс}/T_{ном}$ – коефіцієнт перевантаження, приймається за технічним завданням, або за характеристикою електродвигуна.

$[\sigma_H]_{\max}$ і $[\sigma_F]_{\max}$ – гранично допустиме напруження, визначаються за формулами (5.12) і (5.13) відповідно, якщо твердість зубців НВ ≤ 350

$$[\sigma_H]_{\max} = 2{,}8\ \sigma_T \qquad (5.12)$$

$$[\sigma_F]_{\max} = 0{,}8\sigma_T \qquad (5.13)$$

5.5. Сили, що діють в передачі

колові сили $$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \qquad (5.14)$$

осьові сили $$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta \qquad (5.15)$$

радіальні сили $$F_r = F_t \frac{tg\,\alpha}{\cos\beta} \qquad (5.16)$$

Розділ 6. Розрахунки відкритих циліндричних зубчастих передач.

Розміри відкритих зубчастих передач визначають з розрахунку на втомний злам зубців (на витривалість за нормальним напруженням згину). На контактну витривалість ці передачі не розраховуються, бо абразивне спрацювання поверхонь зубців відбувається швидше, ніж руйнування поверхонь зубців від дії змінних контактних напружень.

При розрахунку зубців на згин враховують їх спрацювання, яке приводить до зменшення їх міцності на згин.

Проектувальний розрахунок передач полягає в визначені їх модуля.

В якості матеріалів відкритих передач застосовують вуглецеві сталі, сталеве литво, сірий чавун .

Відкриті передачі звичайно тихохідні і тому, як правило, виконуються прямозубими.

6. Розрахунок прямозубих відкритих циліндричних передач.

6.1. Вибір матеріалів передачі і визначення допустимих напружень.

Вибрати матеріали для шестерні і колеса, обчислити допустимі нормальні напруження для розрахунків на втомну і статичну міцність при згині див. розділ 3.

6.1.1. Проектувальний розрахунок

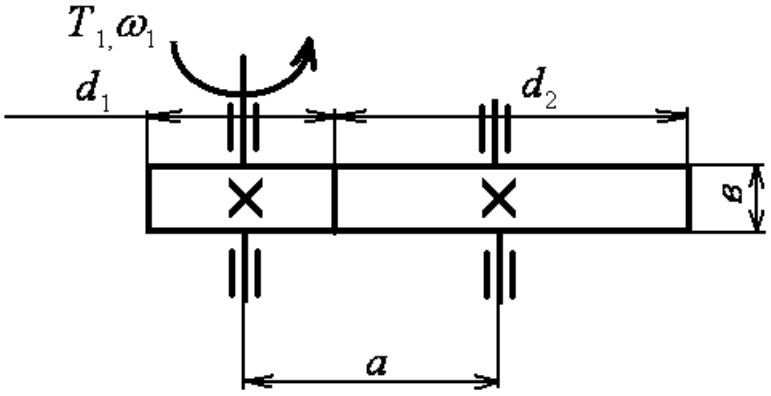


Рисунок 6.1 – Схема передачі

6.1.2. Задатися кількістю зубців шестерні $Z_1 \geq 17$ і обчислити кількість зубців колеса Z_2.

$$Z_2 = Z_1 u,$$

де u – передаточне число передачі .

6.1.3. Визначити за табл.7 коефіцієнти форми зубця для шестерні Y_{F1} і колеса Y_{F2}.

6.1.4. Зробити порівняльну оцінку міцності зубців шестерні і колеса, для чого обчислити відношення $[\sigma_F]/Y_F$. Розрахунок треба вести для того з зубчастих коліс де відношення виявилося меншим.

6.1.5. Задатися коефіцієнтом ширини коліс $\Psi_m = b/m$, де – b ширина колеса, мм; m – модуль, мм . Рекомендуєма величина $\Psi_m = 10...15$.

