

1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ЗАВДАННЯ НА РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНУ РОБОТУ

1.1. Загальні методичні рекомендації

Дисципліна «Технічна механіка» є комплексною дисципліною і включає основні розділи дисциплін «Опір матеріалів», «Теорія механізмів і машин» та «Деталі машин» і при цьому сприяє розширенню фундаменту загальноінженерної підготовки студентів.

Програмою дисципліни «Технічна механіка» крім лекцій і практичних занять передбачено виконання розрахунково-графічної роботи (РГР) за модулем 2 «Основи теорії механізмів і машин. Конструювання деталей машин».

Виконання РГР сприятиме більш глибокому вивченню дисципліни, вміння студентами самостійно вирішувати складні інженерні завдання, а також підготовці студентів до виконання курсових проєктів і робіт зі спеціальних дисциплін.

Розрахункову графічну роботу виконують на основі технічного завдання, яке являє собою кінематичну схему приводу механізму з вихідними даними.

Складається з двох частин — розрахункової та графічної і оформляється у вигляді пояснювальної записки та креслення.

У роботі необхідно виконати креслення зубчастої або черв'ячної передачі формату А3 (297×420 мм). Креслення виконують олівцем або за допомогою комп'ютерної графіки з урахуванням вимог державних стандартів.

Розрахунково-пояснювальну записку оформляють на стандартних аркушах формату А4 (210×297 мм).

Пояснювальну записку пишуть чорнилами, або друкують шрифтом Times New Roman розміром 14 пт з полуторним міжрядковим інтервалом на одному боці аркуша.

Обсяг пояснювальної записки становить 15–20 с. тексту. Титульний аркуш та зміст розрахунково-пояснювальної записки наведено в дод. 1 і 2.

Під час виконання розрахунків необхідно посилатись на літературні джерела.

1.2. Послідовність виконання розрахунково-графічної роботи

Виконання РГР рекомендується починати з вивчення завдання на проектування, добору літератури, необхідної для проектування зубчастої або черв'ячної передачі.

Спочатку виконують кінематичний розрахунок приводу. При цьому визначають необхідну потужність електродвигуна та обирають його за каталогом. Потім знаходять потужність на вихідному валу приводу. Коефіцієнти корисної дії передач (ККД), що входять у привід та кінематичних пар, у яких є втрати потужності та загальний ККД.

Для вибору електродвигуна за каталогом необхідно визначити частоту його обертання, для чого потрібно знати частоту обертання вихідного вала приводу і орієнтовно визначити загальне передаточне відношення приводу.

Загальне передаточне відношення приводу поділяють на ступені передач і виконують повний кінематичний розрахунок приводу. Проектний розрахунок передач закінчується визначенням основних конструктивних розмірів зубчастих коліс, черв'яків та сил, що діють у зачепленні.

Виконується перевірний розрахунок зубчастих та черв'ячних передач за контактними та згинальними напруженнями.

Необхідно виконати попередній розрахунок валів за пониженими значеннями допустимих дотичних напружень на кручення. Після цього розробляють конструкцію вала, попередньо підбирають підшипники.

Після виконання розрахунків на першому етапі проектування виконують ескізне компонування зубчастої передачі (переважно в масштабі 1:1) на міліметровому папері. При цьому викреслюють зубчасте або черв'ячне зачеплення вала та підшипників.

1.3. Завдання для виконання розрахунково-графічної роботи

Об'єктами завдань до виконання розрахунково-графічних робіт є приводи різних транспортних засобів, що використовуються в аеровокзалах.

Наприклад: приводи пасажирських ескалаторів і стрічкових транспортерів, що застосовуються для доставки пасажирів від аеровокзалу до літака; приводи вантажних транспортерів, що використовуються для видачі багажу в аеровокзалах; приводи вантажно-розвантажувальних транспортних засобів, що обладнані ланцюговими конвеєрами і стрічковими транспортерами, що використовуються для завантаження і розвантаження літаків, штучних вантажів, багажу, пошти; приводи вантажопідіймальних механізмів (кранів, штабелеукладачів, ліфтів), що використовуються на складах аеровокзалів.

У методичних рекомендаціях наведено 10 завдань з виконання РГР. Номер завдання студент обирає за передостанньою цифрою залікової книжки, а номер варіанта за останньою цифрою залікової книжки. Цифра 0 відповідає завданню (або варіанту) 10.

Завдання 1

Спроекувати привід стрічкового конвеєра для транспортування та завантаження багажу в літак (рис. 1.1).

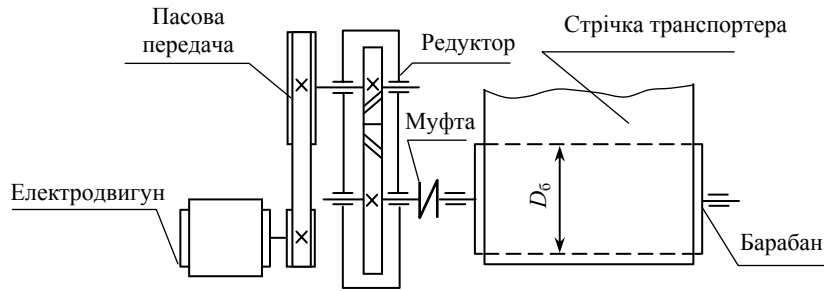


Рис. 1.1. Схема привода стрічкового конвеєра

Вихідні дані: термін експлуатації — 7 років; $K_{доб} = 0,3$; $K_p = 0,5$; навантаження постійне. Колова сила F_t ; колова швидкість v та діаметр барабана D_b (на виході) наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Величина	Номер варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	2,5	3,0	3,5	2,8	2,0	3,2	4,0	5,0	5,5	6,0
v , м/с	1,2	1,3	1,5	1,1	1,4	1,25	1,6	1,15	1,2	1,4
D_b , мм	250	280	300	320	315	300	350	400	320	400

Завдання 2

Спроекувати привід стрічкового конвеєра для оброблення штучних та малих вантажів в аеропортах (рис. 1.2).

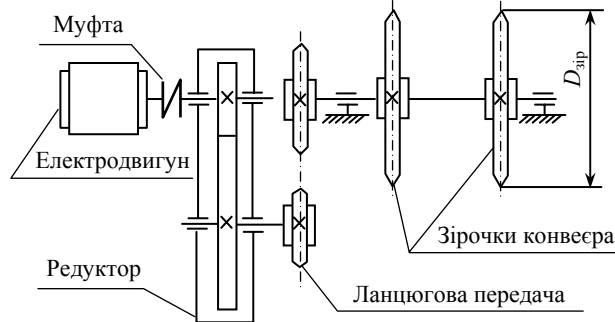


Рис. 1.2. Схема привода ланцюгового конвеєра

Вихідні дані: термін експлуатації — 8 років; $K_{доб} = 0,25$; $K_p = 0,4$; навантаження постійне. Колова сила F_i ; колова швидкість v та діаметр зірочок конвеєра $D_{зір}$ (на виході) наведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2

Величина	Номер варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_i , кН	8,0	6,0	4,0	5,0	3,0	5,0	3,0	2,8	2,0	3,0
v , м/с	1,0	1,5	1,7	1,2	1,9	2,0	2,1	2,5	2,	2,3
$D_{зір}$, мм	300	320	400	350	300	350	400	285	325	400

Завдання 3

Спроекувати привід стрічкового конвеєра для транспортування та завантаження багажу в літак (рис. 1.3).

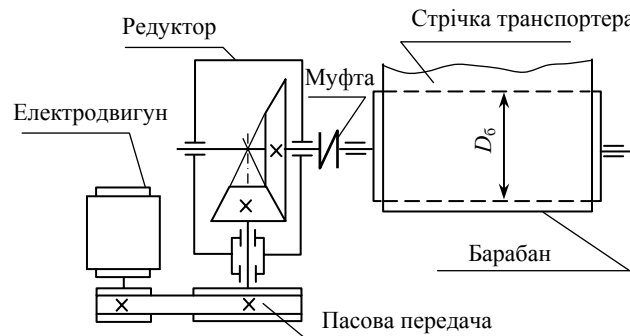


Рис. 1.3. Схема приводу стрічкового конвеєра

Вихідні дані: термін експлуатації — 5 років; $K_{доб} = 0,25$; $K_p = 0,7$; навантаження постійне. Колова сила F_i ; колова швидкість v та діаметр барабана D_b (на виході) наведено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

Величина	Номер варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_i , кН	4,4	3,0	4,6	5,0	2,5	2,8	1,6	1,2	1,7	5,0
v , м/с	1,2	0,9	2,0	2,0	1,4	1,6	2,1	1,6	2,1	1,0
D_b , мм	300	320	350	400	300	320	350	400	380	350

Завдання 4

Спроекувати привід елеватора для завантаження літака сипкими матеріалами (рис. 1.4).

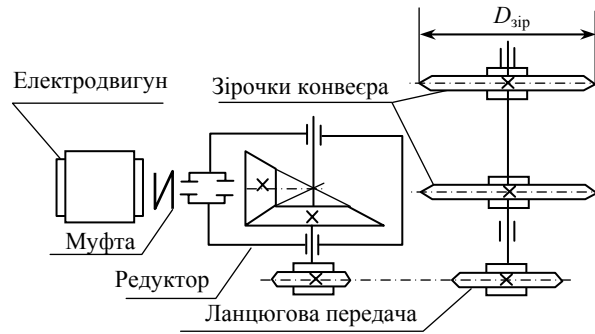


Рис. 1.4. Схема приводу ланцюгового елеватора

Вихідні дані: термін експлуатації — 7 років; $K_{\text{доб}} = 0,3$; $K_p = 0,6$; навантаження постійне. Колова сила F_t ; колова швидкість v та діаметр зірочок ланцюгового конвеєра $D_{\text{зир}}$ (на виході) наведено в табл. 1.4.

Таблиця 1.4

Величина	Номер варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	2,0	4,2	1,4	2,0	3,0	4,5	3,0	2,4	2,0	1,0
v , м/с	1,8	1,5	2,0	1,0	1,7	2,2	2,4	3,0	2,7	2,8
$D_{\text{зир}}$, мм	280	250	300	320	350	375	400	280	300	350

Завдання 5

Спроекувати привід переміщення крана-штабелера для оброблення контейнерів (рис. 1.5).

Вихідні дані: термін експлуатації — 6 років; $K_{\text{доб}} = 0,3$; $K_p = 0,6$; навантаження постійне.

Колова сила F_t ; колова швидкість v та діаметр колеса крана D_k (на виході) наведено в табл. 1.5.

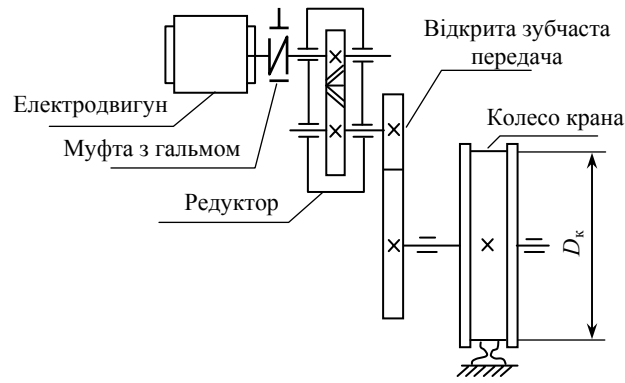


Рис. 1.5. Схема приводу крана-штабелера

Таблиця 1.5

Величина	Номер варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	2,7	2,1	3,2	3,6	5,2	5,4	4,2	4,5	1,7	1,9
v , м/с	2,5	2,5	1,4	1,3	1,4	2,0	1,7	1,2	2,3	2,5
D_k , мм	300	320	350	300	300	320	375	350	300	325

Завдання 6

Спроекувати електролебідку для піднімання вантажу під час технічного обслуговування літака (рис. 1.6).

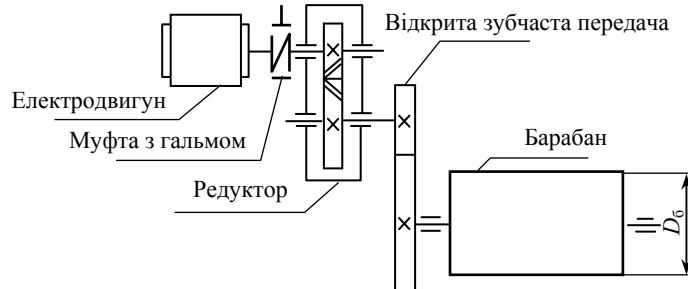


Рис. 1.6. Схема приводу електролебідки

Вихідні дані: термін експлуатації — 5 років; $K_{доб} = 0,3$; $K_p = 0,4$; навантаження постійне. Колова сила F_i ; колова швидкість v та діаметр барабана D_b (на виході) дані наведено в табл. 1.6.

Таблиця 1.6

Величина	Номер варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	5,3	3,2	4,2	4,5	3,5	2,5	2,8	1,7	1,3	1,6
v , м/с	1,2	1,1	0,8	2,1	0,8	1,3	1,5	2,0	1,4	1,2
$D_{\text{б}}$, мм	320	350	400	375	420	450	500	425	450	400

Завдання 7

Спроекувати механізм піднімання вантажного ліфта для подачі вантажу на складах аеропортів (рис. 1.7).

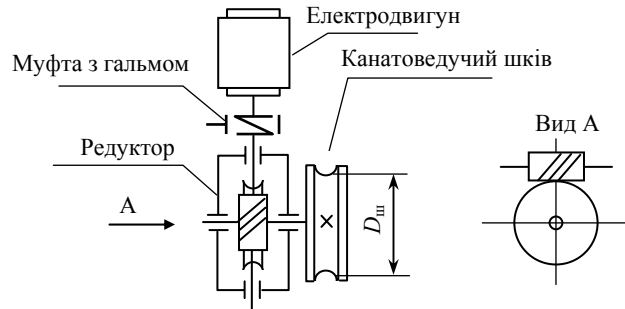


Рис. 1.7. Схема приводу механізму піднімання вантажного ліфта

Вихідні дані: термін експлуатації — 5 років; $K_{\text{доб}} = 0,3$; $K_p = 0,4$; навантаження постійне. Колова сила F_t ; колова швидкість v та діаметр канатоведучого шківа $D_{\text{ш}}$ (на виході) наведено в табл. 1.7.

Таблиця 1.7

Величина	Номер варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	5,0	7,5	8,0	10,0	5,0	6,0	7,0	10,0	12,0	11,0
v , м/с	0,25	0,2	0,15	0,18	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,32
$D_{\text{ш}}$, мм	320	350	375	400	300	325	350	375	400	380

Завдання 8

Спроекувати електролебідку для піднімання вантажу для завантаження в літак (рис. 1.8).

Вихідні дані: термін експлуатації — 5 років; $K_{\text{доб}} = 0,25$; $K_p = 0,8$; навантаження постійне. Колова сила F_t ; колова швидкість v та діаметр барабана $D_{\text{б}}$ (на виході) наведено в табл. 1.8.

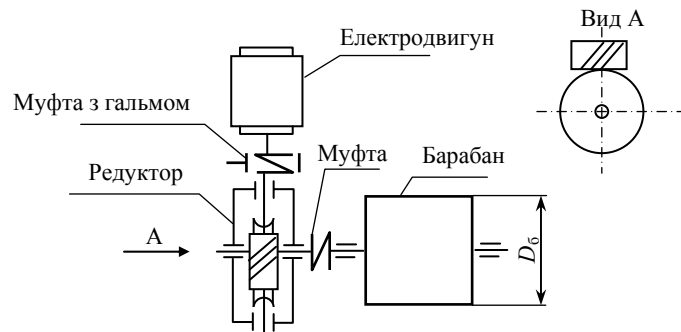


Рис. 1.8. Схема приводу електролебідки

Таблиця 1.8

Величина	Номер варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	8,0	9,0	10,0	12,0	10,0	7,0	6,0	8,0	9,0	10,0
v , м/с	0,3	0,35	0,4	0,32	0,3	0,4	0,45	0,5	0,38	0,42
D_b , мм	300	320	375	350	400	420	375	320	350	400

Завдання 9

Спроекувати привід поворотної платформи для оброблення вантажів у складах аеропортів (рис. 1.9).

