

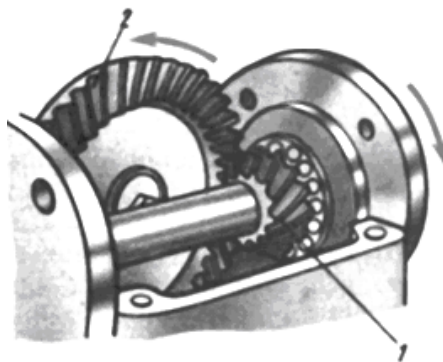
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

КІРІЄНКО О.А., ГУЗЕНКО Ю.М.

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН.  
ДЕТАЛІ МАШИН

# РОЗРАХУНКИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

*Затверджено Вченою радою НТУУ «КПІ»  
як навчальний посібник для студентів,  
які навчаються за технічними спеціальностями*



КИЇВ  
НТУУ «КПІ» 2016

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН. ДЕТАЛІ МАШИН:  
РОЗРАХУНКИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ / Кірієнко О.А., Гузенко Ю.М.  
Нац. техн. ун-т України «Київ. політехн. ін.-т». – К.: НТУУ «КПІ», 2016.  
188 с.: іл.

Затверджено Вченою радою НТУУ «КПІ»  
як навчальний посібник для студентів,  
які навчаються за технічними спеціальностями.

Протокол № 2 від 8 лютого 2016 р.

## РОЗРАХУНКИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК  
ДЛЯ СТУДЕНТІВ, ЯКІ НАВЧАЮТЬСЯ  
ЗА ТЕХНІЧНИМИ СПЕЦІАЛЬНОСТЯМИ

Кірієнко Олена Анатоліївна,  
канд. техн. наук, доцент

Гузенко Юрій Михайлович,  
канд. техн. наук, доцент

Відповідальний редактор:

докт. техн. наук, проф.

Ю.М.Данильченко

Рецензенти:

І.І.Назаренко,  
докт. техн. наук, проф.

А.В.Кривошея,  
канд. техн. наук, с.н.с.

## ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

*Даний навчальний посібник є складовою частиною комплексу навчальних посібників для студентів технічних напрямів підготовки, що вивчають курс «Теорія механізмів і машин. Деталі машин» (а також «Прикладна механіка»), та присвячений другій частині цих курсів – розділу «Деталі машин», а саме, розрахунку механічних передач електромеханічного приводу.*

У навчальних планах технічних спеціальностей курс «Теорія механізмів і машин. Деталі машин» відноситься до групи професійно-орієнтованих дисциплін. Курс ТММ і ДМ за своєю суттю є вступним у спеціальність майбутнього інженера й тому має інженерну спрямованість.

По методах викладання курс ТММ і ДМ базується на теоретичних основах дисциплін, що її забезпечують – математиці, фізиці, теоретичній механіці, нарисній геометрії, машинобудівному кресленні, технології конструкційних матеріалів, а за своїм цільовим призначенням готує студентів до вивчення дисциплін, що забезпечуються, тобто наступних професійно-орієнтованих і спеціальних дисциплін, а також до розв'язування конкретних інженерних задач, що виникають при проектуванні та розрахунках механізмів і машин.

**Метою кредитного модуля ТММ і ДМ є формування у студентів здатностей:**

- інженерного мислення;
- аналізу існуючих механізмів із погляду вивчення їх структури та класифікації, а також кінематичних і динамічних характеристик;
- розрахунку і конструювання механічних передач, основних деталей та вузлів машин.

У розділі «Деталі машин» студент має набути навичок інженерного розрахунку та проектування механічних передач, а також деталей та вузлів машин загального призначення.

*Мета даного навчального посібника – допомогти студентам у виконанні розрахунків механічних передач електромеханічного приводу до будь-яких промислових установок при самостійній підготовці, виконанні та оформленні розділу курсу «Деталі машин»,*

у першу чергу етапів курсового проекту або курсової роботи, що стосуються розрахунку та проектування передач, при роботі на практичних заняттях, а також при підготовці до поточних контрольних робіт і модульної контрольної роботи, здачі заліку або екзамену.

У посібнику надаються короткий теоретичний опис кожної механічної передачі, її позитивних якостей та недоліків, характеристики матеріалів для її виконання, методики розрахунку, таблиці ДСТ та приклади числових розрахунків усіх передач, що входять у найбільш поширені схеми електромеханічних приводів установок промислового виробництва.

У Додатку наведені варіанти числових даних для виконання індивідуальних завдань з розділу «Деталі машин», що відповідають поданим у п. 1 кінематичним схемам електромеханічного приводу, які можуть бути використані студентами як на практичних заняттях, так і при виконанні курсового проекту або курсової роботи.

Для закріплення вивченого матеріалу наприкінці майже кожного розділу надається список контрольних питань.

У посібнику надаються необхідні рисунки, схеми та графіки, що сприяють кращому опануванню матеріалу.

Вибір матеріалу даного посібника узгоджується з робочою навчальною програмою курсу «Теорія механізмів і машин і деталі машин» в її другій частині «Деталі машин», може бути корисним студентам, що вивчають курс «Прикладна механіка» (у частині «Деталі машин»), та усім студентам очної та заочної форми навчання переважно немашинобудівних спеціальностей.

## 1. СХЕМИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ПРИВОДІВ РОБОЧИХ МАШИН

У загальному машинобудуванні більшість робочих машин приводяться до руху за допомогою трифазних асинхронних електродвигунів із короткозамкнутим ротором, що відрізняються простотою конструкції та обслуговування, надійністю в експлуатації та порівняно низькою вартістю.

Більшість сучасних машин створюється за схемою: електродвигун – механічні передачі – робочий орган. Уведення механічних передач як проміжних ланок між двигуном і робочими органами машини пов'язане з необхідністю пониження (найчастіше) кутової швидкості вала двигуна до потрібної (за технологічним процесом) кутової швидкості вала робочого органу.

Маса та вартість електродвигуна за однакової потужності зменшується зі збільшенням кутової швидкості його вала. Застосування таких двигунів із механічними передачами, що знижують кутову швидкість, замість двигунів із малою кутовою швидкістю без цих передач економічно більш доцільно.

*Передачею* називається пристрій для передачі енергії на відстань. Найбільш поширеними є *механічні передачі*, з яких у розділі «Деталі машин» розглядаються лише *механічні передачі обертального руху*, які служать для передачі енергії від двигуна до робочої машини з одночасним перетворенням швидкостей та крутних моментів, а іноді виду або закону руху.

За характером змінення швидкості передачі бувають *знижувальні* та *підвищувальні*; за конструктивним оформленням – *відкриті* та *закриті* (передачі в корпусі).

Для передачі руху між паралельними осями валів застосовуються *циліндричні* передачі, під кутом – *конічні*, між осями, що перехрещуються, – *просторові*.

За числом *ступенів*, тобто окремих передач, пов'язаних між собою та одночасно перетворюючих рух, розрізняють *одноступінчасті* та *багатоступінчасті* передачі.

Будь-яка механічна передача характеризується наступними *основними параметрами*: потужністю  $P$ , кВт; кутовою швидкістю  $\omega, \text{с}^{-1}$  (або частотою обертання  $n, \text{хв}^{-1}$ ); передаточним відношенням  $i$ .

*Передаточним відношенням* механічної передачі називається відношення кутової швидкості (частоти обертання) ведучої ланки (1) до кутової швидкості веденої ланки (2):

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (1.1)$$

Це три основні характеристики, які необхідні для проектного розрахунку будь-якої передачі.

Окрім цього, при розрахунках механічних передач необхідні бувають наступні характеристики:

≈ коефіцієнт корисної дії (ККД) передачі  $\eta$ :

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}. \quad (1.2)$$

Для багатоступінчастих передач, що складаються з кількох окремих послідовно з'єднаних передач (див. рис. 1.1...1.4), загальний ККД визначається за формулою:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n \quad (1.3)$$

де  $\eta_1, \eta_2 \dots \eta_n$  - ККД кожної механічної передачі, де має місце втрата потужності.

≈ крутний момент  $T$ , Нм:

$$T = \frac{P \cdot 10^3}{\omega}, \quad (1.4)$$

де  $P$  - потужність, кВт.

≈ передаточне число  $U$ .

*Передаточним числом* називається відношення числа зубців більшого колеса  $z_2$  до числа зубців меншого колеса  $z_1$ :

$$U = \frac{z_2}{z_1}, \quad (1.5)$$

Передаточне число на відміну від передаточного відношення завжди *додатне* та не може бути менш за одиницю. Передаточне число характеризує передачу лише кількісно.

Найбільш розповсюджені *знижувальні передачі*.

Вибір того чи іншого виду передачі залежить від конкретних умов роботи та вимог, які висуваються до приводу.

На рис. 1.1...1.4 наведені кінематичні схеми електромеханічних приводів загального призначення.

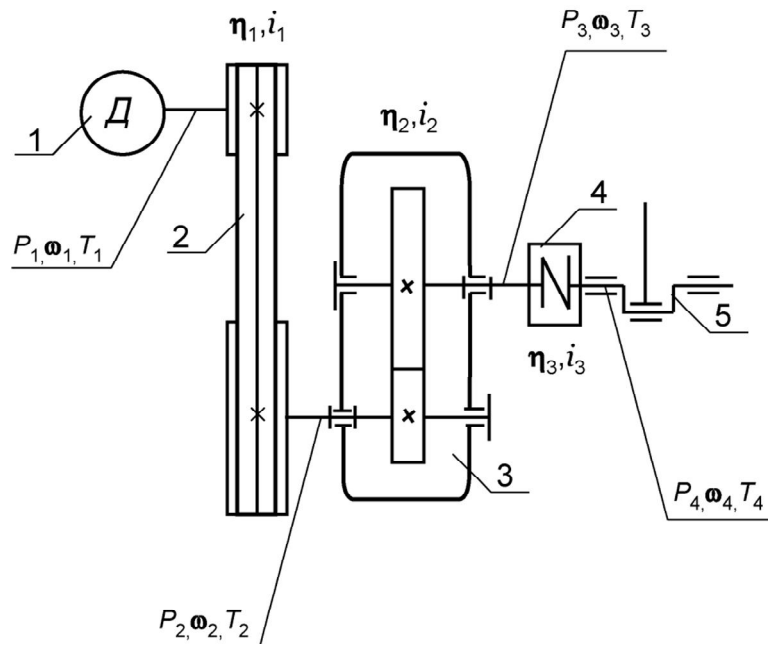


Рис. 1.1. Кінематична схема приводу з циліндричним зубчастим редуктором і муфтою:

1. – двигун; 2. – пасова передача; 3. – циліндричний зубчастий редуктор; 4. – муфта; 5. - кривошип

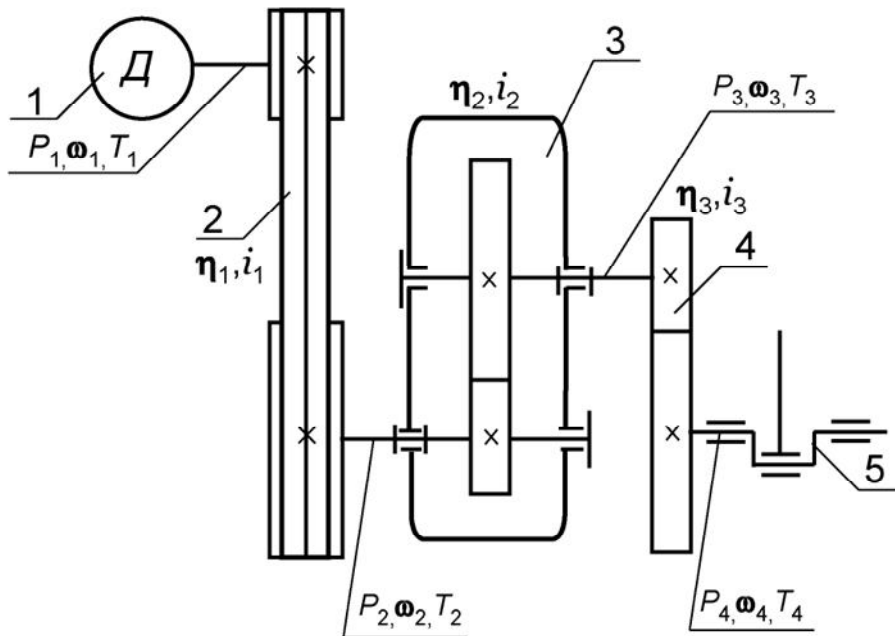


Рис. 1.2. Кінематична схема приводу з відкритою зубчастою парою:

1. – двигун; 2. – пасова передача; 3. – циліндричний зубчастий редуктор; 4. – відкрита зубчата пара; 5. – кривошип

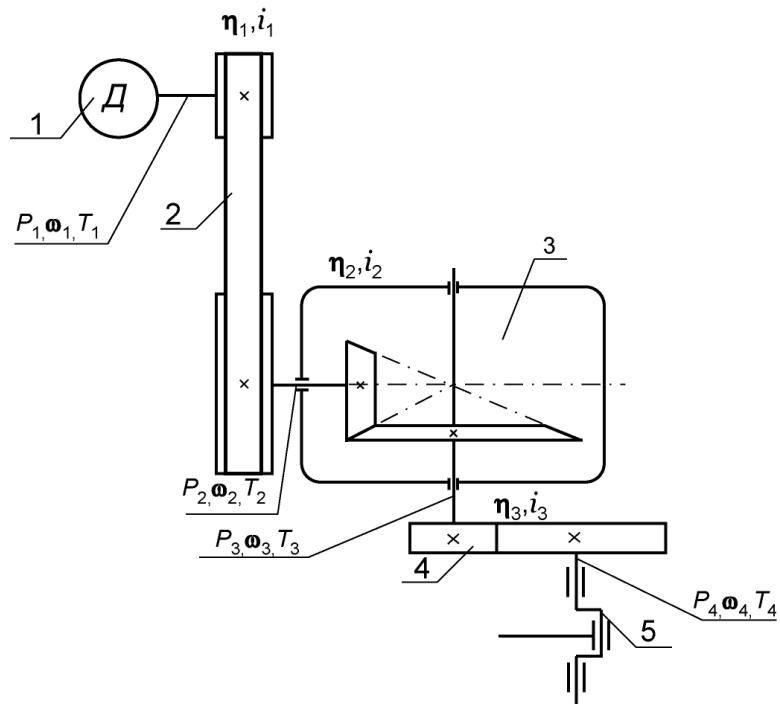


Рис.1.3. Кінематична схема приводу з конічним зубчастим редуктором і відкритою зубчатою парою:

1. – двигун; 2. – пасова передача; 3. – конічний редуктор;  
4. – відкрита зубчата пара; 5.- кривошип

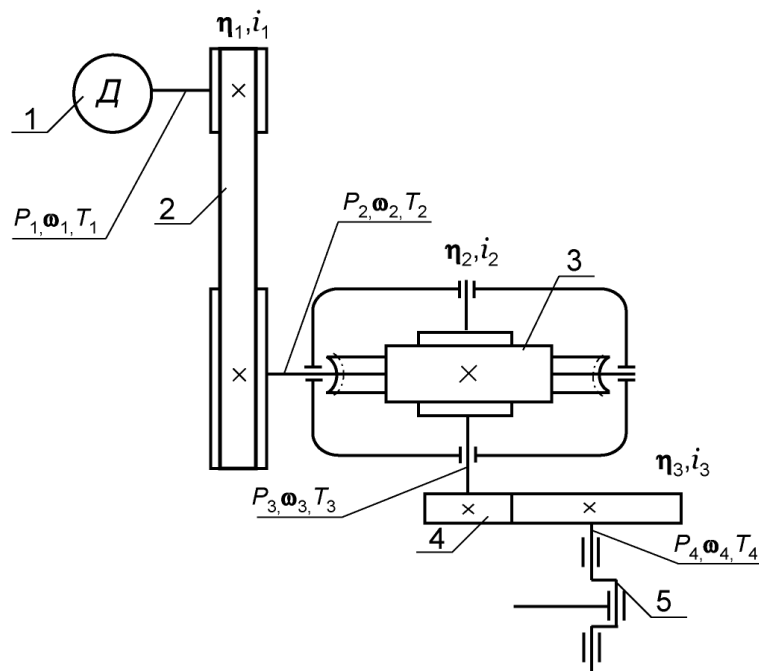


Рис. 1.4. Кінематична схема приводу з черв'ячним редуктором:

1. – двигун; 2. – пасова передача; 3. – черв'ячний редуктор;  
4. – відкрита зубчата пара; 5.- кривошип



Таблиця 1.1.

Орієнтовні значення основних параметрів  
одноступінчастих механічних передач, що зустрічаються  
в машинобудуванні [9]

Тип передачі	Передаточне відношення	Потужність, що передається, кВт	ККД
Зубчасті: – циліндричні – конічні – планетарні – хвильові – черв'ячні	до 6,3 до 5 до 15 60...300 8...80	необмежена до 4000 до 5000 до 150 до 60	(0,93 <sup>*</sup> )...0,98 (0,88 <sup>*</sup> )...0,92 0,95...0,99 0,75...0,92 0,7...0,92
Ланцюгові	до 8	до 120	0,92...0,96
Пасові	до 6	до 50	0,94...0,97
Фрикційні	до 7	до 20	0,85...0,95

\* Дані стосуються відкритих передач.

### **Контрольні питання до теми 1 «Схеми електромеханічних приводів робочих машин»**

1. Що називається передачею?
2. Для чого застосовуються механічні передачі?
3. Які бувають передачі за характером змінення швидкості?
4. Які бувають передачі за конструкцією?
5. Які бувають передачі за числом ступенів?
6. Які бувають передачі в залежності від розташування осей валів?
7. Якими основними параметрами характеризується механічна передача?
8. Які додатковими параметрами характеризується механічна передача?
9. Що називається передаточним відношенням передачі?
10. Що називається передаточним числом передачі?
11. Чим відрізняються передаточне відношення та передаточне число?
12. Що таке коефіцієнт корисної дії передачі?
13. Які передачі найбільш поширені?
14. Від чого залежить вибір виду передачі?

## 2. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

На підставі кінематичного та динамічного аналізу шарнірно-важільного механізму будь-якої робочої машини, проведених у розділі ТММ, стала відома розрахункова потужність на валу кривошипа  $P_{кр}$ , кВт.

Для вибору електродвигуна необхідно:

1. Викреслити задану кінематичну схему електромеханічного привода та пронумерувати вали, починаючи з валу електродвигуна.
2. Вибрати ККД передач, що входять у привід.
3. Визначити потужність на валу електродвигуна, кВт:

$$P_{розр} = \frac{P_{кр}}{\eta_1 \eta_2 \eta_3}, \quad (2.1)$$

де  $\eta_1$  - ККД пасової передачі;

≈ для плоскострижневих передач  $\eta_1 = 0,94...0,97$ ;

≈ для клинопасових передач -  $\eta_1 = 0,94...0,96$ ;

$\eta_2$  - ККД редуктора;

≈ для зубчастого циліндричного редуктора -  $\eta_2 = 0,96...0,98$ ;

≈ для зубчастого конічного редуктора -  $\eta_2 = 0,91...0,93$ ;

≈ для черв'ячного редуктора -  $\eta_2 = 0,7...0,92$  (в залежності від числа заходів черв'яка);

$\eta_3$  - ККД муфти або відкритої зубчастої пари;

≈  $\eta_3 = 0,985...0,995$  - для пружної втулково-пальцевої муфти;

≈  $\eta_3 = 0,92...0,94$  - для відкритої зубчастої пари (ВЗП).

4. Із табл. 2.1 вибрати асинхронний трифазний двигун із короткозамкнутим ротором серії 4А (виконання М100) за умовою  $P_{ном} \geq P_{розр}$ , причому для привода з зубчастим редуктором - циліндричним або конічним – (невеликі передаточні відношення) двигун вибирається з ряду  $n_c = 1500 \text{ хв}^{-1}$ ; для привода з черв'ячним редуктором (великі передаточні відношення) з ряду  $n_c = 3000 \text{ хв}^{-1}$  (де  $n_c$  - синхронна частота обертання ротора).

5. Вибравши двигун, із табл. 2.2 слід виписати його механічні характеристики та габаритні розміри.

Таблиця 2.1.

Технічні характеристики асинхронних трифазних короткозамкнутих двигунів серії 4А за ДСТ 19523-81 закритого виконання з нормальним пусковим моментом

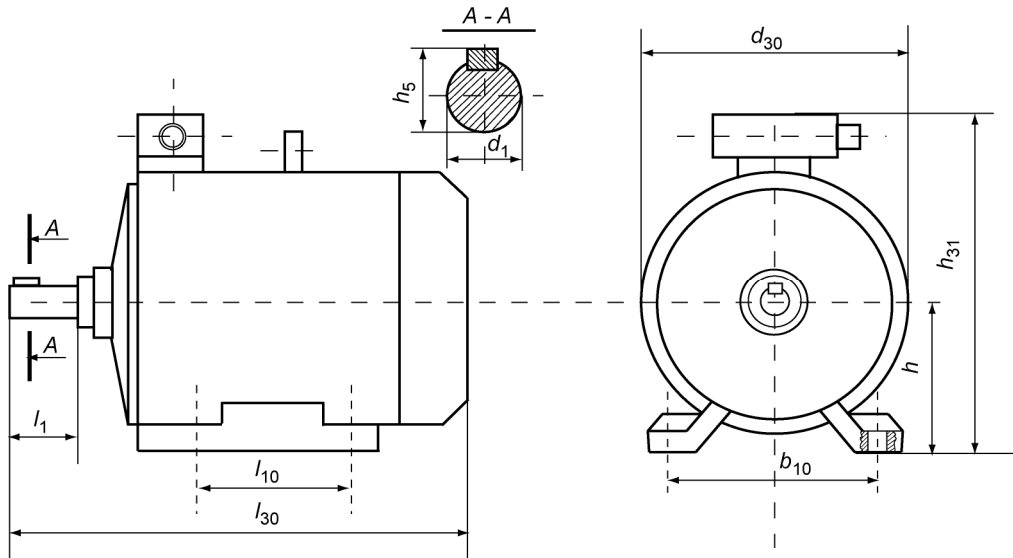
Тип двигуна	Номінальна потужність $P$ , кВт	Асинхронна частота обертання $n_{ном}$ , $хв^{-1}$
1	2	3
<i>Синхронна частота обертання <math>n_c = 3000 хв^{-1}</math></i>		
4AA63B2Y3	0,55	2840
4A71A2Y3	0,75	2840
4A71B2Y3	1,10	2810
4A80A2Y3	1,50	2850
4A80B2Y3	2,20	2850
4A90L2Y3	3,00	2840
4A100S2Y3	4,00	2880
4A100L2Y3	5,50	2880
4A112M2Y3	7,50	2900
4A132M2Y3	11,00	2900
4A160S2Y3	15,00	2940
<i>Синхронна частота обертання <math>n_c = 1500 хв^{-1}</math></i>		
4A71A4Y3	0,55	1390
4A71B4Y3	0,75	1390
4A80A4Y3	1,10	1420
4A80B4Y3	1,50	1415
4A90L4Y3	2,20	1425
4A100S4Y3	3,00	1435
4A100L4Y3	4,00	1430
4A112M4Y3	5,50	1455
4A132S4Y3	7,50	1455
4A132M4Y3	11,00	1460

Продовження табл. 2.1

1	2	3
4A160S4Y3	15,00	1465
4AP160M4Y3	18,50	1440 - з підвищеним пусковим моментом
4AP180S4Y3	22,00	1450 - з підвищеним пусковим моментом

Таблиця 2.2.

Основні розміри, мм, асинхронних трифазних короткозамкнутих двигунів серії 4A за ДСТ 19523-81 закритого виконання



Тип двигуна	Число полюсів	Габаритні розміри, мм			Установлювальні та приєднувальні розміри, мм						Маса, кг
		$l_{30}$	$h_{31}$	$d_{30}$	$l_1$	$l_{10}$	$d_1$	$b_{10}$	$h$	$h_5$	
1	2	3	4	5	6	6	8	9	10	11	12
4A71	2,4 6,8	285	201	170	40	90	19	112	71	21,5	15
4A80A		300	218	186	50	100	22	125	80	24,5	17,4
4A80B		320	218							20,4	
4A90L		350	243	208	50	125	24	140	90	27	28,7
4A100S		362	263	235	60	112	28	160	100	31	36,0

Продовження табл. 2.2.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4A100L	2,4	392	263	235	60	140	28	160	100	31	42,0
4A112M		452	310	260	80	140	32	190	112	35	56,0
4A132S	6,8	480	350	302	80	140	38	216	132	41	77
4A132M		530	350			178					93
4A160S	2	624	430	358	110	178	42	254	160	45	130
	4,6,8						48			51,5	135
4A132M	2	667	430	358	110	178	42	254	160	45	145
	4,6,8						48			51,5	160

*Розшифровка позначення електродвигуна*

*Структура позначення* типа двигуна наступна:

- 4 – порядковий номер серії двигуна;
- *A* – рід двигуна (асинхронний);
- три цифри (наприклад, 160) – означають висоту *h* осі обертання в мм (тобто до основи – див. рис.);
- установлювальний розмір по довжині станини (S, M або L);
- *A* або *B* – довжина сердечника статора (за умови збереження встановлювального розміру);
- одна цифра (2, 4, 6, 8) – число полюсів;
- УЗ – кліматичне виконання (в даному випадку – для загального застосування в умовах помірного клімату).