6.1.6. Обчислити інший коефіцієнт ширини коліс

$$\Psi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{b}{mZ_1} = \frac{\Psi m}{Z_1} ,$$

де d_1 – ділильний діаметр шестерні, мм; і за графіком рис.4.2 визначити коефіцієнт концентрації навантаження $K_{F\beta}$.

6.1.7. Задатися коефіцієнтом динамічного навантаження K_{Fv} (орієнтовно можна прийняти $K_{Fv} = 1,2$).

6.1.8. Задатися коефіцієнтом спрацювання $K_{СП} = 1,25...1,50$.

6.1.9. Обчислити необхідний модуль передачі m за формулою :

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2T_1 Y_F K_{F\beta} K_{Fv} K_{СП}}{Z_1 \Psi_m [\sigma]_F}} \qquad (6.2)$$

де T_1 – момент на валу шестерні, Н мм;

Y_F – коефіцієнт форми зубця того з коліс, яке виявилося менш міцним;

$[\sigma_F]$– розрахункове допустиме напруження на згин (для менш міцного зубчастого колеса).

Розрахункове значення модуля округлити до більшого стандартного значення за ДСТУ 9563 – 80 (табл.4).

6.1.10. Визначити основні розміри зубчастих коліс, мм:

Обчислити основні розміри зубчастих:

ділильні діаметри $d_1 = mz_1$; $d_2 = mz_2$;

діаметри вершин $d_{a1} = m(Z_1+2)$; $d_{a2} = m(Z_2+2)$;

діаметри впадин $d_{f1} = m(Z_1 - 2,5)$; $d_{f2} = m(Z_2 - 2,5)$;

ширина вінців $b_2 = \Psi_{ba}\, a$; $b_1 = b_2 + (2\ldots5)$

міжосьова відстань $a = 0,5(d_1+d_2)$.

6.1.11. Обчислити колову швидкість передачі

$$V = \omega_1 \frac{d_1}{2}$$

де ω_1 – колова швидкість шестерні , рад/с;

d_1 – ділильний діаметр шестерні, м, і за табл.5 призначити ступінь точності передачі.

6.2. Перевірочні розрахунки

Перевірочний розрахунок на втомний злам зубців

Умова витривалості:

$$\sigma_F = \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{Fv} K_{CП} Y_F}{b d_1 m} \le [\sigma_F] \qquad (6.3)$$

K_{Fv} – визначається за табл.8.

Якщо умова міцності не виконується, то необхідно прийняти наступний за величиною модуль m ДСТУ 9563 – 80 і повторити розрахунок.

6.3. Перевірочні розрахунки на перевантаження .

Ці розрахунки виконуються контактними напруженнями і на злам.

Умова міцності

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot K_П \le [\sigma_F]_{\max}$$

де σ_F – розрахункові напруження , обчислені за формулами і (6.3) відповідно;

$K_п = T_{макс}/T_{ном}$ – коефіцієнт перевантаження, приймається за технічним завданням, або за характеристикою електродвигуна.

$[\sigma_F]_{max}$ – гранично допустиме напруження, визначаються за формулою:

$[\sigma_F]_{max} = 0{,}8\sigma_T$

6.4. Сили, що діють в передачі.

Колові сили: $F_t = 2T_1/d_1$;

Радіальні сили: $F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha$;

де α – кут зачеплення. В передачах без зміщення $\alpha = 20^o$.

Розділ 7. Приклад розрахунку закритої циліндричної прямозубої передачі.

7.1. Вибір матеріалу і допустимих напружень для шестерні та колеса.

За табл. 1 стор. 9 призначаємо матеріал для шестерні і колеса:

для шестерні Сталь 40ХН ДСТУ 4543-71 (поковка); термообробка – поліпшення, твердість $НВ_1 = 230$; границя текучості $\sigma_T = 600$ Н/мм^2;

для колеса Сталь 45 термообробка – поліпшення; твердість $НВ_2 = 200$; границя текучості $\sigma_T = 450$ Н/мм^2 .