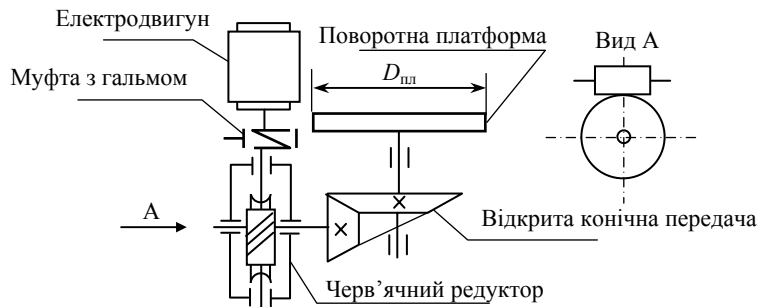


Рис. 1.9. Схема приводу механізму поворотної платформи

Вихідні дані: термін експлуатації — 7 років; $K_{доб} = 0,3$; $K_p = 0,6$; навантаження постійне. Колова сила F_t ; колова швидкість v та діаметр поворотної платформи $D_{пл}$ (на виході) наведено в табл. 1.9.

Таблиця 1.9

Величина	Номер варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	12,0	10,0	15,0	13,0	12,0	14,0	11,0	13,0	14,0	15,0
v , м/с	0,15	0,2	0,12	0,14	0,2	0,15	0,18	0,17	0,2	0,13
$D_{ш}$, мм	500	600	800	700	650	750	850	900	1000	800

Завдання 10

Спроекувати механізм переміщення крана-балки для оброблення вантажів (рис. 1.10).

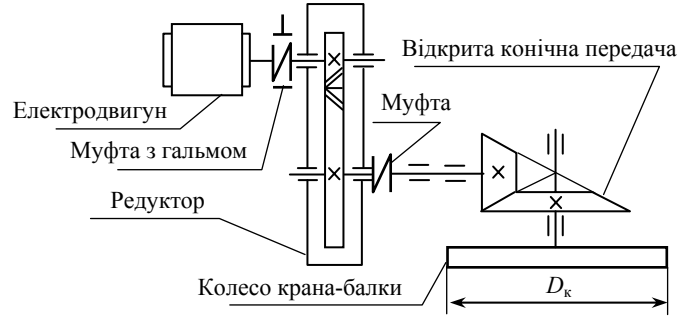


Рис. 1.10. Схема приводу механізму переміщення крана-балки

Вихідні дані: термін експлуатації — 8 років; $K_{доб} = 0,3$; $K_p = 0,6$; навантаження постійне. Колова сила F_t ; колова швидкість v та діаметр колеса крана-балки D_k (на виході) наведено в табл. 1.10.

Таблиця 1.10

Величина	Номер варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t , кН	12,0	15,0	14,0	11,0	14,0	13,0	12,0	15,0	10,0	16,0
v , м/с	0,6	0,7	0,65	0,75	0,8	0,6	0,7	0,8	0,9	0,85
D_k , мм	300	400	350	400	320	375	400	325	350	400

2. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ

Виконання РГР починають з ознайомлення із завданням на проектування.

У завданнях на проектування відомі колова сила F_t на барабані приводу стрічкового конвеєра або зірочках приводу конвеєра, швидкість руху стрічки або ланцюга v , а також діаметр барабана D_b , або діаметр зірочки конвеєра $D_{зир}$.

Розглянемо приклад кінематичного розрахунку приводу.

Приклад 2.1. Виконати кінематичний розрахунок приводу, схему якого показано на рис. 2.1.

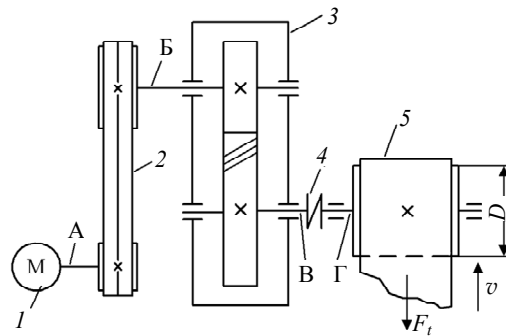


Рис. 2.1. Схема приводу стрічкового транспортера:
 1 — електродвигун; 2 — клинопасова передача;
 3 — редуктор циліндричний косозубий одноступінчастий;
 4 — муфта; 5 — стрічковий транспортер

Вихідні дані: колова сила на стрічці транспортера $F_t = 8$ кН, колова швидкість $v = 1,2$ м/с, діаметр барабана $D = 0,3$ м.

Розв'язання

1. Визначаємо потужність на виході приводу (на валу барабана стрічкового конвеєра).

$$P_{\text{вих}} = F_t v = 8 \cdot 1,2 = 9,6 \text{ кВт.}$$

2. Загальний ККД приводу

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{пас.п}} \eta_{\text{з.п}} \eta_{\text{м}} \eta_0,$$

де $\eta_{\text{пас.п}}$ — ККД пасової передачі; $\eta_{\text{з.п}}$ — ККД циліндричної косозубої зубчастої передачі; $\eta_{\text{м}}$ — ККД муфти; η_0 — ККД пари підшипників.

Числові значення ККД окремих передач наведено в табл. 2.1.
Беремо $\eta_{\text{пас.п}} = 0,96$; $\eta_{\text{з.п}} = 0,98$; $\eta_{\text{м}} = 0,99$; $\eta_0 = 0,99$.

Таблиця 2.1

Тип передачі	Значення ККД
Зубчаста передача:	
циліндрична прямозуба	0,98...0,99
циліндрична косозуба	0,97...0,98
конічна	0,96...0,98
Черв'ячна передача:	
однозахідна	0,7...0,75
двозахідна	0,75...0,82
чотиризахідна	0,86...0,92
Пасова передача:	
плоскопасова	0,96...0,98
клинопасова	0,95...0,97
зубчастопасова	0,94...0,97
Ланцюгова передача:	0,94...0,97
муфти:	
зубчаста	0,99
пружна втулково-пальцева;	0,97...0,99
підшипники:	
кочення	0,99
ковзання	0,98

Підставляючи вихідні дані, отримаємо

$$\eta_{\text{заг}} = 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,99^3 = 0,90.$$

3. Визначаємо потрібну потужність електродвигуна

$$P_{\text{потр.дв}} = \frac{P_{\text{вих.}}}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{9,6}{0,9} = 10,66 \text{ кВт}.$$

4. Знаходимо частоту обертання вихідного вала приводу

$$n = \frac{v60}{\pi D} = \frac{1,2 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,3} = 76,43 \text{ хв}^{-1}.$$

5. Загальне передаточне відношення приводу

$$u_{\text{заг}} = u_{\text{пас.п}} \cdot u_{\text{з.п}},$$

де $u_{\text{пас.п}}$ — передаточне відношення пасової передачі; $u_{\text{з.п}}$ — передаточне відношення зубчастої передачі.

Підставляючи у формулу для $u_{\text{заг}}$ дані із середніх рекомендованих передаточних відношень, які наведено в табл. 2.2, отримаємо:
 $u_{\text{заг}} = 3 \cdot 4 = 12$.

Таблиця 2.2

Тип передачі	Передаточні відношення	
	середні рекомендовані	найбільші
Зубчаста передача редуктора:		
циліндрична прямозуба	3...4	12,5
циліндрична косозуба	3...5	12,5
конічна	2...4	6,3
Зубчаста відкрита	3...6,3	16
Черв'ячна передача	8...50	80
Пасова передача:		
плоскопасова	2...4	8
клинопасова	2...5	10
зубчастопасова	2...12	20
Ланцюгова передача	2...6	8

6. Визначаємо орієнтовну частоту обертання електродвигуна

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{вих}} u_{\text{заг}} = 76,43 \cdot 12 = 917,16 \text{ хв}^{-1}.$$

7. Вибираємо електродвигун з табл. 2.3.

$$4A160 S6, P_{\text{дв}} = 11 \text{ кВт}, n_{\text{дв}} = 973 \text{ хв}^{-1}.$$

Таблиця 2.3

Потужність, кВт	Тип двигуна	Частота обертання, об/хв	Тип двигуна	Частота обертання, об/хв
0,55	71A4	1390	71B6	900
0,75	71B4	1390	80A6	915
1,1	80A4	1420	80B6	920
1,5	80B4	1415	90L6	935
2,2	90 L4	1425	100L6	950
3,0	100S4	1435	112MA6	955
4,0	100L4	1430	112MB6	950
5,5	112M4	1445	132S6	965

Потужність, кВт	Тип двигуна	Частота обертання, об/хв	Тип двигуна	Частота обертання, об/хв
7,5	132S4	1455	132M6	970
11,0	132M4	1460	160S6	973
15,0	160S4	1465	160M6	974
18,5	160M4	1465	180M6	973
22,0	180S4	1470	200M6	972
30,0	180M4	1470	200L6	979

Примітка. У таблиці наведено дані для двигунів із синхронними частотами обертання 1500 і 1000 об/хв.

8. Уточнюємо загальне передаточне відношення приводу

$$u_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вих}}} = \frac{973}{76,43} = 12,73.$$

9. Розбиваємо загальне передаточне відношення приводу на передаточні відношення окремих передач, користуючись формулою

$$u_{\text{заг}} = u_{\text{пас.п}} u_{\text{з.п}}.$$

$$\text{Беремо } u_{\text{з.п}} = 4, \text{ тоді } u_{\text{пас.п}} = \frac{u}{u_{\text{з.п}}} = \frac{12,73}{4} = 3,18.$$

10. Розраховуємо частоти обертання валів приводу. Позначимо вали: вал електродвигуна А, ведучий вал редуктора Б, ведений вал редуктора В, вал барабана Г:

$$n_{\text{А}} = n_{\text{дв}} = 973 \text{ хв}^{-1}, \quad n_{\text{Б}} = \frac{n_{\text{А}}}{u_{\text{пас.п}}} = \frac{973}{3,18} = 305,97 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_{\text{В}} = \frac{n_{\text{Б}}}{u_{\text{з.п}}} = \frac{305,97}{4} = 76,49 \text{ хв}^{-1}; \quad n_{\text{Г}} = n_{\text{В}} = 76,49 \text{ хв}^{-1}.$$

11. Визначаємо кутові швидкості обертання валів приводу:

$$\omega_{\text{А}} = \omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 973}{30} = 101,84 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{Б}} = \frac{\omega_{\text{А}}}{u_{\text{пас.п}}} = \frac{101,84}{3,18} = 32,03 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_B = \frac{\omega_B}{u_{3,п}} = \frac{32,03}{4} = 8,0 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_\Gamma = \omega_B = 8,0 \text{ с}^{-1}.$$

12. Розраховуємо потужності на валах приводу:

$$P_A = P_{\text{потр.дв}} = 10,66 \text{ кВт};$$

$$P_B = P_A \eta_{\text{нас.п}} \eta_0 = 10,66 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 10,13 \text{ кВт};$$

$$P_B = P_B \eta_{\text{зп}} \eta_0 = 10,13 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 9,83 \text{ кВт};$$

$$P_\Gamma = P_B \eta_m \eta_0 = 9,83 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 9,63 \text{ кВт}.$$

13. Визначаємо крутні моменти на валах приводу:

$$T_A = \frac{P_A}{\omega_A} = \frac{10,66 \cdot 10^3}{101,84} = 104,67 \text{ Н} \cdot \text{м} = 104,67 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_B = \frac{P_B}{\omega_B} = \frac{10,13 \cdot 10^3}{32,03} = 316,26 \text{ Н} \cdot \text{м} = 316,26 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_B = \frac{P_B}{\omega_B} = \frac{9,83 \cdot 10^3}{8,0} = 1228,75 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1228,75 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_\Gamma = \frac{P_\Gamma}{\omega_\Gamma} = \frac{9,62 \cdot 10^3}{8,0} = 1203 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1203 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Перевірка. Знаходимо крутний момент на виході за іншою формулою $T_{\text{вих}} = \frac{F_l D}{2} = \frac{8 \cdot 0,3 \cdot 10^3}{2} = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

3. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ. ЗАГАЛЬНІ ЕТАПИ РОЗРАХУНКУ ЦИЛІНДРИЧНИХ І КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Вихідні дані для розрахунку: крутний момент на зубчастому колесі T_2 (Н·м); передаточне відношення u ; схема передачі; термін експлуатації L_h (год) і вимоги до габаритних розмірів передачі.

3.1. Вибір матеріалів і термічної обробки

Матеріали для виготовлення зубчастих коліс вибирають з табл. 3.1. Для підвищення механічних характеристик матеріали коліс підлягають термічній обробці (ТО). Залежно від умов експлуатації та вимог до габаритних розмірів передачі застосовують такі матеріали та варіанти ТО:

I — марки сталей однакові для колеса та шестірні: 45, 40X, 40XH, 35XM і 45XЦ; ТО колеса — поліпшення, HB 235...262, ТО шестірні — поліпшення, HB 269...302.

II — марки сталей, однакові для колеса та шестірні: 40X, 40XH, 35XM і 45XЦ; ТО колеса — поліпшення, HB 269...302. ТО шестірні — поліпшення та загартування струмами високої частоти (СВЧ), HRC 45...50, 48...53, 50...56 (залежить від марки сталі).

III — марки сталей, однакові для колеса та шестірні: 40X, 40XH, 35XM і 45XЦ; ТО колеса і шестірні — поліпшення і загартування СВЧ до твердості HRC 45...50, 48...53, 50...56 (залежить від марки сталі).

IV — марки сталей для колеса: 40X, 40XH, 35XM та 45XЦ; ТО колеса — поліпшення і загартування СВЧ до твердості HRC 45...50, 48...53, 50...56 (залежить від марки сталі).

Марки сталей для шестірні: 20X, 20XHM, 18ХГТ, 12ХНЗА, 25ХГНМ; ТО шестірні — поліпшення, цементация і загартування HRC 56...63.

V — марки сталей однакові для колеса та шестірні: 20X, 20XHM, 18ХГТ, 12ХНЗА, 25ХГНМ; ТО колеса та шестірні однакові — поліпшення, цементация і загартування HRC 56...63.

Застосовують також нітроцементацию і азотування, за яких утворюється тонкий поверхневий зміцнений шар. Зуби коліс після такої хіміко-термічної обробки дещо змінюють геометричну форму, але не потребують шліфування.

Чим вища твердість робочої поверхні зубів, тим вищі допустимі контактні напруження і тим менші розміри передачі. У зв'язку з цим для редукторів, до розмірів яких не ставлять високих вимог, необхідно застосовувати відповідно дешеві марки сталей типу 45 і 40Х із ТО за I або II варіантом.

3.2. Допустимі напруження

Допустимі контактні та згинальні напруження визначають окремо для колеса $[\sigma_{H2}]$, $[\sigma_{F2}]$ та шестірні $[\sigma_{H1}]$, $[\sigma_{F1}]$ за формулами:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0} K_{HL}}{S_H}; \quad [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0} K_{FL}}{S_F},$$

де σ_{H0} і σ_{F0} — границі контактної та згинальної витривалостей; K_{HL} і K_{FL} — коефіцієнти довговічності для розрахунку за контактними та згинальними напруженнями; S_H і S_F — коефіцієнти безпеки для розрахунку за контактними та згинальними напруженнями.

