

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання курсового проєкта із курсу:

«Деталі машин»

СПЕЦІАЛЬНОСТІ: 133 – Галузеве машинобудування
274 – Автомобільний транспорт

Полтава 2023

Методичні рекомендації до виконання курсового проєкта із курсу :
«Деталі машин» для студентів спеціальностей: 133 – Галузеве
машинобудування; 274 – Автомобільний транспорт. – Полтава:
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія
Кондратюка», 2023. – 16 с.

Укладачі: О.С. Васильєв, кандидат технічних наук, доцент;
А.В. Васильєв, кандидат технічних наук, доцент

Авторська редакція

© Васильєв О.С., Васильєв А.В., 2023 рік

© Національний університет імені Юрія Кондратюка», 2023 рік

1. ЕНЕРГОКІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА [2, с.14]

Вихідні дані
(згідно з бланком завдання):

- тягове зусилля $F = 5 \text{ кН};$
- швидкість стрічки $V = 0,8 \text{ м/с};$
- діаметр барабана $D = 0,2 \text{ м}.$

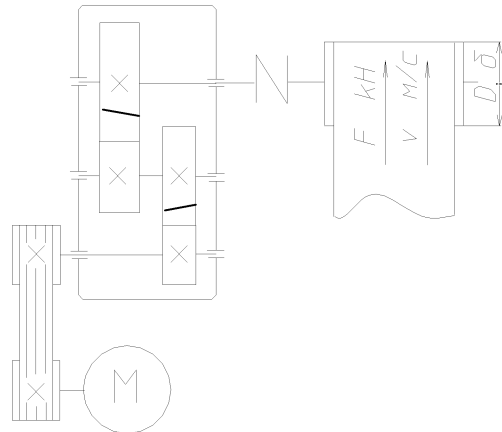


Рисунок 1.1 – Кінематична схема привода

Електродвигун вибирають за потужністю $P_{\text{дв}}$ та частотою обертання $n_{\text{дв}}$.

Потужність двигуна $P_{\text{дв}}$ повинна бути більшою від потужності ведучого вала $P_{\text{в}}$ на величину загальних втрат: $P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{в}}}{\eta_{\text{заг}}}$.

За умовами задачі, $\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{пас}} \cdot \eta_{\text{з.ш}} \cdot \eta_{\text{з.т}} \cdot \eta_{\text{м}}$, де $\eta_{\text{пас}}$ – ККД пасової передачі, $\eta_{\text{з.ш}}$ – ККД зубчастої швидкохідної передачі, $\eta_{\text{з.т}}$ – ККД зубчастої тихохідної передачі, $\eta_{\text{м}}$ – ККД муфти.

Значення ККД беремо довільним у межах, що задані в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Значення ККД окремих кінематичних пар (ККД підшипників кочення враховані)

Тип передачі	Значення η
Зубчаста циліндрична	0,96...0,98
Зубчаста конічна	0,95...0,97
Зубчаста черв'ячна при передаточному числі: більше 30	0,75...0,85
від 14 до 30	0,75...0,85
від 8 до 14	0,8...0,9
Пасова	0,94...0,96
Ланцюгова	0,92...0,95
Муфта з'єднувальна	0,98

$$\eta_{\text{заг}} = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,88.$$

Значення потужності на ведучому валі $P_{\text{в}}$ (Вт) = $F(\text{Н}) \cdot V(\text{м/с})$:

$$P_{\text{в}} = F \cdot V = 5 \cdot 10^3 \cdot 0,8 = 4 \cdot 10^3 \text{ (Вт)} = 4 \text{ (кВт)};$$

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{в}}}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{4}{0,88} = 4,63 \text{ (кВт)}.$$

Визначаємо частоту обертання електродвигуна

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{в}} \cdot u_{\text{заг}} = n_{\text{в}} \cdot (u_{1 \text{ min}} \dots u_{1 \text{ max}}) \cdot (u_{2 \text{ min}} \dots u_{2 \text{ max}}) \cdot \dots \cdot (u_{i \text{ min}} \dots u_{i \text{ max}});$$

де $n_{\text{в}}$ – частота обертання ведучої ланки:

$$n_{\text{в}} = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0,8}{3,14 \cdot 0,2} = 76,43 \text{ (об./хв)};$$

$(u_{i \text{ min}} \dots u_{i \text{ max}})$ – передаточні числа кінематичних пар.

У нашому випадку: $u_{\text{заг}} = u_{\text{нас}} \cdot u_{\text{з,ш}} \cdot u_{\text{з,т}} \cdot u_{\text{м}}$.

Для визначення загального передаточного числа скористаємося табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Значення передаточних чисел окремих кінематичних пар

Вид передачі	Діапазон оптимальних значень передаточних чисел
Зубчаста циліндрична швидкохідна: - розгорнута схема - співвісна схема	3,15...5 4...6,3
Зубчаста циліндрична тихохідна	2,5...5
Зубчаста конічна	1...4
Зубчаста черв'ячна	16...50
Ланцюгова	1,5...4
Пасова	2...4

$$u_{\text{заг}} = (2 \dots 4) \cdot (3,15 \dots 5) \cdot (2,5 \dots 5) \cdot 1 = (15,75 \dots 100);$$

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{в}} \cdot u_{\text{заг}} = 76,43 \cdot (15,75 \dots 100) = 1203,77 \dots 7643 \text{ (об./хв)}.$$

Знаючи значення потужності $P_{\text{дв}}$ і частоти обертання $n_{\text{дв}}$, підбирають необхідний електродвигун. Як правило, приймають закриті двигуни з обдуванням серії 4А ГОСТ 19523 – 81 (див. табл. 1.3).

Таблиця 1.3 – Асинхронні двигуни серії 4А (ГОСТ 19523 – 81)

Потужність $P_{\text{ном}}$, кВт	Синхронна частота обертів, об./хв.			
	3000	1500	1000	750
1,1	4A71B2/2810	4A80A4/1420	4A80B6/920	4A 90LB8/700
1,5	4A80A2/2850	4A80B4/1415	4A90L6/935	4A 100L8/700

2,2	4A80B2/2850	4A90L4/1425	4A100L6/950	4A112MA8/700
3,0	4A90L2/2840	4A100S4/1435	4A112MA6/955	4A112MB8/700
4,0	4A100S2/2880	4A100L4/1430	4A112MB6/950	4A132S8/720
5,5	4A100L2/2880	4A112M4/1445	4A132S6/965	4A132M8/720
7,5	4A112M2/2900	4A132S4/1455	4A132M6/970	4A160S8/730
11,0	4A132M2/2900	4A132M4/1460	4A160S6/975	4A160M8/730
15,0	4A160S2/2940	4A160S4/1465	4A160M6/975	4A180M8/730
18,5	4A160M2/2940	4A160M4/1465	4A180M6/975	4A200M8/735
22,0	4A180S2/2945	4A180S4/1470	4A200M6/975	4A200L8/730
30,0	4A180M2/2945	4A180M4/1470	4A200L6/980	4A225M8/735

Виберемо двигун серії 4A112M4/1445 з $P_{ном} = 5,5$ кВт та асинхронною частотою обертання $n_{об} = 1445$ об/хв.

Величину навантаження визначають за формулою:

$$H = \frac{(P_{ном} - P_{об})}{P_{ном}} \cdot 100\%,$$

де $P_{об}$ – розрахункова потужність двигуна.

При розрахунках допускається від'ємне значення, тобто перевантаження двигуна, але не більше ніж 5...6 %.

$$H = \frac{(5,5 - 4,55)}{5,5} \cdot 100\% = 17,3\%,$$

тобто двигун працює з недовантаженням 17,3%.

Вибравши електродвигун, визначають загальне передаточне число привода:

$$u_{заг} = \frac{n_{об}}{n_в} = \frac{1445}{76,43} = 18,91.$$

Загальне передаточне число необхідно поділити між окремими передачами, які входять до складу привода. У нашому випадку між пасовою передачею і двома ступенями (швидкохідний, тихохідний) двоступінчастого зубчастого редуктора.

Орієнтуючись на межі середніх передаточних чисел пасової передачі (табл. 1.2), визначають діапазони передаточних чисел для двоступінчастого циліндричного зубчастого редуктора:

$$u_{ред} = \frac{u_{заг}}{u_{пас}} = \frac{18,91}{(2...4)} = 9,46...4,73.$$

Вибираємо стандартне передаточне число редуктора, дотримуючись стандартних значень передаточних чисел:

1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0;
25,0; 31,0.

$$u_{ред} = 8,0.$$

Передаточні числа швидкохідного і тихохідного ступенів двоступінчастих редукторів визначають за співвідношеннями, наведеними в табл. 1.4.

Таблиця 1.4 – Рекомендації щодо призначення передаточних чисел редукторів

Передаточне число	$u_{з.ш}$	$u_{з.т}$
Двоступінчастий за розгорнутою схемою	$u_{ред}/u_{з.т}$	$0,88\sqrt{u_{ред}}$
Двоступінчастий співвісний	$u_{ред}/u_{з.т}$	$0,95\sqrt{u_{ред}}$
Конічно-циліндричний	$u_{ред}/u_{з.т}$	$1,1\sqrt{u_{ред}}$
Циліндрично-черв'ячний	1,6..3,15	$u_{ред}/u_{з.ш}$
Черв'ячно-циліндричний	$u_{ред}/u_{з.т}$	3,5...5

$$u_{з.т} = 0,88\sqrt{u_{ред}} = 0,88\sqrt{8,0} = 2,49; \quad u_{з.ш} = \frac{u_{ред}}{u_{з.т}} = \frac{8,0}{2,49} = 3,21; \quad u_{пас} = \frac{u_{заг}}{u_{ред}} = \frac{18,91}{8,0} = 2,36.$$

Після розбивання передаточного відношення за ступенями визначаємо для кожного вала привода потужність P (кВт), частоту обертання n (об./хв.), кутову швидкість ω (рад/с) і обертовий момент T (Н·м).

$$P_1 = P_{дв. розр.} = 4,63 \text{ кВт};$$

$$n_1 = n_{дв} = 1445 \text{ об./хв.};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{пас} = 4,63 \cdot 0,95 = 4,40 \text{ (кВт)}; \quad n_2 = n_1 / u_{пас} = 1445 / 2,36 = 612,29 \text{ (об./хв.)};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{з. ш} = 4,40 \cdot 0,97 = 4,27 \text{ (кВт)}; \quad n_3 = n_2 / u_{з. ш} = 612,29 / 3,21 = 190,74$$

$$\text{(кВт)}; \quad \text{(об./хв.)};$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{з. т} = 4,27 \cdot 0,97 = 4,14 \text{ (кВт)}; \quad n_4 = n_3 / u_{з. т} = 190,74 / 2,49 = 76,60$$

$$P_5 = P_4 \cdot \eta_M = 4,14 \cdot 0,98 = 4,06 \text{ (кВт)}. \quad \text{(об./хв.)};$$

$$n_5 = n_4 / u_M = 76,60 / 1 = 76,60 \text{ (об./хв.)}.$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1445}{30} = 151,24 \left(\frac{\text{рад.}}{\text{с}}\right); T_1 = P_1 / \omega_1 = 4,63 \cdot 10^3 / 151,24 = 30,61$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 612,29}{30} = 64,09 \left(\frac{\text{рад.}}{\text{с}}\right); (\text{Н}\cdot\text{м});$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 190,74}{30} = 19,96 \left(\frac{\text{рад.}}{\text{с}}\right); T_2 = P_2 / \omega_2 = 4,40 \cdot 10^3 / 64,09 = 68,65$$

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = \frac{3,14 \cdot 76,60}{30} = 8,02 \left(\frac{\text{рад.}}{\text{с}}\right); (\text{Н}\cdot\text{м});$$

$$\omega_5 = \frac{\pi \cdot n_5}{30} = \frac{3,14 \cdot 76,60}{30} = 8,02 \left(\frac{\text{рад.}}{\text{с}}\right). T_3 = P_3 / \omega_3 = 4,27 \cdot 10^3 / 19,96 = 213,93$$

(Н·м);

$$T_4 = P_4 / \omega_4 = 4,14 \cdot 10^3 / 8,02 = 516,21$$

(Н·м);

$$T_5 = T_B = P_5 / \omega_5 = 4,06 \cdot 10^3 / 8,02 = 506,23$$

(Н·м).

Отримані дані запишемо в табл. 1.5.

Таблиця 1.5 – Табличний звіт розрахунків

Вал	I	II	III	IV	V
Тип передачі	пасова	зубчаста швидкохідна	зубчаста тихохідна		муфта
Передаточне число, u	2,36	3,21	2,49		1
Потужність P , кВт	4,63	4,40	4,27	4,14	4,06
Частота обертання n , об./хв.	1445	612,29	190,74	76,60	76,60
Кутова швидкість ω , рад./сек.	151,24	64,09	19,96	8,02	8,02
Обертовий момент T , Н·м	30,61	68,65	213,93	516,21	506,23

Перевірка: обертовий момент на валу привода стрічкового транспортера можна визначити з умови завдання:

$$T = \frac{F \cdot D}{2} = \frac{5000 \cdot 0,2}{2} = 500 (H).$$

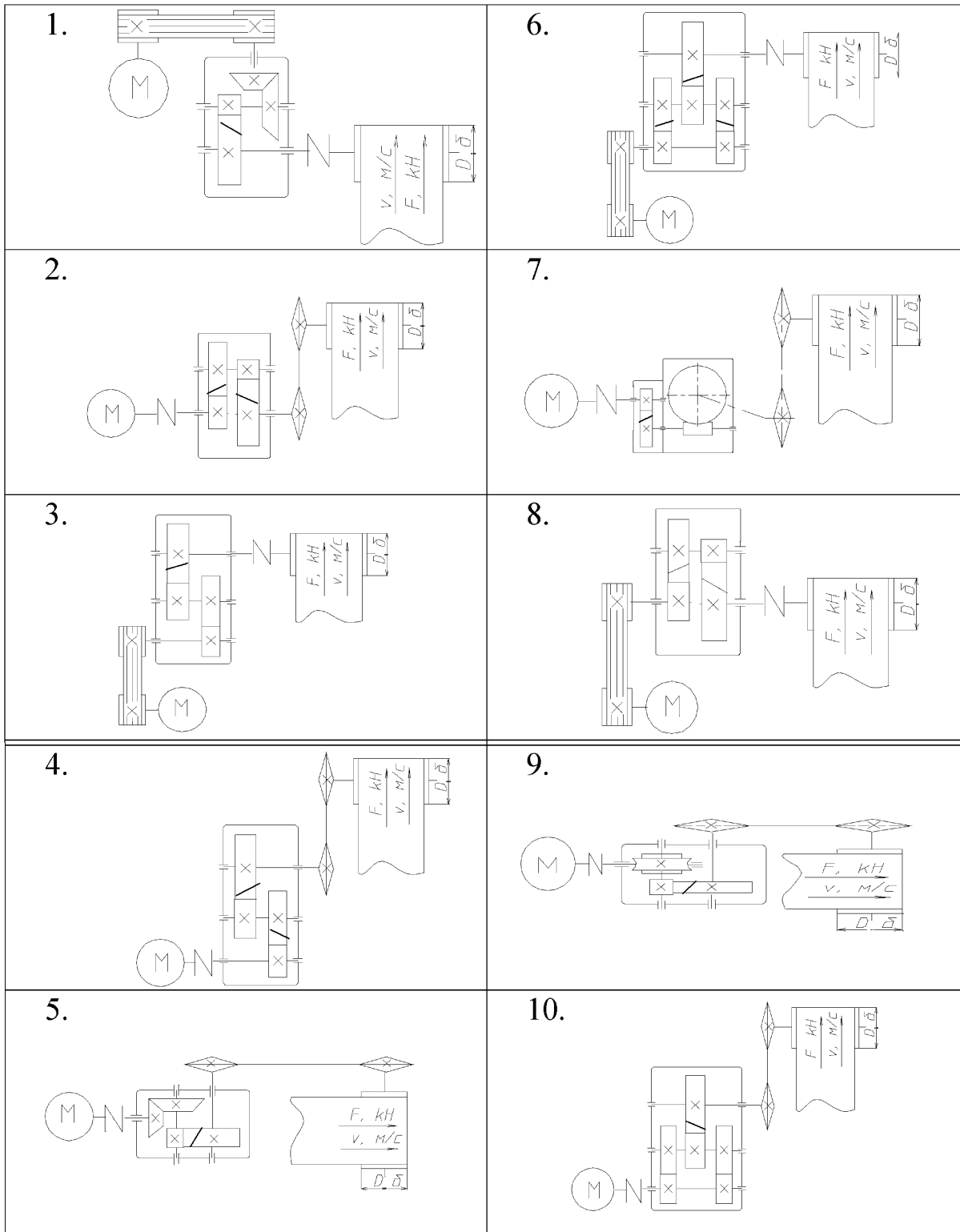
Допускається незначна різниця між значенням моменту на валу привода стрічкового транспортера, що отримані двома способами.