*Примітка:* За конструкцією корпусу розрізняють: електродвигуни на лапах виконання *M100* (див. п.4), електродвигуни фланцеві на лапах виконання *M200*, електродвигуни фланцеві виконання *M300*.

### 3. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ

Розглянемо методику розрахунку параметрів електромеханічного приводу за кінематичними схемами, наведеними на рис. 1.1...1.4, що включають електродвигун, пасову передачу (плоскопасову або клинопасову), зубчастий або черв'ячний редуктор і муфту або відкриту зубчасту пару.

1. Вибравши електродвигун, треба розрахувати загальне передаточне відношення приводу.

$$i_{заг} = \frac{n_{НОМ}}{n_{кр}}, \quad (3.1)$$

де  $n_{НОМ}$  - номінальна частота обертання ротора електродвигуна,  $хв^{-1}$ ;  $n_{кр}$  - частота обертання кривошипа,  $хв^{-1}$  (за завданням).

2. Загальне передаточне відношення треба розбити на передаточні відношення передач, що входять у привід:

$$i_{заг} = i_1 i_2 i_3, \quad (3.2)$$

де  $i_1$  - передаточне відношення пасової передачі;  $i_1 = 2...4$ ;  $i_2$  - передаточне відношення редуктора; для зубчастих одноступінчастих редукторів  $i_2 = 2...4$ ; для черв'ячних -  $i_2 = 8...20$ ;  $i_3$  - передаточне відношення муфти (рис. 1.1);  $i_3 = 1,0$ ; для рис. 1.2...1.4  $i_3$  - передаточне відношення відкритої зубчастої пари;  $i_3 = 2...5$ .

*Примітка:* Перш за все необхідно вибрати стандартне значення передаточного відношення редуктора  $i_2$  за табл. 3.1. або 3.2. (передаточне відношення редуктора дорівнює його передаточному числу).

3. Передаточне відношення пасової передачі  $i_1$  вибирається з меж 2...4, тоді  $i_3$  визначиться за формулою:

$$i_3 = \frac{i_{заг}}{i_1 i_2};$$

якщо ж у приводі муфта (рис. 1.1), то  $i_1 = \frac{i_{заг}}{i_2 i_3} = \frac{i_{заг}}{i_2}$ , тому що передаточне відношення муфти  $i_3 = 1,0$ .

4. Вибравши передаточні відношення, треба розрахувати параметри  $P$ ,  $\omega$  і  $T$  на валах приводу, де  $P$  - потужність на валу, кВт;  $\omega$  - кутова швидкість вала, рад/с;  $T$  - крутний момент на валу, Нм.

Таблиця 3.1.

Номінальні передаточні числа одноступінчастих зубчастих редукторів (за ДСТ 2185-66)

1,0	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,24	2,5
2,8	3,15	3,55	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3	7,1

Таблиця 3.2.

Номінальні передаточні числа черв'ячних циліндричних передач (за ДСТУ 2458-94)

1-й ряд	8	10	12,5	16	20	тощо	
2-й ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	тощо

*I вал:*  $P_1 = P_{розр};$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_{ном}}{30},$$

де  $n_{ном}$  - частота обертання ротора електродвигуна, хв<sup>-1</sup>;

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}, \quad (3.3)$$

де  $P_1$  - потужність на валу, кВт.

*II вал:*

$$P_2 = P_1 \eta_1. \quad (3.4)$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_1}. \quad (3.5)$$

$$T_2 = T_1 i_1 \eta_1, \quad (3.6)$$

де  $\eta_1$  - ККД пасової передачі;  $i_1$  - передаточне відношення пасової передачі.

*III вал:*  $P_3 = P_2 \eta_2;$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_2};$$

де  $\eta_2$  - ККД редуктора;  $i_2$  - передаточне відношення редуктора.

*IY вал:*  $P_4 = P_3 \eta_3;$

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{i_3};$$

$$T_4 = T_3 i_3 \eta_3,$$

де  $\eta_3$  - ККД муфти або відкритої зубчастої пари (ВЗП);  $i_3$  - передаточне відношення муфти або ВЗП; для муфти  $i_3 = 1,0$ ; для ВЗП  $i_3 = 2...5$ .

*Примітка:* Розраховані параметри на валах рекомендується звести в таблицю.

### **3.1. Приклад розрахунку параметрів на валах електромеханічного приводу з муфтою (див. рис.1.1)**

*Вихідні дані:*

1. Розрахункова потужність на валу електродвигуна  $P = 17,8 \text{ кВт}$ .
2. Частота обертання вала електродвигуна  $n_{ном} = 1460 \text{ хв}^{-1}$ .
3. Частота обертання вала кривошипа  $n_{кр} = 160 \text{ хв}^{-1}$  (задано).



*Порядок розрахунку:*

1. Визначаємо загальне передаточне відношення приводу:

$$i_{заг} = \frac{n_{ном}}{n_{кр}} = \frac{1460}{160} = 9,125.$$

2. Розбиваємо загальне передаточне відношення приводу на передаточні відношення передач:

$$i_{заг} = i_1 i_2 i_3.$$

3. Приймаємо для пасової передачі  $i_1 = 2,0$ ; для муфти  $i_3 = 1,0$ ; тоді передаточне відношення зубчатого редуктора:

$$i_2 = \frac{i_{заг}}{i_1 i_3} = \frac{9,125}{2 \cdot 1} = 4,562.$$

4. За табл. 3.1 на передаточні числа одноступінчастих зубчастих редукторів (за ДСТ 2185-66) приймаємо стандартне значення передаточного числа  $i_2' = 4,5$ , тоді відхилення від розрахункового значення  $i_2$  становить:

$$\Delta i_2 = \frac{|i_2 - i_2'|}{i_2'} = \frac{|4,562 - 4,5|}{4,5} \cdot 100\% = 1,39\% < [2,5\%], \text{ що допустимо для зубчастих передач.}$$

*Примітка:* Для зубчатих передач передаточне число дорівнює передаточному відношенню.

5. Розраховуємо потужність  $P$ , кутову швидкість  $\omega$ , крутний момент  $T$  на валах приводу:

*І вал:*  $P_1 = P_{розр} = 17,8 \text{ кВт};$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_{ном}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1460}{30} = 152,8 \text{ рад/с};$$

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{17,8 \cdot 10^3}{152,8} = 116,49 \text{ Нм}.$$

$$\text{II вал:} \quad P_2 = P_1 \eta_1 = 17,8 \cdot 0,97 = 17,27 \text{ кВт},$$

де  $\eta_1$  - ККД пасової передачі; приймаємо  $\eta_1 = 0,97$  (див. розд. 2).

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_1} = \frac{152,8}{2,0} = 76,4 \text{ рад/с},$$

де  $i_1$  - передаточне відношення пасової передачі;

$$T_2 = T_1 i_1 \eta_1 = 116,49 \cdot 2 \cdot 0,97 = 225,99 \text{ Нм}.$$

$$\text{III вал:} \quad P_3 = P_2 \eta_2 = 17,27 \cdot 0,96 = 16,58 \text{ кВт},$$

де  $\eta_2$  - ККД зубчастого циліндричного редуктора; приймаємо  $\eta_2 = 0,96$  (див. розд. 2)

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_2} = \frac{76,4}{4,5} = 16,98 \text{ рад/с}.$$

де  $i_2$  - передаточне відношення зубчастого циліндричного редуктора.

$$T_3 = T_2 i_2 \eta_2 = 225,99 \cdot 4,5 \cdot 0,96 = 976,28 \text{ Нм}.$$

$$\text{IV вал:} \quad P_4 = P_3 \eta_3 = 16,58 \cdot 0,99 = 16,41 \text{ кВт},$$

де  $\eta_3$  - ККД муфти; приймаємо для втулково-пальцевої муфти  $\eta_3 = 0,99$  (див. розд. 2).

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{i_3} = \frac{16,98}{1,0} = 16,98 \text{ рад/с};$$

$$T_4 = T_3 i_3 \eta_3 = 976,28 \cdot 1 \cdot 0,99 = 966,52 \text{ Нм},$$

де  $i_3$  - передаточне відношення муфти.  $i_3 = 1,0$ .

$$\text{Перевірка:} \quad \omega_4 = \omega_{кр};$$

$$\omega_{кр} = \frac{\pi n_{кр}}{30} = \frac{3,14 \cdot 160}{30} = 16,75 \text{ рад/с},$$

де  $n_{кр}$  - частота обертання кривошипа,  $\text{хв}^{-1}$  (за завданням).

Розбіжність:

$$\Delta\omega_{кр} = \frac{|\omega_4 - \omega_{кр}|}{\omega_{кр}} \cdot 100\% = \frac{|16,98 - 16,75|}{16,75} \cdot 100\% = 1,37\% < [5\%],$$

що допустимо (відповідає інженерній точності).

Отже, розрахунок виконаний вірно.

*Примітка:* Отримані параметри рекомендується звести в таблицю.

### **3.2. Приклад розрахунку параметрів на валах електромеханічного приводу з відкритою зубчастою парою (див. рис. 1.2, 1.3)**

*Вихідні дані:*

1. Розрахункова потужність на валу електродвигуна  $P = 10,8 \text{ кВт}$ .
2. Частота обертання вала електродвигуна  $n_{ном} = 1460 \text{ хв}^{-1}$ .
3. Частота обертання вала кривошипа  $n_{кр} = 80 \text{ хв}^{-1}$  (задано).

*Порядок розрахунку:*

1. Визначаємо загальне передаточне відношення приводу:

$$i_{заг} = \frac{n_{ном}}{n_{кр}} = \frac{1460}{80} = 18,25.$$

2. Розбиваємо загальне передаточне відношення приводу на передаточні відношення передач:

$$i_{заг} = i_1 i_2 i_3.$$

Приймаємо для пасової передачі  $i_1 = 2,0$ ; для циліндричного зубчатого редуктора за табл. 3.1 на передаточні числа одноступінчастих зубчастих редукторів (за ДСТ 2185-66) приймаємо  $i_2 = 3$ , тоді для відкритої зубчастої передачі  $i_3$  дорівнює:

$$i_3 = \frac{i_{заг}}{i_1 i_2} = \frac{18,25}{2 \cdot 3} = 3,04.$$

3. Розраховуємо потужність  $P$ , кутову швидкість  $\omega$ , крутний момент  $T$  на валах приводу:

$$I \text{ вал:} \quad P_1 = P_{\text{розр}} = 10,8 \text{ кВт};$$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_{\text{ном}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1460}{30} = 152,8 \text{ рад/с};$$

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{10,8 \cdot 10^3}{152,8} = 70,68 \text{ Нм}.$$

$$II \text{ вал:} \quad P_2 = P_1 \eta_1 = 10,8 \cdot 0,97 = 10,48 \text{ кВт},$$

де  $\eta_1$  - ККД пасової передачі; приймаємо  $\eta_1 = 0,97$ .

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_1} = \frac{152,8}{2,0} = 76,4 \text{ рад/с},$$

де  $i_1$  - передаточне відношення пасової передачі;

$$T_2 = T_1 i_1 \eta_1 = 70,68 \cdot 2 \cdot 0,97 = 137,12 \text{ Нм}.$$

$$III \text{ вал:} \quad P_3 = P_2 \eta_2 = 10,48 \cdot 0,96 = 10,06 \text{ кВт},$$

де  $\eta_2$  - ККД зубчастого циліндричного редуктора; приймаємо  $\eta_2 = 0,96$ .

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_2} = \frac{76,4}{3} = 25,47 \text{ рад/с},$$

де  $i_2$  - передаточне відношення зубчастого циліндричного редуктора.

$$T_3 = T_2 i_2 \eta_2 = 137,12 \cdot 3 \cdot 0,96 = 394,91 \text{ Нм}.$$

$$IV \text{ вал:} \quad P_4 = P_3 \eta_3 = 10,06 \cdot 0,93 = 9,36 \text{ кВт},$$

де  $\eta_3$  - ККД відкритої зубчастої пари (ВЗП); приймаємо  $\eta_3 = 0,93$ .

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{i_3} = \frac{25,47}{3,04} = 8,38 \text{ рад/с};$$

$$T_4 = T_3 i_3 \eta_3 = 394,91 \cdot 3,04 \cdot 0,93 = 1116,49 \text{ Нм},$$

де  $i_3$  - передаточне відношення ВЗП.  $i_3 = 3,04$ .

$$\text{Перевірка: } \omega_4 = \omega_{кр}; \omega_{кр} = \frac{\pi n_{кр}}{30} = \frac{3,14 \cdot 80}{30} = 8,373 \text{ рад/с},$$

де  $n_{кр}$  - частота обертання кривошипа,  $\text{хв}^{-1}$  (за завданням).

Розбіжність:

$$\Delta\omega_{кр} = \frac{|\omega_4 - \omega_{кр}|}{\omega_{кр}} \cdot 100\% = \frac{|8,38 - 8,373|}{8,373} \cdot 100\% = 0,076\% < [5\%],$$

що допустимо. Отже, розрахунок виконаний вірно.

### **3.3. Приклад розрахунку параметрів на валах електромеханічного приводу з черв'ячним редуктором (див. рис. 1.4)**

*Вихідні дані:*

1. Розрахункова потужність на валу електродвигуна  $P = 2,6 \text{ кВт}$ .
2. Частота обертання вала електродвигуна  $n_{ном} = 2900 \text{ хв}^{-1}$ .
3. Частота обертання вала кривошипа  $n_{кр} = 55 \text{ хв}^{-1}$  (задано).

*Порядок розрахунку:*

1. Визначаємо загальне передаточне відношення приводу:

$$i_{заг} = \frac{n_{ном}}{n_{кр}} = \frac{2900}{55} = 52,72.$$

2. Розбиваємо загальне передаточне відношення приводу на передаточні відношення передач:

$$i_{заг} = i_1 i_2 i_3.$$

Приймаємо для пасової передачі  $i_1 = 2,0$ ; для черв'ячного редуктора за табл. 3.2 на передаточні числа одноступінчастих черв'ячних редукторів (за ДСТУ 2458-94) приймаємо  $i_2 = 10$ , тоді для відкритої зубчастої передачі  $i_3$  дорівнює:

$$i_3 = \frac{i_{заг}}{i_1 i_2} = \frac{52,72}{2 \cdot 10} = 2,64.$$

3. Розраховуємо потужність  $P$ , кутову швидкість  $\omega$ , крутний момент  $T$  на валах приводу:

*I вал:*  $P_1 = P_{розр} = 2,6 \text{ кВт};$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_{ном}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2900}{30} = 303,53 \text{ рад / с};$$

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{2,6 \cdot 10^3}{303,53} = 8,57 \text{ Нм}.$$

*II вал:*  $P_2 = P_1 \eta_1 = 2,6 \cdot 0,96 = 2,5 \text{ кВт},$

де  $\eta_1$  - ККД пасової передачі; приймаємо  $\eta_1 = 0,96$  (розд. 2).

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_1} = \frac{303,53}{2} = 151,76 \text{ рад / с},$$

де  $i_1$  - передаточне відношення пасової передачі; приймаємо  $i_1 = 2,0$ .

$$T_2 = T_1 i_1 \eta_1 = 8,57 \cdot 2 \cdot 0,96 = 16,45 \text{ Нм}.$$

*III вал:*  $P_3 = P_2 \eta_2 = 2,5 \cdot 0,9 = 2,25 \text{ кВт},$

де  $\eta_2$  - ККД черв'ячного редуктора; приймаємо  $\eta_2 = 0,9$  (розд. 2).

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_2} = \frac{151,76}{10} = 15,176 \text{ рад / с}.$$

де  $i_2$  - передаточне відношення черв'ячного редуктора;  $i_2 = 10$ .

$$T_3 = T_2 i_2 \eta_2 = 16,45 \cdot 10 \cdot 0,9 = 148,05 \text{ Нм}.$$

*IV вал:*  $P_4 = P_3 \eta_3 = 2,25 \cdot 0,92 = 2,07 \text{ кВт},$

де  $\eta_3$  - ККД відкритої зубчастої пари (ВЗП); приймаємо  $\eta_3 = 0,92$  (розд. 2).

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{i_3} = \frac{15,176}{2,64} = 5,75 \text{ рад / с};$$

$$T_4 = T_3 i_3 \eta_3 = 148,05 \cdot 2,64 \cdot 0,92 = 359,58 \text{ Нм},$$

де  $i_3$  - передаточне відношення ВЗП.  $i_3 = 2,64$ .

$$\text{Перевірка: } \omega_4 = \omega_{кр}; \omega_{кр} = \frac{\pi n_{кр}}{30} = \frac{3,14 \cdot 55}{30} = 5,757 \text{ рад/с},$$

де  $n_{кр}$  - частота обертання кривошипа,  $\text{хв}^{-1}$  (за завданням).

Розбіжність:

$$\Delta\omega_{кр} = \frac{|\omega_4 - \omega_{кр}|}{\omega_{кр}} \cdot 100\% = \frac{|5,75 - 5,757|}{5,757} \cdot 100\% = 0,12\% < [5\%],$$

що допустимо. Отже, розрахунок виконаний вірно.

### **Контрольні питання до теми 3 «Розрахунок параметрів електромеханічного приводу»**

1. Чому дорівнює загальне передаточне відношення приводу?
2. Що потрібно зробити з отриманим загальним передаточним відношенням приводу?
3. У яких межах знаходиться передаточне відношення пасової передачі?
4. У яких межах знаходиться передаточне відношення одноступінчастого зубчастого редуктора?
5. У яких межах знаходиться передаточне відношення черв'ячного редуктора?
6. У яких межах знаходиться передаточне відношення відкритої зубчастої пари?
7. Чому дорівнює передаточне відношення муфти?
8. Чому дорівнює ККД пасової передачі?
9. Чому дорівнює ККД зубчастого редуктора?
10. Чому дорівнює ККД черв'ячного редуктора?
11. Чому дорівнює ККД відкритої зубчастої пари?
12. Які параметри необхідно розрахувати на валах приводу?
13. Як розраховується потужність на валах приводу?
14. Як розраховується кутова швидкість на валах приводу?
15. Як розраховується крутний момент на валах приводу?
16. Як переконатися, що розрахунок параметрів на валах приводу виконаний вірно?

## 4. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

### 4.1. Загальні відомості

Пасова передача відноситься до передач із гнучкою ланкою. Складається з ведучого та веденого шківів, що огинаються пасом (рис. 4.1).

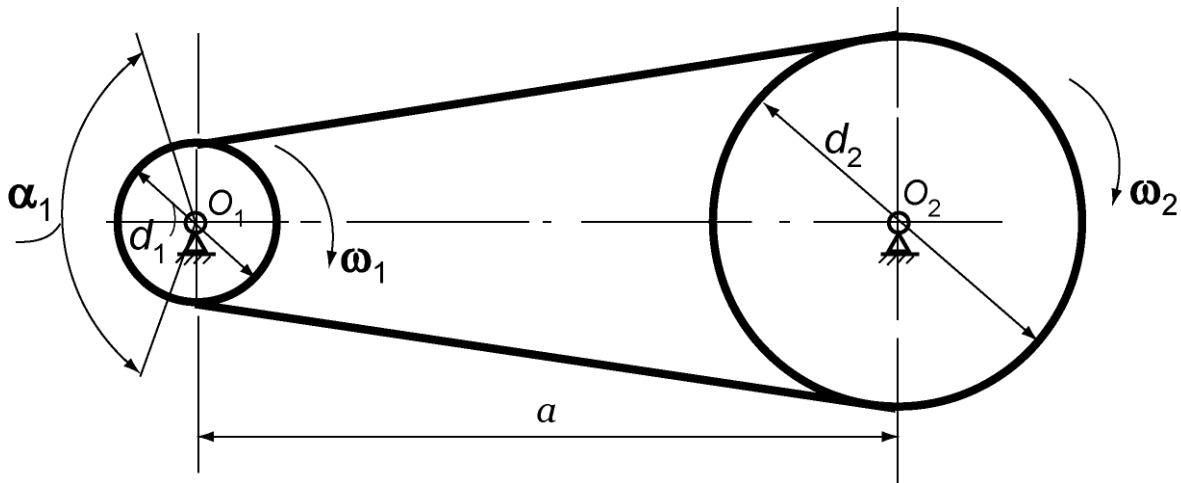


Рис. 4.1. Схема пасової передачі:

1. – ведучий шків; 2. – ведений шків

Навантаження передається силами тертя, що виникають між шківом і пасом внаслідок натягу останнього.

У залежності від форми поперечного перерізу паса передачі бувають: плоскопасові; клинопасові; круглопасові; поліклінопасові.

У сучасному машинобудуванні найбільш поширені плоскі та клинові паси. Передача з круглим пасом має обмежене застосування (швацькі машини, настільні верстати тощо).

### 4.2. Позитивні якості та недоліки пасових передач

#### 4.2.1. Позитивні якості

1. Простота конструкції та мала вартість.
2. Можливість передачі потужності на великі відстані (до 15 м).
3. Плавність та безшумність роботи передачі.
4. Пом'якшення вібрації та поштовхів внаслідок пружного витягування паса.
5. Можуть використовуватися як «запобіжники» (у приводі ставляться після електродвигуна – при аварійних ситуаціях)



внаслідок проковзування паса не передають на нього різко вирослий крутний момент).

#### 4.2.3. Недоліки

1. Великі габаритні розміри, особливо при передаванні значних потужностей.
2. Невелика довговічність паса в швидкохідних передачах.
3. Великі навантаження на вали та підшипники від натягу паса.
4. Нестале передаточне відношення через неминуче пружне проковзування паса.
5. Необхідність у постійному нагляді під час роботи через можливе зіскакування або обрив паса.
6. Непридатність для застосування у вибухонебезпечних місцях внаслідок електризації паса.

#### 4.3. Застосування пасових передач

Пасові передачі в більшості випадків застосовують як *знижувальні*, коли з конструктивних міркувань міжосьова відстань  $a$  має бути достатньо велика, а передаточне відношення несуворо сталим.

Потужність, яка передається пасовою передачею, зазвичай, не перевищує 50 кВт, та дуже рідко сягає 1500 кВт. Швидкість паса  $V = 5...30 \text{ м/с}$ , але в надшвидкісних передачах може сягати до 100 м/с. У поєднанні з іншими передачами пасові передачі застосовують на швидкохідних ступенях електромеханічного приводу (див. рис. 1.1...1.4).

*Плоскопасові передачі* мають більш просту конструкцію шківів і внаслідок більшої гнучкості паса – підвищену довговічність. Ці передачі рекомендуються при великих міжосьових відстанях (до 15 м) та дуже великих швидкостях (до 100 м/с).

Найбільш поширеними є *відкриті передачі*, коли осі валів паралельні, а обертання шківів здійснюється в одному напрямку (див. рис. 4.1).

*Клинопасові передачі* застосовуються у вигляді *відкритої передачі* та працюють з одним або кількома пасами.

*Перевагами* цієї передачі порівняно з плоскопасовою є можливість передачі більшої потужності, менші міжосьова відстань  $a$  та кут обхвату  $\alpha_1$  (див. рис. 4.1). *Недоліками* порівняно з плоскопасовою передачею є менша довговічність пасів внаслідок їх значної товщини, менший ККД та більша вартість шківів.

*Клинопасові передачі* рекомендуються при малих міжосьових відстанях, великих передаточних відношеннях, вертикальному розташуванні осей валів.

*Швидкість пасів клинопасової передачі* не має перевищувати 30 м/с, тому що при великих швидкостях клинові паси вібрують. Найбільше навантаження клинові паси передають при  $V = 20 \dots 25 \text{ м/с}$ .

#### **4.4. Матеріали для пасів**

Матеріал паса має бути достатньо міцним, зносостійким, еластичним, довговічним, добре зчіплюватися зі шківами, мати невелику вартість.

У *плоскопасових передачах* застосовуються гумовотканинні, бавовняні, вовняні, шкіряні та поліамідні паси.

*Гумовотканинні паси* складаються з кількох шарів технічної тканини – прокладок, зв'язаних вулканізованою гумою. Тканина передає основну частину навантаження, а гума захищає тканину від пошкоджень та підвищує коефіцієнт тертя. Можуть мати гумові обкладки для роботи у вологих приміщеннях (окрім парів нафтопродуктів). Ці паси є міцними, еластичними, малочутливими до вологості, тому застосовуються в широкому діапазоні потужностей при спокійному навантаженні.

*Бавовняні паси* легкі та гнучкі, добре працюють на шківах малих діаметрів, але мають меншу тягову здатність та довговічність, непридатні для роботи у вологих приміщеннях.

*Вовняні паси* мають більшу пружність, можуть працювати при різких коливаннях навантаження, малочутливі до вологи, пилу, кислот, високих температур, однак, мають високу вартість.

*Шкіряні паси* мають високу тягову здатність та довговічність, добре працюють при змінних та ударних навантаженнях, але застосовуються обмежено через дефіцитність та високу вартість.

*Поліамідні паси* з синтетичних волокон - міцні, легкі, еластичні, добре працюють при високих швидкостях (до 100 м/с).