Границі контактної та згинальної витривалостей для матеріалу шестірні та колеса знаходимо за табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Номер варіанта термічної обробки	Марка сталі	Вид ТО	σ_{H0} , МПа	σ_{F0} , МПа
1	45, 40Х, 40ХН, 35ХМ, 45ХЦ	Поліпшення	1,8 НВср + 67	1,03 НВ ср
2	40Х, 40ХН, 35ХМ, 45ХЦ	Загартування СВЧ (якщо $m < 3$ мм)	14HRCср+170	310
3	40Х, 40ХН, 35ХМ, 45ХЦ	Загартування СВЧ (якщо $m > 3$ мм)	14HRCср+170	370
4	20Х, 20ХНМ, 18ХГТ, 12ХНЗА, 25ХГНМ	Цементация і загартування	19HRCср	480

Коефіцієнт безпеки $S_H = 1,1$ для сталей з ТО поліпшення і $S_H = 1,2$ для сталей з поверхневим зміцненням зубів.

Коефіцієнт безпеки $S_F = 1,55 \dots 1,75$ ($S_F = 1,75$ з ТО поліпшення, нормалізація, загартування і азотування; $S_F = 1,55$ з ТО цементация і загартування). Значення коефіцієнтів довговічності K_{HL} і K_{FL} знаходимо за такими формулами:

— розрахунок на контактну витривалість:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \geq 1 \leq K_{HL \max},$$

де $K_{HL \max} = 2,6$ з ТО поліпшення; $K_{HL \max} = 1,8$ з ТО загартування; $K_{HL} = 1$, якщо $N_{HE} \geq N_{H0}$; K_{HL} — коефіцієнт довговічності при числі циклів навантаження більше базового, що має місце при довготривалій експлуатації редукторів, приймають $K_{HL} = 1$, а коефіцієнт безпеки $S_H = 1,1$;

— розрахунок на згинання:

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1 \leq K_{FL \max},$$

де $K_{FL \max} = 2$ і $m = 6$ з ТО поліпшення; $K_{FL \max} = 1,6$ і $m = 9$ з ТО загартування; $K_{FL} = 1$, якщо $N_{FE} \geq N_{F0}$, де N_{H0} , N_{F0} — базове число циклів зміни контактних та згинальних напружень; де N_{HE} , N_{FE} — еквівалентне число циклів зміни напруження для зубчастих коліс за весь термін експлуатації редуктора; N_{H0} обираємо з табл. 3.2; $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

Таблиця 3.2

HB _{ср}	200	250	300	350	400	450	500	550	600
HRC _{ср}	—	25	32	38	43	47	52	56	60
$N_{H0} \cdot 10^6$	10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

— термін експлуатації передачі (ресурс)

$$t = L_p \cdot 365 K_p \cdot 24 K_{\text{доб}},$$

де L_p — термін експлуатації, роки; K_p — кількість робочих днів за рік (коефіцієнт річного використання); $K_{\text{доб}}$ — коефіцієнт добового використання;

— еквівалентне (дійсне) число циклів навантаження

$$N_E = 60ntK_E,$$

де n — частота обертання зубчастого колеса або шестірни; K_E — коефіцієнт зведення змінного навантаження до постійного ($K_E = 1$ за постійного навантаження)

За змінного навантаження коефіцієнти зведення за контактними та згинальними напруженнями визначають за формулами:

$$K_{HE} = \sum \frac{t_i}{t} \left(\frac{T_i}{T} \right)^3; \quad K_{FE} = \sum \frac{t_i}{t} \left(\frac{T_i}{T} \right)^m,$$

де $m = 3$ з ТО поліпшення; $m = 9$ з ТО загартування.

Під час розрахунку зубчастих передач за контактними напруженнями в розрахункову формулу підставляють для косозубої циліндричної передачі напруження, що визначається за формулою

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

Це напруження не повинно перевищувати $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$. Для прямозубих циліндричних і конічних передач із двох значень допустимих контактних напружень беруть найменше із $[\sigma_{H1}]$ і $[\sigma_{H2}]$. Під час розрахунку зубчастих коліс на міцність за напруженнями згинання в розрахункову формулу беруть найменше зі значень $[\sigma_{F1}]$ і $[\sigma_{F2}]$.

Після визначення допустимих напружень виконують розрахунок на міцність зубчастих передач.

3.3. Етапи розрахунку циліндричних зубчастих передач

Визначення міжосьової відстані передачі

Визначаємо міжосьову відстань передачі з умови контактної міцності

$$a_w \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}},$$

де $K_a = 49,5$ для прямозубих коліс; $K_a = 43$ для косозубих коліс; знак «+» — для передач зовнішнього зачеплення, а знак «-» — для передач внутрішнього зачеплення; $K_{H\beta}$ — коефіцієнт концентрації

навантаження, який вибирають залежно від коефіцієнта $\psi_d = \frac{b_2}{d_1}$.

Оскільки ширина колеса b_2 і дільний діаметр шестірні d_1 ще не визначені, тоді попередньо цей коефіцієнт визначаємо із виразу

$$\psi_d = 0,5\psi_a(u+1),$$

де ψ_a вибирають залежно від положення коліс відносно опор.

Слід врахувати, що менші значення ψ_a беремо для передач із твердістю зубів колеса, більшою або рівною HRC 45. Значення ψ_a обираємо з табл. 3.3 із ряду стандартних: 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5.

Таблиця 3.3

Розташування коліс відносно опор	ψ_a
Симетричне розташування	0,4...0,5
Несиметричне розташування	0,25...0,4
Консольне розташування	0,2...0,25
Передачі внутрішнього зачеплення	0,2

Значення коефіцієнта $K_{H\beta}$ обираємо з табл. 3.4

Таблиця 3.4

Розташування шестірні відносно опор	Твердість зубів колеса HB	Коефіцієнт $K_{H\beta}$				
		Коефіцієнт ψ_d				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2
Симетричне	≤ 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07
	> 350	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16
Несиметричне	≤ 350	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19
	> 350	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48
Консольне, опори – шарикопідшипники	≤ 350	1,08	1,17	1,28	–	–
	> 350	1,22	1,44	–	–	–
Консольне, опори – ролікопідшипники	≤ 350	1,06	1,12	1,19	1,27	–
	> 350	1,11	1,25	1,45	–	–

Отримані значення a_w заокруглюємо в більший бік до стандартного ряду: 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 250; 280; 315 мм.

Попередньо знаходимо розміри коліс:

– ділильний діаметр колеса (мм) $d_2 = \frac{2a_w u}{u+1}$;

– ширину колеса (мм): $b_2 = \psi_a a_w$.

Ширину колеса після обчислення заокруглюємо до найбільшого стандартного значення.

Визначаємо модуль передачі з умови міцності на згинання

$$m \geq \frac{2K_m T_2}{d_2 b_2 [\sigma_F]}$$

де коефіцієнт K_m беремо для коліс: прямозубих — 6,8; косозубих — 5,8; шевронних — 5,2.

Отримане значення модуля заокруглюємо в більший бік до стандартного за табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Мо- дуль m , м	1-й ряд	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0
	2-й ряд	1,25	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	–

Обираючи модуль передачі, перевагу віддаємо 1-му ряду.

Визначаємо попереднє значення кута нахилу і сумарну кількість зубів.

Мінімальний кут нахилу зубів:

– косозубих коліс $\beta_{\min} = \arcsin \frac{4m}{b_2}$;

– шевронних коліс $\beta_{\min} = 25^\circ$.

Сумарна кількість зубів $Z_\Sigma = \frac{2a_w \cos \beta_{\min}}{m}$. Отримане значення

Z_Σ заокруглюємо в менший бік до цілого числа. Визначаємо дійсне

значення кута нахилу зубів $\beta = \arccos \frac{Z_\Sigma m}{2a_w}$.

Для косозубих коліс $\beta = 8 - 18^\circ$. Точність обчислень — до п'ятого знака після коми.

Кількість зубів шестірні та колеса:

– шестірні $z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1}$; значення z_1 заокруглюємо до найближчого цілого числа.

Мінімальна кількість зубів шестірні:

– для прямозубих коліс $z_{\min} = 17$;

– для косозубих і шевронних коліс $z_{\min} = 17 \cos^3 \beta$.

Кількість зубів колеса:

– для передач із зовнішнім зачепленням $z_2 = z_\Sigma - z_1$;

– для передач із внутрішнім зачепленням $z_2 = z_\Sigma + z_1$.

Знаходимо фактичне передаточне відношення:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}.$$

Розраховуємо відхилення від заданого передаточного відношення $\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100 \leq 4\%$.

Визначаємо діаметри шестірні та колеса:

– ділильні діаметри $d_1 = \frac{z_1 m}{\cos \beta}$;

$$d_2 = 2a_w - d_1;$$

– діаметри вершин зубів $d_{a1} = d_1 + 2m$;

$$d_{a2} = d_2 + 2m;$$

– діаметри западин зубів $d_{f1} = d_1 - 2,5m$;

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m.$$

Знаходимо сили в зачепленні:

– колову $F_t = \frac{2T_2}{d_2}$;

– радіальну $F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$ (для стандартного кута $\alpha = 20^\circ$, $\operatorname{tg} \alpha = 0,364$);

– осьову $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$.

Перевірка зубів коліс за напруженнями згину:

– для колеса $\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\alpha} Y_\beta K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F2}}{b_2 m} \leq [\sigma_{F2}]$;

– для шестірні $\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}]$.

Визначаємо ступінь точності передачі, яка залежить від колової швидкості обертання колеса $v = 0,5\omega_2 d_2$ (м/с) за табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Ступінь точності	Колові швидкості обертання коліс v , м/с			
	прямозубих		непрямозубих	
	циліндричних	конічних	циліндричних	конічних
6	До 15	До 12	До 30	До 20
7	До 10	До 8	До 15	До 10
8	До 6	До 4	До 10	До 7
9	До 2	До 1,5	До 4	До 3

Знаючи ступінь точності передачі, знаходимо значення коефіцієнта $K_{F\alpha}$ за табл. 3.7.

Таблиця 3.7

Ступінь точності	6	7	8	9
$K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,0

Коефіцієнт Y_β знаходимо за формулою $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}$. Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{F\beta}$ обираємо з табл. 3.8.

Таблиця 3.8

Розташування шестірні відносно опор	Твердість зубів колеса НВ	Коефіцієнт $K_{F\beta}$, якщо Ψ_d				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2
Симетричне	≤ 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14
	> 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,3
Несиметричне	≤ 350	1,05	1,1	1,17	1,25	1,42
	> 350	1,09	1,18	1,3	1,43	1,73
Консольне, опори — кулькові підшипники	≤ 350	1,16	1,37	1,64	—	—
	> 350	1,33	1,7	—	—	—
Консольне, опори — ролікопідшипники	≤ 350	1,1	1,22	1,38	1,57	—
	> 350	1,2	1,44	1,71	—	—

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{Fv} знаходимо за табл. 3.9

Таблиця 3.9

Вид передачі	Твердість зубів колеса НВ	Коефіцієнт K_{Fv}
Прямозуба	≤ 350	1,4
	> 350	1,2
Косозуба та шевронна	≤ 350	1,2
	> 350	1,1

Коефіцієнт форми зубів Y_F обираємо з табл. 3.10 залежно від еквівалентного числа зубів, яке розраховуємо за формулою

$$z_E = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

Таблиця 3.10

z_E	17	20	22	24	26	28	30	35	40	45	50	65	≥ 80
Y_F	4,27	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,8	3,75	3,7	3,66	3,65	3,62	3,61

Перевірка міцності зубів коліс за контактними напруженнями:

$$\sigma_H = \frac{K_a}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u_\phi + 1)^3}{b_2 u_\phi^2}} \leq [\sigma_H],$$

де числовий коефіцієнт $K_a = 310$ — для циліндричних прямозубих передач; $K_a = 270$ — для циліндричних косозубих передач.

Коефіцієнт навантаження K_H визначаємо за залежністю

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv},$$

де $K_{H\alpha}$ — коефіцієнт розподілу навантаження між зубами $K_{H\alpha} = 1$ для прямозубих коліс; $K_{H\alpha} = 1,1$ для косозубих і шевронних коліс; $K_{H\beta}$ — беремо за табл. 3.4; K_{Hv} — беремо за табл. 3.11.

Таблиця 3.11

Вид передачі	Твердість зубів коліс НВ	Коефіцієнт K_{Hv}
Прямозуба	≤ 350	1,2
	> 350	1,1
Косозуба та шевронна	≤ 350	1,1
	> 350	1,05

Контактні напруження мають бути у межах

$$\sigma_H = (0,8 \dots 1,1) [\sigma_H].$$

Приклад 3.1. Розрахунок циліндричної передачі

Розрахувати косозубу циліндричну зубчасту передачу редуктора за такими даними: потужність на ведучому валу $P_1 = 15$ кВт; кутова швидкість $\omega_1 = 150$ рад/с; передаточне відношення $u = 5$; передача нереверсивна; термін експлуатації передачі $h = 20 \cdot 10^3$ год (завдання 1, 2, 5, 6, 10).

Розв'язання

Матеріали зубчастих коліс. Для виготовлення шестірні та колеса обираємо відносно дешево леговану сталь 40Х із ТО — поліпшення (див. табл. 3.1). Беремо для шестірні твердість поверхні зубів $H_1 = 269 \dots 302$ НВ (найбільш імовірна твердість $H_1 = 280$ НВ); для колеса твердість поверхні зубів $H_2 = 235 \dots 262$ НВ (найбільш імовірна твердість $H_2 = 245$ НВ).

Допустимі напруження для зубів коліс

Допустимі контактні напруження визначаємо за формулою

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H0} K_{HL}}{S_H} \text{ МПа},$$

де σ_{H0} — границя контактної витривалості зубів шестірні та колеса; K_{HL} — коефіцієнт довговічності; S_H — коефіцієнт запасу міцності.

Границі контактної витривалості зубів шестірні та колеса будуть такими:

$$\sigma_{H01} = 2H_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H02} = 2H_2 + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт довговічності визначаємо за формулою

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}},$$

де N_{H0} — базове число циклів навантажень для матеріалу зубів шестірні та колеса; N_{HE} — еквівалентне число циклів навантаження зубів шестірні та колеса. Бази випробувань для матеріалу шестірні та колеса будуть такими:

$$N_{H01} = 30H_1^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 2,24 \cdot 10^7;$$

$$N_{H02} = 30H_2^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,63 \cdot 10^7.$$

Бази випробувань для матеріалу шестірні та колеса можна визначити також за табл. 3.2. Сумарне число циклів навантаження зубів шестірні та колеса за термін експлуатації передачі:

$$N_{\Sigma 1} = 573\omega_1 h = 573 \cdot 150 \cdot 20 \cdot 10^3 = 17,2 \cdot 10^8;$$

$$N_{\Sigma 2} = 573\omega_2 h = 573 \cdot 30 \cdot 20 \cdot 10^3 = 3,4 \cdot 10^8.$$

Визначаємо еквівалентне число циклів навантаження зубів коліс за формулами:

$$N_{HE1} = K_{HE} N_{\Sigma 1} = 0,18 \cdot 17,2 \cdot 10^8 = 3,1 \cdot 10^8;$$

$$N_{HE2} = K_{HE} N_{\Sigma 2} = 0,18 \cdot 3,4 \cdot 10^8 = 0,63 \cdot 10^8,$$

де K_{HE} — коефіцієнт зведення змінного навантаження до постійного залежно від режиму роботи беремо за табл. 3.12. Для середнього нормального режиму навантаження $K_{HE} = 0,18$.

Таблиця 3.12

Типові режими навантаження	K_{HE}	K_{FE} , якщо значення m	
		6	9
Постійний	1,0	1,0	1,0
Важкий	0,5	0,3	0,2
Середній рівновірогідний	0,25	0,14	0,1
Середній нормальний	0,18	0,06	0,04
Легкий	0,125	0,038	0,016
Особливо легкий	0,06	0,013	0,004

Якщо еквівалентне число циклів навантаження більше від базового, то беруть $K_{HL} = 1,0$.