ВИХІДНІ ДАНІ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ ДЛЯ ЕНЕРГОКІНЕМАТИЧНОГО РОЗРАХУНКУ

Для схем 7 та 9 тягове зусилля збільшується у п'ять разів, а швидкість стрічки зменшується у п'ять разів.

<i>Вихідні дані</i>	<i>Передостання цифра номера залікової книжки</i>									
	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>0</i>
Тягове зусилля F , Н	3,0	3,4	4,2	4,8	5,2	5,0	5,8	6,2	6,8	7,4
<i>Вихідні дані</i>	<i>Остання цифра номера залікової книжки</i>									
	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>0</i>
Швидкість стрічки V , м/с	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
Діаметр барабана D , м	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,6

Вибір схеми привода згідно з останньою цифрою номера залікової книжки



КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Для чого виконують енергокінематичний розрахунок?
2. Запишіть основні розрахункові формули для обчислення потужності, ККД, частоти обертання, передаточного числа.
3. Як вплинути на величину загального ККД.
4. Особливості вибору електродвигуна.

5. У чому полягає зміст перевірки розрахунків?

2. РОЗРАХУНОК ШВИДКОХІДНОЇ ЗАКРИТОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ КОСОЗУБОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ [1, с.307], [2, с.63], [3, с.106]

Вихідні дані (з ЕКР):

- потужність $P_1 = 4,40$ кВт;
- частота обертання:
 $n_1 = 64,09$ об./хв.;
 $n_2 = 19,96$ об./хв.;
- передаточне число $u = 3,21$;
- обертовий момент $T_1 = 68,65$ Н·м;
- передача нереверсивна;
- режим навантаження – СН (середній нормальний);
- строк служби передачі $h = 2 \cdot 10^4$ год.

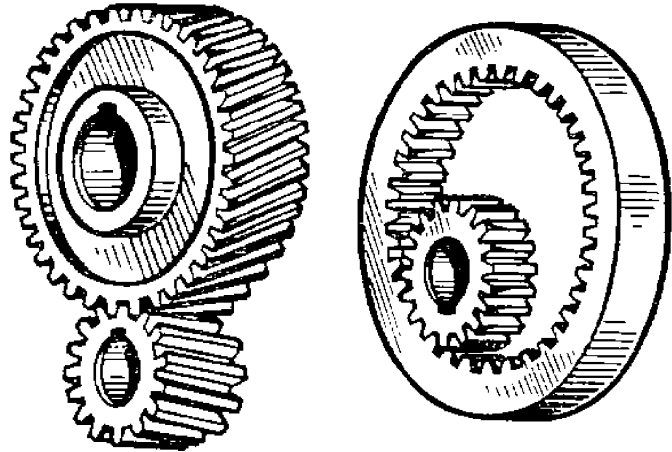


Рисунок 2.1 – Зубчаста циліндрична передача із зовнішнім та внутрішнім зачепленням

2.1. ВИБИРАЄМО МАРКУ МАТЕРІАЛУ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Зубчасті колеса із твердістю $HV < 350$ добре припрацьовуються. Для кращого припрацьовування зубців твердість шестерні H_1 рекомендують назначати більшою від твердості колеса. У косозубих передачах твердість зубців шестерні H_1 повинна бути значно вищою (приблизно на 80 одиниць HB), ніж зубців колеса.

Таблиця 2.1 – Механічні характеристики деяких сталей для виготовлення зубчастих коліс

Марка сталі	Термообробка	Переріз заготовки, мм	Твердість, HB
45	Нормалізація	До 100	185
		100-200	170
	Поліпшення	До 90	230
		90-120	210
		більше 130	200
40X	Нормалізація	До 100	210
		100-200	190
	Поліпшення	До 120	260
		120-160	250
		більше 160	235
40ХН	Нормалізація	До 100	215
		100-200	200
	Поліпшення	До 150	280
		150-180	265
		більше 180	250

Для виготовлення шестерні та колеса вибираємо відносно дешево леговану сталь 40X.

Для шестерні твердість поверхні зубців $H_1 = 269...302$ HB (найбільш імовірна твердість $H_1 = 280$ HB) при діаметрі заготовки до 125 мм.

Для колеса твердість поверхні зубців $H_2 = 235...262$ HB (найбільш імовірна твердість $H_2 = 245$ HB) при діаметрі заготовки до 280 мм.

2.2. ОБЧИСЛЮЄМО ДОПУСТИМІ КОНТАКТНІ НАПРУЖЕННЯ

окремо для шестерні $[\sigma_{H1}]$ та колеса $[\sigma_{H2}]$ за формулою:

$$[\sigma_H] = \sigma_{H \lim b} \cdot \frac{K_{Hl}}{S_H}$$

Границі контактної витривалості зубців: шестерні та колеса у МПа:

- шестерні – $\sigma_{H \lim b_1} = 2H_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630$ (МПа);

- колеса – $\sigma_{H \lim b_2} = 2H_2 + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560$ (МПа).

S_H – коефіцієнт небезпеки, для коліс із однорідною структурою $S_H = 1,1$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, який ураховує можливості збільшення

допустимих навантажень: $K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$, де N_{HO} – база випробувань;

для матеріалу шестірні $N_{HO1} = 30H_1^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 22,40 \cdot 10^6$;

для матеріалу колеса $N_{HO2} = 30H_2^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 16,26 \cdot 10^6$.

N_{HE} – еквівалентне число циклів навантаження зубців за строк служби передачі:

$$N_{HE} = N_{\Sigma} \cdot K_{HE}'$$

де N_{Σ} – сумарне число циклів навантаження зубців шестірні або колеса за строк служби передачі:

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot n \cdot h,$$

де n – частота обертання шестірні або колеса, об./хв.; h – строк служби передачі, год.

Для шестірні – $N_{\Sigma1} = 60 \cdot 64,09 \cdot 20000 = 76,91 \cdot 10^6$;

Для колеса – $N_{\Sigma2} = 60 \cdot 19,96 \cdot 20000 = 23,95 \cdot 10^6$.

K_{HE} – коефіцієнт еквівалентності (див. табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Орієнтовні значення коефіцієнтів еквівалентності

Типовий режим навантаження	K_{HE}	K_{FE}
Постійний (П)	1,00	1,00
Важкий (В)	0,50	0,30
Середній рівномірний (СР)	0,25	0,14
Середній нормальний (СН)	0,18	0,06
Легкий (Л)	0,06	0,01

Вибираємо для середнього нормального режиму навантаження (СН) $K_{HE} = 0,18$.

Визначимо N_{HE} за одержаними даними N_{Σ} та K_{HE} .

Для шестірні – $N_{HE1} = N_{\Sigma1} \cdot K_{HE} = 76,91 \cdot 10^6 \cdot 0,18 = 13,84 \cdot 10^6$.

Для колеса – $N_{HE2} = N_{\Sigma2} \cdot K_{HE} = 23,95 \cdot 10^6 \cdot 0,18 = 4,31 \cdot 10^6$.

Тоді $K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{22,40 \cdot 10^6}{13,84 \cdot 10^6}} = 1,08$; $K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{16,26 \cdot 10^6}{4,31 \cdot 10^6}} = 1,25$.

Існують обмеження коефіцієнта довговічності K_{HL} при однорідній структурі матеріалу зубчастих коліс $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$. Якщо значення коефіцієнта довговічності менше 1, то приймаємо $K_{HL} = 1$.

Обчислюємо допустимі контактні напруження:

$$\text{Для шестірні} - [\sigma_{H1}] = \sigma_{H \lim b1} \cdot \frac{K_{HL1}}{S_H} = 630 \cdot \frac{1,08}{1,1} = 618,55 \text{ (МПа)}.$$

$$\text{Для колеса} - [\sigma_{H2}] = \sigma_{H \lim b2} \cdot \frac{K_{HL2}}{S_H} = 560 \cdot \frac{1,25}{1,1} = 636,36 \text{ (МПа)}.$$

Для прямо- і косозубих передач при $HV > 350$ за розрахункове допустиме напруження $[\sigma_H]$ беруть менше із двох значень $[\sigma_{H1}]$ та $[\sigma_{H2}]$. Для косозубих передач, якщо твердість зубців хоча б одного колеса $HV < 350HV$, за розрахункове беруть: $[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$ із виконанням умов $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_H]_{\min}$, де $[\sigma_H]_{\min}$ – менше з двох значень $[\sigma_{H1}]$ та $[\sigma_{H2}]$, а $[\sigma_H] \leq 1,15[\sigma_H]_{\min}$ – для конічних передач з прямим зубом.

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45 \cdot (618,55 + 636,36) = 564,71 \text{ (МПа)};$$

$$[\sigma_H] < 1,23[\sigma_H]_{\min} : 564,71 < 1,23 \cdot 618,55; \quad 564,71 < 760,82 \text{ (МПа)}.$$

2.3. ОБЧИСЛЮЄМО ДОПУСТИМІ НАПРУЖЕННЯ НА ЗГИН

Допустиме напруження визначають окремо для зубців шестірні $[\sigma_{F1}]$ та зубців колеса $[\sigma_{F2}]$, МПа за формулою $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}}{S_F}$, де

$\sigma_{F \lim b}$ – границя витривалості зубців при згині, $\sigma_{F \lim b} = 1,8 \cdot HB$;

$$\sigma_{F \lim b1} = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа}; \quad \sigma_{F \lim b2} = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа}.$$

K_{FC} – коефіцієнт впливу напрямку прикладання навантаження на зубці:

- при однобічному прикладанні навантаження (нереверсивна передача) – $K_{FC} = 1,0$;

- при двобічному (реверсивна) – $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності: $K_{FL} = \sqrt[6]{N_{FO}/N_{FE}}$, де N_{FO} – базове число циклів $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$; N_{FE} – еквівалентне число циклів:

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \cdot K_{FE},$$

де N_{Σ} – сумарне число циклів, K_{FE} – коефіцієнт еквівалентності (див. табл. 2.2);

Виходячи з даних табл. 2.2, при (СН) режимі навантаження

$$K_{FE} = 0,06.$$

Для шестірні: $K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma 1} \cdot K_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{76,91 \cdot 10^6 \cdot 0,06}} = 0,98;$

Для колеса: $K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma 2} \cdot K_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{23,95 \cdot 10^6 \cdot 0,06}} = 1,19.$

S_F – коефіцієнт небезпеки, $S_F = 1,75$ – при ймовірності надійності зубців 0,90.

Необхідно врахувати обмеження K_{FL} : при однорідній структурі матеріалу ($H < 350$ НВ) або зі шліфованою перехідною поверхнею зубів незалежно від твердості $1 \leq K_{FL} \leq 2,08$. Якщо значення коефіцієнта довговічності менше 1, то приймаємо $K_{FL} = 1$.

Обчислюємо допустимі навантаження на згин:

- для шестірні $[\sigma_{F1}] = \sigma_F \lim b_1 \cdot \frac{K_{FC} \cdot K_{FL1}}{S_F} = 504 \cdot \frac{1 \cdot 1}{1,75} = 288$ (МПа);

- для колеса: $[\sigma_{F2}] = \sigma_F \lim b_2 \cdot \frac{K_{FC} \cdot K_{FL2}}{S_F} = 441 \cdot \frac{1 \cdot 1,19}{1,75} = 299,88$ (МПа).

2.4. ОБЧИСЛЮЄМО ПОТРІБНУ МІЖОСЬОВУ ВІДСТАНЬ

$$A_{W \min} = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{Hb}}{u \cdot K_{ba} \cdot [\sigma_H]^2}}$$

де K_a – допоміжний коефіцієнт, який урахує параметри передачі, які не можуть бути завчасно і точно визначені: $K_a = 495$ – для прямозубих передач, $K_a = 430$ – для косозубих передач;

u – передаточне число передачі: „ + ” для зовнішнього зачеплення, „ - ” для внутрішнього зачеплення;

T_1 – обертовий момент, Н · м;

K_{ba} – коефіцієнт ширини вінця:

$K_{ba} = 0,315 ; 0,4 ; 0,5$ – при симетричному

розміщенні колеса відносно опор вала,

$K_{ba} = 0,25; 0,315; 0,4$ – при

несиметричному

розміщенні колеса відносно опор вала,

$K_{ba} = 0,2$ – при консольному розміщенні

колеса відносно опор вала.

K_{Hb} – коефіцієнт, що врахує нерівномірність розподілу навантаження за шириною зубчастих вінців.

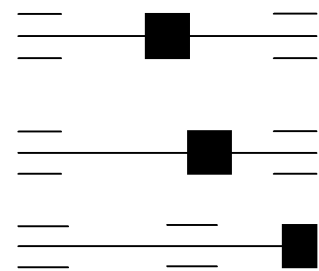


Рисунок 2.2 – Схеми розташування коліс відносно опор вала

Таблиця 2.3 – Значення коефіцієнтів K_{fb} і K_{Hb}

Відносна ширина шестірні K_{bd}						
	K_{fb}	K_{Hb}	K_{fb}	K_{Hb}	K_{fb}	K_{Hb}
0,2	1,00	1,00	1,06	1,10	1,15	1,25
0,4	1,01	1,03	1,12	1,20	1,35	1,55
0,6	1,03	1,05	1,20	1,30	1,60	1,90
0,8	1,06	1,08	1,27	1,44	1,85	2,30
1,0	1,10	1,15	1,37	1,57	-	-
1,2	1,13	1,18	1,50	1,72	-	-
1,4	1,15	1,25	1,60	1,85	-	-
1,6	1,20	1,30	-	-	-	-

Для того, щоб скористатися табл. 2.3, необхідно розрахувати значення відносної ширини шестірні K_{bd} за формулою

$$K_{bd} = 0,5 \cdot K_{ba} \cdot (u + 1):$$

$$K_{bd} = 0,5 \cdot 0,25 \cdot (3,21 + 1) = 0,53; \quad K_{Hb} = 1,3.$$

Обчислюємо потрібну міжосьову відстань A_w , мм за допомогою одержаних даних:

$$A_{w \min} = 430 \cdot (3,21 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{68,65 \cdot 1,3}{3,21 \cdot 0,25 \cdot 618,55^2}} = 119,92 \text{ (мм)}.$$

На циліндричні зубчасті передачі міжосьову відстань A_w (мм)

стандартизовано за такими значеннями:

1 ряд 40; 50; 63; 80; 100; 125; 200; 250; 315; 400; 500; 630

2 ряд 71; 90; 112; 140; 160; 180; 280; 355; 450; 560.

Вибираємо стандартне значення міжосьової відстані $A_w = 125 \text{ мм}$.

Визначаємо модуль зубчастої передачі за формулою $m =$

$$(0,01 \dots 0,02) \cdot A_w:$$

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 125 = 1,25 \dots 2,5.$$

Значення m округляють до найближчого стандартного значення:

1 ряд 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0

2 ряд 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0.

Великомодульні колеса не такі чутливі до спрацювання, менш чутливі до перевантажень, але плавність їх роботи значно гірша. Середнє значення $m_n = 1,75$.

Обчислюємо сумарне число зубців передачі, попередньо визначивши кут нахилу лінії зуба з рекомендованих значень = $8 \dots 12^\circ$.

Кут $\beta = 10^\circ$ обираємо довільно.

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot A_W \cdot \cos \beta}{m_n}; \quad Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 10^{\circ}}{1,75} = 140,69.$$

Значення Z_{Σ} округляється до меншого цілого числа, отже $Z_{\Sigma} = 140$.

Фактичний кут нахилу лінії зубців:

$$\cos \beta = m_n \cdot Z_{\Sigma} / (2 \cdot A_W); \quad \cos \beta = 1,75 \cdot 140 / (2 \cdot 125) = 0,98; \quad \beta = 11,48^{\circ}.$$

Обчислюємо значення Z_1 і Z_2 : $Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{(u+1)}$, $Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1$.

$$Z_1 = \frac{140}{3,21+1} = 33,25 \approx 33; \quad Z_2 = 140 - 33 = 107.$$

Визначаємо розмір колового модуля: $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$, $m_t = \frac{1,75}{0,98} = 1,79$.

Обчислене значення m_t не округляється.

Знаходимо ділильні діаметри d , діаметри вершин зубів d_a і западин d_f шестерні та колеса (мм):

$$d = m_t \cdot Z; \quad d_a = d + 2 \cdot (1+x) \cdot m_n; \quad d_f = d - 2 \cdot (1,25 - x) \cdot m_n$$

де x – коефіцієнт зміщення (0; +0,2; +0,4).