У *клинопасових передачах* застосовуються *кордтканинні та кордшнурові паси*. У перших *корд* (міцна кручена нить з бавовняного або штучного волокна) складається з кількох шарів тканини, розташованих в зоні нейтрального шару паса. Вище та нижче корда розташовані гумові прошарки. Ззовні пас загорнутий в 2-3 шари прогумованої тканини. Застосовуються в приводах загального призначення.

Більш досконалі є *кордшнурові паси*, в яких корд складається з одного ряду товстих шнурів. Ці паси більш гнучкі

та довговічні, призначені для швидкохідних передач. Заміна текстильних нитей корда синтетичними волокнами або сталевими тросиками значно підвищує міцність пасів.

Клинові паси випускаються семи перерізів (*О, А, Б, В, Г, Д, Е*) у вигляді нескінчених кілець за ДСТ 1284-89.

*Поліклинові паси* – нескінченні плоскі паси з поздовжніми клиновими ребрами, що входять у кільцеві клинові канавки в шківках. Ці паси мають позитивні якості плоских і клинових пасів, мають менші розміри порівняно з іншими передачами.

#### **4.5. Критерії працездатності пасових передач**

Основними критеріями працездатності пасових передач є *тягова здатність*, яка залежить від величини сил тертя між пасом і шківом, та *довговічність паса*, тобто його здатність опиратися втомному руйнуванню.

Основним розрахунком пасових передач, що забезпечує необхідну міцність паса, є *розрахунок за тяговою здатністю*. Розрахунок на довговічність виконується як *перевірочний*.

#### **4.6. Методика розрахунку плоскопасової передачі**

*Вихідні дані:*

1. Потужність на валу ведучого шківа  $P_1$ , кВт.
2. Кутова швидкість ведучого шківа,  $\omega_1$ , рад/с.
3. Передаточне відношення  $i_1$ .
4. Умови роботи – *вибрати*: підвищена вологість, запиленість, підвищена температура, насиченість парами кислот або лугів тощо.
5. Коливання навантаження – *вибрати*: помірні, значні, навантаження ударне тощо (залежить від типа установки).

*Порядок розрахунку:*

1. Вибір типа паса в залежності від умов роботи.

*Примітка:* В умовах підвищеної вологості, насиченості парами кислот або лугів рекомендуються прогумовані паси типа *А* (допустима швидкість 30 м/с), найбільш гнучкі, типа *Б* (найбільша швидкість 20 м/с), типа *В* (найбільша швидкість 15 м/с).

Перспективні також поліамідні паси, армовані тонкими металевими тросиками. Вони міцніше та довговічніше ніж інші типи пасів у декілька разів, придатні для швидкісних передач при швидкості паса до 100 м/с і вище.

Шкіряні, бавовняні та вовняні паси в агресивному середовищі не застосовують (швидко виходять з ладу).

2. Визначити діаметр ведучого шківа, мм, за формулою М.О.Саверіна:

$$d_1 = k_d \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \quad (4.1)$$

де  $k_d = 1100 \dots 1300$  для прогумованих пасів та  $k_d = 600 \dots 650$  для пасів із синтетичних матеріалів;

$P_1$  - потужність на валу ведучого (малого) шківа, кВт;

$n_1$  - частота обертання ведучого шківа, хв<sup>-1</sup>.

$$n_1 = \frac{30 \omega_1}{\pi}, \quad (4.2)$$

де  $\omega_1$  - кутова швидкість ведучого шківа, рад/с.

*Примітка:* У формулу М.О.Саверіна треба підставляти обидва коефіцієнти (1100...1300) або (600...650) для того, щоб отримати діапазон значень діаметрів ведучого шківа. В отриманому діапазоні значень  $d_1$  прийняти стандартне значення діаметра шківа за табл. 4.1.

Таблиця 4.1.

#### Розміри шківів плоскострижних передач за ДСТ 17383-73

Діаметри шківів $d$ , мм					
50, 63, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1200, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000 ...					
Ширина паса $b$ , мм	Ширина шківа $B$ , мм	Стрілка опуклості обода шківа, мм	Ширина паса $b$ , мм	Ширина шківа $B$ , мм	Стрілка опуклості обода шківа, мм
1	2	3	4	5	6
32	40	0,3	90	100	0,5
40	50		100	112	
50	63		112	125	
63	71	0,4	125	140	0,6
71	80		140	160	
80	90		160	180	

*Примітка:* Конструкції шківів плоскостасових передач див. [6, с.185].

3. Визначити швидкість паса, м/с, та порівняти з допустимою для вибраного типа паса:

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2} \leq [V], \quad (4.3)$$

де  $\omega_1$  - кутова швидкість ведучого шківа, рад/с.

$d_1$  - діаметр ведучого шківа, м;

$[V]$  - допустима швидкість для даного типа паса, м/с.

*Примітка:* При перевищенні допустимого значення швидкості  $[V]$  треба зменшити значення  $d_1$  в межах діапазону, визначеному в п. 2.

4. Визначити діаметр більшого шківа, мм, з урахуванням проковзування паса:

$$d_2 = d_1 i_1 (1 - \varepsilon), \quad (4.4)$$

де  $i_1$  - передаточне відношення пасової передачі;

$\varepsilon$  - коефіцієнт ковзання;  $\varepsilon = 0,01$  – для прогумованих та вовняних пасів;  $\varepsilon = 0,015$  – для шкіряних пасів.

Отримане значення  $d_2$  треба заокруглити до найближчого стандартного значення за ДСТ 17383-73 (табл. 4.1).

5. Уточнити передаточне відношення

$$i_1' = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)} \quad (4.5)$$

та його відхилення від раніше прийнятого значення:

$$\Delta i_1 = \frac{|i_1' - i_1|}{i_1} 100\% \leq [5\%]. \quad (4.6)$$

6. Визначити орієнтовно міжосьову відстань, мм:

$$a \geq 2(d_1 + d_2). \quad (4.7)$$

Отримане мінімальне значення  $a$  заокруглити у більший бік (конструктивно).

7. Визначити розрахункову довжину паса, мм:

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}, \quad (4.8)$$

де  $a$  - міжосьова відстань, мм;  $d_1, d_2$  - діаметри відповідно ведучого і веденого шківів, мм.

Для зшивного паса додати на зшивку  $\Delta l = 100 \dots 400 \text{ мм}$  (в залежності від способу зшивки);  $l_{\text{заг}} = l + \Delta l$  (необхідно отримати ціле число).

8. Перевірити довговічність паса за числом пробігів паса,  $c^{-1}$ :

$$U = \frac{V}{l} \leq [U] = 5 c^{-1}, \quad (4.9)$$

де  $V$  - швидкість паса, м/с;  $l$  - довжина паса (розрахункова), м.

*Примітка:* При невиконанні умови  $U \leq [U]$  треба збільшити міжосьову відстань  $a$  і відповідно довжину паса  $l$ .

9. Уточнення міжосьової відстані можна не проводити, оскільки пас не нескінченний, а зшивний.

10. Визначити кут обхвату пасом малого (ведучого) шківа:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ (d_2 - d_1)}{a} \geq [\alpha_1] = 150^\circ, \quad (4.10)$$

де  $[\alpha_1]$  - мінімально допустимий кут обхвату.

11. Визначити товщину паса  $\delta$ , задаючи відношення  $d_1/\delta$  (із урахуванням типу паса):

= для прогумованих пасів.....	30...40
= для шкіряних пасів.....	25...35
= для бавовняних пасів.....	25...30
= для вовняних пасів.....	25...30
= для синтетичних пасів.....	50...100

Для прогумованих пасів рекомендується відношення  $d_1/\delta \geq 30 \dots 40$ , тоді  $\delta \leq \frac{d_1}{(30 \dots 40)}$ . Отримане значення треба заокруглити

до стандартного у менший бік (див. табл. 4.2).

12. Визначити допустиму зведену питому колову силу  $[k_0]$  за табл. 4.3.

13. Визначити допустиму питому колову силу, Мпа, із урахуванням заданих умов роботи:

$$[k_n] = [k_0] C_\alpha C_V C_p C_\theta, \quad (4.11)$$

де  $C_\alpha$  - коефіцієнт кута обхвату (табл. 4.4);  $C_V$  - швидкісний коефіцієнт;  $C_V = 1,04 - 0,0004V^2$ ; де  $V$  - швидкість паса, м/с;  
 $C_p$  - коефіцієнт навантаження і режиму роботи (табл. 4.5);  
 $C_\theta$  - коефіцієнт, що враховує вид передачі та її розташування (табл. 4.6).

Таблиця 4.2.

Товщина паса  $\delta$

Прогумовані паси					
Число прокладок	Ширина паса $b$ , мм	Б-800 і Б-820		БКНЛ-65	
		Товщина паса $\delta$ , мм			
		з про-шарками	без про-шарків	з про-шарками	без про-шарків
3	20-112	4,5	3,75	3,6	3,0
4	20-250	6,0	5,0	4,8	4,0
5	20-250	7,5	6.25	6,0	5,0
6	80-250	9,0	7,5	4.2	6,0

Таблиця 4.3.

Значення  $[k_0]$  для плоских пасів при  $\sigma_0 = 1,76 \text{ МПа}$ ;

$\alpha_1 = 180^\circ$ ;  $V = 10 \text{ м/с}$  та спокійному навантаженні

Тип паса	$[k_0]$ , Мпа	$d_1/\delta$
Прогумований	$2,45 - 9,81 \frac{d_1}{\delta}$	40
Бавовняний	$2,06 - 14,7 \frac{d_1}{\delta}$	30

Таблиця 4.4.

Значення коефіцієнта  $C_\alpha$ 

Кут обхвату $\alpha_1$	180	170	160	150	140	130	120
Для плоских пасів	1,00	0,97	0,94	0,91	-	-	-
Для клинових пасів	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

Таблиця 4.5.

Значення коефіцієнта  $C_p$ 

Характер навантаження	Спокійне. Пускове навантаження до 120% від номінальної	Із помірними коливаннями. Пускове навантаження до 150% від номінальної	Із значними коливаннями. Пускове навантаження до 200% від номінальної	Ударне та різко нерівномірне. Пускове навантаження до 300% від номінальної
$C_p$	1,0	0,9	0,8	0,7

14. Визначити колову силу, Н:

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V}, \quad (4.12)$$

де  $P_1$  - потужність на валу ведучого шківа, кВт;

$V$  - швидкість паса, м/с.

15. Визначити потрібну площу поперечного перерізу паса  $S$ , мм<sup>2</sup>:

$$S = \frac{F_t}{[k_n]} = b \delta, \quad (4.13)$$

де  $[k_n]$  - допустима питома колова сила, Мпа;  $b, \delta$  - відповідно ширина і товщина паса, мм.



Таблиця 4.6.

Значення коефіцієнта  $C_\theta$  для плоскопасових передач

Передача	Кут нахилу лінії центрів шківів передачі до горизонту		
	0-60	60-80	80-90
Відкрита	1,0	0,9	0,8
Перехресна	0,9	0,8	0,7

16. Визначити ширину паса, мм:

$$b = \frac{S}{\delta}. \quad (4.14)$$

Отримане значення  $b$  закруглити до стандартного значення за ДСТ 17383-73:  $b = 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 112, 125, 140, 160$  мм.

17. Визначити силу попереднього натягу паса, Н:

$$F_0 = S \sigma_0 = b \delta \sigma_0, \quad (4.15)$$

де  $\sigma_0$  - попередній натяг; для плоских пасів  $\sigma_0 = 1,76$  Мпа; для клинових  $\sigma_0 = 1,18 \dots 1,47$  Мпа.

18. Визначити силу, що діє на вали, Н:

$$Q = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right), \quad (4.16)$$

де  $F_0$  - сила попереднього натягу паса, Н;  $\alpha_1$  - кут обхвату пасом малого (ведучого) шківа, град.

19. Визначити за табл. 4.1 ширину шківа  $B$  у відповідності до ширини паса  $b$ .

#### 4.7. Приклад розрахунку плоскопасової передачі

*Вихідні дані:*

1. Потужність на валу ведучого шківа:  $P_1 = 17,8$  кВт.
2. Кутова швидкість ведучого шківа:  $\omega_1 = 152,8$  рад/с.
3. Передаточне відношення  $i = 2$ .

4. Умови роботи: підвищена вологість.
5. Коливання навантаження: помірні (установка – плунжерний насос подвійної дії).

*Порядок розрахунку:*

1. Вибираємо тип паса відповідно до умов роботи установки. Для заданих умов підійде прогумований пас типа *A* з гумовими обкладками ( $V_{max} = 30 \text{ м/с}$ ), придатний для роботи в умовах підвищеної вологості.

2. Визначаємо діаметр ведучого (малого) шківа за формулою М.О.Саверіна для плоскопасових передач (4.1):

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{17,8}{1460}} = 251,26 \dots 296,94 \text{ мм},$$

де  $n_1$  - частота обертання ведучого вала,  $\text{хв.}^{-1}$ ;

$$n_1 = \frac{30 \omega_1}{3,14} = \frac{30 \cdot 152,8}{3,14} = 1460 \text{ хв}^{-1}.$$

За табл. 4.1 (ДСТ 17383-73) приймаємо стандартне значення  $d_1 = 280 \text{ мм}$ .

3. Визначаємо колову швидкість паса,  $\text{м/с}$ , та порівнюємо з допустимим значенням для паса типа *A* за формулою (4.3):

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{152,8 \cdot 0,280}{2} = 21,39 \text{ м/с} < [V] = 30 \text{ м/с},$$

де  $d_1$  візьмемо в м.

4. Визначаємо діаметр більшого (веденого) шківа, мм, з урахуванням проковзування паса за формулою (4.4):

$$d_2 = d_1 i_1 (1 - \varepsilon) = 280 \cdot 2 \cdot (1 - 0,01) = 554,4 \text{ мм}.$$

Для прогумованих пасів приймаємо  $\varepsilon = 0,01$ . Отримане значення  $d_2$  закруглюємо до найближчого стандартного значення за ДСТ 17383-73 (табл. 4.1). Приймаємо  $d_2 = 560 \text{ мм}$ .

5. Уточнюємо передаточне відношення за формулою (4.5):

$$i_1' = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{560}{280(1 - 0,01)} = 2,02$$

та визначаємо його відхилення від раніше прийнятого значення за формулою (4.6):

$$\Delta i_1 = \frac{|i_1' - i_1|}{i_1} 100\% = \frac{2,02 - 2}{2} \cdot 100\% = 1\% \leq [5\%], \text{ що допустимо.}$$

6. Визначаємо орієнтовно міжосьову відстань, мм, за формулою (4.7):

$$a \geq 2(d_1 + d_2) = 2(280 + 560) = 1680 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартне значення  $a = 2000 \text{ мм}$ .

7. Визначаємо розрахункову довжину паса, мм, за формулою (4.8):

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 2000 + \frac{3,14}{2}(280 + 560) + \frac{(560 - 280)^2}{4 \cdot 2000} \approx 5328 \text{ мм.}$$

На зшивку паса додаємо (в залежності від способу з'єднання кінців паса)  $\Delta l \approx 112 \text{ мм}$  (спосіб – вулканізація). Тоді загальна довжина паса, мм:

$$l_{\text{заг}} = l + \Delta l = 5328 + 112 = 5440 \text{ мм.}$$

8. Перевіряємо довговічність паса за числом пробігів за секунду за формулою (4.9):

$$U = \frac{V}{l} = \frac{21,39}{5,328} = 4,01 \leq [U] = 5 \text{ с}^{-1}, \text{ що допустимо.}$$

Тут довжину  $l$  беремо в м.

9. Уточнення міжосьової відстані не проводимо, тому що пас зшивний.

10. Визначаємо кут обхвату пасом малого (ведучого) шківа за формулою (4.10):

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ (d_2 - d_1)}{a} = 180^\circ - \frac{57^\circ (560 - 280)}{2000} = 172,02^\circ > [\alpha_1] = 150^\circ, \text{ що допустимо.}$$

11. Визначаємо товщину паса  $\delta$ , мм, задаючи відношення  $\frac{d_1}{\delta}$ .

Для прогумованого паса рекомендується  $\frac{d_1}{\delta} \geq 30 \dots 40$ . Приймаємо

$\frac{d_1}{\delta} \geq 40$ , тоді  $\delta \leq \frac{d_1}{40} = \frac{280}{40} = 7 \text{ мм}$ . За табл. 4.2 приймаємо  $\delta = 6,0 \text{ мм}$  (паси типа Б-800 з прошарками, число прокладок 4).

12. Визначаємо допустиму зведену питому колову силу  $[k_0]$ , Мпа, за табл. 4.3.

Для прогумованих пасів при  $\frac{d_1}{\delta} = 40$ :

$$[k_0] = 2,45 - 9,81 \frac{\delta}{d_1} = 2,45 - 9,81 \cdot \frac{6}{280} \approx 2,24 \text{ МПа}.$$

13. Визначаємо допустиму питому колову силу, Мпа, із урахуванням заданих умов роботи за формулою (4.11):

$$[k_n] = [k_0] C_\alpha C_V C_p C_\theta.$$

При  $\alpha = 172^\circ$   $C_\alpha = 0,97$  (табл. 4.4),  
 $C_V = 1,04 - 0,0004 V^2 = 1,04 - 0,0004 (21,39)^2 \approx 0,857$ . Для навантаження з помірними коливаннями приймаємо  $C_p = 0,9$  (табл. 4.5).  
Для відкритої горизонтальної передачі ( $\theta = 0^\circ$ ) приймаємо  $C_\theta = 1,0$  (табл. 4.6).

$$[k_n] = 2,24 \cdot 0,97 \cdot 0,857 \cdot 1,0 \approx 1,676 \text{ МПа}.$$

14. Визначаємо колову силу, Н, за формулою (4.12):

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V} = \frac{17,8 \cdot 10^3}{21,39} = 832,16 \text{ Н}.$$

15. Визначаємо потрібну площу поперечного перерізу паса  $S$ , мм<sup>2</sup>, за формулою (4.13):

$$S = \frac{F_t}{[k_n]} = b \delta = \frac{832,16}{1,676} = 496,5 \text{ мм}^2.$$

16. Визначаємо ширину паса, мм, за формулою (4.14):

$$b = \frac{S}{\delta} = \frac{496,5}{6} = 82,75 \text{ мм}.$$

Отримане значення  $b$  закруглюємо до стандартного за ДСТ 17383-73. Приймаємо  $b = 80 \text{ мм}$ .

17. Визначаємо силу попереднього натягу паса,  $H$ , за формулою (4.15):

$$F_0 = S \sigma_0 = b \delta \sigma_0 = 80 \cdot 6 \cdot 1,76 = 844,8 \text{ Н}.$$

*Примітка:* Для плоских пасів  $\sigma_0 = 1,76 \text{ МПа}$ .

18. Визначаємо силу, що діє на вали, за формулою (4.16),  $H$ :

$$Q = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 844,8 \cdot \sin\left(\frac{172}{2}\right) \approx 1685,5 \text{ Н}.$$

За табл. 4.1 приймаємо для паса шириною  $b = 80 \text{ мм}$  шків шириною  $B = 90 \text{ мм}$ .

#### **4.8. Методика розрахунку клинопасової передачі**

*Вихідні дані:*

1. Потужність на валу ведучого шківа  $P_1$ , кВт.
2. Кутова швидкість ведучого шківа,  $\omega_1$ , рад/с.
3. Передаточне відношення  $i_1$ .
4. Умови роботи – *вибрати*: підвищена вологість, запиленість, підвищена температура, насиченість парами кислот або лугів тощо.
5. Коливання навантаження – *вибрати*: помірні, значні, навантаження ударне тощо (залежить від типу установки).

*Порядок розрахунку:*

1. Вибрати тип паса за потужністю та швидкістю паса, що передбачається, за табл. 4.7.

Виписати розміри перерізів паса за табл. 4.8.

*Примітка:* Для кожного значення потужності рекомендується 2-3 типа пасів. Розрахунок передачі необхідно проводити паралельно для всіх пасів, що рекомендуються, потім вибрати остаточно той з них, який забезпечує найменші габарити передачі та більшу довговічність.

Таблиця 4.7.

Вибір типу клинового паса в залежності від потужності, що передається, та швидкості паса (додаток до ДСТ 1284-89)

Потужність, що передається, кВт	Тип паса при швидкості, м/с		
	$\leq 5$	5...10	>10
$\leq 1,0$	<i>O, A</i>	<i>O, A</i>	<i>O</i>
1...2	<i>O, A, B</i>	<i>O, A</i>	<i>O, A</i>
2...4	<i>A, B</i>	<i>O, A, B</i>	<i>O, A</i>
4...7,5	<i>B, B</i>	<i>A, B</i>	<i>A, B</i>
7,5...15	<i>B</i>	<i>B, B</i>	<i>B, B</i>
15...30	-	<i>B, Г</i>	<i>B, Г</i>
30...60	-	<i>Г, Д</i>	<i>B, Г</i>
60...120	-	<i>Д</i>	<i>Г, Д</i>
120...200	-	<i>Д, E</i>	<i>Г, Д</i>
>200	-	-	<i>Д, E</i>

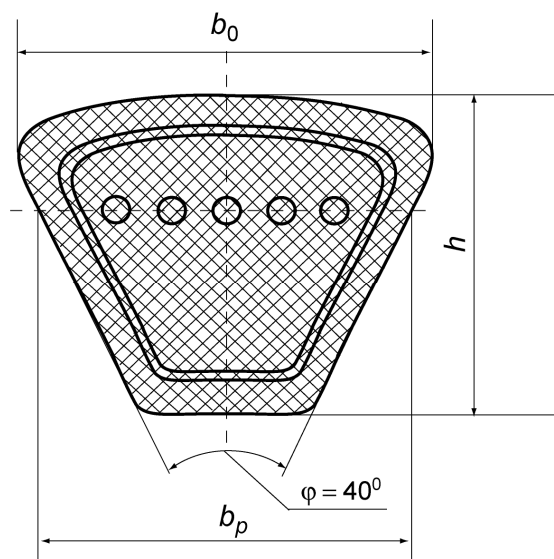
Таблиця 4.8.

Розміри клинових пасів за ДСТ 1284.1-89

Тип паса	Розміри перерізів, мм			Площа перерізу, $S_0$ , мм <sup>2</sup>	Розрахункова довжина $l_p$ паса, мм
	$b_0$	$b_p$	$h$		
1	2	3	4	5	6
<i>O</i>	10	8,5	6	47	400-2500
<i>A</i>	13	11	8	81	500-4000
<i>B</i>	17	14	10,5	138	800-6300
<i>B</i>	22	19	13,5	230	1800-10600

Продовження табл. 4.8.

1	2	3	4	5	6
$\Gamma$	32	27	19	476	3150-15000
$\Delta$	38	32	23,5	692	4500-18000
$E$	50	42	30	1170	6300-18000



*Примітка:* Орієнтовні рекомендації: У приводах із черв'ячним редуктором кутова швидкість ведучого шківів (відповідно і колова швидкість паса) висока, тому слід орієнтуватися на швидкість  $V > 10 \text{ м/с}$ . У приводах з зубчастим (циліндричним або конічним) редуктором можна орієнтуватися на швидкість  $V = 5 \dots 10 \text{ м/с}$  або  $V > 10 \text{ м/с}$ .

*Стандартний ряд розрахункових довжин паса  $l$ , мм, що рекомендуються:* 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.

2. Визначити діаметри малих шківів  $d_1$ , мм, за табл. 4.9.

Примітка: Слід орієнтуватися на середні значення  $d_1$  із ряду.

3. Визначити швидкості пасів, м/с, за формулою (4.3):

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2} \leq [V],$$

де  $[V]$  - допустима швидкість для клинових пасів, м/с;  $[V] = 30 \text{ м/с}$  - для пасів типа  $\Gamma$ ,  $\Delta$  і  $E$ ;  $[V] = 25 \text{ м/с}$  - для пасів типа  $O$ ,  $A$ ,  $B$  і  $B$ .

Таблиця 4.9.

Значення  $[k_0]$  для клинових пасів при  $\alpha_1 = 180^\circ$ ,  $V = 10 \text{ м/с}$   
та спокійному навантаженні

Діаметр малого шківа $d_1$ , мм	Тип паса	$[k_0]$ , Мпа	
		при $\sigma_0 = 1,18 \text{ МПа}$	при $\sigma_0 = 1,47 \text{ МПа}$
		$U = 5 \dots 10 \text{ с}^{-1}$	$U < 5 \text{ с}^{-1}$
1	2	3	4
71	$O$	1,42	1,59
80		1,54	1,71
$\geq 90$		1,62	1,82
100	$A$	1,48	1,64
112		1,58	1,76
$\geq 125$		1,67	1,87
140	$B$	1,48	1,64
160		1,64	1,84
$\geq 180$		1,71	2,01
200	$B$	1,48	1,64
224		1,66	1,85
250		1,80	2,03
$\geq 280$		1,87	2,20
315	$\Gamma$	1,48	1,64
355		1,69	1,89
400		1,87	2,12
$\geq 450$		1,88	2,20



Продовження табл. 4.9.

1	2	3	4
500	D	1,48	1,64
560		1,69	1,89
≥ 630		1,88	2,20
800	E	1,48	1,64
900		1,70	1,91
≥ 1000		1,88	2,20

4. Визначити діаметри більших (ведених) шківів із урахуванням проковзування паса, мм, за формулою (4.4):

$$d_2 = d_1 i_1 (1 - \varepsilon),$$

де  $i_1$  - передаточне відношення пасової передачі;

$\varepsilon$  - коефіцієнт ковзання;  $\varepsilon = 0,02$  - для кордтканинних клинових пасів;

$\varepsilon = 0,01$  - для кордшнурових клинових пасів.