Допустимі контактні напруження для зубів шестірні та колеса при коефіцієнті запасу міцності $S_H = 1,1$ знаходимо за формулами:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H01} K_{HL}}{S_H} = \frac{630 \cdot 1,0}{1,1} = 664 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H02} K_{HL}}{S_H} = \frac{560 \cdot 1,0}{1,1} = 509 \text{ МПа}.$$

Для зубів косозубої передачі розрахункове допустиме контактне напруження

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(664 + 509) = 528 \text{ МПа}.$$

Допустимі напруження при згині для бази випробувань
 $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$

$$\sigma_{F01} = 1,03H_1 = 1,03 \cdot 280 = 288,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F02} = 1,03H_2 = 1,03 \cdot 245 = 252,35 \text{ МПа}.$$

Еквівалентні числа циклів навантаження зубів коліс для розрахунків на втомну міцність при згині:

$$N_{FE1} = K_{FE} N_{\Sigma 1} = 0,18 \cdot 17,2 \cdot 10^8 = 30,96 \cdot 10^7;$$

$$N_{FE2} = K_{FE} N_{\Sigma 2} = 0,18 \cdot 3,4 \cdot 10^8 = 6,12 \cdot 10^7,$$

де K_{FE} — коефіцієнт зведення змінного навантаження до постійного для середнього нормального режиму навантаження беремо за табл. 3.12.

Оскільки $N_{F0} < N_{FE1}$ і $N_{F0} < N_{FE2}$, то коефіцієнт довговічності для зубів шестірні та колеса $K_{FL} = 1,0$. Допустимі напруження на згин для зубів шестірні та колеса при коефіцієнті запасу $S_F = 1,75$:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F01} K_{FL}}{S_F} = \frac{288,4 \cdot 1,0}{1,75} = 164,8 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F02} K_{FL}}{S_F} = \frac{252,35 \cdot 1,0}{1,75} = 144,2 \text{ МПа}.$$

Проектний розрахунок передачі

Визначаємо міжосьову відстань з умови контактної міцності робочих поверхонь зубів за формулою

$$a_w \geq K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}},$$

де a_w — міжосьова відстань, мм; K_a — числове значення коефіцієнта для косозубих передач $K_a = 43$; u — передаточне відношення зубчастої передачі; T_2 — номінальний крутний момент на веденому валу; $K_{H\beta}$ — коефіцієнт концентрації навантаження; ψ_a — коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса; $[\sigma_H]$ — допустиме контактне напруження; u — передаточне відношення.

Для проектного розрахунку попередньо беремо $\psi_a = 0,4$ і відповідно

$$\psi_d = 0,5 \psi_a (u + 1) = 0,5 \cdot 0,4(5 + 1) = 1,2.$$

Із табл. 3.4 знаходимо значення коефіцієнта $K_{H\beta} = 1,07$.

Визначаємо міжосьову відстань передачі

$$a_w = 43(5+1)^3 \sqrt{\frac{485 \cdot 10^3 \cdot 1,07}{528^2 \cdot 5^2 \cdot 0,4}} = 147,3 \text{ мм.}$$

Беремо значення міжосьової відстані $a_w = 160$ мм зі стандартного ряду: 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 315 мм.

Знаходимо попередні розміри колеса: ділильний діаметр d_2 та ширину вінця колеса b_2 :

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u+1} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 5}{5+1} = 266,7 \text{ мм}; \quad b_2 = \psi_a a_w = 0,4 \cdot 160 = 64 \text{ мм.}$$

Визначаємо модуль зачеплення з умови міцності зубів коліс на згин:

$$m \geq \frac{2T_2 K_m}{d_2 b_2 [\sigma]_F},$$

де $K_m = 5,8$ для косозубої передачі;

$$m \geq \frac{2 \cdot 485 \cdot 10^3 \cdot 5,8}{266,7 \cdot 64 \cdot 144,2} = 2,29 \text{ мм.}$$

Для циліндричних зубчастих передач нормальний модуль обираємо в інтервалі

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w;$$

$$m = (0,01 \dots 0,02) 160 = 1,6 \dots 3,2 \text{ мм.}$$

Потім його вирівнюють до стандартного значення:

перший ряд: 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20;

другий ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

Першому ряду слід надати перевагу перед другим. Остаточно беремо значення модуля $m = 3$ мм.

Визначаємо попереднє значення кута нахилу лінії зубів коліс

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{4m}{b_2} = \arcsin \frac{4 \cdot 3}{64} = 10^\circ 48'.$$

Знаходимо сумарне число зубів коліс

$$z_\Sigma = \frac{2a_w \cos \beta_{\min}}{m} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 0,9823}{3} = 104,77.$$

Значення z_Σ округляємо у менший бік до цілого числа.

Беремо $z_{\Sigma} = 104$.

Фактичне значення кута нахилу лінії зубів коліс становить:

$$\beta = \arccos \frac{z_{\Sigma} m}{2a_w} = \arccos \frac{104 \cdot 3}{2 \cdot 160} = 12^{\circ} 15'.$$

Кут нахилу зубів у косозубій передачі беремо з інтервалу $\beta = 8^{\circ} \dots 18^{\circ}$.

Знаходимо число зубів шестірні та колеса

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{104}{5+1} = 17,3,$$

округлюємо до цілого числа $z_1 = 17$ і виконуємо перевірку

$$z_1 \geq 17 \cos^3 \beta = 17 \cdot 0,984^3 = 16,19;$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 104 - 17 = 87.$$

Фактичне передаточне відношення $u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{87}{17} = 5,12$.

Визначаємо відхилення передаточного відношення від заданого

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100 = \frac{|5,12 - 5|}{5} \cdot 100 = 2,4 < [\Delta u] = 4 \%. .$$

Після визначення числа зубів потрібно перевірити міжосьову відстань за формулою

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{3(17 + 87)}{2 \cdot 0,975} = 160 \text{ мм}.$$

Визначаємо геометричні параметри зубчастих коліс:

– діаметри ділільних кіл:

$$d_1 = \frac{m z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 17}{0,975} = 52,3 \text{ мм};$$

$$d_2 = 2a_w - d_1 = 2 \cdot 160 - 52,3 = 267,7 \text{ мм};$$

– діаметри кіл вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 52,3 + 2 \cdot 3 = 58,3 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 267,7 + 2 \cdot 3 = 273,7 \text{ мм};$$

– діаметри кіл западин зубів:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 52,3 - 2,5 \cdot 3 = 44,8 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 267,7 - 2,5 \cdot 3 = 260,2 \text{ мм};$$

– ширину вінця колеса:

$$b_2 = \psi_a a_w = 0,4 \cdot 160 = 64 \text{ мм};$$

– ширину вінця шестірні:

$$b_1 = 1,12 \cdot b_2 = 1,12 \cdot 64 = 71,68 \text{ мм}.$$

Отримані значення b_1 і b_2 округляємо до стандартного значення з ряду: 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100.

Остаточно беремо: $b_1 = 75$ мм і $b_2 = 65$ мм.

Визначаємо сили, що діють у зачепленні зубів.

Для циліндричної передачі знаходимо:

– колову силу: $F_t = \frac{2T_2}{d_2}$,

де T_2 — крутний момент, який передається зубчастим колесом; d_2 — діаметр ділительного кола колеса;

$$F_t = \frac{2 \cdot 485 \cdot 10^3}{267,7} = 3623,46 \text{ Н}.$$

– радіальну силу:

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{3623,46 \cdot 0,364}{0,975} = 1352,76 \text{ Н},$$

де $\alpha = 20^\circ$ — кут зачеплення;

– осьову силу:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 3623,46 \cdot 0,2171 = 786,65 \text{ Н}.$$

Виконуємо перевірний розрахунок зубів коліс за контактними напруженнями:

$$\sigma_H = \frac{K_a}{a_w u_\phi} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u_\phi + 1)^3}{b_2}} \leq [\sigma]_H,$$

де коефіцієнт: $K_a = 310$ — для циліндричних прямозубих передач; $K_a = 270$ — для циліндричних косозубих передач.

Коефіцієнт навантаження K_H визначаємо як добуток трьох коефіцієнтів: $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$, де $K_{H\alpha}$ — коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами: для прямозубої передачі — $K_{H\alpha} = 1,0$; для косозубої передачі $K_{H\alpha} = 1,1$.

$K_{H\beta}$ беруть із табл. 3.4; $K_{H\nu}$ — динамічний коефіцієнт.

Коефіцієнт K_{Hv} урахує динамічні навантаження, що виникають у зачепленні, його визначають із табл. 3.11: $K_{Hv} = 1,1$, тоді

$$K_H = 1,1 \cdot 1,07 \cdot 1,1 = 1,29.$$

Знаходимо величину діючих контактних напружень

$$\sigma_H = \frac{270}{160 \cdot 5,12} \sqrt{\frac{485 \cdot 10^3 \cdot 1,29(5,12+1)^3}{65}} = 489,56 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 489,56 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 528 \text{ МПа}.$$

Виконуємо перевірний розрахунок зубів коліс на згин:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{b m} \leq [\sigma]_F,$$

де K_F — коефіцієнт навантаження; Y_F — коефіцієнт форми зубів; Y_β — коефіцієнт нахилу зубів.

Коефіцієнт навантаження K_F визначаємо за формулою

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv},$$

де $K_{F\alpha}$ — коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами і залежить від колової швидкості та ступеня точності передачі.

Колову швидкість зубчастого колеса розраховуємо за формулою

$$v = \frac{\pi d_2 n_2}{60} = \frac{3,14 \cdot 268,2 \cdot 10^{-3} \cdot 286,62}{60} = 4,02 \text{ м/с},$$

де n_2 — частота обертання вала колеса;

$$n_2 = \frac{30\omega^2}{\pi} = \frac{30 \cdot 30}{3,14} = 286,62 \text{ об/хв};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{150}{5} = 30 \text{ р/с}.$$

Ступінь точності виготовлення зубчастих коліс визначаємо з табл. 3.6. Якщо $v = 4,02$ м/с, отримуємо 8-й ступінь точності і маємо: $K_{F\alpha} = 0,91$.

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{F\beta}$ знаходимо із табл. 3.8; $K_{F\beta} = 1,14$. Коефіцієнт, що враховує динамічну дію навантаження K_{Fv} , визначаємо із табл. 3.9: $K_{Fv} = 1,2$;

$$K_F = 0,91 \cdot 1,14 \cdot 1,2 = 1,24.$$

Для косозубих циліндричних коліс коефіцієнт Y_F визначають за еквівалентною кількістю зубів коліс, які знаходимо за формулами:

$$z_{E1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{17}{0,975^3} = 18,34; \quad z_{E2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{87}{0,975^3} = 93,86.$$

Значення коефіцієнтів Y_F знаходимо із табл. 3.10:

$$Y_{F1} = 4,2; \quad Y_{F2} = 3,61.$$

Перевірний розрахунок виконують для зубів одного з коліс, для якого відношення $[\sigma]_F/Y_F$ менше:

$$\text{— для шестірні } \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{164,8}{4,2} = 39,24;$$

$$\text{— для колеса } \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{144,2}{3,61} = 39,94.$$

Коефіцієнт нахилу зубів Y_β визначаємо за формулою

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{12^\circ 15'}{140} = 0,91.$$

Знаходимо діючі напруження згину:

$$\sigma_{F1} = \frac{3623,46 \cdot 1,24 \cdot 4,2 \cdot 0,91}{75 \cdot 3} = 76,32 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = 76,32 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 164,8 \text{ МПа}.$$

3.4. Етапи розрахунку конічних зубчастих передач

Матеріал зубчастих коліс, їх ТО та допустимі напруження знаходимо аналогічно, як для циліндричної зубчастої передачі.

Визначаємо діаметр зовнішнього ділільного кола:

$$d_{e2} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5\psi_b)^2 \psi_b}},$$

де $K_d = 99$ для прямозубих коліс; $K_d = 86$ для коліс з коловими зубами; T_2 — крутний момент на конічному колесі; $K_{H\beta}$ — коефіцієнт концентрації навантаження за довжиною зуба; знаходимо за табл. 3.4 залежно від коефіцієнта ψ_d :

$$\psi_d = \frac{b}{d_1} = 0,166\sqrt{u^2 + 1},$$

де u — передаточне відношення передачі; $[\sigma_H]$ — допустиме контактне напруження; ψ_b — коефіцієнт ширини зубчастого вінця

$$\psi_b = \frac{b}{R_e} \leq 0,3. \text{ Рекомендується брати } \psi_b = 0,285.$$

Отримане значення d_{e2} округлюємо до стандартного: 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600.

Перевагу віддають значенням без дужок. Фактичне значення d_{e2} повинно відрізнятись від номінального не більше ніж на 2 %.

Визначаємо кути ділительних конусів, конусну відстань та ширину коліс:

Кути ділительних конусів

$$\delta_2 = \arctg u;$$

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

Точність обчислень — до п'ятого знака після коми.

$$\text{Зовнішня конусна відстань } R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}.$$

$$\text{Ширина коліс } b = 0,285 R_e.$$

Зовнішній торцевий модуль передачі

$$m_e = \frac{14T_2 K_{F\beta}}{[\sigma_F] d_{e2} b \gamma_F},$$

де γ_F — коефіцієнт виду конічних коліс ($\gamma_F = 0,85$ — для прямозубих конічних коліс; $\gamma_F = 1$ — для коліс з коловими зубами).

Число зубів коліс

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e} \text{ і } z_1 = \frac{z_2}{u}.$$

Фактичне передаточне відношення

$$U_\phi = \frac{z_2}{z_1}.$$

Відхилення від заданого передаточного відношення не повинно перевищувати 4 %.

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100 \leq 4 \%$$

Уточнюємо значення розмірів коліс:

Точність обчислень — до третього знака після коми.

Кути ділительних конусів: $\delta_2 = \arctg u$ і $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$.

Ділильні діаметри коліс: $d_{e1} = m_e z_1$; $d_{e2} = m_e z_2$.

Зовнішні діаметри коліс: $d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cos \delta_1$;

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + x_{e2})m_e \cos \delta_2.$$

Коефіцієнти зміщення інструменту для коліс $x_{e1} = -x_{e2}$ знаходимо за табл. 3.13.

Таблиця 3.13

Число зубів шестірни z_1	Значення коефіцієнта x_e за передаточного відношення передачі u				
	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	—	0,5	0,53	0,56	0,57
13	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55
14	0,42	0,47	0,5	0,52	0,53
15	0,4	0,45	0,48	0,5	0,51
16	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49
18	0,36	0,4	0,43	0,45	0,46
20	0,34	0,37	0,4	0,42	0,43
25	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39
30	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34
40	0,2	0,22	0,24	0,2	0,27

Середні ділильні діаметри коліс: $d_{m2} = 0,857d_{e2}$ і $d_{m1} = 0,857d_{e1}$.

Зовнішня конусна відстань $R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$. Ширина зубчастого вінця $b = \psi_b R_e$. Визначаємо сили в зачепленні:

Колова сила на середньому діаметрі колеса

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{m2}}$$

Осьова сила на шестірни дорівнює за величиною радіальній силі на колесі: $F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$.

Радіальна сила на шестірні дорівнює за величиною осьовій силі на колесі: $F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$.