Ділильні діаметри:

$$d_1 = m_t \cdot Z_1 = 1,79 \cdot 33 = 59,07 \text{ (мм)};$$

$$d_2 = m_t \cdot Z_2 = 1,79 \cdot 107 = 191,53 \text{ (мм)}.$$

Діаметри вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (1+x) \cdot m_n = 59,07 + 2 \cdot (1+0) \cdot 1,75 = 62,57 \text{ (мм)};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (1+x) \cdot m_n = 191,53 + 2 \cdot (1+0) \cdot 1,75 = 195,03 \text{ (мм)}.$$

Діаметри западин зубів шестерні та колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (1,25 - x) \cdot m_n = 59,07 - 2,5 \cdot 1,75 = 54,70 \text{ (мм)};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (1,25 - x) \cdot m_n = 191,53 - 2,5 \cdot 1,75 = 187,16 \text{ (мм)}.$$

Уточнюємо міжосьову відстань:

$$A_W = \frac{(d_1 + d_2)}{2}; \quad A_W = \frac{59,07 + 191,53}{2} = 125,3 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо ширину вінців зубчастих коліс (мм):

$$b_2 = K_{ba} \cdot A_W, \quad b_1 = b_2 \cdot 1,12,$$

$$b_2 = 0,25 \cdot 125,3 = 31,3 \approx 31 \text{ (мм)}, \quad b_1 = 31 \cdot 1,12 = 34,7 \approx 35 \text{ (мм)}.$$

Визначаємо колову швидкість (м/с) і призначаємо ступінь точності передачі (див. табл. 2.4):

$$V = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60}; \quad \text{де } n_1 \text{ – об./хв., } d_1 \text{ – м; } V = \frac{3,14 \cdot 64,09 \cdot 59,07 \cdot 10^{-3}}{60} = 0,2 \text{ (м/с)}.$$

Таблиця 2.4 – Рекомендації щодо вибору ступеня точності зубчастих передач

Ступінь кінематичної точності	Колова швидкість коліс, м/с, не більше		Галузь застосування
	прямозубих	косозубих	
6-високоточні	20	30	Швидкохідні передачі, ділильні механізми
7-точні	12	20	Передачі, що працюють з підвищеною швидкістю
8-середньої точності	6	10	Передачі загального призначення
9-зниженої точності	3	5	Тихохідні передачі сільськогосподарських машин

Таким чином, передача має 9 – знижений ступінь точності.

Обчислюємо сили, які діють у зчепленні (Н):

- колова сила $F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$; $F_t = \frac{2 \cdot 68,65}{59,07 \cdot 10^{-3}} = 2,32 \cdot 10^3$ (Н);

- осьова сила $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$; $F_a = 2,32 \cdot 10^3 \cdot \operatorname{tg} 11,48^\circ = 471,17$ (Н);

- радіальна (розпірна сила) $F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$; $F_r = \frac{2,32 \cdot 10^3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 11,48^\circ} = 861,65$ (Н).

2.5. РОЗРАХУНОК АКТИВНИХ ПОВЕРХОНЬ ЗУБЦІВ НА КОНТАКТНУ ВТОМУ

Розрахункове контактне напруження σ_H , (МПа):

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_e \cdot \sqrt{F_t \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot \frac{(u+1)}{b_2 \cdot d_1 \cdot u}}$$

де F_t – (Н); b_2 – (мм); d_1 – (мм);

Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс (найбільш імовірне значення $Z_M = 275$ МПа);

$Z_H = 1,77 \cdot \cos \beta$ – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців:

$$Z_H = 1,77 \cdot \cos 11,48^\circ = 1,73.$$

Z_e – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній, визначається відповідно до значення коефіцієнта осьового перекриття E_b :

$$E_b = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m}; \quad b_2 \text{ – мм: } E_b = \frac{31 \cdot \sin 11,48^\circ}{3,14 \cdot 1,75} = 1,12;$$

$Z_e = \sqrt{(4 - E_a)/3}$ – для прямозубих та косозубих, при $E_b < 0,9$;

$Z_e = \sqrt{1/E_a}$ – для косозубих при $E_b > 0,9$;

$E_a = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta$ – коефіцієнт торцевого перекриття;

$E_a = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{33} + \frac{1}{107} \right) \right] \cdot \cos 11,48^\circ = 1,72$;

$E_b > 0,9$; тому $Z_e = \sqrt{1/E_a} = \sqrt{1/1,72} = 0,76$;

$K_{Hb} = 1,3$ – враховує розподіл навантаження по ширині зуба (див. табл. 2.3);

$K_{Ha} = 1,16$ – враховує розподіл навантаження між зубцями (див. табл. 2.5)

Таблиця 2.5 – Значення коефіцієнтів K_{Ha} і K_{fa}

Колова швидкість V, м/с	Ступінь точності					
	7		8		9	
	K_{Ha}	K_{fa}	K_{Ha}	K_{fa}	K_{Ha}	K_{fa}
до 5	1,05	1,07	1,09	1,20	1,16	1,35
від 5 до 10	1,07	1,20	1,13	1,30	-	-
від 10 до 15	1,09	1,25	-	1,40	-	-

Примітка: для прямозубих коліс $K_{Ha} = 1$.

$K_{HV} = 1,01$ – коефіцієнт динамічного навантаження (див. табл.2.6).

Таблиця 2.6 – Значення коефіцієнтів K_{HV} і K_{fV}

Колова швидкість v, м/с	Ступінь точності					
	7		8		9	
	K_{HV}	K_{fV}	K_{HV}	K_{fV}	K_{HV}	K_{fV}
1	1,04/1,02	1,08/1,03	1,04/1,01	1,10/1,03	1,05/1,01	1,13/1,04
2	1,07/1,03	1,16/1,06	1,08/1,02	1,20/1,06	1,10/1,03	1,28/1,07
4	1,14/1,05	1,33/1,11	1,16/1,04	1,38/1,11	1,20/1,05	1,50/1,14
6	1,21/1,06	1,60/1,16	1,24/1,06	1,58/1,17	1,30/1,07	1,77/1,21
8	1,29/1,07	1,67/1,28	1,32/1,07	1,78/1,23	1,40/1,09	1,98/1,28
10	1,36/1,08	1,80/1,27	1,40/1,08	1,96/1,29	1,50/1,12	2.25/1,35

Примітка. У чисельнику вказано значення для прямозубих коліс, у знаменнику для косозубих.

Розраховуємо активні поверхні зубців на контактну втому:

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,73 \cdot 0,76 \sqrt{2,32 \cdot 10^3 \cdot 1,16 \cdot 1,3 \cdot 1,01 \cdot \frac{(3,21+1)}{31 \cdot 59,07 \cdot 3,21}} = 575,2 \text{ (МПа)}.$$

Допускається розрахункове контактне напруження у межах:

$$1,05 \cdot [\sigma_H] \geq \sigma_H \geq 0,9 \cdot [\sigma_H];$$

$$1,05 \cdot 564,71 > 575,2 > 0,9 \cdot 564,71; \quad 592,95 > 575,2 > 508,24.$$

Якщо ця умова не виконується, то необхідно:

- змінити міжосьову відстань;
- змінити відповідно ширину вінця колеса b_2 , не виходячи за межі рекомендованих значень K_{ba} ;
- призначити інші матеріали чи термообробку коліс.

2.6. РОЗРАХУНОК ЗУБЦІВ НА ВТОМУ І МІЦНІСТЬ ПРИ ЗГИНІ

Розрахункове напруження згину σ_f , (МПа), у зубцях шестірні та колеса визначаємо за формулою:

$$\sigma_f = Y_f \cdot Y_e \cdot Y_b \cdot \frac{F_t}{(b_2 \cdot m)} \cdot K_{fa} \cdot K_{fb} \cdot K_{fV},$$

де F_t – (Н); b_2 – (мм);

Y_f – коефіцієнт форми зубців (див. табл. 2.7. залежно від приведеної кількості зубців Z_V , у випадку некоригованого зчеплення коефіцієнт зміщення $x=0$).

Визначимо значення $Z_V = Z / \cos^3 \beta$:

$$Z_{V1} = \frac{33}{(0,98)^3} = 35,06; \quad Z_{V2} = \frac{107}{(0,98)^3} = 113,69;$$

тоді, враховуючи, що $x=0$:

$$y_{f1} = 3,85; \quad y_{f2} = 3,75.$$

$$K_{fa} = 1,35 \text{ (табл. 2.5); } K_{fb} = 1,2 \text{ (табл. 2.3); } K_{fV} = 1,04 \text{ (табл. 2.6).}$$

Y_e – коефіцієнт перекриття зубців, можна наближено брати $Y_e = 1$;

Y_b – коефіцієнт нахилу зубців; $Y_b = 1$ – для прямозубих.

Таблиця 2.7 – Коефіцієнт Y_f форми зубців

Z_V	Коефіцієнт зміщення x				
	- 0,5	- 0,2	0	+ 0,2	+ 0,5
14		-	-	4,05	3,56
16	-	-	4,47	3,99	3,57
17	-	-	4,30	3,97	3,58
20	-	-	4,12	3,90	3,59
25	-	4,39	3,96	3,81	3,60
30	4,67	4,14	3,85	3,75	3,61
40	4,24	3,90	3,75	3,68	3,62
50	4,02	3,83	3,73	3,66	3,63

60	3,93	3,82	3,73	3,68	3,64
80	3,89	3,81	3,74	3,68	3,64
100	3,87	3,80	3,75	3,68	3,64

$$Y_b = 1 - \frac{\beta}{140} - \text{для косозубих, отже } Y_b = 1 - \frac{11,48^0}{140} = 0,918.$$

Розраховуємо зубці на втому і міцність при згині:

$$\sigma_{f1} = 3,85 \cdot 1 \cdot 0,918 \cdot \frac{2,32 \cdot 10^3}{31 \cdot 1,75} \cdot 1,35 \cdot 1,2 \cdot 1,04 = 254,65 \text{ (МПа)};$$

$$\sigma_{f2} = 3,75 \cdot 1 \cdot 0,918 \cdot \frac{2,32 \cdot 10^3}{31 \cdot 1,75} \cdot 1,35 \cdot 1,2 \cdot 1,04 = 248,03 \text{ (МПа)}.$$

При перевірці міцності зубців на втому можна дістати σ_f значно менше за $[\sigma_f]$. Це не є недопустимим результатом, оскільки габаритні розміри передачі за несучою здатністю обмежуються контактною міцністю. Міцність зубців на згин з відомою міжосьовою відстанню можна підвищити збільшуючи модуль або застосовуючи зубчасті колеса із зміщенням.

Таблиця 2.8 – Табличний звіт розрахунків

Параметри циліндричної передачі	Значення	
	шестірн я	колесо
Міжосьова відстань, A_w , мм	125	
Модуль, m , мм	1,75	
Кількість зубців, Z	33	107
Кут нахилу зубців, β , град.	11,48 ⁰	
Ширина вінця, b , мм	35	31
Дільний діаметр, d , мм	59,07	191,53

Закінчення таблиці 2.8

Параметри циліндричної передачі	Значення	
	шестірня	колесо
Колова сила, F_t , Н	$2,32 \cdot 10^3$	
Осьова сила, F_a , Н	471,17	
Радіальна сила, F_r , Н	861,65	
Допустимі контактні напруження, $[\sigma_H]$, МПа	618,55	636,36
Діючі контактні напруження, σ_H , МПа	575,2	
Допустимі напруження на згин, $[\sigma_f]$, МПа	288	299,88
Діючі напруження на згин, σ_f , МПа	254,65	248,03

ВИХІДНІ ДАНІ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ШВИДКОХІДНОЇ ЗАКРИТОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ КОСОЗУБОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Вихідні дані	Передостання цифра номера залікової книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Потужність P_1 , кВт	2	4	6	3	5	7	2	4	6	8
Кутова швидкість ведучого вала ω_1 , рад/с.	90	105	110	115	120	125	130	135	140	145
Вихідні дані	Остання цифра номера залікової книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Передаточне число u	3,2	3,2	3,4	3,4	3,6	3,6	3,8	3,8	4,0	4,0
Режим навантаження	П	В	СР	СН	Л	П	В	СР	СН	Л
Строк служби передачі, h , тисяч годин	10	12	13	14	15	16	17	18	19	20

Вид передачі – нереверсивна; перевантаження – короткочасні до 150% від номінального.

Частота обертання n , об./хв: $n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}$. Кутова швидкість веденого

вала, рад/с: $\omega_2 = \frac{\omega_1}{u}$. Обертний момент, Н·м: $T = \frac{P}{\omega}$, де P – потужність, Вт; ω – кутова швидкість обертання, рад/с.

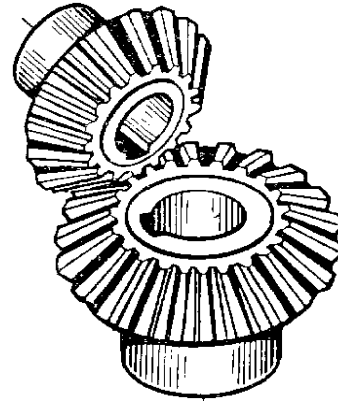
КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Підбор матеріалу зубчастих коліс.
2. Який коефіцієнт враховує можливості збільшення допустимих навантажень, та як його обчислити?
3. Які існують обмеження для коефіцієнта довговічності при однорідній структурі металу?
4. Як зменшити діючі контактні напруження?
5. Міжосьова відстань, як її визначити?

3. РОЗРАХУНОК КОНІЧНОЇ ПРЯМОЗУБОЇ ЗАКРИТОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ [1, с.324], [2, с.80], [3, с.106]

Вихідні дані (довільні):

- частота обертання:
 $n_1 = 675,86$ об./хв.,
 $n_2 = 271,43$ об./хв.;
- кутова швидкість $\omega_1 = 70,74$ рад./с;
- передаточне число $u = 2,49$;
- обертовий момент $T_1 = 210,94$ Н·м;
- передача нереверсивна;
- строк служби передачі $h = 10000$ год.



**Рисунок 3.1 – Зубчата
конічна передача**

3.1. ВИБІР МАТЕРІАЛУ ТА ОБЧИСЛЕННЯ ДОПУСТИМИХ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ

Розрахунок конічних передач роблять приблизно в тій же послідовності, що й розрахунок циліндричних передач. Матеріали зубчастих коліс вибираємо такі ж самі. Допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ і напруження на згин $[\sigma_F]$ знаходимо за відповідними формулами (див. п. 2.1 – 2.3). Отримуємо, що $[\sigma_H] = 606$ МПа, а $[\sigma_{F1}] = 200$ МПа, $[\sigma_{F2}] = 150$ МПа.

3.2. ВИЗНАЧАЄМО ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ПЕРЕДАЧІ

Зовнішній ділительний діаметр колеса D_{e2} , мм:

$$D_{e2\min} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{Hb} \cdot u^2}{K_{be} \cdot (1 - K_{be}) \cdot [\sigma_H]^2}}$$

де K_d – допоміжний коефіцієнт, який об'єднує ряд коефіцієнтів, $K_d = 1000$ МПа;

T_1 – Н·м; $[\sigma_H] = 606$ МПа (значення з пункту 3.1);

K_{Hb} – коефіцієнт нерівномірності навантаження за шириною зубчастих вінців (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнта K_{Hb} конічних коліс, $HV < 350$

K_{bd}	Кулькові опори	Роликові опори
----------	----------------	----------------

	<i>K_{Hb}</i>	<i>K_{Hb}</i>
0,1	1,03	1,02
0,2	1,06	1,03
0,3	1,10	1,05
0,4	1,14	1,08

Закінчення таблиці 3.1

K_{bd}	Кулькові опори	Роликові опори
	K_{Hb}	K_{Hb}
0,6	1,23	1,13
0,7	1,28	1,15
0,8	1,30	1,17

K_{bd} – коефіцієнт ширини вінця, $K_{bd} = \frac{K_{be} \cdot u}{(2 - K_{be})}$;

$K_{be} = \frac{b}{Re}$ приймають у межах 0,25...0,3; приймаємо значення $K_{be}=0,25$;

$K_{bd} = \frac{0,25 \cdot (2,49)}{(2 - 0,25)} = 0,36$; $K_{Hb}=1,14$ – як для кулькових опор.

Мінімальну кількість зубців конічної шестірні для силових передач рекомендується брати в межах: $Z_1 = 17...20$ при $u = 1,0...1,5$;

$Z_1 = 13...18$ при $u = 2...4$.

Вибираємо значення $Z_1=15$ при $u = 2,49$; $Z_2=u \cdot Z_1 = 2,49 \cdot 15=37,35 \square 37$.

Уточнюємо передаточне число передач: $u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{37}{15} = 2,47$ – фактичне

число;

$$D_{e2min} = 1000 \cdot 3 \sqrt{\frac{210,94 \cdot 1,14 \cdot 2,49^2}{0,25 \cdot (1 - 0,25) \cdot 606^2}} = 278,72 \text{ (мм)}.$$

Зовнішній коловий модуль: $m_e = \frac{D_{e2min}}{Z_2}$; $m_e = \frac{278,72}{37} = 7,53$.