Отримані значення  $d_2$  закруглити до стандартного значення, мм, згідно ДСТ 20898-75: 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 1000...

*Примітка:* Закруглювати  $d_2$  доцільно у менший бік.

5. Уточнити передаточне відношення за формулою (4.5):

$$i_1' = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}$$

та визначити його відхилення від раніше прийнятого значення (4.6):

$$\Delta i_1 = \frac{|i_1' - i_1|}{i_1} 100\% \leq [5\%].$$

*Примітка:* При невиконання умови  $\Delta i_1 \leq [5\%]$  слід вибрати інше значення  $d_2$ , близьке до розрахункового, та знов перевірити відхилення  $\Delta i_1$ .

6. Визначити довжину паса  $l$ , мм, орієнтовно прийнявши мінімальну міжосьову відстань, мм:

$$a \approx c d_2, \quad (4.17)$$

де  $d_2$  - діаметр більшого шківа, мм;  $c$  - числовий коефіцієнт, який приймають в залежності від передаточного відношення  $i$ :

$i = 1$	2	3	4	5	6 та більше
$c = 1,5$	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (4.18)$$

Отримане значення  $l$  закруглити у більший бік до стандартного значення за ДСТ 1284.1-89 (табл. 4.8).

7. Визначити довговічність за числом пробігів,  $c^{-1}$ :

$$U = \frac{V}{l} \leq [U] = 10 c^{-1}.$$

*Примітка:* При невиконанні умови  $U \leq [U]$  слід збільшити довжину паса до наступного стандартного значення (табл. 4.8) і знов перевірити число пробігів; збільшенням довжини паса треба досягти виконання умови  $U \leq [U]$ .

8. Уточнити міжосьову відстань, мм:

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}. \quad (4.19)$$

Далі слід порівняти розраховані варіанти для прийнятих типів пасів та остаточно вибрати той тип, який забезпечує менші габарити та більшу довговічність.

Розрахунок у подальшому вести для вибраного типа паса.

9. Визначити кут обхвату пасом малого шківа:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ (d_2 - d_1)}{a} \geq [\alpha_1] = 120^\circ. \quad (4.20)$$

10. Визначити за табл. 4.9 допустиму зведену питому колову силу (корисне напруження)  $[k_0]$ , Мпа, знаючи тип паса, число пробігів, діаметр  $d_1$  ( $\sigma_0$  - напруження попереднього натягу відповідає числу пробігів).

11. Визначити допустиму питому колову силу для заданих умов роботи, Мпа, за формулою (4.11):

$$[k_n] = [k_0] C_\alpha C_V C_p C_\theta,$$

де  $C_\alpha$  - коефіцієнт кута обхвату (табл. 4.4);

$C_V$  - швидкісний коефіцієнт;  $C_V = 1,04 - 0,0004V^2$ ;

де  $V$  - швидкість паса, м/с;

$C_p$  - коефіцієнт навантаження і режиму роботи (табл. 4.5);

$C_\theta$  - коефіцієнт, що враховує вид передачі та її розташування (табл. 4.6). Для клинопасових передач  $C_\theta = 1,0$ .

12. Визначити колову силу за формулою (4.12):

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V}.$$

13. Визначити площу перерізів пасів, мм<sup>2</sup>:

$$S = \frac{F_t}{[k_n]}, \quad (4.21)$$

де  $[k_n]$  - допустима питома колова сила, Мпа.

14. Визначити число пасів:

$$z = \frac{S}{S_0} \leq 8, \quad (4.22)$$

де  $S_0$  - площа перерізу одного паса, мм<sup>2</sup>.

Отримане значення  $z$  закруглити до цілого числа ( $z \leq 8$ ).

15. Визначити силу попереднього натягу пасів, Н:

$$F_0 = z S_0 \sigma_0, \quad (4.23)$$

де  $\sigma_0$  - напруження попереднього натягу, Мпа (табл. 4.9).

16. Визначити силу, що діє на вали, за формулою (4.16):

$$Q = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right).$$

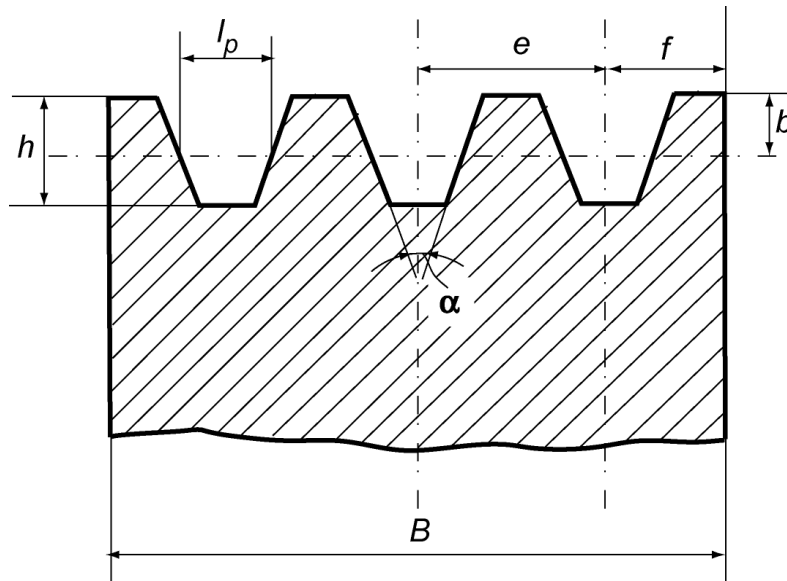
17. Визначити ширину обода шківа, мм:

$$B = (z' - 1)e + 2f, \quad (4.24)$$

де  $z'$  - число канавок (пасів);  $e$ ,  $f$  - знаходяться в табл. 4.10.

Таблиця 4.10.

Розміри шківів клинопасових передач за ДСТ 20898-75



Тип паса	Розміри, мм				
	$b$	$l_p$	$e$	$f$	$h$
1	2	3	4	5	6
O	2,5	8,5	12	8	7
A	3,3	11	15	10	8,7
B	4,2	14	19	12,5	10,8
B	5,7	19	25,5	17	14,3
Г	8,1	27	37	24	19,9
Д	9,6	32	44,5	29	23,4
E	12,5	42	58	38	30,5

Розрахункові діаметри шківів, мм: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000.

#### 4.9. Приклад розрахунку клинопасової передачі

Вихідні дані:

1. Потужність на валу ведучого шківа:  $P_1 = 9,2 \text{ кВт}$ .
2. Кутова швидкість ведучого шківа:  $\omega_1 = 152,8 \text{ рад/с}$ .
3. Передаточне відношення  $i = 2$ .
4. Умови роботи: підвищені вологість, температура.
5. Коливання навантаження: помірні (установка – завантажник термічної печі).

Порядок розрахунку:

1. Вибираємо тип паса за потужністю  $P_1 = 9,2 \text{ кВт}$  та швидкістю паса, що передбачається,  $V > 10 \text{ м/с}$ , за табл. 4.7. Вибираємо типи пасів  $B$  і  $B$ .

Випишуємо розміри перерізів пасів за табл. 4.8.

Тип  $B$ :  $b_0 = 17 \text{ мм}$ ;  $b_p = 14 \text{ мм}$ ;  $h = 10,5 \text{ мм}$ ;  $S_0 = 138 \text{ мм}^2$ ;  
 $l_p = 800 \dots 6300 \text{ мм}$ .

Тип  $B$ :  $b_0 = 22 \text{ мм}$ ;  $b_p = 19 \text{ мм}$ ;  $h = 13,5 \text{ мм}$ ;  $S_0 = 230 \text{ мм}^2$ ;  
 $l_p = 1800 \dots 10600 \text{ мм}$ .

Розрахунок ведемо паралельно для пасів типа  $B$  і  $B$ .

2. Визначаємо діаметри малих (ведучих) шківів  $d_1$ , мм, користуючись табл. 4.9 (орієнтуємося на середні значення з ряду).

Приймаємо  $d_{1B} = 160 \text{ мм}$ ;  $d_{1B} = 224 \text{ мм}$ .

3. Визначаємо швидкості пасів, м/с, за формулою (4.3):

$$V = \frac{\omega_1 d_1}{2} \leq [V].$$

Для пасів типа  $B$  і  $B$   $[V] = 25 \text{ м/с}$ .  $V_B = \frac{152,8 \cdot 0,16}{2} = 12,22 \text{ м/с} < 25 \text{ м/с}$ .

$$V_B = \frac{152,8 \cdot 0,224}{2} = 17,11 \text{ м/с} < 25 \text{ м/с}.$$

4. Визначаємо діаметри більших (ведених) шківів, мм, з урахуванням проковзування паса за формулою (4.4):

$$d_2 = d_1 i_1 (1 - \varepsilon).$$

Приймаємо для кордшнурових пасів  $\varepsilon = 0,01$ .

Тоді:

$$d_{2B} = 160 \cdot 2 (1 - 0,01) = 316,8 \text{ мм}.$$

$$d_{2B} = 224 \cdot 2 (1 - 0,01) = 443,52 \text{ мм}.$$

Приймаємо за табл. 4.10 (ДСТ 20898-75):  $d_{2B} = 315 \text{ мм}$ .  
 $d_{2B} = 450 \text{ мм}$ .

5. Уточнюємо передаточне відношення за формулою (4.5):

$$i_1' = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}.$$

$$i_{1B}' = \frac{315}{160(1 - 0,01)} = 1,99. \quad i_{1B}' = \frac{450}{224(1 - 0,01)} = 2,029$$

та його відхилення від раніше прийнятого значення за формулою (4.6):

$$\Delta i_1 = \frac{|i_1' - i_1|}{i_1} 100\% \leq [5\%].$$

$$\Delta i_{1B} = \frac{|1,99 - 2|}{2} 100\% = 0,5\% \leq [5\%], \text{ що допустимо.}$$

$$\Delta i_{1B} = \frac{|2,029 - 2|}{2} 100\% = 1,45\% \leq [5\%], \text{ що допустимо.}$$

6. Визначаємо довжину паса за формулою (4.18), мм, орієнтовано приймаючи мінімальну міжосьову відстань за формулою (4.17):

$$a \approx c d_2,$$

де  $c$  - числовий коефіцієнт; приймаємо при передаточному відношенні  $i = 2$   $c = 1,2$ . Тоді:  $a_B = 1,2 \cdot 315 = 378$  мм;  
 $a_B = 1,2 \cdot 450 = 540$  мм.

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

$$l_B = 2 \cdot 378 + \frac{3,14}{2}(160 + 315) + \frac{(315 - 160)^2}{4 \cdot 378} = 1517,6 \text{ мм}.$$

$$l_B = 2 \cdot 540 + \frac{3,14}{2}(224 + 450) + \frac{(450 - 224)^2}{4 \cdot 540} = 2161,8 \text{ мм}.$$

Приймаємо за табл. 4.8 (ДСТ 1284.1-89):  $l_B = 1600$  мм.  
 $l_B = 2240$  мм.

7. Визначаємо довговічність паса за числом пробігів,  $c^{-1}$ :

$$U = \frac{V}{l} \leq [U] = 10 \text{ c}^{-1}.$$

$$U_B = \frac{12,22}{1,6} = 7,64 < [U] = 10 \text{ c}^{-1}, \text{ що допустимо.}$$

$$U_B = \frac{17,11}{2,24} = 7,64 < [U] = 10 \text{ c}^{-1}, \text{ що допустимо.}$$

8. Уточнюємо міжосьову відстань за формулою (4.19):

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}.$$

$$a_B = \frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot 1600 - 3,14(315 + 160) + \sqrt{[2 \cdot 1600 - 3,14(315 + 160)]^2 - 8(315 - 160)^2} \right\} =$$

$$= 419,97 \text{ мм}.$$

$$a_B = \frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot 2240 - 3,14(450 + 224) + \sqrt{[2 \cdot 2240 - 3,14(450 + 224)]^2 - 8(450 - 224)^2} \right\} =$$

$$= 579,9 \text{ мм}.$$

Приймаємо остаточно паси типа  $B$ , оскільки габаритні розміри їх менше, ніж у пасів типа  $B$ , а довговічність однакова.

9. Визначаємо кут обхвату пасом малого шків за формулою (4.20):

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(d_2 - d_1)}{a} = 180^\circ - \frac{57^\circ(315 - 160)}{419,97} = 158,96^\circ \geq$$

$$\geq [\alpha_1] = 120^\circ, \text{ що допустимо.}$$

10. Визначаємо за табл. 4.9 допустиму зведену питому колову силу (корисне навантаження)  $[k_0]$ , знаючи тип паса, число пробігів, діаметр  $d_1$  (задаючи  $\sigma_0$ , МПа).

При числі пробігів  $U_B = 7,64 \text{ с}^{-1}$ , діаметрі малого шків  $d_1 = 160 \text{ мм}$  і  $\sigma_0 = 1,18 \text{ МПа}$  маємо  $[k_0] = 1,64 \text{ МПа}$ .

11. Визначаємо допустиму питому колову силу для заданих умов роботи, МПа, за формулою (4.11):

$$[k_n] = [k_0] C_\alpha C_V C_p C_\theta,$$

де  $C_\alpha$  - коефіцієнт кута обхвату (табл. 4.4); для клинового паса при  $\alpha \approx 159^\circ$  маємо  $C_\alpha = 0,95$ .  $C_V$  - швидкісний коефіцієнт;  $C_V = 1,04 - 0,0004V^2 = 1,04 - 0,0004(12,22)^2 = 0,98$ ; де  $V$  - швидкість паса, м/с;

$C_p$  - коефіцієнт навантаження і режиму роботи (табл. 4.5); при роботі з помірними коливаннями  $C_p = 0,9$ .

$C_\theta$  - коефіцієнт, що враховує вид передачі та її розташування (табл. 4.6). Для клинопасових передач  $C_\theta = 1,0$ .

$$[k_n] = 1,64 \cdot 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,9 \cdot 1 = 1,374 \text{ МПа}.$$

12. Визначаємо колову силу, Н, за формулою (4.12):

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V} = \frac{9,2 \cdot 10^3}{12,22} = 752,9 \text{ Н}.$$

13. Визначаємо площу перерізу пасів,  $\text{мм}^2$ , за формулою (4.21):

$$S = \frac{F_t}{[k_n]} = \frac{752,9}{1,374} = 547,96 \text{ мм}^2.$$

14. Визначаємо число пасів ( $z \leq 8$ ) за формулою (4.22):

$$z = \frac{S}{S_0} = \frac{547,96}{138} = 3,97 \approx 4 \leq 8, \text{ що допустимо.}$$



де  $S_0$  - площа перерізу одного паса,  $\text{мм}^2$ .

15. Визначаємо силу попереднього натягу пасів,  $H$ , за формулою (4.23):

$$F_0 = z S_0 \sigma_0 = 4 \cdot 138 \cdot 1,18 = 651,36 H ,$$

де  $\sigma_0 = 1,18 \text{ МПа}$  - напруження попереднього натягу,  $\text{Мпа}$ .

16. Визначаємо силу, що діє на вали,  $H$ , за формулою (4.16):

$$Q = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 651,36 \cdot \sin\left(\frac{159^\circ}{2}\right) = 1280,5 H .$$

17. Визначаємо ширину обода шківів,  $\text{мм}$ , за формулою (4.24):

$$B = (z' - 1)e + 2f = (4 - 1)19 + 2 \cdot 12,5 = 82 \text{ мм} ,$$

де  $z'$  - число канавок (пасів); за табл. 4.10 для паса типа  $B$ :  $e = 19$ ;  
 $f = 12,5$ .

#### **Контрольні питання до теми 4 «Пасові передачі»**

1. З чого складається пасова передача?
2. Чим передається навантаження в пасових передачах?
3. Які бувають пасові передачі?
4. Які позитивні якості та недоліки пасових передач?
5. Де застосовуються пасові передачі?
6. Чому пасові передачі застосовуються на швидкохідних ступенях приводу?
7. Які переваги має клинопасова передача порівняно з плоскопасовою?
8. Які недоліки має клинопасова передача порівняно з плоскопасовою?
9. Які матеріали використовуються для плоских пасів?
10. Які бувають клинові паси?
11. Що є основними критеріями працездатності пасових передач?
12. За якими критеріями проводяться основний та перевірочний розрахунок пасових передач?

## 5. ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

### 5.1. Загальні відомості

У зубчастій передачі рух передається за допомогою зачеплення пари зубчастих коліс. Менше з двох коліс називається *шестірнею*, більше – *колесом*. Термін «зубчасте колесо» відноситься як до шестірні, так і до колеса.

Параметрам шестірні приписується індекс 1, параметрам колеса – індекс 2.

Зубчасті передачі призначені для передачі руху з одночасною зміною кутової швидкості (частоти обертання) та крутного моменту.

Зубчасті передачі – найбільш розповсюджений вид механічних передач, тому що вони можуть передавати потужності від долей до десятків тисяч кіловат при колових швидкостях до 150 м/с. Зубчасті передачі широко застосовуються в усіх галузях машинобудування та приладобудування.

У зубчастих передачах розрізняють *зовнішнє* (рис. 5.1, а), *внутрішнє* (рис. 5.1, б) і *рейкове зачеплення* – для перетворення обертального руху в поступальний і навпаки (рис. 5.1, в). Найбільш поширеними є зубчасті передачі зовнішнього зачеплення.

У залежності від розташування осей коліс зубчасті передачі можуть бути з паралельними осями (*циліндричні*) (рис. 5.1, а, б), з осями, що перетинаються (*конічні*) (рис. 5.1, г) та з осями, що перехрещуються або *гіперболічні* передачі, варіантами яких є *гвинтові* (рис. 5.1, д), *черв'ячні* (рис. 5.1, е) та *гіпоїдні* (рис. 5.1, ж) передачі [8].

У гвинтовій передачі ланки 1, 2 – косо зубі циліндричні колеса; у черв'ячній передачі ланка 1 - черв'як, 2 - черв'ячне колесо; у гіпоїдній передачі ланки 1, 2 – конічні колеса.

Гвинтові передачі мають обмежене застосування через низьку навантажувальну здатність і підвищене ковзання в зачепленні.

У залежності від розташування зубців на ободі коліс розрізняють передачі: *прямо зубі*, *косо зубі*, *шевронні*, з *коловим зубцем*.

У залежності від форми профілю зубця передачі бувають: *евольвентні* (найбільш поширені), *циклоїдальні* (застосовується в приладобудуванні) та з *зачепленням Новікова* (профіль зубця окреслений дугою кола).

У залежності від конструктивного виконання розрізняють *відкриті* та *закриті зубчасті передачі*. У відкритих передачах зубці коліс працюють насухо або змащуються періодично. Закриті передачі знаходяться в пило- та волого захищених корпусах

і працюють в масляних ваннах (одне з пари зубчастих коліс заглиблено в мастило на  $1/3$  радіуса).

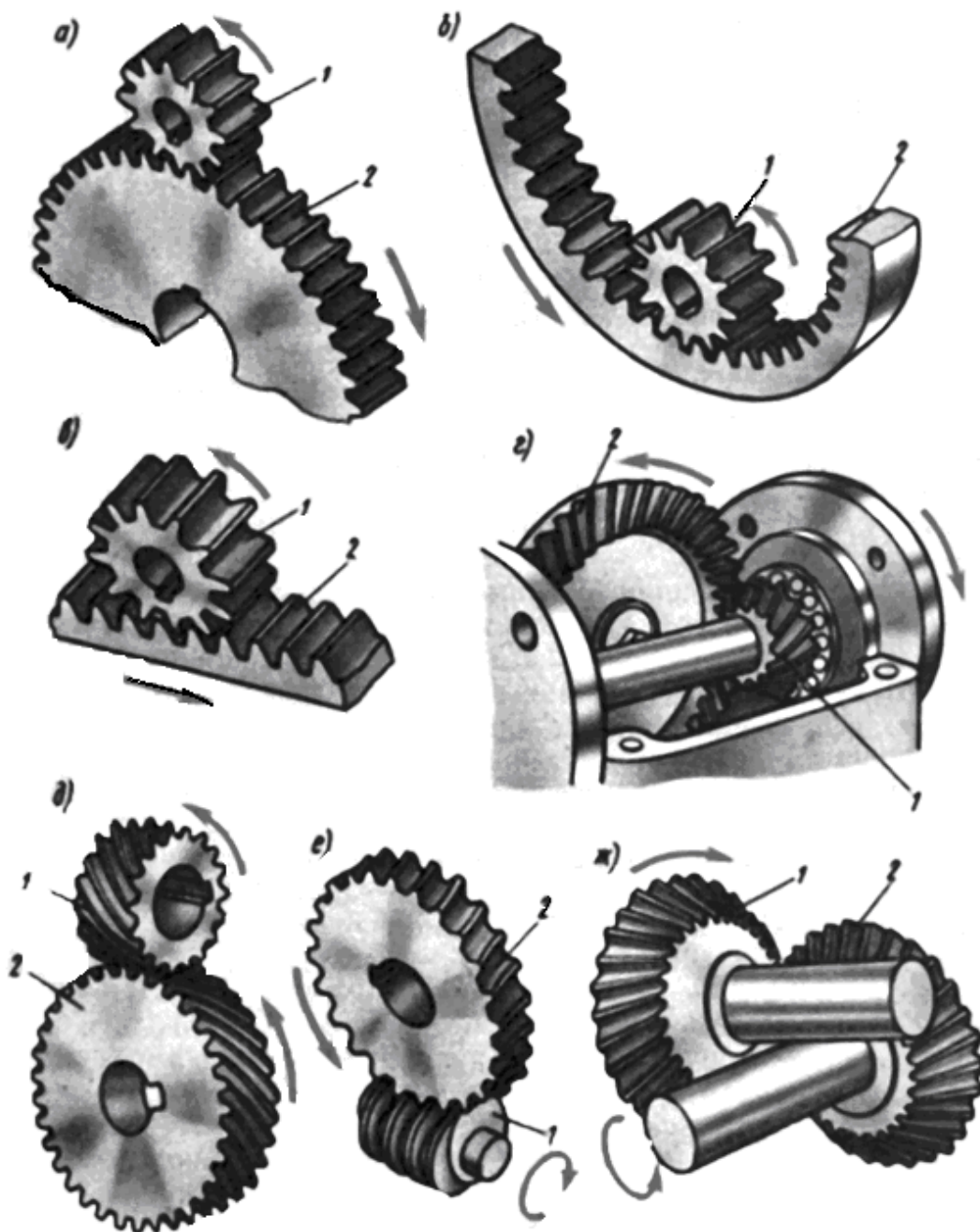


Рис. 5.1. Зубчасті передачі [8]:

- а. – зовнішнє зачеплення; б. – внутрішнє зачеплення;
- в. – рейкове зачеплення; г. – конічна передача;
- д. – гвинтова передача;
- е. - черв'ячна передача; ж. - гіпоїдна передача

## **5.2. Позитивні якості та недоліки зубчастих передач**

### **5.2.1. Позитивні якості**

1. Висока надійність роботи в широкому діапазоні навантажень та швидкостей.
2. Сталість передаточного відношення (забезпечує евольвентне зачеплення).
3. Малі габарити.
4. Велика довговічність.
5. Високий ККД.
6. Порівняно малі навантаження на вали та підшипники.
7. Простота обслуговування.

### **5.2.2. Недоліки**

1. Високі вимоги до точності виготовлення та монтажу.
2. Шум при великих швидкостях.

## **5.3. Матеріали для зубчастих коліс**

Матеріали для виготовлення зубчастих коліс вибирають у залежності від вимог, що висуваються до розмірів і маси передачі, а також у залежності від потужності, кутової швидкості та необхідної точності виготовлення коліс.

У якості матеріалів для зубчастих коліс застосовують *сталі, чавуни та пластмаси*.

*Сталі*. Основними матеріалами для зубчастих коліс є сталі, що термічно обробляються. У залежності від твердості сталеві зубчасті колеса діляться на *дві групи*.

*Перша група* – колеса з твердістю  $HB \leq 350$ . Вони застосовуються в мало - та середньонавантажених передачах. Матеріалами для коліс цієї групи є вуглецеві сталі 35, 40, 45, 50, леговані сталі 40Х, 45Х, 40ХН тощо.

Термічна обробка - *поліпшення* – здійснюється до нарізування зубців, що виключає необхідність шліфування.

Колеса з твердістю  $HB \leq 350$  добре припрацьовуються та не схильні до крихкого руйнування.

З метою вирівнювання довговічності зубців шестірні та колеса, прискорення їх припрацьовування та підвищення опірності заїданню твердість поверхонь зубців шестірні завжди призначається більш за твердість зубців колеса.

Для прямозубих коліс різниця середньої твердості шестірні та колеса має складати не менш ніж 20 одиниць за шкалою Бріннеля ( $HB$ ), для косозубих не менш ніж 50...70  $HB$ .

Сталь для заготовок може бути у вигляді прокату, поковок і сталевих литва.

*Друга група* - колеса з твердістю  $HB > 350$  (тоді твердість вже вимірюється за шкалою Роквелла:  $10 HB \approx 1 HRC$ ). Їх застосовують у важконавантажених передачах, а також у передачах, до яких висуваються підвищені вимоги по масі та розмірах.