Перевірка зубів коліс за напруженнями згину

Визначаємо розрахункове напруження згину в зубах колеса та порівнюємо його з допустимим:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_{F2}}{b m_e \gamma_F} \leq [\sigma_{F2}].$$

Розрахункове напруження згину в зубах шестірні

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}].$$

Значення коефіцієнта $K_{F\beta}$ беремо за табл. 3.8 залежно від коефіцієнта ψ_d

$$\psi_d = \frac{b}{d_{m1}}.$$

Значення коефіцієнта динамічного навантаження K_{Fv} беремо за табл. 3.9, коефіцієнт $\gamma_F = 0,85$. Для визначення коефіцієнта форми зуба Y_F необхідно знайти еквівалентне число зубів:

$$z_{E2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} \quad \text{і} \quad z_{E1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}.$$

За табл. 3.14 знаходимо Y_{F1} та Y_{F2} .

Таблиця 3.14

Число зубів коліс (z_1, z_2)	Значення коефіцієнта Y , якщо коефіцієнт зміщення інструменту x_{e1}, x_{e2}										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
12									3,9	3,67	3,46
14							4,24	4,0	3,78	3,59	3,42
17					4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,4
20				4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,5	3,39
25		4,6	4,39	4,2	4,04	3,9	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,05	3,9	3,8	3,7	3,62	3,55	3,47	3,4
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,7	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,7	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,7	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,5	3,46
80	3,73	3,7	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,5
≥ 100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,6	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

Перевірка міцності зубів за контактними напруженнями

Для перевірки правильності розрахунку знаходимо розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{bu^2}} \leq [\sigma_H],$$

де $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv}$.

Значення коефіцієнта $K_{H\beta}$ беремо із табл. 3.4. $K_{H\alpha} = 1$ для прямозубих коліс. Значення коефіцієнта динамічного навантаження K_{Hv} за твердості зубів коліс $HV \leq 350$, $K_{Hv} = 1,15$, а якщо $HV > 350$, тоді $K_{Hv} = 1,1$.

Приклад 3.2. Розрахунок конічної передачі

Розрахувати прямозубу конічну передачу редуктора за такими даними: потужність на ведучому валу $P_1 = 10$ кВт; кутова швидкість $\omega_1 = 100$ рад/с; передаточне відношення передачі $u = 3,15$; передача нереверсивна: термін експлуатації передачі $h = 20 \cdot 10^3$ год (завдання 3, 4, 9, 10).

Розв'язання

Матеріали зубчастих коліс обираємо такі самі, що і в прикладі 3.1 з розрахунку циліндричної зубчастої передачі.

Допустимі напруження для розрахунку зубчастої передачі: $[\sigma_H]_1 = 664$ МПа; $[\sigma_H]_2 = 509$ МПа. Розрахункове допустиме контактне напруження для прямозубої конічної передачі $[\sigma_H] = 509$ МПа; Допустимі напруження на згин: $[\sigma_F]_1 = 164,8$ МПа; $[\sigma_F]_2 = 144,2$ МПа.

Проектний розрахунок передачі

Зовнішній дільний діаметр конічного колеса, мм:

$$d_{e2} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5\psi_b)^2 \psi_b}}.$$

Крутні моменти на валах передачі:

— на ведучому валу $T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{10 \cdot 10^3}{100} = 100$ Н·м,

— на веденому валу $T_2 = T_1 u \eta = 100 \cdot 3,15 \cdot 0,97 = 305,55$ Н·м,

де $\eta = 0,97$ — коефіцієнт корисної дії зубчастої передачі.

Беремо коефіцієнт ширини зубчастих вінців $\psi_b = 0,285$; $K_{H\beta}$ — коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною зубчастих вінців. Якщо твердість поверхні зубів колеса $HВ \leq 350$ значення коефіцієнта беремо таким: $K_{H\beta} = 1,12 \dots 1,19$, а якщо $HВ > 350$, тоді $K_{H\beta} = 1,25 \dots 1,45$. Остаточо $K_{H\beta} = 1,16$. Для конічних прямозубих коліс допоміжний коефіцієнт $K_d = 99$.

Знаходимо зовнішній ділільний діаметр колеса:

$$d_{e2} = 99 \sqrt[3]{\frac{305,55 \cdot 10^3 \cdot 1,16 \cdot 3,15}{509^2 (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 0,285}} = 271,26 \text{ мм.}$$

Отримані значення d_{e2} округляють до найближчого стандартного значення: 50, (56), 63, (71), 80, (90), 100, (112), 125, (140), 160, (180), 200, (225), 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630.

Кращими є значення без дужок. Фактичні значення d_{e2} не повинні відрізнятись від номінальних більш ніж на 2 %, у зв'язку з цим беремо $d_{e2} = 280$ мм.

Зовнішній модуль зачеплення знаходимо за формулою

$$m_e \geq \frac{14T_2 K_{F\beta}}{[\sigma_F] d_{e2} b \gamma_F}.$$

Попередньо визначаємо кути при вершинах ділільних конусів:

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 3,15 = 72^\circ 23';$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 = 90 - 72,387 = 17^\circ 37'.$$

$$\text{Зовнішня конусна відстань } R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2} = \frac{280}{2 \cdot 0,953} = 146,9 \text{ мм.}$$

$$\text{Ширина зубчастих вінців } b = \psi_b R_e = 0,285 \cdot 146,9 = 41,87 \text{ мм.}$$

Остаточо $b = 42$ мм.

Коефіцієнт $K_{F\beta}$, що враховує нерівномірність розподілу навантаження, визначаємо залежно від параметра

$$\psi_d = 0,166 \sqrt{u^2 + 1} = 0,166 \sqrt{3,15^2 + 1} = 0,548 \text{ із табл. 3.8.}$$

Знаходимо значення коефіцієнта $K_{F\beta} = 1,34$.

Коефіцієнт виду конічних коліс $\gamma_F = 0,85$.

Визначаємо зовнішній модуль

$$m_e \geq \frac{14 \cdot 305,55 \cdot 10^3 \cdot 1,34}{144,2 \cdot 280 \cdot 42 \cdot 0,85} = 3,97 \text{ мм}.$$

Заокруглювати отримане значення модуля до стандартного не потрібно.

Визначаємо число зубів коліс:

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e} = \frac{280}{3,97} = 70,53.$$

Беремо $z_2 = 70$, знаходимо $z_1 = \frac{z_2}{u} = \frac{70}{3,15} = 22,22$.

Беремо $z_1 = 22$.

Уточнюємо передаточне відношення $u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{70}{22} = 3,18$.

Визначаємо відхилення передаточного відношення від заданого

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100 = \frac{|3,18 - 3,15|}{3,15} \cdot 100 = 0,95 \% < \Delta u = 4 \%.$$

Розрахунок геометричних параметрів конічної передачі:

Зовнішні ділільні діаметри шестірні та колеса визначаємо за формулами:

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3,97 \cdot 22 = 87,34 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e z_2 = 3,97 \cdot 70 = 277,9 \text{ мм}.$$

Зовнішня конусна відстань

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 3,97 \sqrt{22^2 + 70^2} = 145,65 \text{ мм}.$$

Середня конусна відстань

$$R_m = R_e - 0,5b = 145,65 - 0,5 \cdot 42 = 124,65 \text{ мм},$$

де $b = \psi_b R_e = 0,285 \cdot 147,4 = 42 \text{ мм}$ — ширина зубчастих вінців.

Середній модуль

$$\text{зубів } m_m = \frac{m_e R_m}{R_e} = \frac{3,97 \cdot 124,65}{145,65} = 3,4 \text{ мм}.$$

Середні ділільні діаметри шестірні та колеса:

$$d_{m1} = m_m z_1 = 3,4 \cdot 22 = 74,8 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = m_m z_2 = 3,4 \cdot 70 = 238 \text{ мм}.$$

Коефіцієнти зміщення беремо з табл. 3.13

$$x_{e1} = 0,38, \quad x_{e2} = -0,38.$$

Зовнішні діаметри вершин зубів:

$$\begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cos \delta_1 = \\ &= 87,34 + 2(1 + 0,38) \cdot 3,97 \cdot 0,9543 = 97,79 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{ae2} &= d_{e2} + 2(1 - x_{e2})m_e \cos \delta_2 = \\ &= 277,9 + 2(1 - 0,38) \cdot 3,97 \cdot 0,2987 = 279,37 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Зовнішні діаметри западин зубів:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,5m_e \cos \delta_1 = 87,34 - 2,5 \cdot 3,97 \cdot 0,9543 = 77,87 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,5m_e \cos \delta_2 = 277,9 - 2,5 \cdot 3,97 \cdot 0,2987 = 274,94 \text{ мм}.$$

Сили в зачепленні зубів конічної передачі

$$\text{Колова сила } F_t = \frac{2T_2}{dm_2} = \frac{2 \cdot 305,55 \cdot 10^3}{238} = 2567,6 \text{ Н}.$$

Радіальна сила на шестірні дорівнює осьовій силі на колесі:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 2567,6 \cdot 0,364 \cdot 0,9543 = 891,7 \text{ Н}.$$

Осьова сила на шестірні дорівнює радіальній силі на колесі:

$$F_{a1} = F_{r2}.$$

Перевірка міцності зубів коліс за контактними напруженнями:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(u_\phi^2 + 1)^3}}{b u_\phi^2}} \leq [\sigma_H],$$

де $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$, $K_{H\alpha} = 1,0$ — коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами; $K_{H\beta} = 1,16$; K_{Hv} — коефіцієнт динамічного навантаження.

Якщо твердість поверхні зубів $HV \leq 350$, то він дорівнює $K_{Hv} = 1,2$, а якщо твердість $HV > 350$, то $K_{Hv} = 1,1$. Отже, $K_H = 1,0 \cdot 1,16 \cdot 1,2 = 1,392$.

Визначаємо значення контактного напруження:

$$\sigma_H = \frac{335}{145,65 \cdot 0,5 \cdot 42} \sqrt{\frac{305,55 \cdot 10^3 \cdot 1,392 \sqrt{(3,18^2 + 1)^3}}{42 \cdot 3,18^2}} = 517,62 \text{ МПа.}$$

Можна вважати, що міцність за контактним напруженням забезпечується, оскільки розрахункове контактне напруження $\sigma_H = 517,62$ МПа перевищує допустиме $[\sigma_H] = 509$ МПа на 1,7 %.

Перевірка міцності зубів колеса за напруженнями згину

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F2}}{m_e b \gamma_F} \leq [\sigma]_{F2}.$$

Колова швидкість зубчастих коліс

$$v = 0,5 \omega_1 d_{m1} = 0,5 \cdot 100 \cdot 74,8 \cdot 10^{-3} = 3,74 \text{ м/с.}$$

За даними табл. 3.6 виберемо 8-й ступінь точності. Еквівалентне число зубів шестірні та колеса знаходимо за формулами:

$$z_{E2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{70}{0,2987} = 234,35; \quad z_{E1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{22}{0,9541} = 23.$$

За табл. 3.14 знаходимо: $Y_{F2} = 3,54$; $Y_{F1} = 3,57$.

Значення коефіцієнта беремо таким: $K_{Fv} = 1,4$.

Визначаємо напруження згину для колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{2567,6 \cdot 1,34 \cdot 1,4 \cdot 3,54}{3,97 \cdot 42 \cdot 0,85} = 120,31 \text{ МПа.}$$

Міцність за напруженням згину для шестірні

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 120,31 \frac{3,57}{3,54} = 121,33 \text{ МПа.}$$

Отже, міцність щодо напружень згину для колеса і шестірні забезпечується, оскільки розрахункові напруження згину не перевищують допустимі:

$$[\sigma_F]_1 = 164,8 \text{ МПа}; \quad [\sigma_F]_2 = 144,2 \text{ МПа.}$$

4. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Вихідні дані для розрахунку: крутний момент на колесі T_2 (Н·м); кутова швидкість ω_2 (с^{-1}); передаточне число u , термін експлуатації передачі (ресурс) L_h (год).

4.1. Вибір матеріалу черв'яка і колеса

Для черв'яків застосовують ті самі марки сталей, що і для зубчастих коліс (див. табл. 3.1). Термічне оброблення — поліпшення до твердості $\leq \text{HB } 350$ застосовують для передачі малої потужності (до 1 кВт) і порівняно малого терміну роботи. Для передач великої потужності за тривалої їх роботи, з метою підвищення ККД застосовують загартування до $\geq \text{HRC } 45$, шліфування і полірування витків черв'яка. Матеріали для черв'ячних коліс умовно поділяють на три групи залежно від швидкості ковзання.

Група I. Олов'янисті бронзи, які застосовуються за швидкості ковзання $v_s \geq 5$ м/с.

Група II. Безолов'янисті бронзи і латуні, які застосовуються за швидкості ковзання $v_s = 2 \dots 5$ м/с.

Група III. М'які сірі чавуни, які застосовуються за швидкості ковзання $v_s < 2$ м/с.

Оскільки вибір матеріалу для колеса залежить від швидкості ковзання, то попередньо визначають швидкість ковзання, м/с:

$$v_s = \frac{4,3\omega_2 u}{10^3} \sqrt[3]{T_2},$$

де ω_2 — кутова швидкість черв'ячного колеса; T_2 — в Н·м.

З табл. 4.1 обирають матеріал для вінця черв'ячного колеса.

Таблиця 4.1

Група матеріалу	Матеріал вінця колеса та швидкість ковзання	Метод лиття	Механічні характеристики, МПа		
			σ_B	$\sigma_{\text{пл}}$	$\sigma_{\text{в.зг}}$
I	Бр.ОФ10-1 ($v_s \leq 25$ м/с)	З	230	140	—
		М	245	195	
	Бр.ОНФ10-1-1 ($v_s \leq 35$ м/с)	В	290	170	
	Бр.ОЦС6-6-3 ($v_s \leq 12$ м/с)	З	180	90	
		М	200		
Бр.ОЦС5-5-5 ($v_s \leq 25$ м/с)	В	220			

Закінчення табл. 4.1

Група матеріалу	Матеріал вінця колеса та швидкість ковзання	Метод лиття	Механічні характеристики, МПа		
			$\sigma_{\text{в}}$	$\sigma_{\text{пл}}$	$\sigma_{\text{в.зг}}$
II	Бр.А39-4 ($v_s \leq 5$ м/с)	З	400	200	—
		М	500		
		В	500		
	Бр.А3Н10-4-4 ($v_s \leq 5$ м/с)	М	600		
В		600			
ЛАЗМц66-6-3-2 ($v_s \leq 5$ м/с)	З	600	240		
	М	650			
ЛМцС58-2-2 ($v_s \leq 5$ м/с)	В	700	140		
	З	340			
III	СЧ12 СЧ15 СЧ18 ($v_s < 2$ м/с)	З	—	—	280
			—	—	320
			—	—	360
			—	—	—

Примітка. 1) З — у землю; М — у металеву форму; В — відцентровий. 2) $\sigma_{\text{в}}$ — границя міцності; $\sigma_{\text{пл}}$ — границя плинності; $\sigma_{\text{в.зг}}$ — границя міцності згину.

4.2. Допустимі контактні та згинальні напруження

Допустимі контактні та згинальні напруження для матеріалів вінця колеса обчислюємо за емпіричними формулами залежно від матеріалу зубів колеса, твердості витків черв'яка, швидкості ковзання в зачепленні v_s , ресурсу та характеру навантаження.

Для безолов'янистих бронз (марок Бр.А) та чавунів допустимі контактні напруження визначаємо з умови опору заїданню:

$$- \text{для бронз } [\sigma_{\text{H}}] = (250 \dots 300) - 25v_s ;$$

$$- \text{для чавунів } [\sigma_{\text{H}}] = 175 - 35v_s .$$

Для олов'янистих бронз допустимі контактні напруження визначаємо з умови опору втомному викришуванню робочих поверхонь зубів колеса

$$[\sigma_{\text{H}}] = \sigma_{\text{H0}} K_{\text{HL}} C_v ,$$

де σ_{H0} — границя контактної витривалості за базового числа 10^7 циклів зміни напружень $\sigma_{H0} = (0,75 \dots 0,9)\sigma_b$; σ_b — границя міцності бронзи під час розтягання (табл. 4.1).