Модуль зубців не є постійним, тому вибір стандартного модуля тут втрачає сенс, однак з метою полегшення контролю геометричних параметрів зовнішній модуль треба брати згідно зі стандартом:

1 ряд 1,50 2,00 2,50 3,0 4,0 5,0 6,0 8,0 10,0 12,0

2 ряд 1,75 2,25 2,75 3,5 4,5 5,5 7,0 9,0 11,0 14,0

Значення колового модуля $m_e=8,0$.

Зовнішні ділильні діаметри шестірні та колеса:

$$D_{e1} = m_e \cdot Z_1; \quad D_{e1} = 8 \cdot 15 = 120 \text{ (мм)};$$

$$D_{e2} = m_e \cdot Z_2; \quad D_{e2} = 8 \cdot 37 = 296 \text{ (мм)}.$$

Зовнішня конусна відстань: $R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot Z_c$, мм, $Z_c = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$;

$$Z_c = \sqrt{15^2 + 37^2} = 39,92; \quad R_e = 0,5 \cdot 8 \cdot 39,92 = 159,68 \text{ (мм)}.$$

Ширина зубчастих вінців (мм): $b = b_1 = b_2 = K_{be} \cdot R_e$;

$$b = 0,25 \cdot 159,68 = 39,92 \text{ (мм)}.$$

Середня конусна відстань (мм):

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b; \quad R_m = 159,68 - 0,5 \cdot 39,92 = 139,72 \text{ (мм)}.$$

Середній модуль зубців: $m = \frac{m_e \cdot R_m}{R_e}; \quad m = \frac{8 \cdot 139,72}{159,68} = 7;$

Середні ділильні діаметри шестірні та колеса (мм):

$$D_{m1} = Z_1 \cdot m, \quad D_{m1} = 15 \cdot 7 = 105 \text{ (мм)};$$

$$D_{m2} = Z_2 \cdot m, \quad D_{m2} = 37 \cdot 7 = 259 \text{ (мм)}.$$

Кути при вершинах ділильних конусів шестірні та колеса:

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{Z_1}{Z_2}\right) = \arctg\left(\frac{15}{37}\right) = \arctg 0,4054; \quad \square_1 = 22^\circ;$$

$$\delta_2 = 90 - \delta_1; \quad \square_2 = 90 - 22^\circ = 68^\circ.$$

Кут головки зубця $\Theta_a = \arctg(h_{ae}/R_e),$

де $h_{ae} = m_e$ – зовнішня висота головки зубця;

$$\Theta_a = \arctg\left(\frac{8}{159,68}\right) = \arctg 0,0501; \quad \Theta_a = 2,87^\circ.$$

Кут ніжки зубця $\Theta_f = \arctg(h_{fe}/R_e),$ де $h_{fe} = 1,2 \cdot m_e$ – зовнішня висота ніжки зубця;

$$h_{fe} = 1,2 \cdot 8 = 9,6; \quad \Theta_f = \arctg(9,6/159,68) = \arctg 0,0601; \quad \Theta_f = 3,45^\circ.$$

Кути конуса вершин зубців шестірні та колеса:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \Theta_a; \quad \delta_{a1} = 22^\circ + 2,87^\circ = 24,87^\circ;$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \Theta_a; \quad \delta_{a2} = 68^\circ + 2,87^\circ = 70,87^\circ.$$

Кути конуса впадин зубців шестірні та колеса:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \Theta_f; \quad \delta_{f1} = 22^\circ - 3,45^\circ = 18,55^\circ;$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \Theta_f; \quad \delta_{f2} = 68^\circ - 3,45^\circ = 64,55^\circ.$$

Колова швидкість зубчастих коліс $V, \text{ м/с}:$

$$V = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot D_{m1}, \text{ де } \square_1 - \text{рад./сек.}; \quad D_{m1} - \text{м}.$$

$$V = 0,5 \cdot 70,74 \cdot 105 \cdot 10^{-3} = 3,71 \text{ (м/с)}.$$

3.3. РОЗРАХУНОК АКТИВНИХ ПОВЕРХОНЬ ЗУБЦІВ НА КОНТАКТНУ ВТОМУ

Робоче контактне напруження $\sigma_H, \text{ МПа},$ обчислюємо за формулою

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_e \cdot \sqrt{\left(\frac{w_{Ht}}{D_{m1}}\right) \cdot \frac{(\sqrt{1+u^2})}{u}},$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів спряжених коліс. Для коліс із сталі $Z_M = 275 \text{ МПа};$

Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців, $Z_H=1,77$ – для прямозубих коліс;

Z_e – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній, для прямозубих передач $Z_e = 0,9$;

w_{Ht} – питома розрахункова колова сила (Н):

$$w_{Ht} = \left[\frac{F_t}{0,85 \cdot b} \right] \cdot K_{Ha} \cdot K_{Hb} \cdot K_{HV};$$

F_t – колова сила у зчепленні зубчастих коліс, (Н); $F_t = \frac{2 \cdot T_1}{D_{m1}}$;

D_{m1} – (м); T_1 – (Н·м),

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{D_{m1}} = \frac{2 \cdot 210,94}{105 \cdot 10^{-3}} = 4,02 \cdot 10^3 (H)$$

K_{Ha} – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями, для прямозубих коліс $K_{Ha}=1$;

K_{Hb} – табл. 3.1;

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження (табл. 3.2)

Таблиця 3.2 – Значення коефіцієнту K_{HV} конічних коліс

Ступінь точності	V, м/с					
	1	2	4	6	8	10
6	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
7	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
8	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
9	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50

Таблиця 3.3 – Значення точності прямозубих конічних передач

Ступінь точності і	Колова швидкість, м/с	Галузь застосування
5	>12	Швидкохідні передачі в авіабудуванні, ділильні механізми
6	8...12	
7	4...8	
8	1,5...4	Передачі загального призначення
9	<1,5	Тихохідні передачі сільськогосподарських машин

Передача має 8 ступінь точності; $K_{Hb}=1,14$; $K_{HV}=1,16$.

$$w_{Ht} = \left[\frac{4,02 \cdot 10^3}{0,85 \cdot 39,92} \right] \cdot 1 \cdot 1,14 \cdot 1,16 = 156,67 \text{ (H)},$$

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,77 \cdot 0,9 \sqrt{\frac{156,67}{105} \cdot \frac{\sqrt{1+2,47^2}}{2,47}} = 555,81 \text{ (МПа)}.$$

Розрахункове контактне навантаження допускається у межах:

$$1,05 \cdot [\sigma_H] > \sigma_H > 0,9 \cdot [\sigma_H],$$

$$1,05 \cdot [606] > 555,81 > 0,9 \cdot [606]$$

$$636,3 > 555,81 > 545,4.$$

Якщо ця умова не виконується, то можна змінити відповідно ширину вінця колеса b , не виходячи за межі рекомендованих значень $K_{be} = b/R_e$ (приймають у межах 0,25...0,3), або змінити зовнішній ділильний діаметр D_{e2} .

3.4. РОЗРАХУНОК ЗУБЦІВ НА ВТОМУ ПРИ ЗГИНІ

Розрахункове напруження згину у зубцях шестірні σ_{f1} та колеса σ_{f2} , МПа, визначаємо за формулою:

$$\sigma_f = Y_f \cdot Y_e \cdot Y_b \cdot \frac{w_{ft}}{m} < [\sigma_f],$$

де $w_{ft} = \left[\frac{F_t}{0,85 \cdot b} \right] \cdot K_{fb} \cdot K_{fv} \cdot K_{fa}$ – питома розрахункова колова сила;

Y_f – коефіцієнт форми зуба.

Таблиця 3.4 – Коефіцієнти Y_f форми зубців при коефіцієнті зміщення $x=0$

Z_v	20	25	30	40	50	60	80	100
Y_f	4,12	3,96	3,85	3,75	3,73	3,73	3,74	3,75

Z_v – зведена кількість зубців:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}; \quad Z_{v1} = \frac{15}{\cos 22^\circ} = 16,18; \quad Y_{f1} = 4,12;$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}; \quad Z_{v2} = \frac{37}{\cos 68^\circ} = 98,77; \quad Y_{f2} = 3,75.$$

Y_e – коефіцієнт перекриття зубців, у розрахунках для прямозубих передач можна наближено брати $Y_e = 1$;

Y_b – коефіцієнт нахилу зубців, для прямозубих передач $Y_b = 1$;

K_{fb} – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців.

Таблиця 3.5 – Значення коефіцієнта K_{fb} конічних коліс

K_{bd}	Кулькові опори	Роликові опори
	K_{fb}	K_{fb}
0,1	1,05	1,02
0,2	1,12	1,06
0,3	1,20	1,11
0,4	1,27	1,15

Закінчення таблиці 3.5

K_{bd}	Кулькові опори	Роликові опори
	K_{fb}	K_{fb}
0,6	1,45	1,25
0,7	1,53	1,30
0,8	1,70	1,35

$$K_{bd} = 0,36 \text{ (див. п. 3.2); } K_{fb} = 1,27$$

K_{fa} – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями:

$$K_{fa} = \frac{[4 + (E_a - 1) \cdot (n_{cm} - 5)]}{4 \cdot E_a},$$

де E_a – коефіцієнт торцевого перекриття:

$$E_a = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right]$$

$$E_a = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{15} + \frac{1}{37} \right) \right] = 1,58,$$

n_{cm} – ступінь точності за нормою контакту зубців (якщо $n_{cm} > 9$, то беруть $n_{cm} = 9$ і аналогічно, якщо $n_{cm} < 5$, то $n_{cm} = 5$, у нашому випадку $n_{cm} = 8$ (див. п. 3.3);

$$K_{fa} = \frac{[4 + (1,58 - 1) \cdot (8 - 5)]}{4 \cdot 1,58} = 0,91.$$

$$w_{ft} = \left[\frac{4,02 \cdot 10^3}{0,85 \cdot 39,92} \right] \cdot 1,27 \cdot 1,38 \cdot 0,91 = 188,95$$

K_{fv} – коефіцієнт динамічного навантаження зубців: $K_{fv} = 1,38$ (див. табл. 3.6.)

Таблиця 3.6 – Значення коефіцієнту K_{fv} конічних коліс:

Ступінь точності	$V, \text{ м/с}$					
	1	2	4	6	8	10
6	1,06	1,13	1,26	1,40	1,53	1,67
7	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
8	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
9	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25

$$\sigma_{f1} = 4,12 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{188,95}{7} = 111,21 \text{ (МПа); } \sigma_{f2} = 3,75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{188,95}{7} = 101,22 \text{ (МПа).}$$

При перевірці міцності зубців на втому при згині можна одержати σ_f значно менше за $[\sigma_f]$, це не є суперечливим результатом, оскільки габаритні розміри передачі обмежуються контактною міцністю.

- радіальний зазор: $e = 0,2 \cdot m_e$; $e = 0,2 \cdot 8 = 1,6$ (мм);

- зовнішні діаметри вершин зубців:

$$D_{ae1} = D_{e1} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_1, \quad D_{ae1} = 120 + 2 \cdot 8 \cdot \cos 22^\circ = 134,8 \text{ (мм)};$$

$$D_{ae2} = D_{e2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_2, \quad D_{ae2} = 296 + 2 \cdot 8 \cdot \cos 68^\circ = 302 \text{ (мм)};$$

- зовнішні діаметри впадин:

$$D_{fe1} = D_{e1} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_1, \quad D_{fe1} = 120 - 2 \cdot 9,6 \cdot \cos 22^\circ = 102,20 \text{ (мм)};$$

$$D_{fe2} = D_{e2} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_2, \quad D_{fe2} = 296 - 2 \cdot 9,6 \cdot \cos 68^\circ = 288,81 \text{ (мм)}.$$

Радіальна сила на шестірні дорівнює осьовій силі на колесі:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1;$$

$$F_{r1} = F_{a2} = 4,02 \cdot 10^3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 22^\circ = 1,36 \cdot 10^3 \text{ (Н)}.$$

Осьова сила на шестірні дорівнює радіальній силі на колесі:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1;$$

$$F_{a1} = F_{r2} = 4,02 \cdot 10^3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 22^\circ = 548,11 \text{ (Н)}$$

Таблиця 3.7 – Табличний звіт розрахунків

Параметри конічної передачі	Значення	
	шестірня	колесо
Кількість зубців	15	37
Зовнішній коловий модуль, m_e , мм	8	
Зовнішній ділительний діаметр, D_e , мм	120	296
Зовнішня конусна відстань, R_e , мм	159,68	
Ширина зубчастих вінців, b , мм	39,92	39,92
Кути ділительних конусів, δ , град	22°	68°
Кути конуса вершин зубців, δ_a , град	$24,87^\circ$	$70,87^\circ$
Колова швидкість коліс, V , м/с	3,71	
Контактне напруження, МПа:	606 (значення не розраховано, а задано)	
- допустиме $[\sigma_H]$	555,81	
- робоче σ_H		
Напруження згину, МПа:		
- допустиме $[\sigma_f]$	200 (значення не розраховано, а задано)	150 (значення не розраховано, а задано)
- робоче σ_f	111,21	101,22
Колова сила у зчепленні, F_t , Н	$4,02 \cdot 10^3$	
Радіальна сила, F_r , Н	$1,36 \cdot 10^3$	548,11
Осьова сила, F_a , Н	548,11	$1,36 \cdot 10^3$

ВИХІДНІ ДАНІ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ КОНІЧНОЇ ПРЯМОЗУБОЇ ЗАКРИТОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Вихідні дані	Передостання цифра номера залікової книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Потужність P_1 , кВт	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Вихідні дані	Остання цифра номера залікової книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Кутова швидкість ведучого вала ω_1 , рад/с.	90	105	110	115	120	125	130	135	140	145
Передаточне число u	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8

Інші вихідні дані взяти із попередньої задачі.

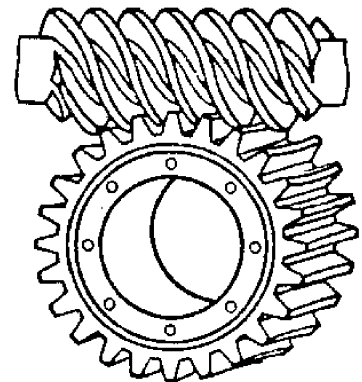
КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Назвіть характерні геометричні параметри передачі.
2. Рекомендації щодо підбору кількості зубців.
3. Як визначаються і співвідносяться сили, що діють у зачепленні.
4. Як впливає значення обертового моменту на колову силу?
5. У чому полягає розрахунок зубців на втому при згині?

4. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ [1, с.369], [2, с.83], [3, с.116]

Вихідні дані (довільні):

- потужність $P_1=4$ кВт;
- кутова швидкість:
 $\omega_1=150$ рад/с;
 $\omega_2=6,25$ рад/с;
- передатне число $u=24$;
- передача реверсивна;
- режим навантаження – легкий (Л);
- можливі короткочасні перевантаження до 150% від номінального;



**Рисунок 4.1 –
Черв'ячна передача**

- строк служби передачі $h=10000$ год.;
- обертовий момент $T_1=26,7$ Н□м; $T_2=512$ Н□м.

4.1. ВИБІР МАТЕРІАЛУ

При виборі матеріалу необхідно враховувати швидкість ковзання. Орієнтовне значення швидкості ковзання V_S , м/с, можна одержати за формулою:

$$V_S = \frac{4\omega_1}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_2}; \quad V_S = \left(\frac{4 \cdot 150}{10^3} \right) \cdot \sqrt[3]{512} = 4,8 \text{ (м/с)};$$

де ω_1 – рад./хв., T_2 – Н□м.

Вибираємо матеріал черв'ячного колеса за табл. 4.1

Таблиця 4.1 – Механічні характеристики матеріалів та допустимі напруження для зубців черв'ячних коліс

Швид- кість ковзання , м/с	Матеріал вінця колеса	σ_{B1} МПа	σ_{T1} МПа
$V_S > 7$	БрО10Н1Ф1	285	165
	БрО10Ф1	275	200
	БрО5Ц5С	200	90
$2 < V_S < 7$	БрА10Ж4Н4	700	460
	БрА10Ж3Мц1,5	550	360
	БрА9Ж3Л	530	245
$V_S < 2$	СЧ 18	355	-
	СЧ 15	315	-

Черв'яки виготовляють з вуглецевої (сталь 45, 50) або легованої сталі (сталь 40Х, 40ХН) із відповідною термічною або термохімічною обробкою (твердість більше ніж HRC 50 – опір проти заїдання підвищується зі збільшенням твердості) і наступним шліфуванням і поліруванням поверхонь зчеплення.

Для виготовлення черв'яка беремо леговану сталь 40Х, проводимо термообробку – гартування із відпусканням, твердість HRC 45...55, робочі поверхні витків шліфуємо.