*Чавуни*. Застосовуються для виготовлення зубчастих коліс тихохідних відкритих передач. Переважно це чавуни СЧ18...СЧ35. Зубці чавунних коліс добре припрацьовуються, але мають знижену втому при згині.

*Пластмаси*. Застосовуються у швидкохідних малонавантажених передачах для шестірень, які працюють у парі з металевими колесами. Пластмасові колеса відрізняються плавністю та безшумністю ходу.

#### 5.4. Сили в зубчастому зачепленні

Сили, що діють у зубчастому зачепленні, зазвичай, прикладені в полюсі зачеплення  $P$  (рис. 5.2).

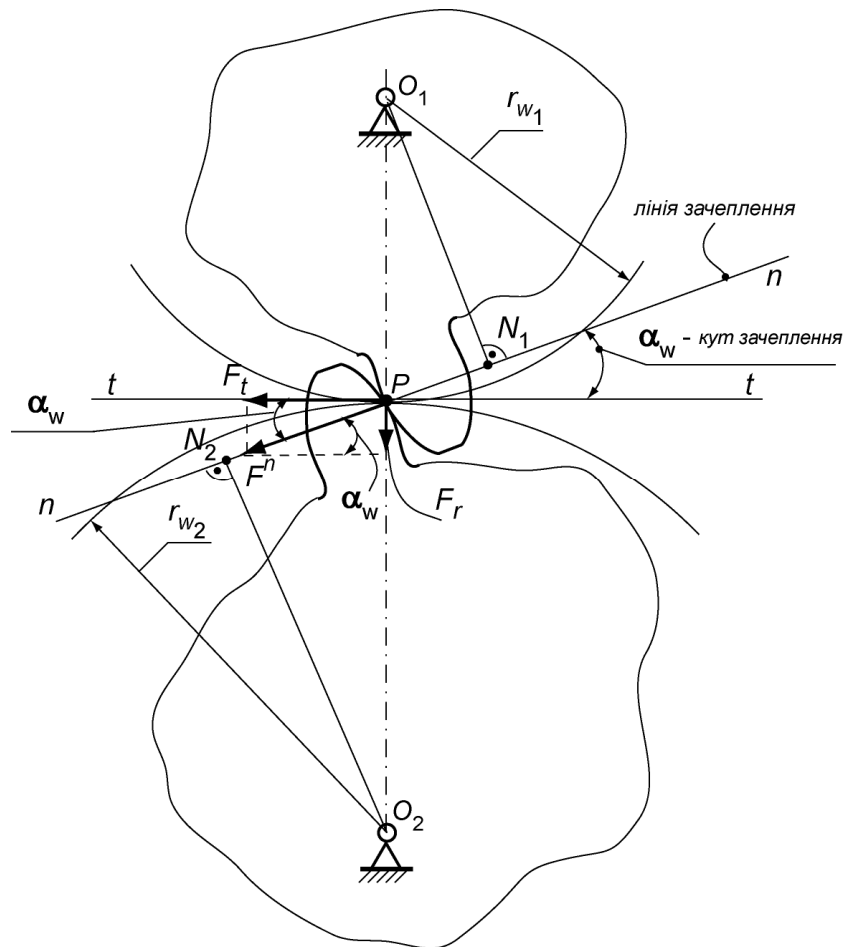


Рис. 5.2. Сили в зачепленні

Нормальна сила  $F^n$ , що виникає в полюсі  $P$  та діє по лінії зачеплення, розкладається на *колову*  $F_t$  і *радіальну*  $F_r$  сили.

Знаючи крутний момент  $M_1$ , Нм, і діаметр шестірні  $d_1$ , м, можна знайти колову силу, Н:

$$F_t = \frac{2M_1}{d_1}, \quad (5.1)$$

а потім радіальну та нормальну сили:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w. \quad F^n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}. \quad (5.2)$$

Такий розподіл сил є зручним для розрахунків зубців, валів і опор. Силами тертя в зачепленні нехтують.

### **5.5. Методика розрахунку зубчастих циліндричних передач (прямозубих і косозубих)**

**Редуктор** – зубчаста передача в корпусі, що призначена для зменшення кутової швидкості (частоти обертання) та відповідно збільшення крутного моменту.

Розрахунок закритих зубчастих передач здійснюється з умови *контактної міцності*, а перевірка – на *згинальну міцність*.

При розрахунках зубчастої передачі параметрам шестірні присвоюється індекс 1, а колеса – 2 (див. рис. 5.3 і 5.4).

*Вихідні дані:*

1. Потужність на валу шестірні  $P_1$ , кВт.
2. Кутова швидкість ведучого вала (шестірні),  $\omega_1$ , рад/с.
3. Передаточне відношення  $i$ .
4. Крутний момент на валу шестірні  $T_1$ , Нм.
5. Умови роботи передачі: навантаження нереверсивне.
6. Термін служби передачі  $t$ , год. (за завданням).

*Порядок розрахунку:*

1. Вибір матеріалу зубчастих коліс та режиму термообробки. За табл. 5.1, виходячи з вимог компактності та невеликої вартості редуктора, слід вибрати сталі для шестірні та колеса, призначити термообробку. Ураховувати при цьому, що з метою кращого припрацювання коліс, твердість матеріалу шестірні має бути більш ніж твердість матеріалу колеса на 20...30 од. за шкалою Бріннеля

(*HB*) - для прямозубих коліс і на 30...50 од. за шкалою Бріннеля  
 (*HB*) - для косозубих коліс.

Таблиця 5.1.

Механічні характеристики сталей для виготовлення  
 зубчастих коліс

Марка сталі	Механічні властивості сталей				Термічна обробка
	Твердість		Границя міцності, $\sigma_b$ , МПа	Границя текучості, $\sigma_m$ , МПа	
	<i>HB</i>	<i>HRC</i>			
1	2	3	4	5	6
Заготовка – поковка (штамповка або прокат)					
35	140...187	-	520	270	Нормалізація
45	179...207	-	600	320	-«-
45	235...262	-	780	540	Поліпшення
45	269...302	-	890	650	-«-
50	179...228	-	640	350	Нормалізація
50	228...285	-	800	530	Поліпшення
55	185...241	-	650	330	Нормалізація
40X	228...286	-	750	520	Поліпшення
40X	235...262	-	790	640	-«-
40X	269...302	45...50	1000	800	Поліпшення +СВЧ
40ХН	230...300	-	850	600	-«-
35ХМ	235...262	-	800	670	-«-
35ХМ	269...302	48...53	950	850	Поліпшення +СВЧ

Продовження табл.5.1.

1	2	3	4	5	6
50ХМ	235...262	-	850	700	Поліпшення
Сталеве литво					
35Л	163...207	-	550	270	Нормалізація
45Л	207...235	-	680	440	Поліпшення
50ГЛ	235...262	-	850	600	-«-

Таблиця 5.2.

Поєднання марок матеріалів шестірни та колеса,  
що рекомендуються

Шестірня	Колесо	Шестірня	Колесо
Сталь 45	Сталь 35	Сталь 40Х	Сталь 45
	Сталь 35Л		Сталь 50
	Сталь 45Л		Сталь 55
	Сталь 45		
Сталь 50	Сталь 35, 35Л	Сталь 40ХН	Сталь 40Х
Сталь 55	Сталь 45	Сталь 50ХМ	Сталь 40Х
Сталь 35ХМ	Сталь 40Х	Сталь 35ХМ	Сталь 50
	Сталь 55		Сталь 45

*Примітка:* Чим більше потужність редуктора, тим міцніше мають бути колеса; рекомендується для розрахунків приймати менші або середні значення з ряду твердості (*HB*).

Вибравши матеріали та термообробку, слід виписати усі механічні характеристики, а саме:  $\sigma_s$ ,  $\sigma_m$  і *HB*.

2. Визначити число циклів напружень для колеса за весь термін служби передачі за формулою:

$$N_{\Sigma} = 572,4\omega_2 t, \quad (5.1)$$



де  $\omega_2$  - кутова швидкість вала колеса, рад/с;  $\omega_2 = \frac{\omega_1}{i}$ ;  $t$  - строк служби передачi, год.

3. Прийняти базове число циклiв напружень  $N_{HO}$  при розрахунках на контактну мiцнiсть за табл. 5.3. Базове число циклiв  $N_{FO}$  при розрахунках на згин для всiх сталей рекомендується прийняти  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

Таблиця 5.3.

Значення базового числа циклiв напружень  $N_{HO}$

Твердiсть $HB$ поверхнi зубцiв	До 200	250	300	350	400
$N_{HO}$ , млн. циклiв	10	16,5	25	36,4	50

4. Розрахувати коефiцiєнти довговiчностi при розрахунках на контактну мiцнiсть  $K_{HL}$  i на згин  $K_{FL}$ :

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{\Sigma}}} \geq 1 \leq K_{HLmax}, \quad (5.2)$$

де  $N_{HO}$  - базове число циклiв (табл. 5.3). Для нормалiзованих та полiпшених колiс  $K_{HLmax} = 2,6$ .

*Примiтка:* При  $N_{\Sigma} > N_{HO}$  прийняти  $K_{HL} = 1$ .

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma}}} \geq 1 \leq 2 \text{ - при твердостi } \leq HB \ 350. \quad (5.3)$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma}}} \geq 1 \leq 1,6 \text{ - при твердостi } > HB \ 350. \quad (5.4)$$

*Примiтка:* При  $N_{\Sigma} > 4 \cdot 10^6$  прийняти  $K_{FL} = 1$ .

5. Визначити значення границь витривалостi для зубцiв шестiрнi  $\sigma_{HO1}, \sigma_{FO1}$  та колеса  $\sigma_{HO2}, \sigma_{FO2}$  за табл. 5.4 i 5.5.

*Примiтка:*  $\sigma_{HO1,2}, \sigma_{FO1,2}$  визначаються за прийнятою твердiстю (див. п. 1).

Таблиця 5.4.

Значення границь контактної витривалості  $\sigma_{HO}$ 

Термічна обробка зубців	Твердість поверхні зубців	Група сталі	$\sigma_{HO}$ , МПа
Нормалізація, поліпшення	$\leq HB350$	Вуглецева або легована	$2HB + 70$
Об'ємне загартування	$HRC 38...50$	Вуглецева або легована	$18HRC + 150$
Поверхнєве загартування	$HRC 40...50$	Вуглецева або легована	$17HRC + 200$
Цементация	$> HRC56$	Легована	$23HRC$
Азотування	$HV550...750$	Легована	$1,5HV$

Таблиця 5.5.

Значення границь згинальної витривалості  $\sigma_{FO}$ 

Термообробка	Твердість зубців		Група сталі	$\sigma_{FO}$ , МПа
	Поверхня	Серцевина		
Нормалізація, поліпшення	$HB180...350$		Вуглецева	$1,8HB$
Об'ємне загартування	$HRC 45...55$	-	Легована	$500...600$
Поверхнєве загартування	$HRC 48...58$	$HRC 25...35$	Легована	600
Цементация	$HRC 56...63$	$HRC 32...45$	Легована	800
Азотування	$HV550...750$	$HRC 24...40$	Легована	$18HRC + 43$

6. Визначити допустимі напруження для матеріалів зубчастих коліс:

6.1. *контактне*  $[\sigma]_{H_2}$  для менш міцного матеріалу колеса, МПа:

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{HO_2}}{S_H} K_{HL}, \quad (5.5)$$

де  $\sigma_{HO_2}$  - границя контактної витривалості для матеріалу колеса, МПа. Для нормалізованих і поліпшених коліс і твердості  $\leq HB350$ :

$$\sigma_{HO_2} = 2HB + 70. \quad (5.6)$$

$S_H = 1,1 \dots 1,2$  - коефіцієнт безпеки. Рекомендується для нормалізованих і поліпшених коліс  $S_H = 1,1$ .

$K_{HL}$  - коефіцієнт довговічності (див. п. 4).

6.2. *згинальні*  $[\sigma]_{F_{1,2}}$  для матеріалів шестірні та колеса, МПа:

$$[\sigma]_{F_{1,2}} = \frac{\sigma_{FO_{1,2}}}{S_F} K_{FL}, \quad (5.7)$$

де  $S_F$  - коефіцієнт безпеки;  $S_F = 1,8 \dots 2,3$  (верхня межа для відлитих коліс).  $\sigma_{FO_{1,2}} = 1,8HB$  - для нормалізованих і поліпшених коліс і твердості  $\leq HB350$ .  $K_{FL}$  - коефіцієнт довговічності (див. п.4).

*Для косозубих передач* розрахункове значення контактного напруження, МПа:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}), \quad (5.8)$$

де  $[\sigma]_{H_1}$  і  $[\sigma]_{H_2}$  - допустимі значення контактного напруження для шестірні та колеса, МПа. При цьому має зберігатися нерівність:

$$[\sigma]_H < 1,23[\sigma]_{H_{min}}. \quad (5.9)$$

7. Задатися розрахунковими коефіцієнтами:

7.1. коефіцієнт ширини вінця  $\psi_{bd}$  (по ділильному діаметру) – див. табл. 5.6 (ураховувати розташування шестірні відносно опор і твердість зубців  $HB$ ).

*Примітка:* Рекомендується приймати менші значення  $\psi_{bd}$ , тому що при цьому зменшиться вірогідність перекошування зубців.

Таблиця 5.6.

Значення коефіцієнта ширини вінця  $\psi_{bd}$

Розташування шестірні відносно опор	Твердість робочих поверхонь зубців колеса	
	$\leq HB350$	$> HB350$
Консольне	0,3...0,4	0,2...0,25
Симетричне	0,8...1,4	0,4...0,9
Несиметричне	0,6...1,2	0,3...0,6

7.2. коефіцієнти нерівномірності навантаження при розрахунках на контактну міцність  $K_{H\beta}$  і згинальну міцність  $K_{F\beta}$  наведені в табл. 5.7 і 5.8 (треба враховувати розташування шестірні відносно опор, твердість  $HB$ , вибране значення  $\psi_{bd}$ ).

Таблиця 5.7.

Орієнтовні значення коефіцієнта  $K_{H\beta}$

Розташування шестірні відносно опор	Твердість поверхні зубців $HB$	$\psi_{bd} = \frac{b}{d}$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольне, опори шарикопідшипники	$\leq 350$	1,08	1,17	1,28	-	-	-
	$> 350$	1,22	1,44	-	-	-	-
Консольне, опори роликотпідшипники	$\leq 350$	1,06	1,12	1,19	1,27	-	-
	$> 350$	1,11	1,25	1,45	-	-	-
Симетричне	$\leq 350$	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	$> 350$	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несиметричне	$\leq 350$	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	$> 350$	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48	-

Таблиця 5.8.

Орієнтовні значення коефіцієнта  $K_{F\beta}$ 

Розташування шестірні відносно опор	Твердість поверхні зубців $HВ$	$\Psi_{bd} = \frac{b}{d}$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольне, опори шарикопідшипники	$\leq 350$	1,16	1,37	1,64	-	-	-
	$> 350$	1,33	1,70	-	-	-	-
Консольне, опори роликопідшипники	$\leq 350$	1,10	1,22	1,38	1,57	-	-
	$> 350$	1,20	1,44	-	-	-	-
Симетричне	$\leq 350$	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26
	$> 350$	1,02	1,04	1,08	1,14	1,30	-
Несиметричне	$\leq 350$	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42	1,61
	$> 350$	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73	-

8. Визначити міжосьову відстань, мм, за формулою:

$$a_W = K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{U \Psi_{ba} [\sigma]_H^2}}, \quad (5.10)$$

де знак «+» відповідає зовнішньому зачепленню коліс; знак «-» - внутрішньому зачепленню;  $K_a$  - коефіцієнт, що враховує вид коліс (прямозубі, косозубі, шевронні); значення  $K_a$  наведені в табл. 5.9;

$U$  - передаточне число редуктора; для зубчастих передач  $U = i$  (дорівнює передаточному відношенню);  $T_1$  - крутний момент на валу шестірні;  $K_{H\beta}$  - коефіцієнт навантаження (при розрахунках на контактну міцність);  $\Psi_{ba}$  - коефіцієнт ширини вінця по міжосьовій відстані для матеріалу колеса,  $\Psi_{ba} = \frac{2 \Psi_{bd}}{U + 1}$ ; стандартні значення  $\Psi_{ba}$

наведені в табл. 5.10;  $[\sigma]_H$  - допустиме контактне напруження для матеріалу колеса, МПа.

*Примітка:* для косозубих коліс  $[\sigma]_H$  підставляти за формулою (5.8).

Отримане значення  $a_W$  закруглити до стандартного значення у більший бік за ДСТ 2185-66 (табл. 5.11).

Таблиця 5.9.

Значення коефіцієнта  $K_a$

Вид коліс	Матеріали відповідно шестірні та колеса					
	Сталь Сталь	Сталь Чавун	Сталь Бронза	Чавун Чавун	Текстиль Сталь	Капрон Сталь
Прямозубі	495	445	430	415	200	155
Косозубі і шевронні	430	390	375	360	170	135

Таблиця 5.10.

Значення коефіцієнта  $\psi_{ba} = \frac{b_2}{a_W}$ , що рекомендуються

0,1; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25

Таблиця 5.11.

Значення міжосьових відстаней  $a_W$ , мм, циліндричних зубчастих редукторів за ДСТ 2185-66

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2-й ряд	-	-	71	90	112	140	180	224	280	355	450	560

*Примітка:* При виборі  $a_W$  перевагу надавати 1-му ряду.

9. Визначити орієнтовно модуль зачеплення, мм, за формулою:

$$m = m_n = (0,01 \dots 0,02) a_W, \quad (5.11)$$

де  $m_n$  - нормальний модуль (для косозубих передач).

Отримане значення модуля зачеплення закруглити до найближчого більшого значення за ДСТ 9563-60 (табл. 5.12).

Таблиця 5.12.

Значення модулів зачеплення  $m$ , мм, за ДСТ 9563-60

1-й ряд	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5
2-й ряд	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75

Продовження табл. 5.12.

1-й ряд	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
2-й ряд	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0

*Примітка:* При виборі  $m$  перевагу надавати 1-му ряду.

10. Розрахувати число зубців.

10.1. сумарне число зубців  $z_{\Sigma}$ :

$\approx$  для прямозубих коліс:

$$z_{\Sigma} = \frac{2 a_W}{m}, \quad (5.12)$$

$\approx$  для косозубих коліс:

$$z_{\Sigma} = \frac{2 a_W}{m_n} \cos \beta, \quad (5.13)$$

де  $\beta$  - кут нахилу зубців;  $\beta = 8...18^{\circ}$ . Орієнтовано прийняти  $\beta = 10^{\circ}$ .

$a_W$  - міжосьова відстань (стандартна), мм;

$m$  - модуль зачеплення (стандартний), мм.

Отримане значення  $z_{\Sigma}$  закруглити до цілого числа.

*Примітка:* Для косозубих коліс уточнити кут  $\beta$ :  $\beta = \arccos \left( \frac{z_{\Sigma} m_n}{2 a_W} \right)$ .

10.2. число зубців шестірні:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{U + 1} \geq z_{min} = 17, \quad (5.14)$$

де  $U$  - передаточне число редуктора.

$z_{min} = 17$  - мінімальне число зубців, що можна нарізати без підрізу.

Отримане значення заокруглити до цілого числа.

10.3. число зубців колеса:

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1. \quad (5.15)$$

11. Уточнити передаточне число редуктора та його відхилення від раніше прийнятого значення:

$$U' = \frac{z_2}{z_1}. \quad (5.16)$$

$$\Delta U = \frac{|U' - U|}{U} 100\% \leq [2,5\%]. \quad (5.17)$$

*Примітка:* При невиконанні умови  $\Delta U \leq [2,5\%]$  необхідно змінити число зубців  $z_1$  на 1...2 зубця – для прямозубих коліс, для косозубих – вибрати інший кут  $\beta$ , та знову перерахувати  $U'$  і  $\Delta U$ .

12. Визначити геометричні розміри передачі (рис. 5.4).

12.1. Діаметри ділительних кіл, мм:

*≈ для прямозубих коліс:*

$$\begin{aligned} d_1 &= m z_1 - \text{для шестірні;} \\ d_2 &= m z_2 - \text{для колеса.} \end{aligned} \quad (5.18)$$

*≈ для косозубих коліс:*

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{m_n z_1}{\cos \beta} - \text{для шестірні;} \\ d_2 &= \frac{m_n z_2}{\cos \beta} - \text{для колеса.} \end{aligned} \quad (5.19)$$

*Примітка:* Точність розрахунків не менш ніж 0,001 мм.



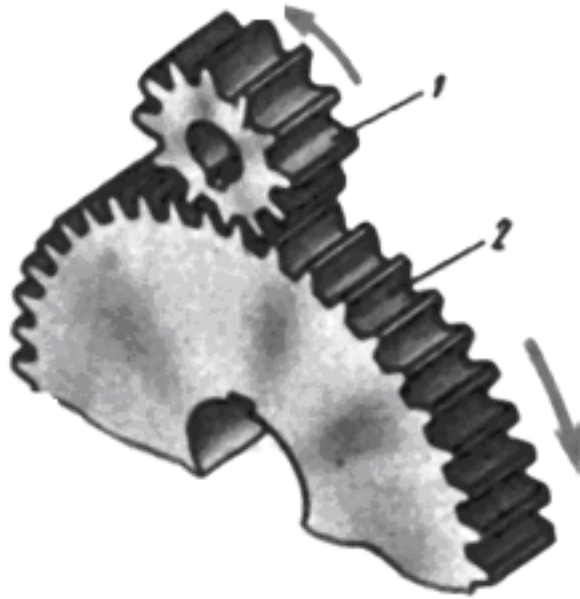


Рис. 5.3. Циліндрична прямозуба зубчаста передача:  
1. – шестірня; 2. - колесо

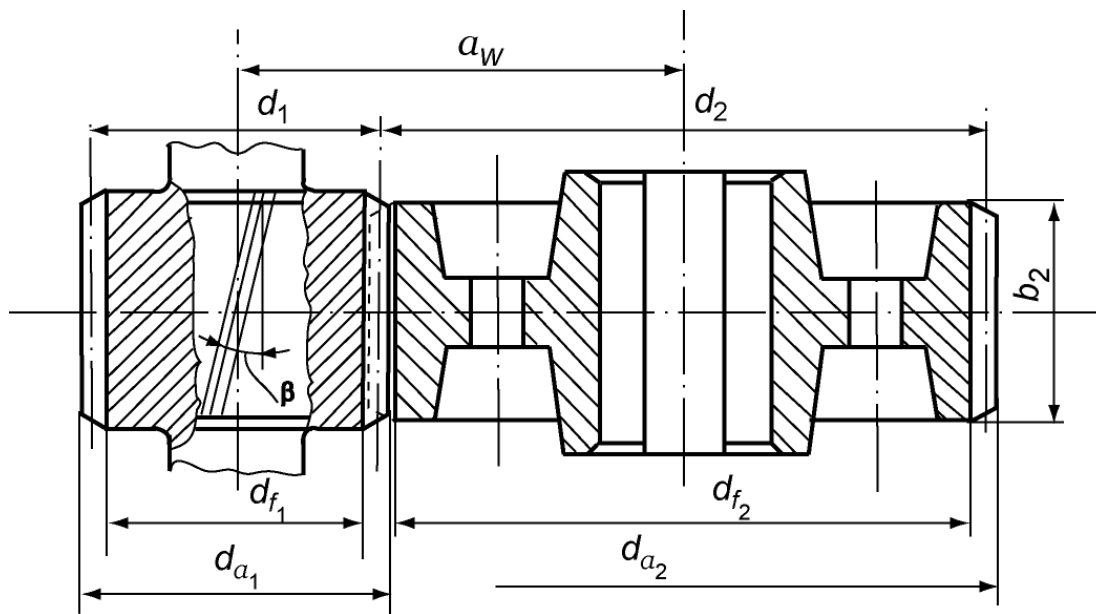


Рис. 5.4. Основні геометричні характеристики циліндричної зубчастої передачі:

$a_w$  - міжосьова відстань;  $d_1, d_2$  - ділильні діаметри шестірні та колеса;  $d_{a1}, d_{a2}$  - діаметри вершин;  $d_{f1}, d_{f2}$  - діаметри западин;  $b_2$  - ширина вінця колеса;  $\beta$  - кут нахилу зубців (для косозубих коліс)

12.2. Діаметри кіл вершин, мм:

$$\begin{aligned}d_{a_1} &= d_1 + 2m. \\d_{a_2} &= d_2 + 2m.\end{aligned}\tag{5.20}$$

*Примітка:* Для косозубих коліс підставляти  $m_n$ .

12.3. Діаметри кіл западин, мм:

$$\begin{aligned}d_{f_1} &= d_1 - 2,5m. \\d_{f_2} &= d_2 - 2,5m.\end{aligned}\tag{5.21}$$

12.4. Уточнена міжосьова відстань, мм:

$$a_W = \frac{d_1 + d_2}{2}\tag{5.22}$$

*Примітка:* міжосьова відстань  $a_W$  має дорівнювати стандартній.

12.5. Ширина вінця колеса, мм:

$$b_2 = \psi_{ba} a_W,\tag{5.23}$$

де  $\psi_{ba}$  - коефіцієнт ширини вінця (див. п. 8).