Беремо коефіцієнт 0,75 для черв'яків, якщо \leq HB 350; 0,9 — для черв'яків, якщо \geq HRC 45; $K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_H}}$ — коефіцієнт довговічності для розрахунку на контактну міцність; N_H — число циклів зміни напружень за весь термін експлуатації. Якщо $N_H > 25 \cdot 10^7$, то беремо $N_H = 25 \cdot 10^7$; C_v — коефіцієнт, який залежить від інтенсивності зношування зубів колеса залежно від швидкості ковзання v_s (табл. 4.2).

Таблиця 4.2

Швидкість ковзання v_s , м/с	5	6	7	≥ 8
Коефіцієнт C_v	0,95	0,88	0,83	0,8

Знаходимо число циклів навантаження черв'ячного колеса за весь термін експлуатації $N_H = 60n_2t$, де n_2 — частота обертання вала черв'ячного колеса; t — термін експлуатації передачі; $t = L_p 365 K_p 24 K_{доб}$.

Коефіцієнт довговічності обмежується значеннями

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

Наведені дані для визначення коефіцієнта K_{HL} для передач, які працюють із постійним навантаженням. У разі дії змінного навантаження, заданого графіком, необхідно визначити еквівалентне число циклів зміни напружень:

$$N_{HE} = N_H K_{HE},$$

де K_{HE} — коефіцієнт зведення змінного навантаження до постійного (як і для зубчастої передачі)

$$K_{HE} = \sum \frac{t_i}{t} \left(\frac{T_i}{T} \right)^4,$$

тоді $K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$.

Коефіцієнт K_{HL} обмежується тими самими значеннями, що й у випадку постійного навантаження.

Допустиме напруження згину $[\sigma_F]$ для матеріалів черв'ячних коліс визначають за формулами, наведеними в табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Матеріал вінця колеса	Нереверсивна передача	Реверсивна передача
Бронза	$[\sigma_F] = (0,08\sigma_b + 0,25\sigma_t)K_{FL}$	$[\sigma_F] = 0,16\sigma_b K_{FL}$
Чавун	$[\sigma_F] = 0,12\sigma_{в.зг} K_{FL}$	$[\sigma_F] = 0,075\sigma_{в.зг} K_{FL}$

Необхідно врахувати, що в нереверсивній передачі зуби колеса працюють в одному напрямку. Такими передачами є приводи конвеєрів, транспортерів тощо. У реверсивних передачах зуби колеса працюють у двох напрямках. До них належать приводи механізмів піднімання, переміщення та повороту.

Коефіцієнт довговічності за умови згину визначають за формулою

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}},$$

де N_F — число циклів зміни напружень за весь термін експлуатації передач. Тобто $N_F = N_H$.

Якщо $N_F \geq 25 \cdot 10^7$, то беруть $N_F = 25 \cdot 10^7$ і тоді $K_{FL} \min = 0,543$. Якщо $N_F < 10^6$, то беруть $N_F = 10^6$ і тоді $K_{FL} \max = 1$. Тобто коефіцієнт довговічності знаходиться в межах

$$0,543 \leq K_{FL} \leq 1.$$

Наведені дані для визначення коефіцієнтів K_{HL} і K_{FL} відносяться до передач, що працюють з постійним навантаженням. За змінного навантаження визначають еквівалентне число зміни напружень

$$N_{FE} = N_F K_{FL},$$

де K_{FL} — коефіцієнт зведення змінного навантаження до постійного і визначається за залежністю

$$K_{FL} = \sum \frac{t_i}{t} \left(\frac{T_i}{T} \right)^9.$$

Тоді коефіцієнт довговічності при згинанні визначається за формулою

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}.$$

З врахуванням обмежень за максимумом та мінімумом беруть кінцеве значення K_{FL} .

4.3. Розрахунок геометричних параметрів, сил в зачепленні та перевірка за контактними і згинальними напруженнями

Визначаємо міжосьову відстань черв'ячної передачі:

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma]_H} \right)^2 T_2 K_H },$$

де z_2 — число зубів колеса; q — коефіцієнт діаметра черв'яка, мінімальне значення якого $q_{\min} = 0,212 z_2$.

Коефіцієнт діаметра черв'яка вибираємо зі стандартного ряду: 7,1; 8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 25,0.

Коефіцієнт навантаження K_H визначаємо за формулою

$$K_H = K_\beta K_v,$$

де K_β — коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контактної лінії і залежить від характеру зміни навантаження і деформації черв'яка; K_v — коефіцієнт динамічного навантаження, що виникає в зачепленні.

Значення коефіцієнта K_β розраховують за формулою

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 (1-x),$$

де Θ — коефіцієнт деформації черв'яка, що визначають за табл. 4.4; x — допоміжний коефіцієнт, який залежить від характеру зміни режиму навантаження передачі.

Таблиця 4.4

Число заходів черв'яка z_1	Значення коефіцієнта Θ , якщо коефіцієнт діаметра черв'яка q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
4	47	70	98	122	137	157

Для розрахунків, коли не потрібна особлива точність, можна за постійного навантаження вважати $x = 1$; за незначних коливань навантаження $x \approx 0,6$; у разі великих коливань навантаження $x \approx 0,3$.

Якщо характер зміни навантаження задано графічно, то допоміжний коефіцієнт

$$x = \frac{\sum T_i t_i}{T_{\max} \sum t_i}.$$

Коефіцієнт K_v залежить від точності виготовлення передачі та швидкості ковзання v_s . Для редукторів загального призначення в основному призначають сьомий та восьмий ступені точності. Значення коефіцієнта K_v визначають за табл. 4.5.

Таблиця 4.5

Ступінь точності	Значення коефіцієнта K_v , якщо швидкість ковзання v_s , м/с			
	До 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12
7	1,0	1,0	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	–
9	1,25	–	–	–

Отримане значення a_w заокруглюємо до найближчого стандартного значення: 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 126; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500 мм.

Визначаємо основні параметри передачі. Число зубів $z_2 = z_1 u$, де z_1 — число заходів черв'яка, знаходимо за табл. 4.6.

Таблиця 4.6

Передаточне відношення черв'ячної передачі u	8...14	15...30	Більше ніж 30
Число заходів черв'яка z_1	4	2	1

Знаходимо модуль передачі $m = \frac{2a_w}{q+z_2}$. Розрахункове значення модуля заокруглюємо до стандартного (табл. 4.7).

Таблиця 4.7

m , мм	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5	10
q	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	8; 10; 12,5; 16

Уточнюємо міжосьову відстань (мм) для стандартних значень m і q :

$$a_w = \frac{m(q+z_2)}{2}.$$

Визначаємо коефіцієнт зміщення інструменту:

$$x = \left(\frac{a_w}{m} \right) - 0,5(q+z_2).$$

Якщо за розрахунком коефіцієнт зміщення виходить за межі $-1 \leq x \leq 1$, то змінюємо значення a_w , q або z_2 .

Фактичне передаточне відношення:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}.$$

Відхилення u_ϕ від заданого значення передаточного відношення не повинно перевищувати:

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100 \leq 4\%.$$

Визначаємо геометричні розміри черв'яка і колеса.

Розміри черв'яка:

- ділительний діаметр черв'яка $d_1 = mq$;
- діаметр вершин витків черв'яка $d_{a1} = d_1 + 2m$;
- діаметр западин витків черв'яка $d_{f1} = d_1 - 2,4m$;
- довжина нарізної частини черв'яка:

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m \text{ (якщо } z_1=1; 2);$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m \text{ (якщо } z_1=4).$$

Із технологічних міркувань за твердості \geq HRC 45 довжину b_1 для виходу шліфувального круга збільшують приблизно на $3m$.

Ділильний кут підняття лінії витка черв'яка

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{z_1}{q}, \quad \psi = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}.$$

Розміри черв'ячного колеса:

– ділильний діаметр черв'ячного колеса $d_2 = mz_2$;

– діаметр кола вершин зубів черв'ячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1+x);$$

– діаметр кола западин зубів черв'ячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2-x);$$

– найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{an2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Ширина вінця черв'ячного колеса:

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ (якщо } z_1 = 1 \text{ і } 2);$$

$$b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ (якщо } z_1 = 4).$$

Фактична швидкість ковзання в зачепленні

$$v_s = \frac{v_1}{\cos\psi},$$

де v_1 — колова швидкість черв'яка (м/с), що визначається за фор-

мулою $v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}$.

Визначаємо ККД передачі

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')},$$

де ρ' — кут тертя, який знаходять за табл. 4.8.

Таблиця 4.8

Швидкість ковзання v_s , м/с	Кут тертя ρ'	Швидкість ковзання v_s , м/с	Кут тертя ρ'
0,1	4° 30' ... 5° 10'	2,5	1° 40' ... 2° 20'
0,5	3° 10' ... 3° 40'	3	1° 30' ... 2° 00'
1,0	2° 30' ... 3° 10'	4	1° 20' ... 1° 40'
1,5	2° 20' ... 2° 50'	7	1° 00' ... 1° 30'
2,0	2° 00' ... 2° 30'	10	0° 55' ... 1° 20'

Вибираючи кут тертя ρ' , слід врахувати, що менші значення ρ' мають передачі з вінцем колеса з олов'янистої бронзи, більші значення ρ' — передачі з вінцем колеса з безолов'янистої бронзи або чавуна. *Визначаємо сили в зачепленні черв'ячної передачі.* Колова сила на колесі дорівнює осьовій силі на черв'яку:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Колова сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{F_{t2}z_1}{q\eta}.$$

Радіальна сила на черв'яку і колесі (якщо $\alpha = 20^\circ$)

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha.$$

Колова швидкість (м/с) колеса $v_2 = 0,5\omega_2 d_2$.

Перевірка зубів колеса за контактними напруженнями.

Умова міцності: $\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2} K_H}{d_1 d_2}} \leq [\sigma_H]$, де d_1 і d_2 — ділильні

діаметри черв'яка і колеса; K_H — коефіцієнт навантаження; $K_H = 1$, якщо $v_2 \leq 3$ м/с; $K_H = 1,1 \dots 1,3$, якщо $v_2 > 3$ м/с, де v_2 — колова швидкість колеса.

Перевірка зубів колеса за напруженнями згину. Розрахункове напруження згину: $\sigma_F = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m} \leq [\sigma_F]$, де K_F — коефіцієнт навантаження; $K_F = K_H$.

Коефіцієнт форми зуба колеса Y_{F2} беремо за табл. 4.9 залежно від еквівалентного числа зубів колеса, яке знаходимо за формулою

$$z_{E2} = \frac{z_2}{\cos^3 \psi}.$$

Таблиця 4.9

z_{E2}	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Тепловий розрахунок редуктора. Визначаємо температуру масла в корпусі редуктора за безперервної роботи без штучного охолодження за формулою

$$t_m = t_n + \frac{P_1(1-\eta)}{K_T A} \leq [t_m],$$

де t_n — температура повітря за корпусом редуктора.

У цехових умовах $t_n = 20$ °С; P_1 — потужність на черв'яку, Вт;

$$P_1 = \frac{T_2 \omega_2}{\eta},$$

де K_T — коефіцієнт тепловіддачі; $K_T = 9 \dots 17$ Вт/(м² · °С) (більші значення беремо для нормальних умов охолодження); A — площа поверхні корпусу редуктора, крім поверхні днища.

Розміри стінок корпусу можна взяти з ескізної схеми. Приблизно поверхню охолодження корпусу обираємо залежно від міжосьової відстані передачі з табл. 4.10.

Таблиця 4.10

a_w , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
A , м ²	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54	0,67	0,8	1,0	1,2	1,4

Значення $[t_m]$ залежить від марки мастила, як правило беруть $[t_m] = 80 \dots 95$ °С. Якщо в результаті вийде, що $t_m > [t_m]$, то необхідно збільшити площу охолодження A , застосовуючи охолоджувальні ребра, або виконати штучне охолодження (повітряне, водяне, циркуляційною системою змащування).

Приклад 4.1. Розрахунок черв'ячної передачі

Розрахувати черв'ячну передачу редуктора за такими даними: потужність на валу черв'яка $P_1 = 7,5$ кВт; кутова швидкість $\omega_1 = 150$ рад/с; передаточне відношення $u = 24$; передача неревверсивна; режим навантаження — легкий; термін експлуатації передачі $t = 10\,000$ год (завдання 7, 8, 9).

Розв'язання

Визначаємо параметри навантаження черв'ячної передачі

Потужність на веденому валу передачі

$$P_2 = P_1 \eta = 7,5 \cdot 0,8 = 6 \text{ кВт},$$

де $\eta = 0,8$ — ККД черв'ячної передачі; кутова швидкість веденого

$$\text{вала } \omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{150}{24} = 6,25 \text{ рад/с}.$$

Крутні моменти на ведучому і веденому валах передачі

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{7,5 \cdot 10^3}{150} = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{6 \cdot 10^3}{6,25} = 960 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Орієнтовна швидкість ковзання в зачепленні

$$v_s = \frac{4,3\omega_2 u}{10^3} \sqrt[3]{T_2} = \frac{4,3 \cdot 6,25 \cdot 24}{10^3} \sqrt[3]{960} = 6,36 \text{ м/с}.$$

Сумарне число циклів навантаження зубів колеса за весь термін експлуатації

$$N_{H2} = 60n_2t = 60 \cdot 59,71 \cdot 10\,000 = 35,8 \cdot 10^6.$$

Для легкого режиму роботи за коефіцієнта зведення змінного навантаження до постійного $K_{HE} = 0,125$ (див. табл. 3.12) еквівалентне число циклів навантаження зубів

$$N_{HE2} = N_{H2}K_{EH} = 35,8 \cdot 10^6 \cdot 0,125 = 4,47 \cdot 10^6, \text{ тоді } N_{FE} = N_{HE2}.$$

Матеріали для виготовлення черв'яка та черв'ячного колеса. Для виготовлення черв'яка беремо леговану сталь 40Х, ТО — загартування, твердість $H_1 = 45 \dots 55\text{HRC}$; робочі поверхні витків шліфвані.

Для вінця черв'ячного колеса зі швидкістю ковзання $v_s = 6,36 \text{ м/с}$ беремо олов'яну бронзу Бр.010Ф1 (відливання в кокіль) з такими характеристиками (див. табл. 4.1): границя міцності $\sigma_B = 245 \text{ МПа}$, границя плинності $\sigma_{пл} = 195 \text{ МПа}$.

Допустимі напруження. Для розрахунку на контактну втому активних поверхонь зубів черв'ячних коліс, виготовлених з олов'яних бронз, допустиме контактне напруження визначаємо за формулою

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} C_v K_{HL},$$

де σ_{H0} — границя контактної витривалості для бази випробувань; $N_{H0} = 10^7$; K_{HL} — коефіцієнт довговічності; C_v — коефіцієнт інтенсивності спрацювання зубів; σ_{H0} — залежить від границі міцності σ_B

$$\sigma_{H0} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B = (0,75 \dots 0,9) \cdot 245 = (183,75 \dots 220,5) \text{ МПа}.$$

Остаточню беремо $\sigma_{H0} = 200 \text{ МПа}$.

Якщо швидкість ковзання $v_s = 6,36 \text{ м/с}$, то за табл. 4.2 значення коефіцієнта $C_v = 0,88$.