Для вінця черв'ячного колеса із швидкістю ковзання $V = 4,8$ м/с можна брати безолов'янисту бронзу БрА9Ж3Л, границя міцності $\sigma_B = 530$ МПа; границя текучості $\sigma_T = 245$ МПа.

4.2. ВИБІР ДОПУСТИМИХ НАПРУЖЕНЬ

4.2.1. Розрахунок втомних контактних напружень

4.2.1.A. При розрахунку на контактну втому зубців черв'ячних коліс, виготовлених із олов'янистих бронз, допустиме контактне напруження визначають за формулою:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{HO}] \cdot K_{HL} = 0,9 \cdot \sigma_B \cdot C_V \cdot K_{HL}$$

$[\sigma_{HO}]$ залежить від коефіцієнта інтенсивності спрацювання зубців C_V (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Значення коефіцієнта інтенсивності спрацювання зубців

$V_s, \text{ м/с}$	5	6	7	≥ 8
C_V	0,95	0,88	0,83	0,8

K_{HL} – коефіцієнт довговічності [1, с.356]: $K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}$;

$$0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15,$$

де N_{HE} – еквівалентне число циклів навантаження $N_{HE} = K_{HE} \cdot N_S$

K_{HE} – коефіцієнт інтенсивності навантаження (табл. 4.3):

Таблиця 4.3 – Значення коефіцієнта еквівалентності

Режим навантаження	Постійний	Важкий	Середній рівномірний	Середній нормальний	Легкий
K_{HE}	1	0,41	0,2	0,13	0,05
K_{FE}	1	0,2	0,1	0,04	0,01

N_S – загальна кількість циклів $N_S = \frac{1800 \cdot \omega_2 \cdot h}{3,14}$,

де h – строк служби деталі (год.); ω_2 – кутова швидкість.

4.2.1.B. Для зубців черв'ячних коліс, виготовлених із твердих безолов'янистих бронз та чавунів, беруть $[\sigma_H] = [\sigma_{HO}]$.

Знаходимо $[\sigma_{HO}]$ – допустиме контактне напруження за формулою:

- для безолов'янистих бронз:

$$[\sigma]_H = [\sigma_{HO}] = 300 - 25V_S = 300 - 25 \cdot 4,8 = 180 \text{ (МПа)};$$

- для чавунів:

$$[\sigma]_H = [\sigma_{HO}] = 175 - 35V_S.$$

4.2.2. Розрахунок втомних напружень при згині

4.2.2.А. Для розрахунку на втому при згині олов'янистих та безолов'янистих бронз допустиме напруження визначають за формулою:

$$[\sigma_F] = [\sigma_{FO}] \cdot K_{FL};$$

$[\sigma_{FO}]$ – допустиме напруження:

- $[\sigma_{FO}] = 0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T$ – при реверсивному навантаженні;

- $[\sigma_{FO}] = 0,16\sigma_B$ – при неревверсивному навантаженні;

- $[\sigma_{FO}] = 0,08 \cdot 530 + 0,25 \cdot 245 = 103,65$ (МПа);

K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}}; \quad 0,54 \leq K_{FL} \leq 1,$$

де N_{FE} – еквівалентне число циклів: $N_{FE} = K_{FE} \cdot N_S$;

K_{FE} – коефіцієнт інтенсивності навантаження (табл. 4.3);

N_S – загальна кількість циклів.

$$N_S = 1800 \cdot 6,25 \cdot 10000 / 3,14 = 35,83 \cdot 10^6;$$

$$K_{FE} = 0,01;$$

$$N_{FE} = 0,01 \cdot 35,8 \cdot 10^6 = 35,83 \cdot 10^4;$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / 35,83 \cdot 10^4} = 1,12;$$

ураховуючи обмеження, беремо $K_{FL} = 1$, тоді

$$[\sigma_F] = [\sigma_{FO}] \cdot K_{FL} = 103,65 \cdot 1 = 103,65 \text{ (МПа)}.$$

4.2.2.Б. Для зубців чавунних коліс

$[\sigma_{FO}]$ – допустиме напруження;

$[\sigma_{FO}] = 0,12\sigma_B$ – при реверсивному навантаженні;

$[\sigma_{FO}] = 0,075\sigma_B$ – при неревверсивному навантаженні.

4.3. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕДАЧІ І СИЛ, ЩО ДІЮТЬ У ЗЧЕПЛЕННІ

Мінімальна міжосьова відстань черв'ячної передачі A_{wmin} , мм:

$$A_{wmin} = K_a \cdot \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{Hb} \cdot q^2}{(Z_2 \cdot [\sigma_H])^2}},$$

де K_a – допоміжний коефіцієнт, $K_a = \mathbf{310}$ – для поєднання матеріалів черв'яка та колеса **сталь-бронза**, $K_a = \mathbf{315}$ – для поєднання матеріалів **сталь-чавун**;

T_2 , Н□м; $[\sigma_H]$, МПа;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, більші значення q рекомендують брати для насадних черв'яків або при великих передатних числах, щоб забезпечити достатню жорсткість черв'яка. Число витків черв'яка $Z_2=1$; 2; 4 потрібно брати по можливості більшим (підвищується ККД передачі).

Таблиця 4.4 – Орієнтовні значення числа витків черв'яка

u	8...15	15...30	>30
Z_1	4	2	1

Мінімальне число зубців $Z_{2\min} = 28$ обмежується умовою непідрізання, а $Z_{2\max} = 80$ умовою обмеження габаритних розмірів передачі. У деяких випадках допускається число зубців $Z_{2\max} = 100$ і більше.

Z_2 – число зубців черв'ячного колеса, рекомендують $28 \leq Z_2 \leq 80$.

$$Z_1 = 2, \quad Z_2 = u \cdot Z_1; \quad Z_2 = 24 \cdot 2 = 48; \quad q \geq \frac{Z_2}{4}, \quad q = \frac{48}{4} = 12.$$

Таблиця 4.5 – Відповідність модулів m і коефіцієнтів діаметра черв'яка q

m , мм	q	m , мм	q
1; 1,25	10; 12,5; 16; 20; 25	16	8; (9); 10; 12,5; 16; 20
1,6	10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; 25	20	8; (9); 10; 12,5; 16
2; 2,5; 3,15; 4; 5	8; (9); 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18)	25	10; 12,5; 16
12,5	8; (9); 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18)	-	-

Примітка. Усі наведені в таблиці значення q дозволяється застосовувати при $Z_1 = 1$; 2 та 4, при $q=18$ та 25 припустиме лише одне значення $Z_1 = 1$.

Приймаємо $q = 12,5$.

K_{HB} – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця:

$$K_{HB} = 1 + \left(\frac{Z_2}{\Theta} \right)^3 \cdot (1 - x),$$

тут Θ – коефіцієнт деформації черв'яка (табл. 4.6)

Таблиця 4.6 – Значення коефіцієнту деформації черв'яка

Число	Коефіцієнт Θ при коефіцієнті діаметра q
-------	--

	8	9	10	12	12,5	14	16
1	72	89	108	138	157	179	194
2	57	71	86	112	125	149	163
4	47	58	70	93	101	120	131

x – коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи передачі (табл. 4.7)

Таблиця 4.7 – Значення коефіцієнту, що враховує вплив режиму роботи

Режим навантаження	<i>П</i>	<i>В</i>	<i>СР</i>	<i>СН</i>	<i>Л</i>
x	1	0,77	0,6	0,5	0,31

$$K_{HB} = 1 + \left(\frac{48}{112} \right)^3 \cdot (1 - 0,31) = 1,05;$$

$$A_w = 310 \cdot \left(\frac{48}{12,5} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{\frac{512 \cdot 1,05 \cdot 12,5^2}{(48 \cdot 180)^2}} = 156,10 \text{ (мм)}.$$

Модуль черв'ячної передачі: $m = 2 \cdot A_w / (Z_2 + q)$.

Отримане значення модуля m узгоджуємо зі стандартним значенням m (табл. 4.5):

$$m = 2 \cdot 156,10 / (48 + 12,5) = 5,16 \text{ (мм)}.$$

За стандартом вибираємо $m = 5$, якому відповідає $q = 12,5$.

Висота головки витка черв'яка та зубця колеса : $h_a = m = 5 \text{ мм}$.

Висота ніжки витка та зубця: $h_f = 1,2 \cdot m = 1,2 \cdot 5 = 6 \text{ (мм)}$.

Ділильні діаметри черв'яка та черв'ячного колеса:

$$d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 12,5 = 62,5 \text{ (мм)}; \quad d_2 = m \cdot Z_2 = 5 \cdot 48 = 240 \text{ (мм)}.$$

Діаметри впадин витків черв'яка і зубців колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m;$$

$$d_{f1} = 62,5 - 2,4 \cdot 5 = 50,5 \text{ (мм)}; \quad d_{f2} = 240 - 2,4 \cdot 5 = 228 \text{ (мм)}.$$

Діаметри вершин витків черв'яка та зубців колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m; \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m;$$

$$d_{a1} = 62,5 + 2 \cdot 5 = 72,5 \text{ (мм)}; \quad d_{a2} = 240 + 2 \cdot 5 = 250 \text{ (мм)}.$$

Міжосьова відстань передачі:

$$A_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2); \quad A_w = 0,5 \cdot (62,5 + 240) = 151,25 \text{ (мм)}.$$

Найбільший діаметр черв'ячного колеса:

$$Z_1=1, \quad d_{am2} = d_{a2} + 2 \cdot m;$$

$$Z_1=2, \quad d_{am2} = d_{a2} + 1,5 \cdot m; \text{ у нашому випадку}$$

$$d_{am2} = 250 + 1,5 \cdot 5 = 257,5 \text{ (мм)}$$

$$Z_1=4, \quad d_{am2} = d_{a2} + m.$$

Ширина вінця черв'ячного колеса:

$Z_1=1$ або $Z_1=2$, $b_2 \geq 0,75 \cdot d_{a1}$; $b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 72,5 = 54,38$ (мм)
(приймаємо $b_2 = 60$ мм для зменшення діючих контактних напружень);

$Z_1=4$ $b_2 \geq 0,67 \cdot d_{a1}$;

Довжина нарізаної частини черв'яка:

$Z_1=1$ або $Z_1=2$, $b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot Z_2) \cdot m$; $b_1 = (11 + 0,06 \cdot 48) \cdot 5 = 69,4$ (мм)

$Z_1=4$, $b_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot Z_2) \cdot m$.

Ділильний кут підйому лінії витка черв'яка:

$\text{tg} \gamma = Z_1/q$; $\text{tg} \gamma = 2/12,5 = 0,16$; $\gamma = 9,09^\circ$.

Швидкість ковзання в зачепленні V_s , (м/с):

$$V_s = \frac{0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_1}{\cos \gamma},$$

$$V_s = \frac{0,5 \cdot 150 \cdot 62,5 \cdot 10^{-3}}{\cos 9,09^\circ} = 4,75 \text{ (м/с)},$$

d_1 – (м), ω_1 – (рад/с).

Якщо отримане значення швидкості ковзання дуже відрізняється від отриманого раніше, уточнюємо значення допустимого контактного напруження.

Призначають ступінь точності передачі за табл. 4.8:

Таблиця 4.8 – Значення ступені точності передачі

Швидкість ковзання, V_s , м/с	<2	<5	<10
Ступінь точності, n_{cm}	9	8	7

Ступінь точності передачі $n_{cm} = 8$.

Сили у зачепленні черв'ячної передачі:

- **колова сила**, що діє на зубці колеса, дорівнює осьовій силі на черв'яку:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}, \quad T_2 \text{ – (Н·м)}, \quad d_2 \text{ – (м)};$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 512 \cdot 10^3}{240} = 4,27 \cdot 10^3 \text{ (Н)};$$

- **радіальна сила** на колесі дорівнює радіальній силі на черв'яку:

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \text{tg} 20^\circ; \quad F_{r2} = 4,27 \cdot 10^3 \cdot \text{tg} 20^\circ = 1,55 \cdot 10^3 \text{ (Н)};$$

- **осьова сила** на колесі дорівнює коліній силі на черв'яку:

$$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \cdot \text{tg} \gamma; \quad F_{a2} = 4,27 \cdot 10^3 \cdot 0,16 = 683,2 \text{ (Н)}.$$

4.4. РОЗРАХУНОК ЗУБЦІВ ЧЕРВ'ЯЧНОГО КОЛЕСА НА КОНТАКТНУ ВТОМУ

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_e \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{F_{t2} \cdot K_{Hb} \cdot K_{HV}}{(b_2 \cdot d_2)}}, \quad F_{t2} - (\text{Н}), \quad b_2 - (\text{мм}), \quad d_2 - (\text{мм}),$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів черв'яка та черв'ячного колеса: $Z_M = 210$ МПа для поєднання матеріалів **сталь-бронза**, $Z_M = 215$ МПа для поєднання матеріалів **сталь-чавун**,
 Z_H – коефіцієнт, що враховує форми спряжених поверхонь витків черв'яка та зубців колеса, $Z_H = 1,8$;

Z_e – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній: $Z_e = \sqrt{1/E_\alpha}$,

де $E_\alpha = 1,8 \dots 2,2$ – торцевий коефіцієнт перекриття, $Z_e = \sqrt{1/1,8} = 0,75$;

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження (табл. 4.9).

Таблиця 4.9 – Орієнтовні значення коефіцієнту динамічного навантаження K_{HV}

Ступінь точності	V_s			
	<1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12
6	-	-	1	1,1
7	1	1,1	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-
9	1,25	-	-	-

K_{HB} – див.п.4.3. розрахунку.

$$\sigma_H = 210 \cdot 0,75 \cdot 1,8 \cdot \sqrt{\frac{4,27 \cdot 10^3 \cdot 1,05 \cdot 1,4}{60 \cdot 240}} = 187,17 \text{ (МПа)}.$$

Виконання умови $\sigma_H < [\sigma_H]$ забезпечує стійкість активних поверхонь зубців колеса проти втомного руйнування та заїдання. У розрахунках допускається $0,8 \cdot [\sigma_H] < \sigma_H < 1,05 \cdot [\sigma_H]$:

$$0,8 \cdot [180] < 187,17 < 1,05 \cdot [180]; \quad 144 < 187,17 < 189.$$

При невиконанні цієї умови треба змінити розміри передачі.

4.5. РОЗРАХУНОК ЗУБЦІВ ЧЕРВ'ЯЧНОГО КОЛЕСА ПРИ ЗГИНІ

$$\sigma_F = Y_f \cdot Y_e \cdot Y_b \cdot \frac{F_{t2}}{(b_2 \cdot m)} \cdot K_{FB} \cdot K_{FV},$$

Y_f – коефіцієнт форми зубців (табл. 4.10).

Таблиця 4.10 – Значення коефіцієнту форми зубців

Z_V	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150
Y_f	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

Z_{V2} – еквівалентне число зубців колеса: $Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \gamma}$;

$$Z_{V2} = \frac{48}{\cos 9,09^\circ} = 48,61;$$

$$Y_f = 1,45;$$

Y_e – коефіцієнт перекриття зубців, у розрахунках можна брати $Y_e = 0,75$;

Y_b – коефіцієнт нахилу зубців:

$$Y_b = \left(1 - \frac{\gamma}{140}\right) / \cos \gamma = \left(1 - \frac{9,09}{140}\right) / \cos 9,09 = 0,95;$$

$K_{FB} = K_{HB}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширини вінця колеса;

$K_{FV}=K_{HV}$ – коефіцієнт динамічного навантаження;
 F_{t2} – (Н), b_2 – (мм), m – (мм).

Втомна міцність зубців при згині забезпечується тоді, коли розрахункове напруження менше від допустимого:

$$\sigma_F = 1,45 \cdot 0,75 \cdot 0,95 \cdot \frac{4,27 \cdot 10^3}{60 \cdot 5} \cdot 1,05 \cdot 1,4 = 21,62 \text{ (МПа)} < [\sigma_F] = 103,65 \text{ (МПа)}.$$

4.6. ПЕРЕВІРКА ЧЕРВ'ЯКА НА ЖОРСТКІСТЬ

Розрахункова стріла прогину черв'яка y (мм): $y = \frac{F \cdot l^3}{(48 \cdot E \cdot I)'}'$

Рівнодіюча колової та радіальної сил:

$$F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{683,2^2 + (1,55 \cdot 10^3)^2} = 1,69 \cdot 10^3 \text{ (Н)}$$

Осьовий момент інерції перерізу черв'яка:

$$I = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64}; \quad I = \frac{3,14 \cdot 50,5^4}{64} = 319,10 \cdot 10^3 \text{ (мм}^4\text{)}.$$

Приймаємо відстань між опорами черв'яка:

$$l = (0,8 \dots 1) \cdot d_2; \quad l = 0,8 \cdot d_2 = 0,8 \cdot 240 = 192 \text{ мм}.$$

При модуля пружності для сталі $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

$$y = \frac{1,69 \cdot 10^3 \cdot 192^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 319,10 \cdot 10^3} = 3,72 \cdot 10^{-3} \text{ (мм)}$$

де F – (Н), l – (мм), E – (МПа), I – (мм⁴).