7.1.1. Визначаємо допустиме контактне напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot K_{HL}$$

де σ_{H0} – межа контактної витривалості

для шестерні $\sigma_{H01} = 2НВ+70 = 2\cdot230+70 = 530НВ$;

для колеса $\sigma_{H02} = 2НВ+70 = 2\cdot200+70 = 470НВ$.

S_H – коефіцієнт безпеки. Для однорідного матеріалу $S_H = 1{,}1$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності. Для передач, що працюють тривалий час $K_{HL} = 1$;

для шестерні $[\sigma_{H1}] = \frac{530}{1{,}1}\cdot 1 = 481{,}8$ Н/мм^2 ;

для колеса $[\sigma_{H2}] = \frac{470}{1{,}1} \cdot 1 = 427$ Н/мм^2.

визначаємо розрахункове допустиме напруження

$$[\sigma_H] = 0.45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0.45 \cdot (481.8 + 427) = 454.4 \text{ Н/мм}^2$$

Визначаємо допустиме напруження згину:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}$$

де σ_{F0} – межа витривалості на згин матеріалу, σ_{F0} = НВ+260

для шестерні σ_{F01}= НВ+260 = 230+260 = 490 Н/мм^2;

для колеса σ_{F02}= НВ+260 = 200+260 = 460 Н/мм^2;

S_F = 1,7 для штампованих заготовок;

K_{FC}= 1 – при односторонньому навантаженні передачі;

K_{FL}= 1 – коефіцієнт безпеки.

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F01}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} = \frac{490}{1.7} \cdot 1 \cdot 1 = 283 \text{ Н/мм}^2,$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F02}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} = \frac{460}{1.7} \cdot 1 \cdot 1 = 270 \text{ Н/мм}^2$$

7.1.2. Визначаємо міжосьову відстань:

$$a_{\omega 1} = K_a \cdot (U+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{U \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2}},$$

де K_a – допоміжний коефіцієнт, для прямозубих стальних зубчатих колес K_a= 49Н/мм^2;

U=2,5 – передаточне відношення розраховуємої передачі;

T_2 = 256 Нм – крутний момент на тихохідному валу;

$K_{H\beta}$ = 1 – коефіцієнт концентрації навантаження (стор. 15),

ψ_{ba} = 0,315 – коефіцієнт ширини зубчатого колеса (стор. 13);

$[\sigma_H]$ = 427 МПа – допустиме контактне навантаження;

$$a_{\omega 1} = 49\cdot(2{,}5+1)\cdot \sqrt[3]{\frac{253\cdot 10^3\cdot 1}{2.5\cdot 0{,}315\cdot 427^2}} = 172.7 \text{ мм.}$$

Знайдене значення $a_{\omega 1}$ треба округлити, збільшуючи відсотків на 8, у відповідності з рядом Ra40 ДСТУ 6636 – 69 (табл.3, стор. 13).

Приймаємо a_ω=180 мм.

7.1.3. Визначаємо модуль передачі:

$$m = (0{,}01\ldots 0{,}02)\cdot a_\omega = 1{,}8...3{,}6 \text{ мм},$$

Приймаємо m = 4 мм (стор.13).

7.1.4. Сумарне число зубів:

$$Z_\Sigma = \frac{2\cdot a_\omega}{m} = \frac{2\cdot 180}{4} = 90.$$

7.1.5. Визначаємо число зубів шестерні:

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U+1} = \frac{90}{2.5+1} = 26.$$

7.1.6. Число зубів колеса:

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = 90 - 26 = 64.$$

7.1.7. Уточнюємо передаточне число:

$$U_\phi = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{64}{25} = 2.46$$

похибка становить $\Delta U = \frac{U - U_{\hat{O}}}{U}\cdot 100\,\% = \frac{2.5 - 2.46}{2.5}\cdot 100\,\% = 1.6\,\%$

7.1.8. Визначаємо основні розміри зубчатих коліс:

– ділильні діаметри

$$d_1 = m\cdot Z_1 = 4\cdot 26 = 104 \text{ мм},$$

$$d_2 = m\cdot Z_2 = 4\cdot 64 = 256 \text{ мм};$$

– діаметри вершин зубів

$$d_{a1} = m\cdot(Z_1 + 2) = 4\cdot(26 + 2) = 112 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = m\cdot(Z_2 + 2) = 4\cdot(64 + 2) = 264 \text{ мм},$$

– діаметри западин зубів

$$d_{f1} = m\cdot(Z_1 - 2{,}5) = 4\cdot(26 - 2{,}5) = 94 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = m\cdot(Z_2 - 2{,}5) = 4\cdot(64 - 2{,}5) = 246 \text{ мм},$$

– ширина вінця колеса і шестерні

$$b = a_\omega\cdot\psi_{ba} = 180\cdot 0{,}315 = 56{,}7 \text{ мм},$$

по ряду Ra20 (табл. 3, стор. 14) приймаємо $b_2 = 56$ мм.

$$b_1 = b_2 + 5 = 56 + 5 = 61 \text{ мм}.$$

7.1.9. Колова швидкість передачі:

$$V = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 6.25 \cdot \frac{104}{2} = 5.9 \text{ м/с}.$$

7.1.10. Призначаємо степінь точності 8 в залежності від колової швидкості (табл. 5, стор.15).

7.2. Перевірочний розрахунки на контактну витривалість:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot \sqrt{\frac{2T_1 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_1 \cdot d_1^2} \cdot \frac{U+1}{U}} \le [\sigma_H],$$

де Z_H– коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубців в полюсі контакту (для прямозубих передач без зміщення $Z_H = 1{,}76$);

Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс (для сталевих коліс $Z_M = 275$ (Н/мм²)$^{1/2}$;

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження (приймається за табл.6, стор. 16) приймаємо $K_{Hv} = 1{,}16$;

u_ϕ – фактичне передаточне число передачі;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність розподілу навантаження між зубами. Для прямозубих передач $K_{H\alpha} = 1$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчатого колеса. Для прямозубих передач $K_{H\beta} = 1$;

$$\sigma_H = 1.76 \cdot 275 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 256 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1.16}{56 \cdot 104^2} \cdot \frac{2.5+1}{2.5}} = 453 \text{ Н/мм}^2 \le [\sigma_H] = 454 \text{ Н/мм}^2$$

Умова виконується.

7.3. Перевірочний розрахунок на згин:

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b \cdot d_1 \cdot m} \le [\sigma_F],$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба. Y_F = 3,8 (табл. 7, стор. 17) ;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність розподілу навантаження між зубами. Для прямозубих передач $K_{F\alpha}$= 1;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчатого колеса. Для прямозубих передач $K_{F\beta}$ = 1 (рис.4.2, стор. 15);

K_{Fv} – коефіцієнт, враховуючий динамічне навантаження приймаємо K_{Fv} = 1,38 (табл. 8, стор. 17).

$$\sigma_F = 3.80 \cdot \frac{2 \cdot 256 \cdot 10^3 \cdot 1{,}38 \cdot 1}{56 \cdot 104 \cdot 4} = 115 \text{ Н/мм}^2 \le [\sigma_F] = 283 \text{ Н/мм}^2$$

Умова виконується.

7.4. Перевірочний розрахунок на міцність при перенавантаженні:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_n} \le [\sigma_H]_{\max};$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot K_n \le [\sigma_F]_{\max};$$

$$\sigma_{H1\max} = 481.8 \cdot \sqrt{1.2} = 527 H/мм^2 \le 1680 H/мм^2;$$

$$\sigma_{F1\max} = 283 \cdot 1.2 = 345.6 H/мм^2 \le 480 H/мм^2;$$

$$\sigma_{H2\max} = 427 \cdot \sqrt{1.2} = 467 H/мм^2 \le 1260 H/мм^2;$$

$$\sigma_{F2\max} = 270.6 \cdot 1.2 = 324 H/мм^2 \le 360 H/мм^2;$$

7.4.1. Визначаємо гранично допустимі напруження:

$$[\sigma_{H1}]_{max} = 2{,}8 \cdot \sigma_T = 2{,}8 \cdot 600 = 1680 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_{H2}]_{max} = 2{,}8 \cdot \sigma_T = 2{,}8 \cdot 450 = 1260 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_{F1}]_{max} = 0{,}8 \cdot \sigma_T = 0{,}8 \cdot 600 = 480 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_{F2}]_{max} = 0{,}8 \cdot \sigma_T = 0{,}8 \cdot 450 = 360 \text{ Н/мм}^2.$$

7.5. Сили, що діють в зачепленні:

колова сила $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 256000}{104} = 4923$ Н,

радіальна сила $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \text{tg } 20^o = 4923 \cdot 0{,}3629 = 1786$ Н.

ЛІТЕРАТУРА.

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник - К. : Вища школа, 1993. – 556 с.

2. Рудь Ю.С. Р 83 Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.; з іл.

3. Гайдамака А.В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – 275 с.

4. Деталі машин : Навчальний посібник / Борозенець Г.М., Павлов В.М., Семак І. В. – К.: Видавничий дім «Кондор», 2021. – 220 с.

5. Мерхель І.І. Деталі машин: Навчальний посібник. – К.: Алерта, 2005.-368 с. іл.

6. Карнаух, С.Г. К 24 Деталі машин : курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М. Г. Таровик. – Краматорськ : ДДМА, 2017. – 26 с.

ЗМІСТ

Передмова……..……...3

Розділ 1. Конструкції зубчастих коліс……..…… …4

Розділ 2. Навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач. Номінальні сили у зачепленні циліндричних коліс…….……...5

Розділ 3. До розрахунку матеріалів зубчастих передач і визначення допустимих напружень……8

Розділ 4. Розрахунки закритих зубчастих передач…….12

4.1. Проектувальний розрахунок…….…….……12

4.2. Перевірочні розрахунки на контактну витривалість……..….……16

4.3. Перевірочний розрахунок на втомний злам зубців…….16

4.4. Перевірочні розрахунки на перевантаження…….……..17

4.5. Сили, що діють в передачі……..……..…….18

Розділ 5. Розрахунок косозубих циліндричних передач……18

5.1. Вибір матеріалів для шестерні і колеса……18

5.2. Перевірочні розрахунки. Перевірочний розрахунок на контактну витривалість……20

5.3. Перевірочний розрахунок на втомний злам зубців…….……21

5.4. Перевірочні розрахунки на перевантаження…….……..22

5.5. Сили, що діють в передачі……..……...22

Розділ 6. Розрахунок прямозубих відкритих циліндричних передач……23

6.1. Вибір матеріалів передачі і визначення допустимих напружень……..23

6.2. Перевірочні розрахунки…….25

6.3. Перевірочні розрахунки на перевантаження…….....25

6.4. Сили, що діють в передачі…….26

Розділ 7. Приклад розрахунку закритої циліндричної прямозубої передачі...26

7.1. Вибір матеріалу і допустимих напружень для шестерні та колеса……...26

7.2. Перевірочний розрахунки на контактну витривалість……29

7.3. Перевірочний розрахунок на згин…….30
7.4. Перевірочний розрахунок на міцність при перенавантаженні……...30
7.5. Сили, що діють в зачепленні…….....30
Література…….. 31
Зміст……32

Деталі машин

Методичні вказівки

Розрахунки циліндричних зубчастих передач

до практичних занять та самостійної роботи
для студентів механічних спеціальностей

Укладачі: доц. Невдаха Ю.А., ас. Невдаха Н.А.

РВЛ ЦНТУ, м. Кропивницький, пр. Університетський, 8.
тел. 39-05-41, 55-92-45.