Отримане значення  $b_2$  закруглити до стандартного за рядом  $Ra20$  (табл. 5.13).

12.6. Ширина вінця шестірні, мм, має бути дещо більше за ширину вінця колеса з урахуванням можливого осьового зміщення при збиранні:

$$b_1 = b_2 + (2...5).\tag{5.24}$$

Отримане значення  $b_1$  закруглити до стандартного за рядом  $Ra20$  (табл. 5.13).

13. Визначити колову швидкість, м/с, за формулою:

$$V_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2},\tag{5.25}$$

де  $\omega_1$  - кутова швидкість шестірні, рад/с;

$d_1$  - дільний діаметр шестірні, м.

За значенням колової швидкості призначити степiнь точностi передачi (табл. 5.14).

Таблиця 5.13.

Нормальнi лiнiйнi розмiри, мм, (ДСТ 6636-69)

Ряди				Ряди				
<i>Ra</i> 5	<i>Ra</i> 10	<i>Ra</i> 20	<i>Ra</i> 40	<i>Ra</i> 50	<i>Ra</i> 10	<i>Ra</i> 20	<i>Ra</i> 40	
10	10	10	10	40	40	45	45	
			10,5				48	
		11	11		50	50		
			11,5			53		
		12	12		12	50	56	56
					13			60
	14		14					
			15					
	16	16	16	16	63	63	63	63
				17				67
			18	18		71	71	
				19			75	
20			20	20		80	80	80
				21				85
		22	22	90	90			
			24		95			

Продовження табл.5.13.

Ряди				Ряди					
<i>Ra5</i>	<i>Ra10</i>	<i>Ra20</i>	<i>Ra40</i>	<i>Ra5</i>	<i>Ra10</i>	<i>Ra20</i>	<i>Ra40</i>		
25	25	25	25	100	100	100	100		
			26				105		
		28	28			110	110		
			30				120		
		32	32			32	125	125	125
						34			130
	36		36		140	140			
			38			150			
	40	40	40		160	160	160	160	
			42					170	

Таблиця 5.14.

Степінь точності передачі в залежності від колової швидкості коліс

Вид передачі	Вид зубців	Степінь точності за нормами плавності			
		6-а	7-а	8-а	9-а
		Гранична швидкість $V$ , м/с			
Циліндрична	Прямі	15	10	6	3
	Косі	30	15	10	6
Конічна	Прямі	9	6	4	2,5

14. Прийняти коефіцієнти динамічного навантаження:  
 $\approx$  для прямозубих коліс прийняти  $K_{HV}$ ,  $K_{FV}$  (за швидкістю):

≈ при  $V \leq 5 \text{ м/с}$  рекомендується:

$K_{HV} = 1,2$  - при твердості  $\leq HB 350$ ;

$K_{HV} = 1,1$  - при твердості  $> HB 350$ ;

$K_{FV} = 1,4$  - при твердості  $\leq HB 350$ ;

$K_{FV} = 1,2$  - при твердості  $> HB 350$ .

≈ для косозубих коліс прийняти  $K_{H\alpha}$ ,  $K_{HV}$ ,  $K_{F\beta}$ ,  $K_{FV}$ :

$K_{H\alpha}$  - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями; при  $V \leq 15 \text{ м/с}$  для 6...9 степеня точності

$K_{H\alpha} = 1,02 \dots 1,12$ ;

$K_{HV}$  - коефіцієнт динамічного навантаження;  $K_{HV} = 1$  - при будь-якій твердості зубців і  $V \leq 10 \text{ м/с}$ ;  $K_{HV} = 1,2$  - при твердості зубців  $\leq HB 350$  і швидкості  $V = 10 \dots 20 \text{ м/с}$ ;

$K_{HV} = 1,1$  - при твердості  $> HB 350$  і  $V = 10 \dots 20 \text{ м/с}$ ;

$K_{F\beta}$  - коефіцієнт нерівномірності навантаження (див. табл. 5.8);

$K_{FV} = 1,2$  - при твердості  $\leq HB 350$ ;

$K_{FV} = 1,1$  - при твердості  $> HB 350$ .

15. Визначити колову силу, Н:

$$\boxed{\times}$$

(5.26)

де  $T_1$  - момент на валу шестірні, Нм;  $d_1$  - діаметр шестірні, м.

16. Визначити розрахункове контактне напруження  $\sigma_H$  та порівняти його з допустимим для матеріалу колеса  $[\sigma]_{H2}$ , МПа:

≈ для прямозубих коліс:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \cdot \frac{U+1}{U} K_{H\beta} K_{HV}} \leq [\sigma]_{H2}, \quad (5.27)$$

≈ для косозубих коліс:

$$\sigma_H = 376 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \cdot \frac{U+1}{U} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}} \leq [\sigma]_{H2}, \quad (5.28)$$

де  $F_t$  - колова сила, Н;  $b_2$  - ширина вінця колеса, мм;  $U$  - передаточне число редуктора;  $U = i$  (дорівнює передаточному відношенню);  $d_1$  - діаметр дільного кола шестірні, мм;  $K_{H\alpha}$  - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями;  $K_{H\beta}$  - коефіцієнт нерівномірності навантаження (табл. 5.7);  $K_{HV}$  - коефіцієнт динамічного навантаження (див. п.14).

*Примітка:* Якщо  $\sigma_H > [\sigma]_{H_2}$ , то необхідно взяти наступних заходів:

- ≈ збільшити ширину вінця  $b_2$ ; перерахувати  $\sigma_H$ ;
- ≈ збільшити модуль зачеплення  $m$  та перерахувати геометричні параметри передачі; повторити розрахунок  $\sigma_H$ ;
- ≈ призначити іншу термообробку або вибрати більш міцні матеріали шестерні та колеса (збільшити твердість  $HB$ ); перерахувати допустимі значення  $[\sigma]_{H_{1,2}}$ . В цьому випадку перерахунок геометричних параметрів передачі не потрібен.

#### 17. Перевірити міцність зубців на згин.

17.1. Визначити коефіцієнти форми зубця  $Y_{F_1}$  і  $Y_{F_2}$  відповідно числу зубців шестірні  $z_1$  і колеса  $z_2$  за табл. 5.15 (інтерполюванням).

≈ для косозубих коліс  $Y_{F_1}$  і  $Y_{F_2}$  знаходять за еквівалентним числом зубців  $z_{V_1}$  і  $z_{V_2}$  за формулою:

$$z_{V_1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}; \quad z_{V_2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}, \quad (5.29)$$

де  $\beta$  - кут нахилу зубців.

17.2. Порівняти значення  $\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}}$  і  $\frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}}$ .

Далі розрахунок вести по тому елементу (шестірні або колесу), для якого відношення  $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ .

17.3. Визначити розрахункове напруження згину в основі зубця  $\sigma_F$ , МПа:

≈ для прямозубих коліс:

$$\sigma_{F(1,2)} = Y_{F(1,2)} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma]_{F(1,2)}; \quad (5.30)$$

≈ для косозубих коліс:

$$\sigma_{F(1,2)} = 0,9 Y_{F(1,2)} \frac{F_t}{b_2 m_n} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma]_{F(1,2)}, \quad (5.31)$$

де  $Y_{F(1,2)}$  - коефіцієнт форми зубця для елемента, що розраховується;  $F_t$  - колова сила, Н;  $b_2$  - ширина вінця колеса, мм;  $m = m_n$  - модуль зачеплення, мм;  $K_{F\beta}$  - коефіцієнт нерівномірності навантаження (див. п.14);  $K_{FV}$  - коефіцієнт динамічного навантаження (див. п.14);  $[\sigma]_{F(1,2)}$  - допустиме напруження на згин матеріалу шестірні або колеса, МПа.

Таблиця 5.15.

Значення коефіцієнта форми зубця  $Y_F$  для некоригованого ( $x = 0$ ) зовнішнього зачеплення

$z$ або $z_V$	17	20	22	24	26	28	30	35	40
$Y_F$	4,26	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,79	3,75	3,70

Продовження табл. 5.15.

$z$ або $z_V$	45	50	65	80	100	150	300	Рейка
$Y_F$	3,66	3,65	3,62	3,60	3,60	3,60	3,60	3,62

18. Визначити сили в зачепленні, Н:

18.1. Колова сила  $F_t$  (див. п.15).

18.2. Радіальна сила:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} 20^\circ. \quad (5.32)$$

18.3. Осьова сила:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta, \quad (5.33)$$

де  $\beta$  - кут нахилу зубців.

Примітка: Для прямозубих коліс  $F_a = 0$ .

## 5.6 . Приклад розрахунку циліндричного зубчастого редуктора з прямозубими колесами

Вихідні дані:

1. Потужність на валу шестірні  $P_1 = 17,27 \text{ кВт}$ .
2. Кутова швидкість ведучого вала (шестірні)  $\omega_1 = 76,4 \text{ рад/с}$ .
3. Передаточне відношення редуктора  $i = 4,5$ .
4. Крутний момент на валу шестірні  $T_1 = 225,99 \text{ Нм}$ .
5. Умови роботи передачі: навантаження нереверсивне.
6. Термін служби передачі  $t = 10000 \text{ год.}$  (за завданням).

Порядок розрахунку:

1. Вибираємо матеріали шестірні та колеса та режиму термообробки за табл. 5.1, виходячи з вимог компактності та невеликої вартості редуктора, з урахуванням того, що з метою кращого припрацювання коліс, твердість матеріалу шестірні має бути більш ніж твердість матеріалу колеса на 20...30 од. за шкалою Бріннеля ( $HB$ ). Випишуємо усі механічні характеристики матеріалів.

Для шестірні: сталь 50 (нормалізація); заготовка – поковка;  $\sigma_s = 640 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_m = 350 \text{ МПа}$ ;  $HB 179...228$ . Приймаємо  $HB_1 220$ .

Для колеса: сталь 35Л (нормалізація); заготовка – сталеве литво;  $\sigma_s = 550 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_m = 270 \text{ МПа}$ ;  $HB 163...207$ . Приймаємо  $HB_2 200$ .

2. Визначаємо число циклів напружень для колеса за весь термін служби передачі за формулою (5.1):

$$N_{\Sigma} = 572,4\omega_2 t = 572,4 \cdot 16,98 \cdot 10000 = 0,97 \cdot 10^8 = 97 \cdot 10^6,$$

$$\text{де } \omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \frac{76,4}{4,5} = 16,98 \text{ рад/с}.$$

3. Приймаємо базове число циклів напружень  $N_{HO}$  при розрахунках на контактну міцність за табл. 5.3.  $N_{HO} = 16,5 \cdot 10^6$  (при твердості матеріалів до  $HB 250$ ). Базове число циклів  $N_{FO}$  при розрахунках на згин для всіх сталей рекомендується прийняти  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

4. Визначаємо коефіцієнти довговічності  $K_{HL}$  і  $K_{FL}$ . При  $N_{\Sigma} > 16,5 \cdot 10^6$  приймаємо  $K_{HL} = 1$ ; при  $N_{\Sigma} > 4 \cdot 10^6$  приймаємо  $K_{FL} = 1$ .



5. Визначаємо значення границь витривалості для зубців шестірні  $\sigma_{HO_1}, \sigma_{FO_1}$  та колеса  $\sigma_{HO_2}, \sigma_{FO_2}$  за табл. 5.4 і 5.5.

Для нормалізованих і поліпшених сталей:

$$\sigma_{HO(1,2)} = 2 HB_{(1,2)} + 70;$$

$$\sigma_{HO_1} = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа}; \quad \sigma_{HO_2} = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FO(1,2)} = 1,8 HB_{(1,2)};$$

$$\sigma_{FO_1} = 1,8 \cdot 220 = 396 \text{ МПа}; \quad \sigma_{FO_2} = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа}.$$

6. Визначаємо допустимі напруження для матеріалів зубчастих коліс:

6.1. *контактне*  $[\sigma]_{H_2}$  для менш міцного матеріалу колеса, МПа, за формулою (5.5):

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{HO_2}}{S_H} K_{HL} = \frac{470 \cdot 1}{1,1} = 427,27 \text{ МПа},$$

де  $S_H = 1,1$  - коефіцієнт безпеки для нормалізованих і поліпшених коліс.

6.2. *згинальні*  $[\sigma]_{F_{1,2}}$  для матеріалів шестірні та колеса, МПа, за формулою (5.7):

$$[\sigma]_{F_{1,2}} = \frac{\sigma_{FO_{1,2}}}{S_F} K_{FL},$$

де  $S_F$  - коефіцієнт безпеки; приймаємо  $S_F = 2,0$ , тоді:

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{396}{2} \cdot 1 = 198 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{F_2} = \frac{360}{2} \cdot 1 = 180 \text{ МПа}.$$

7. Задаємося розрахунковими коефіцієнтами:

7.1. коефіцієнт ширини вінця  $\psi_{bd}$  (по ділильному діаметру) – за табл. 5.6, урахувавши симетричне розташування шестірні відносно опор і твердість зубців  $\leq HB 350$ , приймаємо  $\psi_{bd} = 0,8$ .

7.2. коефіцієнти нерівномірності навантаження при розрахунках на контактну міцність  $K_{H\beta}$  і згинальну міцність  $K_{F\beta}$  за табл. 5.7 і 5.8, враховуючи симетричне розташування шестірні

відносно опор, твердість  $\leq HB 350$ , вибране значення  $\psi_{bd} = 0,8$ :  
 $K_{H\beta} = 1,04$  і  $K_{F\beta} = 1,07$ .

8. Визначаємо міжосьову відстань, мм, за формулою (5.10):

$$a_W = K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{U \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} = 495 \cdot (4,5 + 1) \sqrt[3]{\frac{225,99 \cdot 1,04}{4,5 \cdot 0,315 \cdot (427,27)^2}} = 263,63 \text{ мм},$$

де  $K_a = 495$  - для прямозубих коліс;  $U = i = 4,5$  - передаточне число редуктора;  $\psi_{ba}$  - коефіцієнт ширини вінця по міжосьовій відстані:

$$\psi_{ba} = \frac{2 \psi_{bd}}{U + 1} = \frac{2 \cdot 0,8}{4,5 + 1} = 0,291 \rightarrow 0,315 \text{ (табл. 5.10)}.$$

Отримане значення закруглюємо до найближчого стандартного значення за табл. 5.11 (ДСТ 2185-66). Приймаємо  $a_W = 280 \text{ мм}$  (2-й ряд).

9. Визначаємо орієнтовно модуль зачеплення, мм, за формулою (5.11):

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_W = (0,01 \dots 0,02) 280 = 2,8 \dots 5,6 \text{ мм}.$$

Приймаємо за ДСТ 9563-60 (табл. 5.12)  $m = 4 \text{ мм}$ .

10. Розраховуємо число зубців.

10.1. Сумарне число зубців за формулою (5.12):

$$z_{\Sigma} = \frac{2 a_W}{m} = \frac{2 \cdot 280}{4} = 140.$$

10.2. Число зубців шестірні за формулою (5.14):

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{U + 1} = \frac{140}{4,5 + 1} = 25,45.$$

Закруглюємо до цілого числа  $z_1 = 25 \geq z_{min} = 17$ .

10.3. Число зубців колеса за формулою (5.15):

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 140 - 25 = 115.$$

11. Уточнюємо передаточне число редуктора та його відхилення від раніше прийнятого стандартного значення за формулами (5.16) і (5.17):

$$U' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{115}{25} = 4,6.$$

$$\Delta U = \frac{|U' - U|}{U} \cdot 100\% = \frac{|4,6 - 4,5|}{4,5} \cdot 100\% = 2,2\% < [2,5\%], \text{ що допустимо.}$$

12. Визначаємо геометричні параметри шестірні та колеса.

12.1. Діаметри ділительних кіл, мм, за формулою (5.18):

$$\text{– шестірні: } d_1 = m z_1 = 4 \cdot 25 = 100 \text{ мм.}$$

$$\text{– колеса: } d_2 = m z_2 = 4 \cdot 115 = 460 \text{ мм.}$$

12.2. Діаметри кіл вершин, мм, за формулою (5.20):

$$\text{– шестірні: } d_{a_1} = d_1 + 2m = 100 + 2 \cdot 4 = 108 \text{ мм.}$$

$$\text{– колеса: } d_{a_2} = d_2 + 2m = 460 + 2 \cdot 4 = 468 \text{ мм.}$$

12.3. Діаметри кіл западин, мм, за формулою (5.21):

$$\text{– шестірні: } d_{f_1} = d_1 - 2,5m = 100 - 2,5 \cdot 4 = 90 \text{ мм.}$$

$$\text{– колеса: } d_{f_2} = d_2 - 2,5m = 460 - 2,5 \cdot 4 = 450 \text{ мм.}$$

12.4. Уточнена міжосьова відстань, мм, за формулою (5.22):

$$a_W = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{100 + 460}{2} = 280 \text{ мм.}$$

12.5. Ширина вінця колеса  $b_2$  і шестірні  $b_1$ , мм, за формулами (5.23) і (5.24):

$$b_2 = \psi_{ba} a_W = 0,315 \cdot 280 = 88,2 \text{ мм.}$$

За рядом Ra20 (табл. 5.13) приймаємо  $b_2 = 90 \text{ мм.}$

$$b_1 = b_2 + (2...5) = 90 + (2...5) = 92...95 \text{ мм.}$$

За рядом Ra40 (табл. 5.13) приймаємо  $b_1 = 95 \text{ мм.}$

13. Визначаємо колову швидкість, м/с, за формулою (5.25) та призначаємо степінь точності коліс за табл. 5.14:

$$V_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{76,4 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{2} = 3,82 \text{ м/с} < 6 \text{ м/с}.$$

Степінь точності коліс 8-а.

14. Приймаємо коефіцієнти динамічного навантаження при  $V \leq 5 \text{ м/с}$   $K_{HV} = 1,2$ ;  $K_{FV} = 1,4$  - при твердості  $\leq HB 350$ .

15. Визначаємо колову силу, Н, за формулою (5.26):

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 225,99}{0,1} = 4519,8 \text{ Н}.$$

16. Визначаємо розрахункове контактне напруження, МПа, та порівнюємо його з допустимим для матеріалу колеса за формулою (5.27):

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 436 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \cdot \frac{U+1}{U} K_{H\beta} K_{HV}} = 436 \sqrt{\frac{4519,8}{90 \cdot 100} \cdot \frac{4,5+1}{4,5} \cdot 1,04 \cdot 1,2} = \\ &= 381,6 \text{ МПа} < [\sigma]_{H_2} = 427,27 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

17. Перевіряємо міцність зубців на згин.

17.1. Визначаємо коефіцієнти форми зубця  $Y_{F_1}$  і  $Y_{F_2}$  відповідно числу зубців шестірні  $z_1$  і колеса  $z_2$  за табл. 5.15 (інтерполюванням):  $Y_{F_1} = 3,9$  при  $z_1 = 25$ ;  $Y_{F_2} = 3,6$  при  $z_2 = 115$ .

17.2. Порівнюємо значення  $\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}}$  і  $\frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}}$ .

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} = 198/3,9 = 50,77. \quad \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}} = 180/3,6 = 50. \quad 50,77 > 50.$$

Далі розрахунок ведемо по колесу, оскільки воно менш міцне на згин.

17.3. Визначаємо розрахункове напруження згину, МПа, і порівнюємо з допустимим для матеріалу колеса за формулою (5.30):

$$\begin{aligned} \sigma_{F_2} &= Y_{F_2} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{FV} = 3,6 \cdot \frac{4519,8}{90 \cdot 4} \cdot 1,07 \cdot 1,4 = \\ &= 67,7 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F_2} = 180 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

18. Визначаємо сили в зачепленні, Н:

18.1. Колова сила  $F_t = 4519,8 \text{ Н}$ .

18.2. Радіальна сила  $F_r$  за формулою (5.32):

$$F_r = F_t \operatorname{tg} 20^\circ = 4519,8 \cdot 0,364 = 1645,2 \text{ Н}.$$

18.3. Осьова сила для прямозубого зачеплення  $F_a = 0$ .

### **5.7. Приклад розрахунку циліндричного зубчастого редуктора з косозубими колесами**

*Вихідні дані:*

1. Потужність на валу шестірні  $P_1 = 10,14 \text{ кВт}$ .
2. Кутова швидкість ведучого вала (шестірні)  $\omega_1 = 76,4 \text{ рад/с}$ .
3. Передаточне відношення редуктора  $i = 4$ .
4. Крутний момент на валу шестірні  $T_1 = 132,68 \text{ Нм}$ .
5. Умови роботи передачі: навантаження нереверсивне.
6. Термін служби передачі  $t = 12000$  год. (за завданням).

*Порядок розрахунку:*

1. Вибираємо матеріали шестірні та колеса та режиму термообробки за табл. 5.1, виходячи з вимог компактності та невеликої вартості редуктора, з урахуванням того, що з метою кращого припрацювання косозубих коліс, твердість матеріалу шестірні має бути більш ніж твердість матеріалу колеса на 30...50 од. за шкалою Бріннеля ( $HV$ ). Випишуємо усі механічні характеристики матеріалів.

*Для шестірні:* сталь 45 (поліпшення); заготовка – поковка;  
 $\sigma_s = 780 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_m = 540 \text{ МПа}$ ;  $HV 235...262$ . Приймаємо  $HV_1 235$ .

*Для колеса:* сталь 35Л (нормалізація); заготовка – сталеве литво;  $\sigma_s = 550 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_m = 270 \text{ МПа}$ ;  $HV 163...207$ . Приймаємо  $HV_2 190$ .

2. Визначаємо число циклів напружень для колеса за весь термін служби передачі за формулою (5.1):

$$N_\Sigma = 572,4 \omega_2 t = 572,4 \cdot 19,1 \cdot 12000 = 1,31 \cdot 10^8 = 131 \cdot 10^6,$$

де  $\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \frac{76,4}{4} = 19,1 \text{ рад/с}$ .

3. Приймаємо базове число циклів напружень  $N_{HO}$  при розрахунках на контактну міцність за табл. 5.3.  $N_{HO} = 16,5 \cdot 10^6$  (при твердості матеріалів до  $HB 250$ ). Базове число циклів  $N_{FO}$  при розрахунках на згин для всіх сталей рекомендується прийняти  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

4. Визначаємо коефіцієнти довговічності  $K_{HL}$  і  $K_{FL}$ . При  $N_{\Sigma} > 16,5 \cdot 10^6$  приймаємо  $K_{HL} = 1$ ; при  $N_{\Sigma} > 4 \cdot 10^6$  приймаємо  $K_{FL} = 1$ .

5. Визначаємо значення границь витривалості для зубців шестірні  $\sigma_{HO_1}, \sigma_{FO_1}$  та колеса  $\sigma_{HO_2}, \sigma_{FO_2}$  за табл. 5.4 і 5.5.

Для нормалізованих і поліпшених сталей:

$$\sigma_{HO(1,2)} = 2 HB_{(1,2)} + 70;$$

$$\sigma_{HO_1} = 2 \cdot 235 + 70 = 540 \text{ МПа}; \quad \sigma_{HO_2} = 2 \cdot 190 + 70 = 450 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FO(1,2)} = 1,8 HB_{(1,2)};$$

$$\sigma_{FO_1} = 1,8 \cdot 235 = 423 \text{ МПа}; \quad \sigma_{FO_2} = 1,8 \cdot 190 = 342 \text{ МПа}.$$

6. Визначаємо допустимі напруження для матеріалів зубчастих коліс:

6.1. Для косозубих передач розрахункове значення контактного напруження, МПа:

- контактне  $[\sigma]_{H(1,2)}$  для матеріалів шестірні та колеса, МПа, за формулою (5.5):

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{\sigma_{HO_1}}{S_H} K_{HL} = \frac{540 \cdot 1}{1,1} = 490,9 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{HO_2}}{S_H} K_{HL} = \frac{450 \cdot 1}{1,1} = 409 \text{ МПа},$$

де  $S_H = 1,1$  - коефіцієнт безпеки для нормалізованих і поліпшених коліс.

Для косозубих передач розрахункове значення контактного напруження, МПа:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}) = 0,45(490,9 + 409) = 404 \text{ МПа}.$$

Умова  $[\sigma]_H < 1,23[\sigma]_{H_{min}}$  виконана:  $404 < 1,23 \cdot 409 = 503,07 \text{ МПа}$ .

6.2. згинальні  $[\sigma]_{F_{1,2}}$  для матеріалів шестірні та колеса, МПа, за формулою (5.7):

$$[\sigma]_{F_{1,2}} = \frac{\sigma_{FO_{1,2}}}{S_F} K_{FL},$$

де  $S_F$  - коефіцієнт безпеки; приймаємо  $S_F = 1,8$  (для нормалізованих і поліпшених коліс), тоді:

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{423}{1,8} \cdot 1 = 235 \text{ МПа}; [\sigma]_{F_2} = \frac{342}{1,8} \cdot 1 = 190 \text{ МПа}.$$

7. Задаємося розрахунковими коефіцієнтами:

7.1. коефіцієнт ширини вінця  $\psi_{bd}$  (по ділильному діаметру) – за табл. 5.6, урахувавши симетричне розташування шестірні відносно опор і твердість зубців  $\leq HB 350$ , приймаємо  $\psi_{bd} = 0,8$ .