Допустима стріла прогину $[y] = 0,01 \cdot m$; $[y] = 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 5 = 0,05$ (мм).

Жорсткість черв'яка достатня, якщо $y < [y]$. Інакше підвищуємо коефіцієнт діаметра q .

$$y = 3,72 \cdot 10^{-3} < [y] = 0,05 \text{ мм}, \quad 0,004 < 0,05.$$

4.7. ККД ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma \cdot (0,95 \dots 0,96)}{\text{tg}(\gamma + \varphi)},$$

де φ – зведений кут тертя (табл. 4.11)

Таблиця 4.11 – Орієнтовні значення зведеного кута тертя

V_{sr} м/с	φ	V_{sr} м/с	φ
0,1	4 ⁰ 34'–5 ⁰ 09'	4	1 ⁰ 19'–1 ⁰ 43'
1,0	2 ⁰ 35'–3 ⁰ 08'	7	1 ⁰ 02'–1 ⁰ 29'
2	2 ⁰ 00'–2 ⁰ 35'	10	0 ⁰ 55'–1 ⁰ 22'

3	1°36'-2°00'	15	0°48'-1°09'
---	-------------	----	-------------

Розрахункове значення ККД необхідно порівняти з попередньо вибраним (див. енерго-кінематичний розрахунок):

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 9,09^{\circ} \cdot 0,955}{\operatorname{tg}(9,09^{\circ} + 1,3^{\circ})} = \frac{0,1528}{0,1834} = 0,83.$$

4.8. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК РЕДУКТОРА

Температура мастила в картері редуктора:

$$t_M = \frac{P_1 \cdot (1 - \eta)}{(K_t \cdot S)} + t_n \leq [t_M],$$

де P_1 – (кВт), S – (м²);

K_t – коефіцієнт тепловіддачі:

- $K_t = 9 \dots 17$ Вт/(м·с) – залежно від швидкості повітря, що омиває корпус редуктора;

- $K_t = 20 \dots 28$ Вт/(м·с) – якщо корпус обдувається вентилятором, установленим на валу черв'яка;

t_n – температура повітря $t_n = 20$ °С;

$[t_M] = 60 \dots 90$ °С – допустима температура мастила.

Площа тепловіддаючої поверхні редуктора, (м²): $S = 20 \cdot A_w^2$, де A_w – (м):

$$S = 20 \cdot 0,1561^2 = 0,49 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Якщо виготовити ребристий корпус редуктора, то $S_p = 1,22 \cdot S$.

$$t_M = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,83)}{25 \cdot 0,49} + 20^{\circ} = 55,51 + 20^{\circ} = 75,51^{\circ} \text{С}.$$

Корпус обдувається вентилятором, встановленим на валу черв'яка.

Таблиця 4.12 – Табличний звіт розрахунків

Параметри черв'ячної передачі	Значення	
	черв'як	колесо
Швидкість ковзання в зчепленні V_{sz} м/с	4,75	
Матеріал	40Х	БРА9ЖЗЛ
Допустимі напруження:		
- контактні $[\sigma_H]$, МПа	-	180
- на згин $[\sigma_f]$, МПа	-	103,65
Діючі напруження:		
- контактні σ_{H1} , МПа	-	187,17

	-	21,62
Міжосьова відстань A_w , мм	151,25	
Модуль m , мм	5	
Коефіцієнт діаметра черв'яка q , мм	12,5	
Ділильний діаметр d , мм	62,5	240

Закінчення таблиці 4.12

Параметри черв'ячної передачі	Значення	
	черв'як	колесо
Ширина вінця черв'ячного колеса b_2 , мм	-	60
Довжина нарізаної частини черв'яка b_1 , мм	69,4	-
Сили у зчепленні:		
$F_{t2}=F_{a1}$, Н		$4,27 \cdot 10^3$
$F_{r2}=F_{r1}$, Н		$1,55 \cdot 10^3$
$F_{a2}=F_{t1}$, Н		683,2
Температура мастила в картері редуктора t_m , °С		75,51

ВИХІДНІ ДАНІ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Вихідні дані	Передостання цифра номера залікової книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Потужність P_1 , кВт	2	2	3	3	4	4	5	5	6	6
Вихідні дані	Остання цифра номера залікової книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Кутова швидкість ведучого вала ω_1 , рад/с.	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
Передаточне число u	14	18	20	14	18	20	14	18	20	14

Вид передачі – нереверсивна; перевантаження – короточасні до 150% від номінального; строк служби передачі h , год. – $1 \cdot 10^4$.

Кутова швидкість веденого вала: $\omega_2 = \frac{\omega_1}{u}$

Оберткові моменти на ведучому і веденому валах передачі:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}, \quad T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}, \quad \text{де } P_2 = P_1 \cdot \eta.$$

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Як правильно підібрати матеріал черв'яка та черв'ячного колеса?

2. Як визначити міжосьову відстань?
3. Як взаємопов'язані кількість заходів черв'яка і передаточне число?
4. Як визначити скільки заходів має черв'як?
5. Як визначаються і співвідносяться сили, що діють у зачепленні.

5. РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ [1, с.246], [2, с.27], [3, с.66]

Вихідні дані (з ЕКР):

- потужність $P_1=4,63$ кВт;
- частота обертання ведучого шківів $n_1=1445$ об./хв.;
- передаточне число $u = 2,36$;
- обертовий момент $T_1 = 30,61$ Н·м;
- кутова швидкість $\omega_1 = 151,24$ рад./с;
- режим роботи легкий.

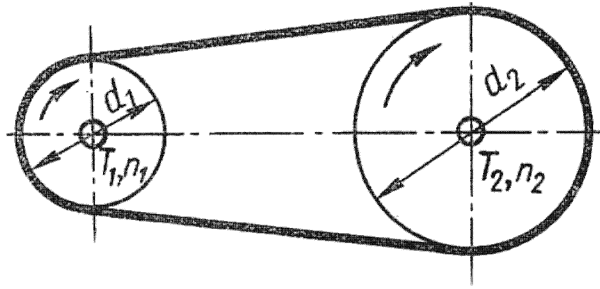


Рисунок 5.1 – Пасова

5.1. Визначаємо переріз паса За заданою потужністю P_1 , кВт та частотою обертання ведучого вала n_1 , об./хв., використовуючи рис. 5.2.

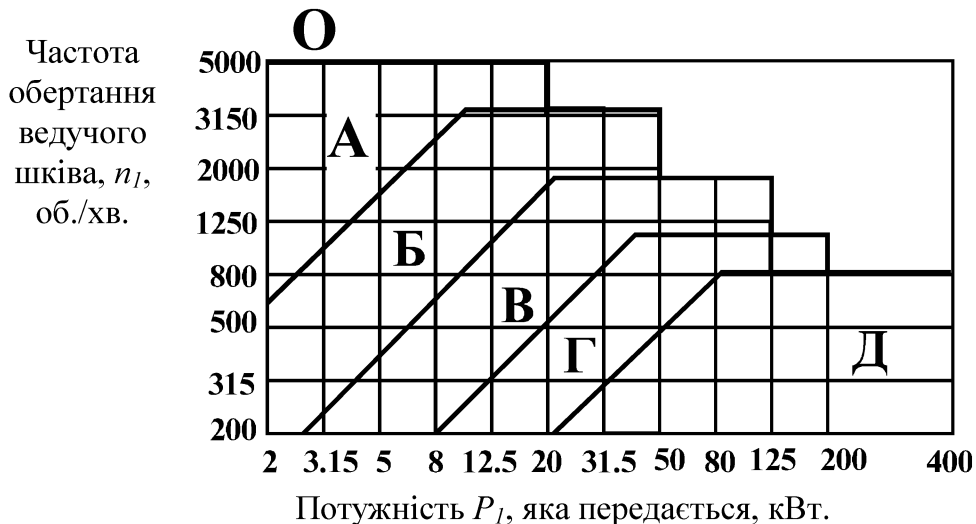


Рисунок 5.2 – Перерізи пасів в залежності від потужності та частоти обертання

В даному випадку це переріз А. Для порівняльного розрахунку визначаємо два перерізи – найбільш близький переріз О.

За призначеними перерізами визначаємо базову довжину L_0 , розрахунковий діаметр d_1 , та номінальну потужність P_0 (див. табл. 5.1)

Таблиця 5.1 – Вибір номінальної потужності, що передається одним пасом

Позначення перерізу паса	Діаметр меншого шківів d_1 , мм	Номінальна потужність P_0 , кВт, за швидкістю паса V , м/с				
		5	10	15	20	25

O (Lo=1320 MM)	63	0,49	0,82	1,03	1,11	-
	71	0,56	0,95	1,22	1,37	1,4
	80	0,62	1,07	1,41	1,6	1,65

Закінчення таблиці 5.1

Позначення перерізу паса	Діаметр меншого шківа $d_1, \text{мм}$	Номінальна потужність P_0 , кВт, за швидкістю паса V , м/с				
		5	10	15	20	25
А ($L_0=1700$ мм)	90	0,84	1,39	1,75	1,88	-
	100	0,95	1,6	2,07	2,31	2,29
	112	1,05	1,82	2,39	2,74	2,88
Б ($L_0=2240$ мм)	125	1,39	2,26	2,8	-	-
	140	1,61	2,7	3,45	3,83	-
	160	1,83	3,15	4,73	4,73	4,88
В ($L_0=3750$ мм)	200	2,77	4,59	5,8	6,33	-
	224	3,15	5,36	6,95	7,86	7,95

Будемо вести ліву колонку для перерізу О, а праву колонку для перерізу А.

$$L_0 = 1320 \text{ мм}$$

$$d_1 = 71 \text{ мм}$$

$$L_0 = 1700 \text{ мм}$$

$$d_1 = 100 \text{ мм}$$

Для визначення P_0 для обох перерізів треба знайти швидкість пасів

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}, \text{ (м/с)}$$

$$V = 151,24 \cdot 71 \cdot 10^{-3} / 2 = 5,37 \text{ (м/с).}$$

$$V = 151,24 \cdot 100 \cdot 10^{-3} / 2 = 7,56 \text{ (м/с).}$$

За даними табл. 5.1. маємо:

$$P_0 = 0,56 \text{ кВт.}$$

$$P_0 = 1,6 \text{ кВт.}$$

5.2. Орієнтовну кількість пасів Z_{op} визначають за формулою:

$$Z_{op} = 1,2 \cdot \frac{P_1}{P_0}$$

$$Z_{op} = 1,2 \cdot 4,63 / 0,56 = 9,92$$

$$Z_{op} = 1,2 \cdot 4,63 / 1,6 = 3,47$$

беремо число пасів $Z_{op} = 10$.

беремо число пасів $Z_{op} = 4$.

5.3. Визначаємо діаметр d_2 веденого шківа: $d_2 = u \cdot d_1 \cdot (1 - e)$,

де u – передаточне відношення;

e – коефіцієнт пружного ковзання ($e = 0,01 \dots 0,02$), яким ми нехтуємо

$$d_2 = 2,34 \cdot 71 = 166,14 \text{ (мм).}$$

$$d_2 = 2,34 \cdot 100 = 234 \text{ (мм).}$$

Розмір діаметра шківа приймають з ряду стандартних чисел:

63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280,
315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800

приймаємо:

$$d_2 = 180 \text{ мм.}$$

$$d_2 = 250 \text{ мм.}$$

5.4. Уточнюють передаточне відношення і частоту обертання веденого вала: $u = d_2 / d_1$; $n_2 = n_1 / u$; $u = d_2 / d_1$

$$u = 180 / 71 = 2,54.$$

$$u = 250 / 100 = 2,5.$$

5.5. Залежно від компоновання приводу призначають розмір міжосьової відстані (приймати більше значення). Для клинових пасів:

$$0,6 \cdot (d_1 + d_2) < A_w < 1,5 \cdot (d_1 + d_2)$$

$0,6 \cdot (71 + 180) < A_w < 1,5 \cdot (71 + 180)$ $150,6 < A_w < 376,5.$	$0,6 \cdot (100 + 250) < A_w < 1,5 \cdot (100 + 250)$ $210 < A_w < 525.$
---	---

Збільшення міжосьової відстані веде до зростання розмірів передачі і підвищення її вартості, а зменшення – до зниження кута обхвату і втомної довговічності паса. Орієнтовно беремо пасову відстань передачі:

$A_w = 360 \text{ мм.}$	$A_w = 520 \text{ мм.}$
-------------------------	-------------------------

5.6. Визначають довжину паса L , мм:

$$L = 2 \cdot A_w + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / (4 \cdot A_w)$$

$L = 2 \cdot 360 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (71 + 180) + (180 - 71)^2 / (4 \cdot 360) = 1122,32 \text{ (мм).}$	$L = 2 \cdot 520 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (100 + 250) + (250 - 100)^2 / (4 \cdot 520) = 1600 \text{ (мм).}$
--	---

Добуте значення L узгоджують зі стандартним рядом довжин паса, мм:
 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1125, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500
 Розрахункова довжина паса в залежності від типу його перерізу повинна знаходитися в межах:

- | | |
|---|---|
| О $L = 400 \dots 2500 \text{ мм,}$ | Б $L = 800 \dots 6300 \text{ мм,}$ |
| А $L = 560 \dots 4000 \text{ мм,}$ | В $L = 1800 \dots 10600 \text{ мм.}$ |

Ми приймаємо значення:

$L = 1125 \text{ мм.}$	$L = 1600 \text{ мм.}$
------------------------	------------------------

5.7. Перевіримо частоту пробігу паса w :

$$w = V/L < w_{max} = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$$

значення L підставляємо у метрах:

$L = 1,125 \text{ м}$ $w = 5,37 / 1,125 = 4,77 \text{ (с}^{-1}\text{).}$	$L = 1,6 \text{ м}$ $w = 7,56 / 1,6 = 4,73 \text{ (с}^{-1}\text{).}$
---	---

5.8. Кут обхвату меншого шківа α_1 , град.:

$$\alpha_1 = (180 - 57)(d_2 - d_1) / A_w$$

$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot (180 - 71) / 360 = 162,74^\circ$	$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot (250 - 100) / 520 = 163,56^\circ$
---	--

Якщо $\alpha_1 < 120$, то треба збільшити міжосьову відстань або застосувати натяжний ролик, який забезпечує компактність передачі.

5.9. Дійсна міжосьова відстань, яка відповідає вибраній довжині паса:

$$A_w = [2 \cdot L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2}] / 8$$

- для перерізу О:

$$A_w = [2 \cdot 1125 - 3,14 \cdot (71 + 180) + \sqrt{[2 \cdot 1125 - 3,14 \cdot (71 + 180)]^2 - 8 \cdot (180 - 71)^2}] / 8 = 361,36 \text{ (мм);}$$

- для перерізу А:

$$A_w = [2 \cdot 1600 - 3,14 \cdot (100 + 250) + \sqrt{[2 \cdot 1600 - 3,14(100 + 250)]^2 - 8(250 - 100)^2}] / 8 = 519,84 \text{ (мм)}.$$

5.10. Розрахункова потужність $P_{рr}$, яку може передати один пас:

$$[P_p] = P_o \cdot C_a \cdot C_l \cdot C_u \cdot C_p$$

де C_a – коефіцієнт, який враховує кут обхвату (табл. 5.2)

Таблиця 5.2 – Значення коефіцієнту C_a

Кут обхвату, α_1	80	120	140	150	160	170	180
C_a	0,62	0,83	0,89	0,92	0,95	0,98	1

C_l – коефіцієнт, який враховує довжину паса (табл. 5.3).

Таблиця 5.3 – Значення коефіцієнту C_l

L_p/L_o	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	2
C_l	0,82	0,86	0,89	0,95	1	1,04	1,07	0,1	0,15

C_u – коефіцієнт, що враховує передаточне відношення (табл. 5.4).

Таблиця 5.4 – Значення коефіцієнту C_u

u	2...3	4...6	>6
C_u	0,95	0,9	0,85

C_p – коефіцієнт, який враховує режим і тривалість роботи (табл. 5.5).