Коефіцієнт довговічності визначаємо за співвідношенням

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{4,47 \cdot 10^6}} = 1,1.$$

Коефіцієнт довговічності обмежується значеннями

$$0,67 \leq K_{HL} < 1,15, \text{ беремо } K_{HL} = 1,1.$$

Тоді допустиме контактне напруження

$$[\sigma]_H = 200 \cdot 0,88 \cdot 1,1 = 193,6 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження на згин визначають за формулою $[\sigma_F] = \sigma_{F0} K_{FL}$, де σ_{F0} — границя витривалості на згин для бази випробувань $N_{F0} = 10^6$; K_{FL} — коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин. Для нереверсивного навантаження визначаємо

$$\sigma_{F0} = 0,08\sigma_b + 0,25\sigma_{\text{пл}} = 0,08 \cdot 245 + 0,25 \cdot 195 = 68,35 \text{ МПа}.$$

Визначаємо коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{4,47 \cdot 10^6}} = 0,85.$$

Ураховуючи обмеження $0,54 \leq K_{FL} \leq 1$, беремо $K_{FL} = 0,85$.

Тоді допустиме напруження на згин

$$[\sigma]_F = 68,35 \cdot 0,85 = 58,09 \text{ МПа}.$$

Визначаємо мінімальну міжосьову відстань черв'ячної передачі

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma]_H} \right)^2 T_2 K_H },$$

де z_2 — число зубів колеса; q — коефіцієнт діаметра черв'яка, мінімальне значення якого $q_{\min} = 0,212 z_2$.

Якщо передаточне відношення $u = 24$, число заходів нарізки черв'яка беремо $z_1 = 2$. Тоді число зубів черв'ячного колеса $z_2 = z_1 u = 2 \cdot 24 = 48$.

Коефіцієнт діаметра черв'яка при $q_{\min} = 0,212 \cdot 48 = 10,176$ беремо зі стандартного ряду $q = 10$.

Коефіцієнт навантаження визначаємо за формулою

$$K_H = K_\beta K_v,$$

де K_β — коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контактної лінії; K_v — коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, що виникає в зачепленні.

Значення коефіцієнта K_β розраховуємо за формулою

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 (1-x),$$

де Θ — коефіцієнт деформації черв'яка, що визначаємо за табл. 4.4: $\Theta = 86$; x — допоміжний коефіцієнт, який можна брати для легкого режиму навантаження передачі $x = 0,6$

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{48}{86} \right)^3 (1-0,6) = 1,07.$$

Значення коефіцієнта K_v визначаємо за табл. 4.5.

Якщо ступінь точності — 7, беремо $K_v = 1,1$.

Обчислюємо значення коефіцієнта навантаження

$$K_H = K_\beta K_v = 1,07 \cdot 1,1 = 1,18.$$

Мінімальна міжосьова відстань черв'ячної передачі

$$a_w \geq \left(\frac{48}{10} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{48}{10} 193,6} \right)^2 960 \cdot 10^3 \cdot 1,18 } = 194,84 \text{ мм}.$$

Визначаємо модуль черв'ячної передачі за формулою

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 207,44}{10 + 48} = 6,71 \text{ мм}.$$

За стандартом обираємо $m = 8$ мм, якому відповідає $q = 10$ (див. табл. 4.7). Після вибору стандартних значень m і q потрібно обчислити фактичне значення міжосьової відстані, що відповідає таким параметрам:

$$a_w = \frac{m(q + z_2)}{2} = \frac{8(10 + 48)}{2} = 232 \text{ мм}.$$

Визначаємо геометричні розміри черв'яка і черв'ячного колеса:

– дільний діаметр черв'яка $d_1 = mq = 8 \cdot 10 = 80$ мм ;

– діаметр вершин витків черв'яка

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96 \text{ мм} ;$$

– діаметр западин витків черв'яка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 8 = 60,8 \text{ мм};$$

– довжину нарізної частини черв'яка

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m + 3m = (11 + 0,06 \cdot 48)8 + 3 \cdot 8 = 135 \text{ мм};$$

– ділительний діаметр черв'ячного колеса

$$d_2 = mz_2 = 8 \cdot 48 = 384 \text{ мм};$$

– діаметр вершин зубів черв'ячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 384 + 2 \cdot 8 = 400 \text{ мм};$$

– діаметр западин зубів черв'ячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 384 - 2,4 \cdot 8 = 364,8 \text{ мм};$$

– ширину вінця черв'ячного колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 96 = 72 \text{ мм};$$

– найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{an2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 400 + \frac{6 \cdot 8}{2 + 2} = 412 \text{ мм};$$

– ділительний кут підняття витка черв'яка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{10} = 0,2; \quad \gamma = 11^\circ 18';$$

– швидкість ковзання в зачепленні

$$v_s = \frac{0,5\omega_1 d_1}{\cos \gamma} = \frac{0,5 \cdot 150 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{0,9806} = 6,12 \text{ м/с};$$

– ККД черв'ячної передачі $\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}$,

де ρ' — кут тертя, який беруть залежно від швидкості ковзання з табл. 4.8: $\rho' = 1^\circ$,

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 11^\circ 18'}{\operatorname{tg}(11^\circ 18' + 1^\circ)} = 0,91.$$

Визначаємо сили в черв'ячному зачепленні:

– колова сила на колесі дорівнює осьовій силі на черв'яку:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 960 \cdot 10^3}{384} = 5000 \text{ Н};$$

– колова сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 10^3}{80} = 1250 \text{ Н};$$

– радіальна сила на колесі дорівнює силі на черв'яку:

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 1820 \text{ Н}.$$

Перевірка зубів колеса за контактними напруженнями. Розрахункове контактне напруження визначаємо за формулою:

$$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2} K_H}{d_1 d_2}} \leq [\sigma_H],$$

$$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{5000 \cdot 1,177}{80 \cdot 384}} = 148,81 < [\sigma_H] = 193,6 \text{ МПа}.$$

Отже, контактну міцність зубів колеса забезпечено.

Перевірка зубів колеса за напруженнями згину. Розрахункове напруження при згині визначаємо за формулою

$$\sigma_F = 0,7 \frac{F_{t2} K_F Y_{F2}}{b_2 m} \leq [\sigma_F],$$

де K_F — коефіцієнт навантаження, беремо $K_F = K_H = 1,177$; Y_{F2} — коефіцієнт форми зубів, який беруть залежно від еквівалентного числа зубів черв'ячного колеса:

$$z_{E2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{48}{0,98^3} = 51.$$

За табл. 4.9 знаходять значення коефіцієнта $Y_{F2} = 1,45$;

$$\sigma_F = 0,7 \frac{5000 \cdot 1,177 \cdot 1,45}{72 \cdot 8} = 10,37 \text{ МПа},$$

що менше $[\sigma_F] = 58,09 \text{ МПа}$.

Розрахункові напруження згину виявляються значно нижчими від допустимих, тому навантажувальна здатність закритих черв'ячних передач обмежується контактною міцністю.

5. КОМПОНУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ І ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

5.1. Попередній розрахунок валів

Після виконання проектних та перевірних розрахунків зубчастих та черв'ячних передач виконується ескізне компонування передач. На цьому етапі заздалегідь визначають діаметри вихідних кінців валів з умови міцності на кручення за заниженими допустимими напруженнями:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

де T — крутний момент, Н·мм; $[\tau]$ — допустиме напруження при крученні; для редукторних валів $[\tau] = 15 \dots 30$ МПа.

Менші значення з цього діапазону беруть для швидкохідних валів, а більші — для тихохідних. Якщо вхідний вал редуктора з'єднується із електродвигуном, то з урахуванням результатів розрахунку $d = (0,8 \dots 1,2)d_{дв}$, де $d_{дв}$ — діаметр вала електродвигуна. Найбільш раціонально брати $d = d_{дв}$, що полегшує монтаж муфт.

Отримані значення діаметра заокруглюють до найближчого із стандартного ряду: 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160.

Після цього попередньо розробляють конструкцію вала. Як правило, вали проектують ступінчастими для зручності монтажу на них деталей. Діаметри ділянок вала в разі потреби посадки на вал підшипників кочення, зубчастих коліс призначають із конструктивних міркувань. Типові конструкції валів зубчастих і черв'ячних передач наведено на рис. 5.1.

У циліндричних прямозубих і косозубих редукторах вали встановлюють здебільшого на кулькових радіальних підшипниках. Внутрішній діаметр підшипника підбирають за заокругленим (до нуля або п'яти) орієнтовним діаметром вала.

Для вхідного вала можна використовувати підшипники середньої серії, для вихідного (тихохідного) вала — легкої серії. У конічних передачах, як правило застосовують конічні роликпідшипники.

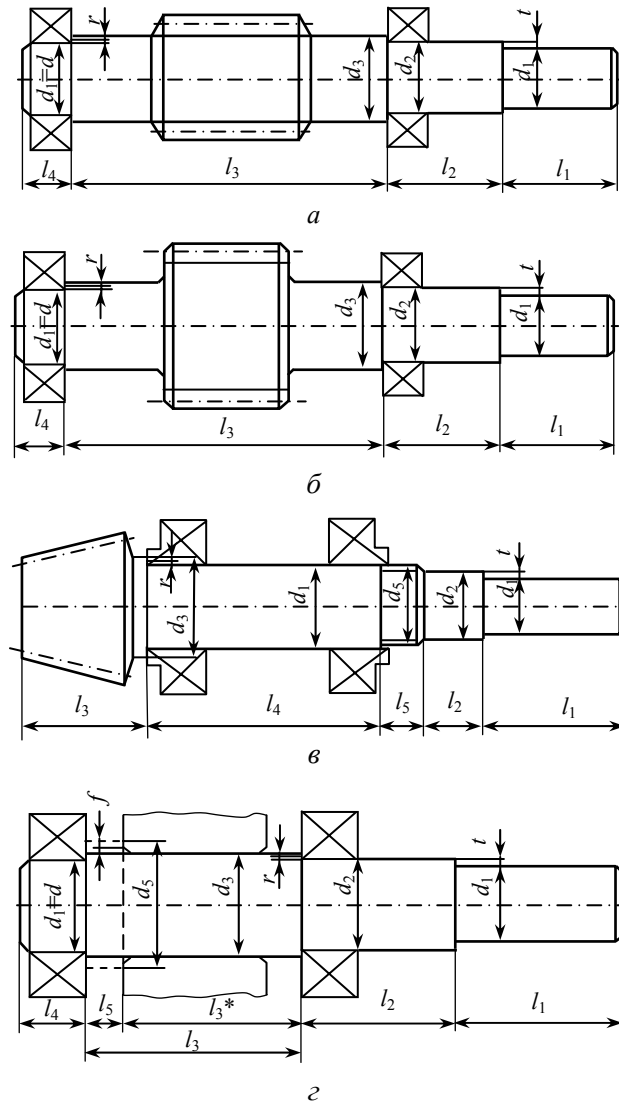


Рис. 5.1. Типові конструкції валів одноступінчастих редукторів:
a — черв'ячний вал; *б* — вал-шестірня циліндричного редуктора;
в — конічний вал-шестірня; *г* — тихохідний вал циліндричного редуктора

У черв'ячних редукторах переважно черв'яки установлюють у кулькових радіально-упорних підшипниках, а вали черв'ячних коліс у роликівих радіально-упорних підшипниках.

Основними етапами ескізного компоунання редуктора під час виконання РГР є: конструювання валів і сполучень з насадженими деталями; вибір підшипників кочення, підбір шпонок і перевірка їх на міцність. Загальні принципи ескізного компоунання валів і підшипникових вузлів однакові для всіх редукторів і наведені в літературі з курсового проектування [4...8].

Типові конструкції валів одноступінчастих редукторів наведені на рис. 5.1.

5.2. Підбір шпонок та перевірка їх на міцність

З'єднання вала із маточиною колеса виконують за допомогою шпонок. Основною шпонкою в машинобудуванні є призматична. Вибір параметрів призматичної шпонки виконують залежно від діаметра вала. Довжину шпонки приймають, орієнтуючись на довжину маточини. Розміри з'єднань призматичними шпонками стандартизовані. Розміри перерізу шпонки $b \times h$ (b — ширина, h — висота шпонки) вибирають із таблиць стандартів залежно від діаметра вала і конструктивних вимог.

Довжину шпонки l беруть на 5–10 мм менше від довжини маточини, що з'єднується з валом і заокруглюють до стандартного значення та перевіряють розрахунком.

З'єднання призматичною шпонкою вала із зубчастим колесом показано на рис. 5.2.

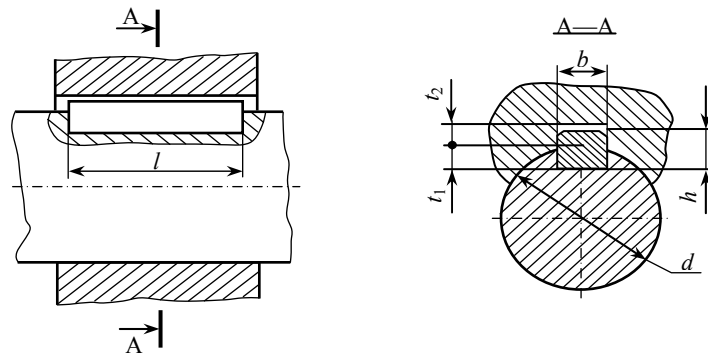


Рис. 5.2. З'єднання призматичною шпонкою

Напруження зминання повинно задовольняти умову

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{зм}],$$

де $F = \frac{2T}{d}$, T — крутний момент на валу, Н·мм; d — діаметр вала в шпонковому з'єднанні; $A = (h - t_1)l_p$; l_p — робоча довжина шпонки для заокруглених торців $l_p = l - b$.

Із врахуванням наведених вище значень формула для перевірного розрахунку шпонок має вигляд $\sigma_{зм} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma_{зм}]$.

При розрахунках приймають $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 120$ МПа. Основні параметри призматичних шпонок, згідно з ДСТУ ГОСТ 2471:2005 УСО 3912-77 IDT, наведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Діаметр вала d , мм	Переріз шпонки		Глибина пазів		Гранична довжина	
	b , мм	h , мм	t_1 , мм	t_2 , мм	min	max
Від 12 до 17	5	5	3,0	2,3	10	56
« 17 » 22	6	6	3,5	2,8	14	70
« 22 » 30	8	7	4,0	3,3	18	90
« 30 » 38	10	8	5,0	3,3	22	110
« 38 » 44	12	8	5,0	3,3	28	140
« 44 » 50	14	9	5,5	3,8	36	160
« 50 » 58	16	10	6,0	4,3	45	180
« 58 » 65	18	11	7,0	4,4	50	200
« 65 » 75	20	12	7,5	4,9	56	220
« 75 » 85	22	14	9,0	5,4	63	250
« 85 » 95	25	14	9,0	5,4	70	280

Примітка. Довжину призматичних шпонок вибирають із ряду, мм: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200.

5.3. Компонування зубчастих та черв'ячних передач одноступінчастих редукторів

Компонувальні ескізи одноступінчастих найбільш поширених в сучасному машинобудуванні редукторів та їх основні розміри наведено на рис. 5.3–5.5 і в табл. 5.2.