7.2. коефіцієнти нерівномірності навантаження при розрахунках на контактну міцність  $K_{H\beta}$  і згинальну міцність  $K_{F\beta}$  за табл. 5.7 і 5.8, враховуючи симетричне розташування шестірні відносно опор, твердість  $\leq HB 350$ , вибране значення  $\psi_{bd} = 0,8$  приймаємо  $K_{H\beta} = 1,04$  і  $K_{F\beta} = 1,07$ .

8. Визначаємо міжосьову відстань, мм, за формулою (5.10):

$$a_W = K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{U \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} = 430 \cdot (4 + 1) \sqrt[3]{\frac{132,68 \cdot 1,04}{4 \cdot 0,315 \cdot (404)^2}} = 188,22 \text{ мм},$$

де  $K_a$  - коефіцієнт, що враховує вид коліс;  $K_a = 430$  - для косозубих коліс;  $U = i_{ред} = 4$  - передаточне число редуктора;  $\psi_{ba}$  - коефіцієнт ширини вінця по міжосьовій відстані;

$$\psi_{ba} = \frac{2 \psi_{bd}}{U + 1} = \frac{2 \cdot 0,8}{4 + 1} = 0,32 \rightarrow 0,315 \text{ (табл. 5.10)}.$$

Отримане значення закруглюємо до найближчого стандартного за табл. 5.11 (ДСТ 2185-66). Приймаємо  $a_W = 200 \text{ мм}$  (1-й ряд).

9. Визначаємо орієнтовно модуль зачеплення, мм, за формулою (5.11):

$$m = m_n = (0,01 \dots 0,02) a_W = (0,01 \dots 0,02) 200 = 2,0 \dots 4,0 \text{ мм}.$$

Приймаємо за ДСТ 9563-60 (табл. 5.12)  $m_n = 3$  мм.

10. Розраховуємо число зубців.

10.1. Сумарне число зубців за формулою (5.13):

$$z_{\Sigma} = \frac{2 a_W}{m_n} \cos \beta,$$

де  $\beta$  - кут нахилу зубців, град. Приймаємо орієнтовано  $\beta = 10^{\circ}$ , тоді:

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 200}{3} \cdot 0,9848 = 131,3 \approx 131.$$

Уточнюємо  $\beta$ :

$$\beta = \arccos \left( \frac{z_{\Sigma} m_n}{2 a_W} \right) = \arccos \left( \frac{131 \cdot 3}{2 \cdot 200} \right) = 10,73^{\circ}.$$

10.2. Число зубців шестірні за формулою (5.14):

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{U + 1} = \frac{131}{4 + 1} = 26,2.$$

Закруглюємо до цілого числа  $z_1 = 26 \geq z_{\min} = 17$ .

10.3. Число зубців колеса за формулою (5.15):

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 131 - 26 = 105.$$

11. Уточнюємо передаточне число редуктора та його відхилення від раніше прийнятого стандартного значення за формулами (5.16) і (5.17):

$$U' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{105}{26} = 4,038.$$

$$\Delta U = \frac{|U' - U|}{U} \cdot 100\% = \frac{|4,038 - 4,0|}{4,0} \cdot 100\% = 0,96\% < [2,5\%], \text{ що допустимо.}$$

12. Визначаємо геометричні параметри шестірні та колеса.

12.1. Діаметри ділільних кіл, мм, за формулою (5.19):



– шестірні:  $d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 26}{\cos 10,73^\circ} = \frac{3 \cdot 26}{0,9825} = 79,39 \text{ мм}.$

– колеса:  $d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 105}{\cos 10,73^\circ} = \frac{3 \cdot 105}{0,9825} = 320,61 \text{ мм}.$

12.2. Діаметри кіл вершин, мм, за формулою (5.20):

– шестірні:  $d_{a_1} = d_1 + 2m_n = 79,39 + 2 \cdot 3 = 85,39 \text{ мм}.$

– колеса:  $d_{a_2} = d_2 + 2m_n = 320,61 + 2 \cdot 3 = 326,61 \text{ мм}.$

12.3. Діаметри кіл западин, мм, за формулою (5.21):

– шестірні:  $d_{f_1} = d_1 - 2,5m = 79,39 - 2,5 \cdot 3 = 71,89 \text{ мм}.$

– колеса:  $d_{f_2} = d_2 - 2,5m = 320,61 - 2,5 \cdot 3 = 313,11 \text{ мм}.$

12.4. Уточнена міжосьова відстань, мм, за формулою (5.22):

$$a_W = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{79,39 + 320,61}{2} = 200 \text{ мм}.$$

12.5. Ширина вінця колеса  $b_2$  і шестірні  $b_1$ , мм, за формулами (5.23) і (5.24):

$$b_2 = \psi_{ba} a_W = 0,315 \cdot 200 = 63 \text{ мм}.$$

За рядом Ra20 (табл. 5.13) приймаємо  $b_2 = 63 \text{ мм}.$

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5) = 63 + (2 \dots 5) = 65 \dots 68 \text{ мм}.$$

За рядом Ra40 (табл. 5.13) приймаємо  $b_1 = 67 \text{ мм}.$

13. Визначаємо колову швидкість, м/с, за формулою (5.25) та призначаємо степінь точності коліс за табл. 5.14:

$$V_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{76,4 \cdot 79,39 \cdot 10^{-3}}{2} = 3,03 \text{ м/с} < 6 \text{ м/с}.$$

Степінь точності косозубих коліс 9-а.

14. Приймаємо коефіцієнти динамічного навантаження  $K_{HV}$ ,  $K_{H\alpha}$ ,  $K_{FV}$ ,  $K_{F\beta}$ .

$K_{HV} = 1$  - при будь-якій твердості зубців і  $V \leq 10$  м/с;

$K_{H\alpha} = 1,02$ ;

$K_{FV} = 1,2$  - при твердості  $\leq HB350$ ;

$K_{F\beta} = 1,07$  (див. табл. 5.8).

15. Визначаємо колову силу, Н, за формулою (5.26):

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 132,68}{0,07939} = 3342,49 \text{ Н.}$$

16. Визначаємо розрахункове контактне напруження, МПа, та порівнюємо його з допустимим для матеріалу колеса за формулою (5.28):

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 376 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \cdot \frac{U+1}{U} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}} \leq [\sigma]_{H_2} = \\ &= 376 \sqrt{\frac{3342,49}{63 \cdot 79,39} \cdot \frac{4+1}{4} \cdot 1,02 \cdot 1,04 \cdot 1} = 353,95 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 404 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

що допустимо.

17. Перевіряємо міцність зубців на згин.

17.1. Визначаємо коефіцієнти форми зубця  $Y_{F_1}$  і  $Y_{F_2}$  за табл. 5.15 (інтерполяванням).

Для косозубих коліс  $Y_{F_1}$  і  $Y_{F_2}$  знаходимо за еквівалентним числом зубців  $z_{V_1}$  і  $z_{V_2}$  за формулою (5.29):

$$z_{V_1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{26}{\cos^3 10,73^\circ} = 27,41 \approx 27;$$

$$z_{V_2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{105}{\cos^3 10,73^\circ} = 110,71 \approx 111.$$

Тоді  $Y_{F_1} = 3,845$ ;  $Y_{F_2} = 3,60$ .

17.2. Порівнюємо значення  $[\sigma]_{F_1}/Y_{F_1}$  і  $[\sigma]_{F_2}/Y_{F_2}$ .

$$[\sigma]_{F_1}/Y_{F_1} = 235/3,845 = 61,118. \quad [\sigma]_{F_2}/Y_{F_2} = 190/3,6 = 52,78. \quad 61,118 > 52,78.$$

Далі розрахунок ведемо по колесу, оскільки воно менш міцне на згин.

17.3. Визначаємо розрахункове напруження згину, МПа, та порівнюємо його з допустимим для матеріалу колеса за формулою (5.31):

$$\begin{aligned}\sigma_{F_2} &= 0,9 Y_{F_2} \frac{F_t}{b_2 m_n} K_{F\beta} K_{FV} = 0,9 \cdot 3,6 \cdot \frac{3342,49}{63 \cdot 3} \cdot 1,07 \cdot 1,2 = \\ &= 73,57 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F_2} = 190 \text{ МПа},\end{aligned}$$

що допустимо.

18. Визначаємо сили в зачепленні, Н:

18.1. Колова сила  $F_t = 3342,49 \text{ Н}$  (див. п.15).

18.2. Радіальна сила за формулою (5.32):

$$F_r = F_t \operatorname{tg} 20^\circ = 3342,49 \cdot 0,364 = 1216,66 \text{ Н}.$$

18.3. Осьова сила за формулою (5.33):

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 3342,49 \cdot \operatorname{tg} 10,73^\circ = 3342,49 \cdot 0,1895 = 633,4 \text{ Н}.$$

## **5.8. Конічні зубчасті передачі**

### **5.8.1. Короткі відомості про конічні зубчасті передачі**

Конічні зубчасті колеса застосовують в передачах, у яких осі валів перетинаються під кутом. Найчастіше застосовують передачі з кутом  $90^\circ$ , які називаються *ортогональними* (рис. 5.5).

Конічні колеса бувають з прямими, коловими, та дуже рідко шевронними зубцями. Далі розглядаються *прямозубі конічні передачі*.

Конічні зубчасті передачі складніші у виготовленні та монтажі порівняно з циліндричними.

У конічних передачах, зазвичай, шестірня розташовується консольно, при цьому внаслідок меншої жорсткості консольного вала збільшується нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубця. З цієї причини конічні передачі працюють з більшим шумом, ніж циліндричні.

Практика засвідчила, що при однаковому навантаженні конічні передачі виходять з ладу швидше ніж циліндричні. Тому при

розрахунках уводиться коефіцієнт зниження допустимого навантаження конічної зубчастої передачі порівняно з еквівалентною циліндричною, цей коефіцієнт дорівнює 0,85.

### 5.8.2. Методика розрахунку конічного редуктора з прямозубими колесами

*Вихідні дані:*

1. Потужність на валу шестірні  $P_1$ , кВт.
2. Кутова швидкість ведучого вала (шестірні),  $\omega_1$ , рад/с.
3. Передаточне відношення  $i$ .
4. Крутний момент на валу шестірні  $T_1$ , Нм.
5. Умови роботи передачі: навантаження нереверсивне.
6. Термін служби передачі  $t$ , год. (за завданням).

*Примітка:* Слід пам'ятати, що як і циліндричні зубчасті редуктори, конічні редуктори розраховуються на контактну міцність, а перевіряються на згин. Індеси: 1 – шестірня, 2 – колесо.

*Порядок розрахунку:*

1. Вибір матеріалу зубчастих коліс та режиму термообробки.

За табл. 5.1, виходячи з вимог компактності та невеликої вартості редуктора, слід вибрати сталі для шестірні та колеса, призначити термообробку. Ураховувати при цьому, що з метою кращого припрацювання коліс, твердість матеріалу шестірні має бути більш ніж твердість матеріалу колеса на 20...30 од. за шкалою Бріннеля ( $HB$ ) - для прямозубих коліс.

*Примітка:* Чим більше потужність редуктора, тим міцніше мають бути його колеса. Сталі, сполучення яких рекомендуються, наведені в табл. 5.2. Для розрахунків рекомендується приймати менші або середні значення з вибраного ряду ( $HB$ ).

Вибравши матеріали та термообробку, слід виписати всі механічні характеристики, а саме:  $\sigma_e$ ,  $\sigma_m$  і  $HB$ .

2. Визначити число циклів напружень для колеса за весь термін служби передачі за формулою (5.1):

$$N_{\Sigma} = 572,4\omega_2 t,$$

де  $\omega_2$  - кутова швидкість вала колеса, рад/с;  $\omega_2 = \frac{\omega_1}{i}$ ;  $t$  - строк служби передачі, год.

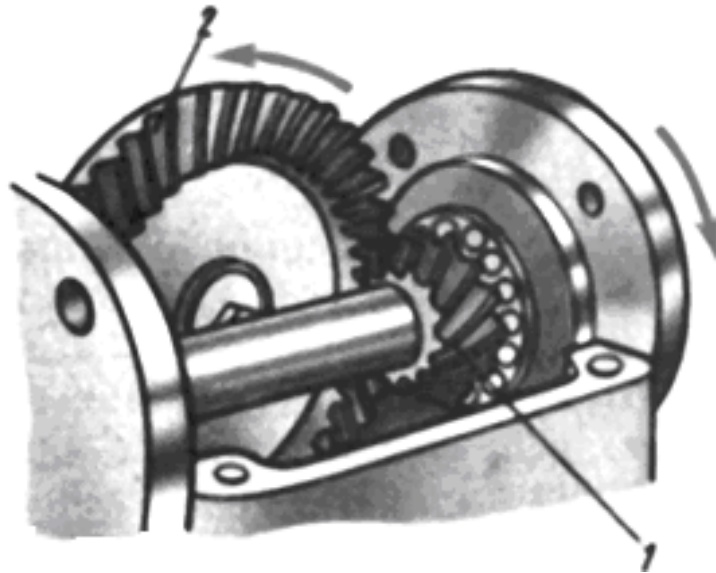


Рис. 5.5. Конічна ортогональна передача:  
1. – конічна шестірня; 2. – конічне колесо

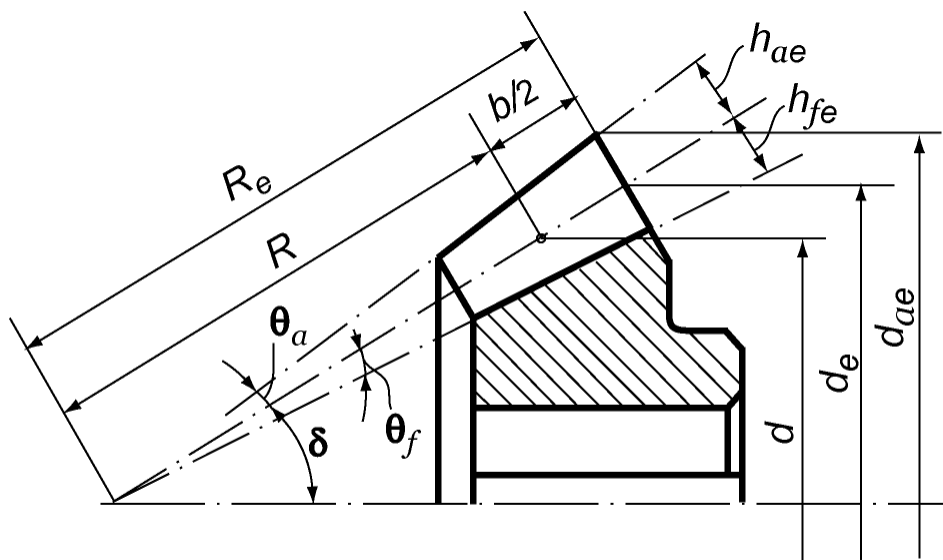


Рис. 5.6. До геометричного розрахунку конічного колеса:

$R$  - середня конусна відстань;  $R_e$  - зовнішня конусна відстань;  
 $d$  - середній ділильний діаметр;  $d_e$  - зовнішній ділильний діаметр;  
 $d_{ae}$  - зовнішній діаметр вершин зубців;  $b$  - ширина вінця колеса;  
 $\delta$  - кут ділильного конуса;  $\Theta_a$  - кут головки зубця;  $\Theta_f$  - кут ніжки  
 зубця;  $h_{ae}$  - висота головки зубця;  $h_{fe}$  - висота ніжки зубця

3. Прийняти базове число циклів напружень  $N_{HO}$  при розрахунках на контактну міцність за табл. 5.3. Базове число циклів

$N_{FO}$  при розрахунках на згин для всіх сталей рекомендується прийняти  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

4. Визначити коефіцієнти довговічності при розрахунках на контактну міцність  $K_{HL}$  і на згин  $K_{FL}$  за формулами (5.2)...(5.4):

$$K_{HL} = 6 \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{\Sigma}}} \geq 1 \leq K_{HLmax},$$

де  $N_{HO}$  - базове число циклів (табл. 5.3). Для нормалізованих та поліпшених коліс  $K_{HLmax} = 2,6$ .

*Примітка:* При  $N_{\Sigma} > N_{HO}$  прийняти  $K_{HL} = 1$ .

$$K_{FL} = 6 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma}}} \geq 1 \leq 2 - \text{при твердості} \leq HB 350.$$

$$K_{FL} = 9 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma}}} \geq 1 \leq 1,6 - \text{при твердості} > HB 350.$$

*Примітка:* При  $N_{\Sigma} > 4 \cdot 10^6$  прийняти  $K_{FL} = 1$ .

5. Визначити значення границь витривалості для зубців шестірні  $\sigma_{HO1}, \sigma_{FO1}$  та колеса  $\sigma_{HO2}, \sigma_{FO2}$  за табл. 5.4 і 5.5.

*Примітка:*  $\sigma_{HO1,2}, \sigma_{FO1,2}$  визначаються за прийнятою твердістю (див. п. 1).

6. Визначити допустимі напруження для матеріалів зубчастих коліс:

6.1. *контактне*  $[\sigma]_{H2}$  для менш міцного матеріалу колеса, МПа, за формулами (5.5) і (5.6):

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{HO2}}{S_H} K_{HL},$$

де  $\sigma_{HO2}$  - границя контактної витривалості для матеріалу колеса, МПа. Для нормалізованих і поліпшених коліс і твердості  $\leq HB350$ :

$$\sigma_{HO2} = 2HB + 70.$$

$S_H = 1,1 \dots 1,2$  - коефіцієнт безпеки. Рекомендується для нормалізованих і поліпшених коліс  $S_H = 1,1$ .

$K_{HL}$  - коефіцієнт довговічності (див. п. 4).

6.2. згинальні  $[\sigma]_{F_{1,2}}$  для матеріалів шестірні та колеса, МПа, за формулою (5.7):

$$[\sigma]_{F_{1,2}} = \frac{\sigma_{FO_{1,2}}}{S_F} K_{FL},$$

де  $S_F$  - коефіцієнт безпеки;  $S_F = 1,8 \dots 2,3$  (верхня межа для відлитих коліс). Для нормалізованих і поліпшених коліс і твердості  $\leq HB350$ :

$$\sigma_{FO_{1,2}} = 1,8HB.$$

$K_{FL}$  - коефіцієнт довговічності (див. п.4).

7. Задатися розрахунковими коефіцієнтами:

7.1 коефіцієнт ширини вінця  $\psi_{bd}$  (по ділильному діаметру) – див. табл. 5.6 (враховувати консольне розташування шестірні відносно опор і твердість зубців  $HB$ ). Рекомендується більші значення  $\psi_{bd}$ .

7.2. коефіцієнти нерівномірності навантаження при розрахунках на контактну міцність  $K_{H\beta}$  і згинальну міцність  $K_{F\beta}$  наведені в табл. 5.7 і табл. 5.8 (треба враховувати консольне розташування шестірні відносно опор, твердість  $HB$ , вибране значення  $\psi_{bd}$ ).

8. Орієнтовано визначити середній ділильний діаметр шестірні  $d_1$  з умови контактної міцності, мм, за формулою (5.34):

$$d_1 = 770 \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,85 \psi_{bd} [\sigma]_{H_2}^2} \frac{\sqrt{U^2 + 1}}{U} K_{H\beta}}, \quad (5.34)$$

де  $T_1$  - крутний момент на валу шестірні, Нм;

$\psi_{bd}$  - коефіцієнт ширини вінця;

$U$  - передаточне число редуктора;  $U = i$ .

*Примітка:* Для того, щоб складальне креслення конічного редуктора помістилося на форматі  $A1$  в натуральному масштабі, значення діаметра  $d_1$ , від якого залежать геометричні розміри редуктора, не має перевищувати 80 мм.

В іншому випадку рекомендується збільшити твердість  $HB$  матеріалів шестірні та колеса та перерахувати  $[\sigma]_{H_2}$  і  $d_1$ .

9. Визначити ширину вінця колеса, мм, за формулою (5.35):

$$b_2 = \psi_{bd} d_1. \quad (5.35)$$

Отримане значення  $b_2$  заокруглити до стандартного значення за табл. 5.16 (ДСТ 12289-86).

Таблиця 5.16.

Основні параметри конічних зубчастих передач  
за ДСТ 12289-86

Зовнішній дільний діаметр колеса $d_{e_2}$ , мм	Передаточне число $U$								
	2	2,24	2,5	2,8	3,15	3,55	4	5	5,6
	Ширина вінця конічного колеса $b_2$ , мм								
63	10	-	-	-	-	-	-	-	-
71	11,5	-	-	-	-	-	-	-	-
80	13	12	12	-	-	-	-	-	-
90	14	14	14	-	-	-	-	-	-
100	16	16	15	15	15	-	-	-	-
112	18	17	17	17	17	-	-	-	-
125	20	19	19	19	19	19	18	-	-
140	22	22	21	21	21	21	21	20	-
160	25	25	25	24	24	24	24	24	24
180	28	28	28	28	26	26	26	26	26
200	32	32	30	30	30	30	30	30	30
225	36	36	34	34	34	34	32	32	32



Продовження табл. 5.16.

Зовнішній ділительний діаметр колеса $d_{e_2}$ , мм	Передаточне число $U$								
	2	2,24	2,5	2,8	3,15	3,55	4	5	5,6
	Ширина вінця конічного колеса $b_2$ , мм								
250	40	40	38	38	38	38	36	36	36
280	45	45	42	42	42	42	42	40	40
315	50	50	48	48	48	48	45	45	45
355	55	55	55	55	55	52	52	52	52
400	63	63	60	60	60	60	60	60	60
450	70	70	70	70	70	65	65	65	65
500	80	80	75	75	75	75	75	75	75

10 Визначити зовнішній ділительний діаметр колеса, мм, за формулою (5.36):

$$d_{e_2} = i \left( d_1 + \frac{b_2}{\sqrt{i^2 + 1}} \right), \quad (5.36)$$

де  $d_1$  - середній ділительний діаметр шестірні, мм.

Отримане значення  $d_{e_2}$  заокруглити до стандартного за табл. 5.16 (ДСТ 12289-86).

11. Задатися значенням виробничого модуля  $m_e$ , мм, виходячи з числа зубців шестірні  $z_1 = 18...28$ , за формулою (5.37):

$$m_e = \frac{d_{e_2}}{(18...28)i}. \quad (5.37)$$

*Примітка:* У формулу підставляти крайні значення  $z_1 = 18...28$  для отримання меж значень модуля  $m_e$ .

З отриманого інтервалу значень  $m_e$  прийняти за ДСТ 9563-60 (табл. 5.12) стандартне значення модуля  $m_e$ , якому відповідає ціле або близьке до цілого число зубців колеса.

12. Уточнити число зубців:

12.1. колеса:

$$z_2 = \frac{d_{e_2}}{m_e}. \quad (5.38)$$

12.2. шестірні:

$$z_1 = \frac{z_2}{U} > z_{min} = 17. \quad (5.39)$$

Отримане значення  $z_1$  заокруглити до цілого числа.

13. Уточнити передаточне число редуктора  $U'$  та його відхилення від раніше прийнятого значення  $\Delta U$ :

$$U' = \frac{z_2}{z_1}. \quad (5.40)$$

$$\Delta U = \frac{|U' - U|}{U} 100\% \leq [2,5\%] \quad (5.41)$$

14. Уточнити діаметр колеса, мм, за формулою (5.42):

$$d_{e_2} = m_e z_2. \quad (5.42)$$

15. Визначити кути при вершинах ділільних конусів  $\delta_1$  і  $\delta_2$ :

15.1. шестірні:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{U}, \quad (5.43)$$

$$\text{звідки } \delta_1 = \operatorname{arctg} \frac{1}{U}. \quad (5.44)$$

15.2. колеса:

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1. \quad (5.45)$$

16. Визначити зовнішню конусну відстань, мм, за формулою (5.46) та перевірити виконання умов за формулою (5.47):

$$R_e = \frac{m_e z_1}{2 \sin \delta_1}. \quad (5.46)$$

$$\frac{b_2}{R_e} \leq 0,28; b_2 \leq 10m_e \quad (5.47)$$

17. Визначити основні геометричні розміри передачі:

17.1. зовнішній ділильний діаметр шестірні, мм:

$$d_{e_1} = m_e z_1. \quad (5.48)$$

17.2. зовнішній діаметр вершин зубців, мм:

$$d_{e_{a_1}} = d_{e_1} + 2m_e \cos \delta_1 - \text{шестірні.} \quad (5.49)$$

$$d_{e_{a_2}} = d_{e_2} + 2m_e \cos \delta_2 - \text{колеса.} \quad (5.50)$$

17.3. середня конусна відстань, мм:

$$R = R_e - 0,5b_2. \quad (5.51)$$

17.4. середній модуль зачеплення, мм:

$$m = m_e - \frac{b_2}{z_1} \sin \delta_1. \quad (5.52)$$

Отримане значення середнього модуля *не закруглювати!*

17.5. фактичний середній ділильний діаметр шестірні, мм:

$$d_1' = m z_1, \quad (5.53)$$

де  $m$  - середній (не закруглений) модуль зачеплення, мм.

18. Визначити середню колову швидкість коліс, м/с:

$$V = \frac{\omega_1 d_1'}{2}, \quad (5.54)$$

де  $\omega_1$  - кутова швидкість вала шестірні, рад/с;

$d_1'$  - фактичний середній ділильний діаметр, м.