Таблиця 5.5 – Значення коефіцієнту C_p

Характер навантаження	Назва машин	C_p
Пускове навантаження до 120% нормального – легкий режим роботи.	Невеликі вентилятори, свердлильні верстати, стрічкові транспортери.	1,0
Пускове навантаження до 150% нормального, незначні коливання робочого навантаження – середній режим роботи.	Поршневі насоси і компресори, пластинчаті транспортери.	1,1
Пускове навантаження до 200% нормального, значні коливання робочого навантаження – важкий режим роботи.	Транспортери гвинтові і скребкові, елеватори.	1,2

Пускове навантаження до 300% нормального, ударне робоче навантаження.	Підйомники, екскаватори, драги, дробарки.	1,3
---	---	-----

$$P_0 = 0,56 \text{ кВт};$$

$$C_\alpha = 0,95;$$

$$C_l = \sqrt[6]{L_p/L_0} = \sqrt[6]{1125/1320} = 0,97;$$

$$C_p = 1,0;$$

$$[P_p] = 0,56 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 0,49 \text{ (кВт)}$$

$$P_0 = 1,6 \text{ кВт};$$

$$C_\alpha = 0,96;$$

$$C_l = \sqrt[6]{L_p/L_0} = \sqrt[6]{1600/1700} = 0,99;$$

$$C_p = 1,0;$$

$$[P_p] = 1,6 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 1,44 \text{ (кВт)}$$

5.11. Уточнюють кількість пасів Z :

$$Z = P_1 / ([P_p] \cdot C_z),$$

де P_1 – потужність на ведучому валі, кВт; C_z – коефіцієнт, який враховує нерівномірність навантаження пасів (див. табл. 5.6):

Таблиця 5.6 – Значення коефіцієнту C_z

Z_{op}	2...3	4...6	> 6
C_z	0,95	0,90	0,85

$$Z = 4,63 / (0,49 \cdot 0,85) = 11,12$$

беремо число пасів $Z = 12$

$$Z = 4,63 / (1,44 \cdot 0,9) = 3,57,$$

беремо число пасів $Z = 5$

(Z повинно бути менше 8).

5.12. Сила попереднього натягу одного паса Q_0 , Н:

$$Q_0 = \frac{0,85 \cdot P_1 \cdot C_l}{Z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_p}$$

де Q_0 – Н, P_1 – Вт, V – м/с.

$$Q_0 = \frac{0,85 \cdot 4,63 \cdot 10^3 \cdot 0,97}{12 \cdot 5,37 \cdot 0,95 \cdot 1} = 62,36 \text{ (Н)}.$$

$$Q_0 = \frac{0,85 \cdot 4,63 \cdot 10^3 \cdot 0,99}{4 \cdot 7,56 \cdot 0,96 \cdot 1} = 134,21 \text{ (Н)}.$$

5.13. Силу тиску F на опори валів (підшипники), без урахування сили ваги пасів і шківів, знаходять за формулою:

$$F = 2 \cdot Z \cdot Q_0 \cdot \sin(\alpha_1 / 2):$$

$$F = 2 \cdot 12 \cdot 62,36 \cdot \sin(162,74/2) = 1479,69 \text{ (Н)}$$

$$F = 2 \cdot 4 \cdot 134,21 \cdot \sin(163,56/2) = 1062,65 \text{ (Н)}$$

5.14. Масу пасів m (кг), обчислюють за формулою:

$$m = Z \cdot q \cdot L,$$

де L – (м), q – маса 1 метра стандартного паса, кг/м.

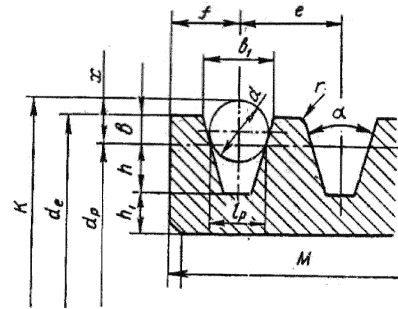
Для перерізу: **О** – $q = 0,06$ кг/м; **А** – $q = 0,11$ кг/м,

Б – $q = 0,18$ кг/м, **В** – $q = 0,3$ кг/м.

$$m = 12 \cdot 0,06 \cdot 1,125 = 0,81 \text{ (кг)}.$$

$$m = 4 \cdot 0,11 \cdot 1,6 = 0,704 \text{ (кг)}.$$

5.15. За таблицею 5.7 і поданими до неї формулами визначають основні параметри шківів. Малюють ескіз профілю канавок шківів клинопасової передачі (рис. 5.3).



Зовнішній діаметр шківа: $d_e = d_p + 2b$;
 ширина ободу шківа: $M = (Z - 1) \cdot e + 2 \cdot f$,

де d_p – розрахунковий діаметр;

b – висота канавки над шириною l_p ;

Z – кількість пасів у передачі;

e – відстань між осями канавок;

f – відстань між віссю і торцем.

Рисунок 5.3 – Профіль шківа

Таблиця 5.7 – Параметри профілю канавок і шківів клинопасових передач, які приймають залежно від перерізу паса (розміри параметрів, мм)

Перері	l_p	b	h	e	f	$\varphi = 34^\circ$		$\varphi = 36^\circ$		$\varphi = 38^\circ$		$\varphi = 40^\circ$	
						d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1
О	8,5	2,5	7,0	12	8	63...71	10	80...100	10,1	112...160	10,2	>180	0,3

Закінчення таблиці 5.7

Перері	l_p	b	h	e	f	$\varphi = 34^\circ$		$\varphi = 36^\circ$		$\varphi = 38^\circ$		$\varphi = 40^\circ$	
						d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1
А	11	3,3	8,7	15	10	90...112	13,1	125...160	13,3	180...400	13,4	>450	13,3
Б	14	4,2	10	19	12,5	125...160	17	180...224	17,2	250...500	17,4	>560	17,6
В	19	5,7	14,3	25,1	17	-	-	200...315	22,9	355...630	23,1	>710	23,3

$$d_e = 71 + 2 \cdot 2,5 = 76 \text{ (мм)}.$$

$$d_e = 100 + 2 \cdot 3,3 = 106,6 \text{ (мм)}.$$

Знаходимо ширину ободу шківа:

$$M = (Z - 1) \cdot e + 2 \cdot f$$

$$M = (12 - 1) \cdot 12 + 2 \cdot 8 = 148 \text{ (мм)}.$$

$$M = (4 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 65 \text{ (мм)}.$$

5.16. Найсприятливіші результати працездатності дають передачі, в яких відношення: $d_{e2} / M = 8 \dots 12$, де M – ширина ободу шківа:

$$d_e / M = 76 / 148 = 0,51.$$

$$d_e / M = 106,6 / 65 = 1,64.$$

5.17. Визначають основні параметри шківів.

Шків пасових передач виготовляють зі сталі при $V > 30$ м/с або з чавуну при $V < 30$ м/с. Найпоширенішим матеріалом для виготовлення шківів є сірий чавун: СЧ 12 при $V < 25$ м/с,

СЧ 15 при $V < 30$ м/с.

Залежно від діаметра шківа його обід може з'єднуватись з маточиною суцільним диском або бути монолітним. При великих діаметрах застосовують конструкцію з одним або двома рядами спиць. Кількість спиць визначають за формулою:

$$I_{cn} = \left[\frac{1}{6} \dots \frac{1}{7} \right] \cdot \sqrt{d_e}, \text{ де } d_e - \text{діаметр шківа, мм.}$$

$$I_{cn} = \left[\frac{1}{6} \dots \frac{1}{7} \right] \cdot \sqrt{76} = 1,45 \dots 1,25. \quad \left| \quad I_{cn} = \left[\frac{1}{6} \dots \frac{1}{7} \right] \cdot \sqrt{106,6} = 1,72 \dots 1,47.$$

Якщо $I_{cn} < 4$, то обід з'єднують з маточиною диском, у якому для полегшення шківа вирізані отвори. Умовно приймають конструкції шківів для клинопасових передач:

- при $d_p < 160$ мм – монолітна;
- при $d_p = 160 \dots 400$ мм – дискова;
- при $d_p > 400$ мм – зі спицями.

5.18. Паси, підібрані за стандартом, мають середній ресурс:

$$t = 2000 \text{ год. Розрахунковий ресурс пасів: } t_p = K_1 \cdot K_2 \cdot t,$$

де $K_1 = 2,5$ – при легкому, $K_1 = 0,5$ – при важкому, $K_1 = 0,25$ – при дуже важкому режимах роботи; $K_2 = 1,0$ – для районів з помірним кліматом, $K_2 = 0,875$ – для районів з холодним і дуже холодним кліматом.

$$t_p = 2,5 \cdot 1,0 \cdot 2000 = 5000 \text{ (год.)} \quad \left| \quad t_p = 2,5 \cdot 1,0 \cdot 2000 = 5000 \text{ (год.)}$$

Паси, розраховані за тяговою здатністю, звичайно задовольняють умові міцності $\sigma_{max} < [\sigma]$, тому перевірку паса на міцність можна не робити.

5.19. Дають умовні позначення.

Згідно з ГОСТ 1284.1–89 клинові паси виготовляють 7-ми різних за розмірами перерізів, які позначаються О(З), А(А), Б(В), В(С), Г(Д), Д(Е), Е(ЕО). У дужках вказані значення, що застосовуються у міжнародній практиці. Існують кордтканинні (Т) і кордшнурові (Ш), які застосовують при важких умовах роботи.

Пас О(З) – 1125 Т ГОСТ – 1284.1–89 пас перерізу О, $L = 1125$ мм, кордтканинний. | Пас А(А) – 1600 Т ГОСТ – 1284.1–89 пас перерізу А, $L = 1600$ мм, кордтканинний.

Таблиця 5.8 – Табличний звіт розрахунків

Параметри клинопасової передачі	Значення	
	1 варіант паса	2 варіант паса
Переріз паса	О	А

Колова швидкість паса, V м/с	5,37	7,56
Діаметр ведучого шківа d_1 , мм	71	100
Діаметр веденого шківа d_2 , мм	180	250
Довжина паса L , мм	1125	1600
Частота пробігу паса w , c^{-1}	4,77	4,73
Кут обхвату пасом меншого шківа, α_1	162,74	163,56
Міжосьова відстань A_w , мм	361,36	519,84
Кількість пасів, Z	12	4
Сила попереднього натягу одного паса Q_0 , Н	62,36	134,21
Сила тиску на опори валів F , Н	1479,69	1062,65
Розрахунковий ресурс паса, t_p , год.	5000	5000

Висновок: найбільш оптимальним є пас перерізу А.

ВИХІДНІ ДАНІ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Вихідні дані	Передостання цифра номера залікової книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Потужність P_1 , кВт.	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
Вихідні дані	Остання цифра номера залікової книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Частота обертання ведучого шківа n_1 , об./хв.	315	500	800	1250	1500	2000	2500	3000	3150	4000
Передаточне число u	4,0	3,5	3,0	2,5	2,0	4,0	3,5	3,0	2,5	2,0

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Запишіть формулу для визначення колової швидкості паса.
2. Що треба зробити, якщо кут обхвату менший за 120° .
3. Принцип розрахунку клинопасової передачі.
4. Як визначається міжосьова відстань, довжина паса, кут обхвату.
5. Як співвідносяться сили в гілках пасової передачі.

6. РОЗРАХУНОК ЛАНЦЮГОВОЇ РОЛИКОВОЇ ПЕРЕДАЧІ [1, с.390], [2, с.42], [3, с.92]

Вихідні дані (довільні):

- потужність $P_1 = 6,5$ кВт;
- частота обертання
 $n_1 = 716,56$ об./хв.;
- кутова швидкість $\omega_1 = 75$ с⁻¹;
- передаточне число $u = 2,4$;
- обертовий момент $T_1 = 86,67$ Н;
- передача горизонтальна;
- помірні зміни навантаження;
- передача нерегульована.

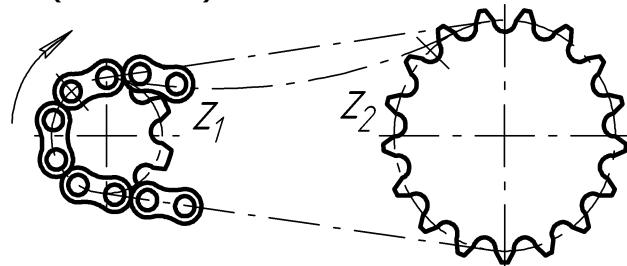


Рисунок 6.1 – Ланцюгова

6.1. Знаходимо кількість зубців Z_1 меншої (ведучої) зірочки

$Z_{1\min} = 29 - 2 \cdot u \geq 15$, $Z_{1\min} = 29 - 2 \cdot 2,4 = 24,2$. Приймаємо $Z_{1\min} = Z_1 = 25$.

Поєднання непарного числа зубців меншої зірочки з парним числом ланок ланцюга забезпечує рівномірніше спрацювання ланцюга і зубців зірочок.

6.2. Визначаємо кількість зубців більшої зірочки Z_2

$Z_2 = u \cdot Z_1$; $Z_2 = 2,4 \cdot 25 = 60$. Приймаємо $Z_2 = 61$.

Кількість зубців більшої зірочки для роликів ланцюгів $Z_{2\max} < 120$

6.3. Визначаємо крок ланцюга

Крок ланцюга t є основним параметром ланцюгової передачі. Ланцюги з великим кроком мають більшу несучу здатність, але допускають значно менші частоти обертання меншої зірочки.

Таблиця 6.1 – Найбільші значення частоти обертання ведучої зірочки, $n_{1\max}$

Частота обертання, $n_{1\max}$ об./хв.	1250	1000	900	700	500	400	300
Крок ланцюга t , мм, не більше	12,7	15,87 5	19,05	25,4	31,75	38,10	44,45

Вибираємо ланцюг із мінімально допустимим для заданого навантаження кроком. У проектному розрахунку орієнтовне значення кроку t , мм, однорядного роликів ланцюга визначаємо за формулою:

$$t = 13 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{Z_1}}, \text{ де } T_1 - \text{Н}\cdot\text{м}; \quad t = 13 \cdot \sqrt[3]{\frac{86,67}{25}} = 19,68 \text{ (мм)}.$$

Узгоджуючи одержане значення кроку із заданою частотою обертів, вибираємо однорядний або із зменшенням величини кроку – дво- чи трирядний ланцюг. Але багаторядні ланцюги дуже чутливі до неточності виготовлення та монтажу передачі. Їх застосовуємо, коли немає можливості використати однорядний ланцюг для заданих умов роботи.

За табл. 6.1. при частоті обертання $n_1 = 716,56$ об/хв. значення кроку повинно бути не більше ніж 19,05 мм. До розрахунку вибираємо роликівий однорядний ланцюг ПР – 19,050 – 3180, для якого маємо (табл. 6.2):

- крок $t = 19,050$ мм;
- площа опорної поверхні шарніра $A_{оп} = 105$ мм²;
- руйнівне навантаження $F_{рн} = 31,8$ кН;
- маса ланцюга $q = 1,9$ кг/м.

Таблиця 6.2 – Привідні ланцюги ПР (роликові однорядні)

Позначення ланцюга	Крок ланцюга, t , мм	Площа проекції опорної поверхні, $A_{оп}$, мм ²	Руйнівне навантаження, $F_{рн}$, кН	Маса 1 метра ланцюга, q , кг/м
ПР–12,700–900	12,700	16,5	9,0	0,30
ПР–12,700–1820	12,700	40	18,2	0,65
ПР–15,875–2270	15,875	51	22,7	0,80
ПР–19,050–3180	19,050	105	31,8	1,90
ПР–25,400–5670	25,400	180	56,7	2,60
ПР–31,750–8850	31,750	260	88,5	3,80
ПР–38,100–12700	38,100	395	127,0	5,50
ПР–44,450–17240	44,450	475	172,4	7,50

Таблиця 6.3 – Привідні ланцюги 2ПР (роликові дворядні)

Позначення ланцюга	Крок ланцюга, t , мм	Площа проекції опорної поверхні, $A_{оп}$, мм ²	Руйнівне навантаження, $F_{рн}$, кН	Маса 1 метра ланцюга, q , кг/м
2ПР–12,700–3180	12,700	100	31,8	1,4
2ПР–15,875–4540	15,875	134	45,4	1,9
2ПР–19,050–7200	19,050	212	72,0	3,5
2ПР–25,400–11340	25,400	256	113,4	5,0
2ПР–31,750–17700	31,750	520	177,0	7,3
2ПР–38,100–25400	38,100	790	254,0	11,0
2ПР–44,450–34480	44,450	940	344,8	14,4

Таблиця 6.4 – Привідні ланцюги 3ПР (роликові трирядні)

Позначення ланцюга	Крок ланцюга, t , мм	Площа проекції опорної поверхні, $A_{оп}$, мм ²	Руйнівне навантаження, $F_{рн}$, кН	Маса 1 метра ланцюга, q , кг/м
--------------------	------------------------	---	--------------------------------------	----------------------------------

ЗПР–12,700–900	12,700	150	45,	2,0
ЗПР–15,875–2270	15,875	201	68,10	2,8
ЗПР–19,050–3180	19,050	318	108,0	5,8
ЗПР–25,400–5670	25,400	534	170,10	7,5
ЗПР–31,750–8850	31,750	780	265,50	11,0
ЗПР–38,100–12700	38,100	1185	381,0	16,5
ЗПР–44,450–17240	44,450	1410	517,20	14,4

6.4. Визначаємо швидкість ланцюга (м/с):

$$V = \frac{t \cdot \omega_1 \cdot Z_1}{2\pi} = \frac{19,05 \cdot 10^{-3} \cdot 75 \cdot 25}{2 \cdot 3,14} = 5,69 \text{ (м/с)}.$$

6.5. З умови забезпечення кута обхвату ведучої зірочки (більше 120°) знаходимо оптимальну міжосьову відстань:

$$A_w = (30 \dots 50) \cdot t;$$

$$A_w = 40 \cdot t = 40 \cdot 19,05 = 762 \text{ (мм)}.$$

6.6. Визначаємо кількість ланок ланцюга:

$$W = \frac{2 \cdot A_w}{t} + 0,5 \cdot (Z_1 + Z_2) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \left(\frac{t}{A_w} \right);$$

$$W = \frac{2 \cdot 767}{19,05} + 0,5 \cdot (25 + 61) + \left(\frac{61 - 25}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{19,05}{762} = 124,35.$$

Щоб не застосовувати перехідної ланки із загнутими пластинами, приймаємо **парну кількість ланок**, тобто добуте значення округляємо до парного числа: $W = 124$.