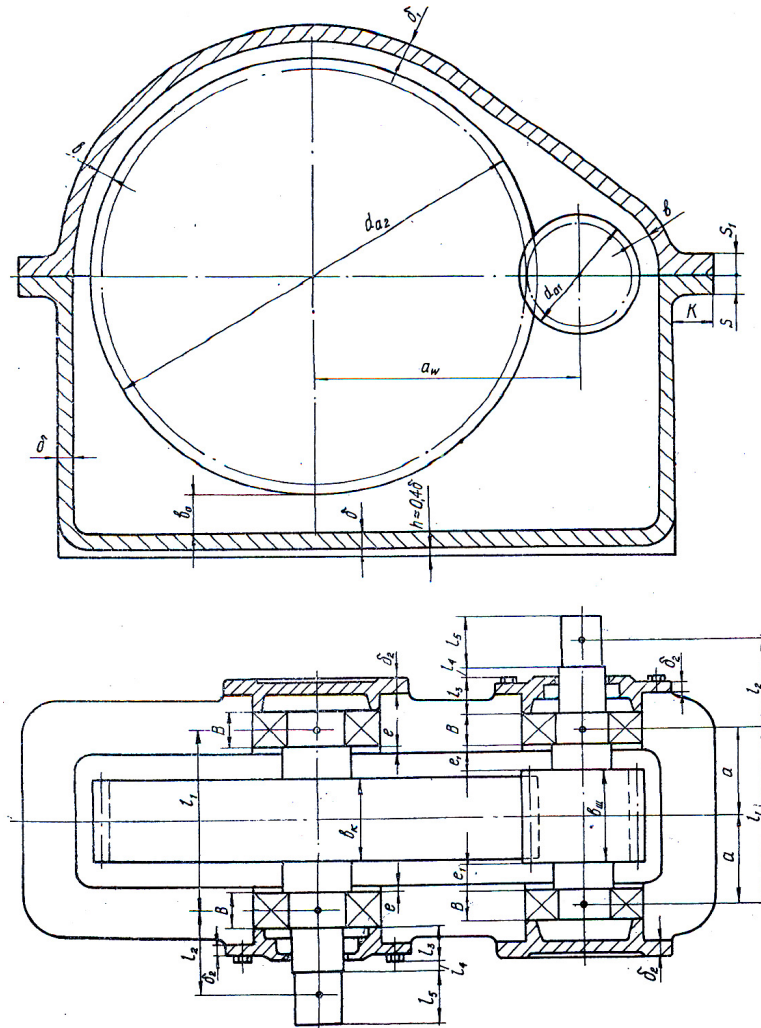


Рис. 5.3. Компонувальний ескіз одноступінчатого
циліндричного редуктора

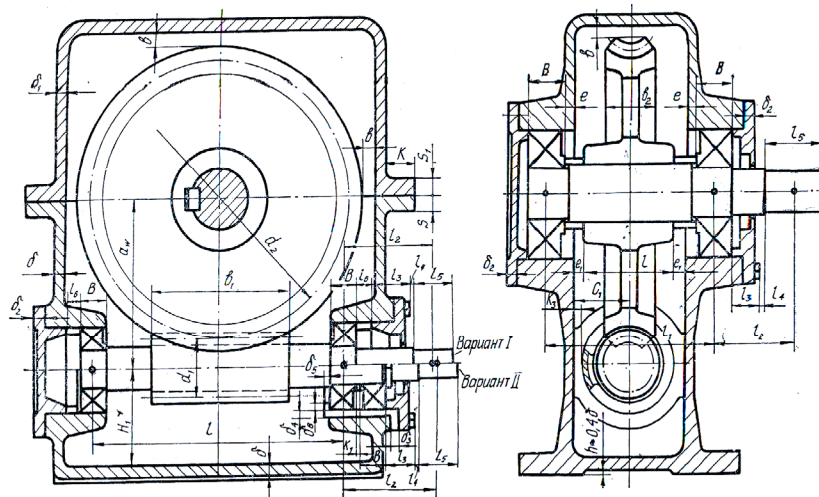


Рис. 5.5. Компонувальний ескіз черв'ячного редуктора

Таблиця 5.2

Параметр	Позначення	Орієнтовні розміри, мм
Товщина стінки корпусу і кришки редуктора: одноступінчастого циліндричного одноступінчастого конічного одноступінчастого черв'ячного	δ	У всіх випадках $\delta \geq 8$ і $\delta_1 \geq 8$ $0,025a_w + 1$ $0,05R_e + 1$ $0,04 a_w$
Товщина верхнього фланця корпусу редуктора	s	$(1,5 \dots 1,75)\delta$
Товщина нижнього фланця корпусу редуктора	s_2	$2,35\delta$
Товщина фланця кришки редуктора	s_1	$(1,5 \dots 1,75)\delta_1$
Діаметр фундаментних болтів (їх число $z \geq 4$)	d_1	$(0,03 \dots 0,036) a_w + 12$ $0,072 R_e + 12$
Діаметр болтів у підшипників	d_2	$(0,7 \dots 0,75) d_1$
Діаметр болтів кріплення корпусу з кришкою редуктора	d_3	$(0,5 \dots 0,6) d_1$
Діаметр гвинтів кріплення кришок підшипників	d_4	M8, M10

Параметр	Позначення	Орієнтовні розміри, мм
Відстань від внутрішньої стінки редуктора до торця обертової деталі	e_1	$e_1 = (1,0 \dots 1,2)\delta$
Відстань від торця підшипника кочення до внутрішньої стінки корпусу редуктора: зубчастого циліндричного; зубчастого конічного; черв'ячного	e	$e = \delta$ (при $v < 3$ м/с) $e = 3 \dots 5$ мм (якщо $v > 3$ м/с) $e = d_4$ $e = 8 \dots 12$ мм
Відстань між підшипниками консольного вала конічного редуктора	l'	$l' = (2,5 \dots 3,5)d$, де d внутрішній діаметр підшипника
Відстань між підшипниками вала черв'яка	l	$l = (0,8 \dots 1,0)d_2$, де d_2 — діаметр ділильного кола черв'ячного колеса
Відстань від обертової деталі до нерухомої	l_4	$l_4 = d_4$, де d_4 — діаметр гвинта кришки підшипника
Довжина вихідних кінців валів редуктора	l_5	$l_5 = (1,0 \dots 1,5)d_v$, де d_v — діаметр вихідного кінця вала
Розрахункова відстань від осі обертової деталі до опори вала: зубчастого (черв'ячного) колеса	l_2	$l_2 = 0,5(B + l_5) + l_3 + l_4$, де l_3 — визначається конструктивно, а $l_4 = d_4$, зазвичай $l_4 = 8 \dots 12$
Відстань від кола вершин зубів колеса до внутрішньої поверхні днища	b_0	$b_0 = (5 \dots 10)t$

Розташування передач типових редукторів у корпусі показано на рис. 5.6.

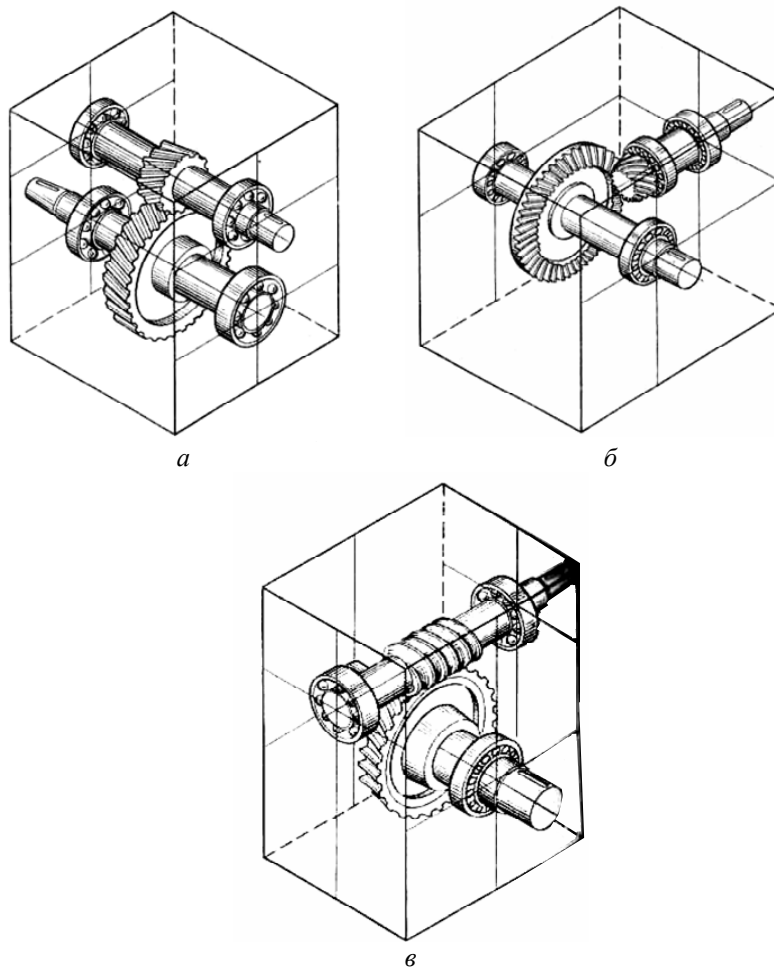


Рис. 5.6. Схема розміщення передач в корпусі одноступінчастого редуктора:
a — циліндричного; *б* — конічного; *в* — черв'ячного

Користуючись прикладами розрахунків та рекомендаціями з конструювання зубчастих та черв'ячних передач, студент повинен оформити розрахунково-пояснювальну записку та виконати робоче креслення вузла зубчастого зачеплення на форматі А3 з урахуванням усіх вимог чинних стандартів. Приклади конструкції вузлів зубчастих та черв'ячної передач наведені на рис. 5.7–5.9.

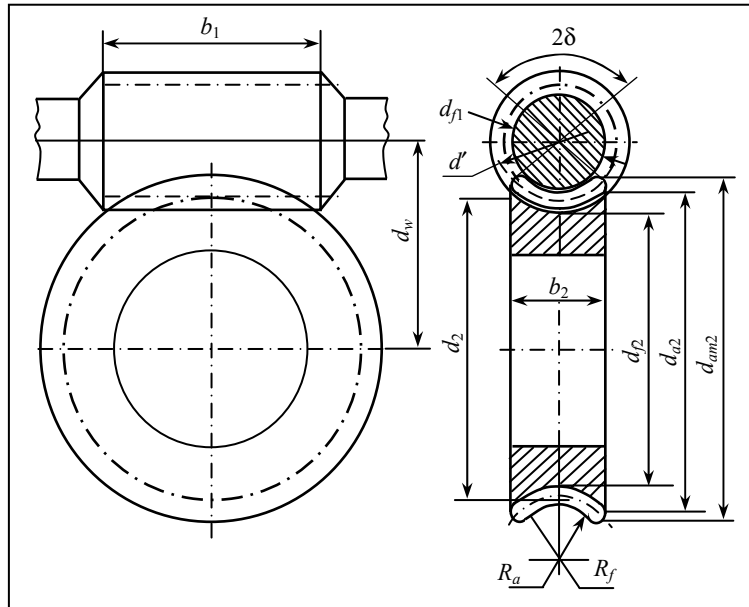


Рис. 5.9. Конструкція вузла черв'ячної передачі

**Національний авіаційний університет
Навчально-науковий Аерокосмічний інститут
Кафедра машинознавства**

**Розрахунково-пояснювальна записка
до розрахунково-графічної роботи із дисципліни
«Технічна механіка»**

Виконав (ла) студент (ка) _____
(прізвище, ініціали)

Група _____
(факультету)

Керівник РГР _____
(прізвище, ініціали)

Розрахунково-пояснювальну записку оформлюють на стандартних аркушах формату А4 з полями: ліве не менше ніж 30 мм, верхнє і нижнє не менше ніж 20 мм і праве не менше ніж 10 мм. Усі розрахунки мають супроводжуватися відповідними ескізами і розрахунковими схемами.

Розрахунково-пояснювальна записка має містити:

1. Зміст.
2. Технічне завдання на проектування.
3. Короткий опис приводу та його призначення.
4. Кінематичний розрахунок приводу.
5. Розрахунки зубчастих та черв'ячних передач редуктора.
 - 5.1. Вибір матеріалу зубчастих коліс і термічної обробки.
 - 5.2. Вибір допустимих напружень.
 - 5.3. Розрахунки геометричних параметрів передач, сил в зачепленні та перевірі розрахунки за контактними та згинальними напруженнями.
6. Попередній розрахунок валів.
7. Розробка конструкції валів і зубчастих коліс.
8. Підбір шпонок та перевірка їх на міцність.
9. Використана література.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

Основний

1. *Прикладна механіка і основи конструювання* / Г. М. Борозенець, В. М. Павлов, О. В. Голубничій [та ін.]. — К. : НАУ, 2015. — 356 с.
2. *Павлице В. Т.* Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлице. — К. : Вища шк., 1993. — 556 с.
3. *Деталі машин: конспект лекцій* / В. М. Павлов, А. С. Крижанівський, Г. М. Борозенець [та ін.]. — К. : НАУ, 2008. — 164 с.
4. *Курсовое проектирование деталей машин* / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. И. Чернин [и др.]. — М. : Машиностроение, 1987. — 416 с.
5. *Дунаев П. Ф.* Детали машин: курсовое проектирование / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — М. : Высш. шк., 1984. — 335 с.
6. *Баласанян Р. А.* Атлас деталей машин: навч. посіб. для техн. вузів / Р. А. Баласанян. — Х. : Основа, 1996. — 256 с.
7. *Киркач Н. Ф.* Расчет и проектирование деталей машин / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. — Х. : Вища шк., 1988. — Ч. 2. — 140 с.
8. *Проектирование механических передач: учеб. справ. пособие* / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцев [и др.]. — М. : Машиностроение, 1984. — 560 с.
9. *Передачі черв'ячні циліндричні.* Основні параметри: ДСТУ 2458–94.
10. *Передачі зубчасті та фрикційні.* Терміни та визначення: ДСТУ 2330–93.
11. *Розрахунки та випробування на міцність.* Терміни та визначення основних понять: ДСТУ 2825–94.

Додатковий

12. *Анурьев В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В. И. Анурьев. — М. : Машиностроение. 1982. — Т. 1. — 736 с.; Т. 2 — 584 с.; Т. 3 — 567 с.
13. *Орлов П. И.* Основы конструирования: справ. метод. пособие: в 2 кн. Кн. 1 / П. И. Орлов; под ред. П. Н. Учаева. — М. : Машиностроение, 1988. — 560 с.

ЗМІСТ

1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ЗАВДАННЯ НА РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНУ РОБОТУ	3
1.1. Загальні методичні рекомендації	3
1.2. Послідовність виконання розрахунково-графічної роботи	4
1.3. Завдання для виконання розрахунково-графічної роботи	4
2. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ	13
Приклад 2.1	13
3. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ. ЗАГАЛЬНІ ЕТАПИ РОЗРАХУНКУ ЦИЛІНДРИЧНИХ І КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ	18
3.1. Вибір матеріалів і термічної обробки	18
3.2. Допустимі напруження	19
3.3. Етапи розрахунку циліндричних зубчастих передач	21
Приклад 3.1	27
3.4. Етапи розрахунку конічних зубчастих передач	34
Приклад 3.2	38
4. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ	43
4.1. Вибір матеріалу черв'яка і колеса	43
4.2. Допустимі контактні та згинальні напруження	44
4.3. Розрахунок геометричних параметрів, сил в зачепленні та перевірка за контактними і згинальними напруженнями	47
Приклад 4.1	52
5. КОМПОНУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ І ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ	58
5.1. Попередній розрахунок валів	58
5.2. Підбір шпонок та перевірка їх на міцність	60
5.3. Компонування зубчастих та черв'ячних передач одноступінчастих редукторів	62
Додаток 1	69
Додаток 2	70
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	71

Навчальне видання

ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА

Методичні рекомендації до виконання
розрахунково-графічної роботи
для студентів напряму підготовки 6.050701
«Електротехніка та електротехнології»

Укладачі: БОРОЗЕНЕЦЬ Григорій Михайлович
СЕМАК Інна Вікторівна

Технічний редактор *А. І. Лавринович*
Коректор *Л. М. Романова*
Комп'ютерна верстка *Л. Т. Колодіної*

Підп. до друку 15.09.2016. Формат 60x84/16. Папір офс.
Офс. друк. Ум. друк. арк. 4,18. Обл.-вид. арк. 4,5.
Тираж 100 пр. Замовлення № 120-1.

Видавець і виготовник
Національний авіаційний університет
03680. Київ – 58, проспект Космонавта Комарова, 1
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 977 від 05.07.2002