6.7. Уточнюємо міжосьову відстань:

$$A_w = 0,25 \cdot t \cdot \left(W_1 + \sqrt{W_1^2 - 8 \cdot W_2} \right),$$

$$\text{де } W_1 = W - 0,5 \cdot (Z_1 + Z_2); \quad W_2 = \left[\frac{(Z_2 - Z_1)^2}{(2 \cdot \pi)} \right];$$

$$W_1 = 124 - 0,5 \cdot (25 + 61) = 81; \quad W_2 = \left(\frac{61 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 = 32,86;$$

$$A_w = 0,25 \cdot 19,05 \cdot (81 + \sqrt{81^2 - 8 \cdot 32,86}) = 763,72 \text{ (мм)}.$$

При монтажі холоста (ведена) гілка ланцюга повинна провисати на $f = 0,01 \cdot A_w$, тобто добуте значення A_w треба зменшити на 0,2..0,4%.

$$A_w = A_w - 0,003 \cdot A_w = 763,72 - 0,003 \cdot 763,72 = 761,43 \text{ (мм)}. \text{ Приймаємо}$$

$$A_w = 760 \text{ мм}.$$

6.8. Визначаємо сили, що виникають у гілках ланцюга:

$$\text{у веденій гілці} \quad F_2 = F_v + F_g;$$

$$\text{у ведучій гілці} \quad F_1 = F_t + F_2,$$

де F_v – відцентрова сила, Н; $F_v = q \cdot V^2$, q – маса 1 метра ланцюга, кг;

$$F_v = 1,90 \cdot 5,69^2 = 61,51 \text{ (Н)},$$

F_g – сила від провисання веденої гілки ланцюга, Н:

$$F_g = K_f \cdot q \cdot g \cdot A_w,$$

де K_f – коефіцієнт кута нахилу лінії центрів зірочок до горизонтальної площини (табл. 6.5)

Таблиця 6.5 – Орієнтовне значення коефіцієнту кута нахилу лінії центрів зірочок до горизонтальної площини

Кут нахилу	0°	20°...50°	50°...70°	80°...90°
K_f	6	4...2	2...1,5	1

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

A_w – міжосьова відстань, м

$$F_g = 6 \cdot 1,9 \cdot 9,81 \cdot 760 \cdot 10^{-3} = 85 \text{ (Н)};$$

$$F_2 = 61,51 + 85 = 146,51 \text{ (Н)},$$

F_t – колова сила, Н: $F_t = 2 \cdot T_1 / d_1$,

де T_1 – обертовий момент, Н/м; d_1 – дільний діаметр зірочки – діаметри кола, на якому розташовані осі роликів, м:

$$d = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)}, \quad d_a = t \left[0,5 + \text{ctg}\left(\frac{180}{Z}\right) \right];$$

$$d_1 = \frac{19,05}{\sin \frac{180}{25}} = \frac{19,05}{0,125} = 152,4 \text{ (мм)}, \quad d_2 = \frac{19,05}{\sin \frac{180}{61}} = \frac{19,05}{0,051} = 373,53 \text{ (мм)};$$

$$d_{a1} = 19,05 \left(0,5 + \text{ctg} \frac{180}{25} \right) = 160,32 \text{ (мм)}, \quad d_{a2} = 19,05 \left(0,5 + \text{ctg} \frac{180}{61} \right) = 379,09 \text{ (мм)};$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 86,67 \cdot 10^3}{152,4} = 1137,40 \text{ (Н)}, \quad F_1 = 1137,40 + 146,51 = 1283,91 \text{ (Н)}.$$

6.9. Силу, що діє на вали та їх опори, визначаємо за формулою:

$$F = 1,15 \cdot F_t.$$

Без великої похибки можна вважати, що сила F спрямована по лінії центрів передачі: $F = 1,15 \cdot 1137,40 = 1308,01 \text{ (Н)}$.

6.10. Вибраний ланцюг перевіряємо за середнім тиском p (МПа), в його шарнірах, який забезпечує їхню зносостійкість:

$$p = \frac{K \cdot F_t}{A_{on} \cdot K_m} < [p],$$

де K – коефіцієнт навантаження:

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6,$$

де K_1 – динамічний коефіцієнт:

- при помірному навантаженні $K_1 = 1,0$;
- при поштовхах $K_1 = 1,5$;

K_2 – коефіцієнт змащування:

- при періодичному змащенні ($V < 2$ м/с) – $K_2 = 1,5$;
- при краплинному ($V < 4$ м/с) – $K_2 = 1,0$;
- при безперервному ($V > 4$ м/с) – $K_2 = 0,5$;

K_3 – коефіцієнт тривалості роботи:

- при однозмінній – $K_3 = 1,0$;
- при двозмінній – $K_3 = 1,25$;
- при тризмінній – $K_3 = 1,5$.

K_4 – коефіцієнт довжини ланцюга:

- $A_w < 30t$ – $K_4 = 1,2$;
- $A_w = (30...60)t$ – $K_4 = 1,0$;
- $A_w > 60t$ – $K_4 = 0,8$;

K_5 – коефіцієнт способу регулювання натягу ланцюга:

- при регулюванні відтискними опорами – $K_5 = 1,0$;
- при регулюванні відтискними зірочками – $K_5 = 1,1$;
- для нерегульованої передачі – $K_5 = 1,25$;

K_6 – коефіцієнт кута нахилу лінії центрів зірочок передачі до горизонтальної площини:

- при куті нахилу $0^0...60^0$ – $K_6 = 1,0$;
- при куті нахилу $60^0...90^0$ – $K_6 = 1,25$;

A_{on} – площа проекції опорної поверхні шарніра, мм²;

K_m – коефіцієнт, що враховує кількість рядів ланцюга:

- для однорядного $K_m = 1,0$;
- для дворядного $K_m = 1,7$;
- для трирядного $K_m = 2,5$;

$[p]$ – допустимий тиск, МПа.

$$K_1 = 1,0; K_2 = 0,5; K_3 = 1,25; K_4 = 1,0; K_5 = 1,25; K_6 = 1,0; K_m = 1,0:$$

$$K = 1 \cdot 0,5 \cdot 1,25 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,0 = 0,78;$$

$$p = \frac{0,78 \cdot 1137,40}{105 \cdot 1} = 8,45 \text{ (МПа)}.$$

За табл. 6.6 приймаємо $[p] = 20,6$ МПа $> 8,45$; існує можливість зменшити крок.

Таблиця 6.6 – Значення допустимого тиску $[p]$ для роликів ланцюгів

Частота обертання я n_1 , об./хв.	[ρ], МПа при $Z_1=15...30$ і t , мм			
	12,7 – 15,875	19,05 – 25,40	31,75 – 38,10	44,45 – 50,80
50	34,3	34,3	34,3	34,3
200	30,9	29,4	28,1	25,7
400	28,1	25,7	23,7	20,6
600	25,7	22,9	20,6	17,2
800	23,7	20,6	18,1	14,7
1000	22,0	18,6	16,3	-
1200	20,6	17,2	14,7	-
1600	18,1	14,7	-	-
2000	16,3	-	-	-
2400	14,7	-	-	-

6.11. Перевірка вибраного ланцюга на міцність

У відповідальних випадках можна перевірити вибраний ланцюг на міцність за коефіцієнтом запасу:

$$s = \left(\frac{F_{pH}}{K_1 \cdot F_t + F_v + F_g} \right) > [s],$$

де F_{pH} – руйнівне навантаження (див. табл. 6.2-6.4);

K_1 – динамічний коефіцієнт (див. пункт 6.10);

$[s]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності, значення якого зростає при збільшенні кутової швидкості меншої зірочки та кроку ланцюга (табл. 6.7)

Таблиця 6.7 – Допустимий коефіцієнт запасу міцності $[s]$ для роликів ланцюгів

Крок t , мм	Частота обертання меншої зірочки n_1 , об./хв.								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,700	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,050	7,2	7,5	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,400	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,750	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	-
38,100	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
44,450	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	-	-	-
50,800	7,7	8,3	9,5	10,8	12,0	-	-	-	-

$$s = \frac{31,8 \cdot 10^3}{1 \cdot 1137,40 + 61,51 + 85} = \frac{31,8 \cdot 10^3}{1283,91} = 24,77;$$

$$s = 24,77 > [s] = 10,8.$$

Звичайно, ланцюги, вибрані з умови забезпечення зносостійкості, мають достатню міцність, тому перевірочний розрахунок на міцність можна не робити.

Таблиця 6.8 – Табличний звіт розрахунків

Параметр	Значення
Кількість зубців зірочок: - ведучої Z_1 - веденої Z_2	25 61
Позначення ланцюга	ПР–19,050–3180
Колова швидкість, V , м/с	5,69
Кількість ланок ланцюга, W	124
Міжосьова відстань $A_{\text{ш}}$, мм	760
Ділильні діаметри зірочок: - ведучої d_1 , мм - веденої d_2 , мм	152,40 373,53

Закінчення таблиці 6.8

Параметр	Значення
Діаметр вершин зубців: - ведучої d_{a1} , мм - веденої d_{a2} , мм	160,32 379,09
Сила, що діє на вали F , кН	1308,01
Тиск у шарнірах ланцюга: - діючий, p , МПа - допустимий, $[p]$, МПа	8,45 20,6
Коефіцієнт запасу міцності: - діючий s - допустимий $[s]$	24,77 10,8

ВИХІДНІ ДАНІ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Вихідні дані	Передостання цифра номера залікової книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Потужність P_1 , кВт	5	5	6	6	7	7	8	8	9	9
Вихідні дані	Остання цифра номера залікової книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Кутова швидкість ω_1 рад/с.	60	60	65	65	70	70	75	75	80	80
Передаточне число u	2,0	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0

Вид передачі – горизонтальна; передача нерегульована; навантаження помірні змінні.

$$\text{Частота обертання: } n (\text{об./хв.}) = \frac{30 \cdot \omega (\text{рад./с.})}{\pi}$$

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. У чому полягає перевірка ланцюга на міцність?
2. Які сили, що виникають у гілках ланцюга.
3. Як забезпечить рівномірне спрацювання ланцюга і зубців зірочок.
4. Що є основним параметром передачі. Як його визначити?
5. Чому для ланцюгів не роблять перевірочний розрахунок на міцність?

ЛІТЕРАТУРА

Основна література

1. Павлице В.Г. Основы конструирования та розрахунок деталей машин: Підручник. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
2. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин: [Учебное пособие для технических вузов]. – 3-е изд., перераб. и доп. – Х.: Основа, 1991. – 276 с. (Є електронний варіант).
3. Баласанян Р.А. Атлас деталей машин: Навч. посібник для техн. вузів. – Х.: Основа, 1996. – 256 с. (Є електронний варіант).

Додаткова література

1. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин. Учеб. пособие. – М.: Машиностроение, 1979. – 351 с.
2. Дунаев П.Ф. Курсовое проектирование. М.: Высш. школа, 1990 – 421 с.
3. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. Учеб. пособие. – М.: Высш. школа, 1991 – 432 с.
4. Гузенков П.Г. Детали машин. Учебник для вузов. М.: Высш. школа, 1986 – 352 с.
5. Фролов М.К. Детали машин. М.: Высш. школа, 1990 – 415 с.
6. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов. К.: Высш. школа, 1990 – 287 с.
7. Пронин Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи. М.: Машиностроение, 1967 – 404 с.
8. Кузин Н.А. Выбор и расчет подшипников качения. Минск: Технопринт, 2001 – 102 с.
9. Решетов Д.И. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989 – 496 с.
10. Павлов Я.М. Детали машин. Учебник. Л.: Машиностроение, 1968 – 346 с.
11. Детали машин. Атлас конструкций. Под ред. Решетова Д.И. и др. М.: Машиностроение, 1979 – 366 с.
12. Боков В.Н. и др. Детали машин. Атлас. Учебное пособие. М.: Машиностроение, 1983 – 164 с.
13. Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высш. школа, 1990 – 421 с.
14. Цехнович Л.И. Детали машин. Збірник задач. К.: Вища школа, 1993 – 316 с.
15. Индустриальные смазочные материалы. Под ред. Кондакова Л.А. М.: Машиностроение, 1982 – 134 с.
16. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высш. школа, 2001 – 416 с.
17. Курсовое проектирование деталей машин. Учеб. пособие под ред. Кудрявцева. М.: Машиностроение, 1984 – 400 с.
18. Чернилевский Д.В. Курсовое проектирование деталей машин и механизмов. Учеб. пособие. М.: Высш. школа, 1980 – 428 с.
19. Підшипники кочення. Основні параметри, конструкції опор, змащування. Львів, 2001 – 136 с.
20. Сулима А.М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин. М.: Машиностроение, 1988 – 240 с.
21. Гаевик Д.Т. Подшипниковые опоры современных машин. М.: Машиностроение, 1985 – 248 с.
22. Нарышкин В.Н. Подшипники качения. Каталог-справочник. М.: Машиностроение, 1984 – 280 с. (Є електронний варіант).
23. Приводы машин. Атлас конструкций в 5 ч. Ч. 1. Редукторы и мотор-редукторы. К.: Вища школа, 2001 – 455 с.
24. Кузьмин А.В. Расчет деталей машин. Справ. пособие. Минск: Высшая школа, 1986 – 400 с.
25. Снеговский Ф.П. Расчет и конструирование подшипников скольжения. К.: Техника, 1974 – 100 с.
26. Продан В.Д. Техника герметизации разъемных неподвижных соединений. М.: Машиностроение, 1991 – 160 с.
27. Светлицкий В.А. Упругие элементы машин. М.: Машиностроение, 1989 – 259 с.
28. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. М.: Машиностроение, 1988. (Є електронний варіант).

ПЕРЕЛІК НАВЧАЛЬНИХ ВІДЕОФІЛЬМІВ З КУРСУ „ДЕТАЛІ МАШИН”

Назва відеофільму	Тривалість, хв.
1. Работоспособность	
1.1. Трение	8,3
1.2. Критерии работоспособности	9,1
1.3. Усталостное разрушение	9,4
2. Передачи	
2.1. Зубчатые	
2.1.1. Цилиндрические	
2.1.1.1. Многообразие передач	3,0
2.1.1.2. Разновидности передач	3,6
2.1.1.3. Работоспособность передач	2,2
2.1.2. Зубчатые колеса	
2.1.2.1. Разнообразие колес	15,6
2.1.2.2. Выкрашивание зубьев	6,2
2.1.2.3. Излом зубьев	8,1
2.1.2.4. Методы изготовления	7,3
2.1.2.5. Изготовление колес	6,4
2.1.3. Редукторы	
2.1.3.1. Редукторы	3,3
2.1.4. Червячные передачи	
2.1.4.1. Повреждение зубьев	3,2
2.1.5. Планетарные передачи	
2.1.5.1. Планетарные передачи	3,0
2.1.6. Волновые передачи	
2.1.6.1. Разновидности	6,4
2.1.6.2. Устройство	9,1
2.1.7. Гиперболоидные передачи	
2.1.7.1. Гиперболоидные передачи	2,1
2.2. Ременные	
2.2.1. Разновидности ремней	7,2
2.2.2. Тяговая способность	7,4
2.2.3. Разновидности ремней	8,4
2.2.4. Тяговая способность	8,3
2.3. Цепные	
2.3.1. Работа цепной передачи	4,2
3. Валы и оси	
3.1. Конструкции осей и валов	9,2
3.2. Расчет осей и валов	8,4
4. Подшипники	
4.1. Подшипники скольжения	7,4
4.2. Подшипники качения	8,1
5. Соединения	
5.1. Резьбовая поверхность	9,1
5.2. Принципы крепления	6,5
5.3. Шпонки шлицы	8,3
6. Измерения	
6.1. Наука метрология	8,6
6.2. Погрешности измерения	4,3