За отриманим значенням швидкості призначити степінь точності передачі за табл. 5.14.

19. Визначити колову силу, Н, за формулою (5.55):

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1'} \quad (5.55)$$

20. Визначити коефіцієнти динамічного навантаження при розрахунках на контактну міцність  $K_{HV}$  та на згин  $K_{FV}$ .

При швидкості  $V \leq 5 \text{ м/с}$  та твердості зубців  $\leq 350 \text{ HB}$ :  
 $K_{HV} = 1,2$ ;  $K_{FV} = 1,4$  (див. розділ 5.5, п.14).

21. Визначити розрахункове контактне напруження  $\sigma_H$ , МПа, та порівняти його з допустимим для матеріалу колеса  $[\sigma]_{H_2}$ , за формулою (5.56):

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t}{0,85 d_1' b_2} \frac{\sqrt{U^2 + 1}}{U} K_{H\beta} K_{HV}} \leq [\sigma]_{H_2}, \quad (5.56)$$

де  $F_t$  - колова сила, Н;

$d_1'$  - фактичний середній ділительний діаметр шестірні, мм;

$U$  - передаточне число редуктора;

$K_{H\beta}$  - коефіцієнт нерівномірності навантаження (див. п. 7.2).

*Примітка:* При невиконанні умови контактної міцності слід вибрати більш міцні матеріали або призначити іншу термообробку (тобто збільшити твердість  $HB$ ) та перерахувати значення  $[\sigma]_H$ ,  $[\sigma]_F$ .

22. Знайти еквівалентне число зубців шестірні та колеса за формулою (5.57):

$$z_{V_1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{V_2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \quad (5.57)$$

де  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  - кути при вершинах ділительних конусів (див. п. 15).

23. Визначити значення коефіцієнтів форми зубця шестірні  $Y_{F_1}$  та колеса  $Y_{F_2}$  за числом зубців  $z_{V_1}$  і  $z_{V_2}$  за табл. 5.15.

24. Визначити напруження згину в основі зубця шестірні та колеса, МПа, за формулами (5.58) і (5.59):

$$\sigma_{F_1} = Y_{F_1} \frac{F_t}{0,85 b_2 m} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma]_{F_1}; \quad (5.58)$$

$$\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1} \frac{Y_{F_2}}{Y_{F_1}} \leq [\sigma]_{F_2}, \quad (5.59)$$

де  $[\sigma]_{F(1,2)}$  - допустимі напруження на згин матеріалів шестірни та колеса відповідно, МПа;

$m$  - середній модуль зачеплення (не закруглений), мм;

$K_{F\beta}$  - коефіцієнт навантаження при розрахунках на згин (див. п. 7.2).

25. Визначити сили в зачепленні, Н:

25.1. Колова сила  $F_t$  (див. п.19).

25.2. Осьова сила на шестірни:

$$F_{a_1} = F_t \operatorname{tg} 20^\circ \sin \delta_1. \quad (5.60)$$

25.3. Радіальна сила на шестірни:

$$F_{r_1} = F_t \operatorname{tg} 20^\circ \cos \delta_1. \quad (5.61)$$

25.4. Осьова сила на колесі:

$$F_{a_2} = -F_{r_1}. \quad (5.62)$$

25.5. Радіальна сила на колесі:

$$F_{r_2} = -F_{a_1}. \quad (5.63)$$

### **5.9. Приклад розрахунку конічного редуктора з прямозубими колесами**

*Вихідні дані:*

1. Потужність на валу шестірни  $P_1 = 5,3 \text{ кВт}$ .
2. Кутова швидкість вала шестірни  $\omega_1 = 76,4 \text{ рад/с}$ .
3. Передаточне відношення  $i = 2$ .
4. Крутний момент на валу шестірни  $T_1 = 69,37 \text{ Нм}$ .
5. Умови роботи передачі: навантаження нереверсивне.
6. Термін служби передачі  $t = 8000 \text{ год}$ . (за завданням).

### Порядок розрахунку:

1. За табл. 5.1 і 5.2 вибираємо матеріали зубчастих коліс та режим термообробки з урахуванням того, що з метою кращого припрацювання коліс твердість матеріалу шестірні має бути вище за твердість матеріалу колеса на 20...30 од. за шкалою Бріннеля ( $HB$ ) - для прямозубих коліс. Випишуємо всі механічні характеристики.

Для шестірні: Сталь 40Х (термообробка - поліпшення).  
Заготовка – поковка.  $\sigma_e = 750 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_m = 520 \text{ МПа}$ ;  $HB \text{ 228...286}$ .  
Приймаємо  $HB_1 230$ .

Для колеса: Сталь 55 (термообробка – нормалізація).  
Заготовка – поковка.  $\sigma_e = 650 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_m = 330 \text{ МПа}$ ;  $HB \text{ 185...241}$ .  
Приймаємо  $HB_1 210$ .

2. Визначаємо число циклів напружень для колеса за весь термін служби передачі за формулою (5.1):

$$N_{\Sigma} = 572,4 \omega_2 t = 572,4 \cdot 38,2 \cdot 8000 = 175 \cdot 10^6,$$

де  $\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \frac{76,4}{2} = 38,2 \text{ рад/с}$  - кутова швидкість вала колеса.

3. Приймаємо базове число циклів напружень  $N_{HO}$  при розрахунках на контактну міцність за табл. 5.3. При твердості  $\leq HB 250$   $N_{HO} = 16,5 \cdot 10^6$ .

Базове число циклів  $N_{FO}$  при розрахунках на згин для всіх сталей рекомендується прийняти  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

4. Визначаємо коефіцієнти довговічності при розрахунках на контактну міцність  $K_{HL}$  і на згин  $K_{FL}$  за формулами (5.2)...(5.4):

При  $N_{\Sigma} > N_{HO} = 16,5 \cdot 10^6$  приймаємо  $K_{HL} = 1$ .

При  $N_{\Sigma} > N_{FO} = 4 \cdot 10^6$  приймаємо  $K_{FL} = 1$ .

5. Визначаємо значення границь контактної та згинальної витривалості для зубців шестірні  $\sigma_{HO_1}, \sigma_{FO_1}$  та колеса  $\sigma_{HO_2}, \sigma_{FO_2}$  за табл. 5.4 і 5.5.

Для нормалізованих та поліпшених коліс:

$$\sigma_{HO(1,2)} = 2HB_{(1,2)} + 70.$$

$$\sigma_{HO_1} = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа}. \quad \sigma_{HO_2} = 2 \cdot 210 + 70 = 490 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{FO(1,2)} = 1,8 HB_{(1,2)}.$$

$$\sigma_{FO_1} = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа}. \quad \sigma_{FO_2} = 1,8 \cdot 210 = 378 \text{ МПа}.$$

6. Визначаємо допустимі напруження для матеріалів зубчастих коліс:

6.1. *контактне*  $[\sigma]_{H_2}$  для менш міцного матеріалу колеса, МПа, за формулою (5.5):

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{HO_2}}{S_H} K_{HL} = \frac{490}{1,1} \cdot 1 = 445,45 \text{ МПа},$$

де  $\sigma_{HO_2}$  - границя витривалості для матеріалу колеса, МПа;

$S_H = 1,1 \dots 1,2$  - коефіцієнт безпеки. Рекомендується для нормалізованих і поліпшених коліс  $S_H = 1,1$ .

$K_{HL}$  - коефіцієнт довговічності (див. п. 4).

6.2. *згинальні*  $[\sigma]_{F_{1,2}}$  для матеріалів шестірні та колеса, МПа, за формулою (5.7):

$$[\sigma]_{F_{1,2}} = \frac{\sigma_{FO_{1,2}}}{S_F} K_{FL},$$

де  $S_F$  - коефіцієнт безпеки;  $S_F = 1,8 \dots 2,3$  (верхня межа для відлитих коліс). Приймаємо  $S_F = 1,8$ .

$K_{FL}$  - коефіцієнт довговічності (див. п.4).

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{414}{1,8} \cdot 1 = 230 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{F_2} = \frac{378}{1,8} \cdot 1 = 210 \text{ МПа}.$$

7. Задаємося розрахунковими коефіцієнтами:

7.1 коефіцієнт ширини вінця  $\psi_{bd}$  (по ділильному діаметру) за табл. 5.6 (ураховуємо *консольне розташування* шестірні відносно опор і твердість зубців  $HB$ ). Рекомендуються більші значення  $\psi_{bd}$ . Приймаємо  $\psi_{bd} = 0,4$ .

7.2. коефіцієнти нерівномірності навантаження при розрахунках на контактну міцність  $K_{H\beta}$  і згинальну міцність  $K_{F\beta}$  за табл. 5.7 і 5.8 (ураховуємо *консольне розташування* шестірні відносно опор, твердість  $HB$ , вибране значення  $\psi_{bd}$ . Тоді приймаємо  $K_{H\beta} = 1,12$ ;  $K_{F\beta} = 1,22$ .

8. Орієнтовано визначаємо середній ділительний діаметр шестірні  $d_1$  з умови контактної міцності, мм, за формулою (5.34):

$$d_1 = 770 \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,85 \psi_{bd} [\sigma]_{H_2}^2} \frac{\sqrt{U^2 + 1}}{U} K_{H\beta}} =$$

$$= 770 \sqrt[3]{\frac{69,37}{0,85 \cdot 0,4 \cdot (445,45)^2} \cdot \frac{\sqrt{2^2 + 1}}{2} \cdot 1,12} = 80,46 \text{ мм},$$

де  $T_1$  - крутний момент на валу шестірні, Нм;

$\psi_{bd}$  - коефіцієнт ширини вінця;

$U$  - передаточне число редуктора;  $U = i$ .

9. Визначаємо ширину вінця колеса, мм, за формулою (5.35):

$$b_2 = \psi_{bd} d_1 = 0,4 \cdot 80,46 = 32,18 \text{ мм}.$$

Отримане значення  $b_2$  закруглюємо до стандартного значення за табл. 5.16 (ДСТ 12289-86). Приймаємо  $b_2 = 32 \text{ мм}$ .

10. Визначити зовнішній ділительний діаметр колеса, мм, за формулою (5.36):

$$d_{e_2} = i \left( d_1 + \frac{b_2}{\sqrt{i^2 + 1}} \right) = 2 \left( 80,46 + \frac{32,18}{\sqrt{2^2 + 1}} \right) = 189,72 \text{ мм},$$

де  $d_1$  - середній ділительний діаметр шестірні, мм, не закруглений;

$b_2$  - ширина вінця колеса, мм, не закруглена.

За табл. 5.16 (ДСТ 12289-86) приймаємо стандартне значення  $d_{e_2} = 200 \text{ мм}$ .

11. Задаємося значенням виробничого модуля  $m_e$ , мм, виходячи з числа зубців шестірні  $z_1 = 18 \dots 28$ , за формулою (5.37):

$$m_e = \frac{d_{e_2}}{(18 \dots 28)i} = \frac{200}{(18 \dots 28) \cdot 2} = 5,55 \dots 3,57 \text{ мм}.$$

Приймаємо за ДСТ 9563-60 (табл. 5.12) стандартне значення модуля  $m_e = 5 \text{ мм}$ , якому відповідає ціле число зубців.

12. Уточнюємо число зубців колеса за формулою (5.38) та шестірні за формулою (5.39):



$$12.1. z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e} = \frac{200}{5} = 40.$$

$$12.2. z_1 = \frac{z_2}{U} = \frac{40}{2} = 20 > z_{min} = 17.$$

13. Уточнюємо передаточне число редуктора  $U'$  та його відхилення від раніше прийнятого значення  $\Delta U$  за формулами (5.40) і (5.41):

$$U' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{20} = 2. \quad \Delta U = 0.$$

14. Уточнюємо діаметр колеса, мм, за формулою (5.42):

$$d_{e2} = m_e z_2 = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм}.$$

15. Визначаємо кути при вершинах ділительних конусів  $\delta_1$  і  $\delta_2$ :

15.1. шестірні за формулами (5.43) і (5.44):

$$\text{tg } \delta_1 = \frac{1}{U} = \frac{1}{2} = 0,5,$$

$$\text{звідки } \delta_1 = \text{arctg } \frac{1}{U} = \text{arctg } 0,5 = 26,565^\circ.$$

15.2. колеса за формулою (5.45):

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 26,565^\circ = 63,435^\circ.$$

16. Визначаємо зовнішню конусну відстань, мм, за формулою (5.46) та перевіряємо виконання умов за формулою (5.47):

$$R_e = \frac{m_e z_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{5 \cdot 20}{2 \cdot \underbrace{\sin 26,565^\circ}_{0,4472}} = 111,8 \text{ мм}.$$

$$\frac{b_2}{R_e} \leq 0,28; \quad \frac{32}{111,8} \approx 0,28.$$

$$b_2 \leq 10 m_e; \quad 32 < 10 \cdot 5 = 50.$$

Усі умови виконуються.

17. Визначаємо основні геометричні розміри передачі:

17.1. зовнішній ділительний діаметр шестірні, мм, за формулою (5.48):

$$d_{e_1} = m_e z_1 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм}.$$

17.2. зовнішній діаметр вершин зубців, мм, за формулами (5.49) і (5.50):

- шестірні:

$$d_{e_{a1}} = d_{e_1} + 2m_e \cos \delta_1 = 100 + 2 \cdot 5 \cdot \underbrace{\cos 26,565^\circ}_{0,894} = 108,94 \text{ мм}.$$

- колеса:

$$d_{e_{a2}} = d_{e_2} + 2m_e \cos \delta_2 = 200 + 2 \cdot 5 \cdot \underbrace{\cos 63,435^\circ}_{0,447} = 204,47 \text{ мм}.$$

17.3. середня конусна відстань, мм, за формулою (5.51):

$$R = R_e - 0,5b_2 = 111,8 - 0,5 \cdot 32 = 95,8 \text{ мм}.$$

17.4. середній модуль зачеплення  $m$ , мм, за формулою (5.52):

$$m = m_e - \frac{b_2}{z_1} \sin \delta_1 = 5 - \left( \frac{32}{20} \right) \cdot \underbrace{\sin 26,565^\circ}_{0,4472} = 4,2845 \text{ мм}.$$

Отримане значення середнього модуля  $m$  не заокруглюємо.

17.5. фактичний середній ділительний діаметр шестірні, мм, за формулою (5.53):

$$d_1' = m z_1 = 4,2845 \cdot 20 = 85,69 \text{ мм},$$

де  $m$  - середній (не заокруглений) модуль зачеплення, мм.

18. Визначаємо середню колову швидкість коліс, м/с, за формулою (5.54):

$$V = \frac{\omega_1 d_1'}{2} = \frac{76,4 \cdot 0,08569}{2} = 3,27 \text{ м/с},$$

де  $\omega_1$  - кутова швидкість вала шестірні, рад/с;

$d_1'$  - фактичний середній ділительний діаметр, м.

За отриманим значенням швидкості призначаємо степінь точності передачі за табл. 5.14. Для конічної прямозубої передачі при  $V \leq 4 \text{ м/с}$  степінь точності 8-а.

19. Визначаємо колову силу, Н, за формулою (5.55):

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1'} = \frac{2 \cdot 69,37}{0,08569} = 1619,1 \text{ Н}.$$

20. Визначаємо коефіцієнти динамічного навантаження при розрахунках на контактну міцність  $K_{HV}$  та на згин  $K_{FV}$ .

Згідно п. 14 розділу 5.5 при швидкості  $V \leq 5 \text{ м/с}$  та твердості зубців  $\leq 350 \text{ HB}$ :  $K_{HV} = 1,2$ ;  $K_{FV} = 1,4$ .

21. Визначаємо розрахункове контактне напруження  $\sigma_H$ , МПа, та порівнюємо його з допустимим для матеріалу колеса  $[\sigma]_{H_2}$  за формулою (5.56):

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 436 \sqrt{\frac{F_t}{0,85 d_1' b_2} \frac{\sqrt{U^2 + 1}}{U} K_{H\beta} K_{HV}} = \\ &= 436 \sqrt{\frac{1619,1}{0,85 \cdot 85,69 \cdot 32} \cdot \frac{\sqrt{2^2 + 1}}{2} \cdot 1,12 \cdot 1,2} = 444,7 \text{ МПа} < [\sigma]_{H_2} = 445,45 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

де  $F_t$  - колова сила, Н;

$d_1'$  - фактичний середній дільний діаметр шестірні, мм;

$b_2$  - ширина вінця колеса, мм;

$U$  - передаточне число редуктора;

$K_{H\beta}$  - коефіцієнт нерівномірності навантаження (див. п. 7.2).

22. Знаходимо еквівалентне число зубців шестірні та колеса за формулою (5.57):

$$z_{V_1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\underbrace{\cos 26,565^\circ}_{0,8944}} \approx 22;$$

$$z_{V_2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{40}{\underbrace{\cos 63,435^\circ}_{0,4472}} \approx 89.$$

де  $\delta_1, \delta_2$  - кути при вершинах дільних конусів (див. п. 15).

23. Визначаємо значення коефіцієнтів форми зубця шестірні  $Y_{F_1}$  та колеса  $Y_{F_2}$  за числом зубців  $z_{V_1}$  і  $z_{V_2}$  за табл. 5.15. При  $z_{V_1} \approx 22$   $Y_{F_1} = 3,98$ ; при  $z_{V_2} \approx 89$   $Y_{F_2} = 3,6$ .

24. Визначаємо напруження згину в основі зубців шестірні та колеса, МПа, за формулами (5.58) і (5.59):

$$\sigma_{F_1} = Y_{F_1} \frac{F_t}{0,85 b_2 m} K_{F\beta} K_{FV} = 3,98 \cdot \frac{1619,1}{0,85 \cdot 32 \cdot 4,2845} \cdot 1,22 \cdot 1,4 = 94,44 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_1} = 230 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1} \frac{Y_{F_2}}{Y_{F_1}} = 94,44 \cdot \frac{3,6}{3,98} = 85,42 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_2} = 210 \text{ МПа}.$$

25. Визначаємо сили в зачепленні, Н:

25.1. Колова сила  $F_t = 1619,1 \text{ Н}$  (див. п.19)

25.2. Осьова сила на шестірні, Н, за формулою (5.60):

$$F_{a_1} = F_t \operatorname{tg} 20^\circ \sin \delta_1 = 1619,1 \cdot 0,364 \cdot \underbrace{\sin 26,565^\circ}_{0,4472} = 263,56 \text{ Н}.$$

25.3. Радіальна сила на шестірні, Н, за формулою (5.61):

$$F_{r_1} = F_t \operatorname{tg} 20^\circ \cos \delta_1 = 1619,1 \cdot 0,364 \cdot \underbrace{\cos 26,565^\circ}_{0,894} = 527,13 \text{ Н}.$$

25.4. Осьова сила на колесі, Н, за формулою (5.62):

$$F_{a_2} = -F_{r_1} = 527,13 \text{ Н}.$$

25.5. Радіальна сила на колесі, Н, за формулою (5.63):

$$F_{r_2} = -F_{a_1} = 263,56 \text{ Н}.$$

### **5.10. Методика розрахунку відкритої циліндричної зубчастої передачі (прямозубої)**

На відміну від закритої зубчастої передачі (редуктора) розрахунок відкритої зубчастої передачі ведеться з умови *згинальної міцності*, а перевірка – на *контактну міцність*.

При розрахунках зубчастої передачі параметрам шестірні присвоюється індекс 1, а колеса – 2.

*Вихідні дані:*

1. Потужність на валу шестірні  $P_1$ , кВт.
2. Кутова швидкість ведучого вала (шестірні),  $\omega_1$ , рад/с.
3. Передаточне відношення  $i$ .
4. Крутний момент на валу шестірні  $T_1$ , Нм.
5. Умови роботи передачі: навантаження нереверсивне.
6. Термін служби передачі  $t$ , год. (за завданням).

*Порядок розрахунку:*

1. Вибір матеріалу зубчастих коліс та режиму термообробки. За табл. 5.1 вибрати сталі для шестірні та колеса, призначити термообробку. Ураховувати при цьому, що з метою кращого припрацювання коліс, твердість матеріалу шестірні має бути більш ніж твердість матеріалу колеса на 20...30 од. за шкалою Бріннеля ( $HB$ ) - для прямозубих коліс, а також те, що момент на валу шестірні відкритої зубчастої передачі (ВЗП) більш, ніж на валу шестірні редуктора, тому твердість матеріалів для ВЗП має бути вище, ніж у редукторі.

Вибравши матеріали і термообробку, слід виписати всі механічні характеристики, а саме:  $\sigma_e$ ,  $\sigma_m$  і  $HB$ .

2. Визначити число циклів напружень для колеса за весь термін служби передачі за формулою (5.1):

$$N_{\Sigma} = 572,4\omega_2 t,$$

де  $\omega_2$  - кутова швидкість вала колеса, рад/с;  $t$  - строк служби передачі, год.

3. Прийняти базове число циклів напружень  $N_{HO}$  для шестірні та колеса за табл. 5.3. Базове число циклів  $N_{FO}$  при розрахунках на згин для всіх сталей рекомендується прийняти  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

4. Розрахувати коефіцієнти довговічності при розрахунках на контактну міцність  $K_{HL}$  за формулою (5.2) і на згин  $K_{FL}$  - за формулою (5.3).

$$K_{HL} = 6\sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{\Sigma}}} \geq 1 \leq K_{HLmax}.$$

Для нормалізованих та поліпшених коліс  $K_{HLmax} = 2,6$ .

*Примітка:* При  $N_{\Sigma} > N_{HO}$  прийняти  $K_{HL} = 1$ .

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma}}} \geq 1 \leq 2 \text{ - при твердості } \leq HB 350.$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma}}} \geq 1 \leq 1,6 \text{ - при твердості } > HB 350.$$

*Примітка:* При  $N_{\Sigma} > 4 \cdot 10^6$  прийняти  $K_{FL} = 1$ .

5. Визначити значення границь витривалості для зубців шестірні  $\sigma_{HO_1}, \sigma_{FO_1}$  та колеса  $\sigma_{HO_2}, \sigma_{FO_2}$  за табл. 5.4 і 5.5.

*Примітка:*  $\sigma_{HO_{1,2}}, \sigma_{FO_{1,2}}$  визначається за прийнятою твердістю (див. п. 1).

6. Визначити допустимі напруження для матеріалів зубчастих коліс:

6.1. Згинальні  $[\sigma]_{F_1}$  і  $[\sigma]_{F_2}$  за формулою (5.7):

$$[\sigma]_{F_{1,2}} = \frac{\sigma_{FO_{1,2}}}{S_F} K_{FL},$$

де  $S_F$  - коефіцієнт безпеки;  $S_F = 1,8 \dots 2,3$  (верхня межа для відлитих коліс).

6.2. Контактне  $[\sigma]_{H_2}$  для менш міцного матеріалу колеса за формулою (5.5):

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{HO_2}}{S_H} K_{HL},$$

де  $S_H$  - коефіцієнт безпеки;  $S_H = 1,1 \dots 1,2$ . Рекомендується  $S_H = 1,1$ .

7. Задатися розрахунковими коефіцієнтами:

7.1 коефіцієнт ширини вінця  $\psi_{bd}$  (по дільному діаметру) – див. табл. 5.6 (ураховувати *консольне розташування* шестірні відносно опор і твердість зубців *HB*). Рекомендуються більші значення  $\psi_{bd}$ .

7.2. коефіцієнти нерівномірності навантаження при розрахунках на контактну міцність  $K_{H\beta}$  і згинальну міцність  $K_{F\beta}$  наведені в табл. 5.7 і 5.8 (треба враховувати *консольне*

розташування шестірні відносно опор, твердість  $HB$ , вибране значення  $\psi_{bd}$ .

8. Задатися числом зубців шестірні з умови непідрізування  $z_1 \geq 17$  та визначити число колеса  $z_2 = z_1 U$ , де  $U$  - передаточне число ВЗП ( $U = i$ ). Отримане значення  $z_2$  заокруглити до цілого числа.

9. Уточнити передаточне число ВЗП та визначити його відхилення від раніше прийнятого значення за формулами (5.16) і (5.17):

$$U' = \frac{z_2}{z_1},$$

$$\Delta U = \frac{U' - U}{U} 100\% \leq [2,5\%].$$

10. Визначити коефіцієнти форми зуба  $Y_{F_1}$  і  $Y_{F_2}$  відповідно числу зубців шестірні  $z_1$  і колеса  $z_2$  за табл. 5.15 (інтерполюванням) та порівняти відношення  $\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}}$  і  $\frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}}$ . Далі розрахунок вести по тому елементу, для якого відношення  $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$  менше.

11. Визначити модуль зачеплення  $m$  із умови міцності на згин, мм:

$$m = 14 \cdot \sqrt[3]{Y_{F(1,2)} \frac{K_{F\beta} T_1}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma]_{F(1,2)}}}, \quad (5.64)$$

де 14 – коефіцієнт для прямозубих коліс;

$Y_{F(1,2)}$  - коефіцієнт форми зуба для менш міцного колеса (тобто або шестірні, або колеса);

$K_{F\beta}$  - коефіцієнт нерівномірності навантаження (див. табл. 5.8);

$T_1$  - крутний момент на валу шестірні, Нм;

$\psi_{bd}$  - коефіцієнт ширини вінця;

$z_1$  - число зубців шестірні;

$[\sigma]_{F(1,2)}$  - допустимі напруження на згин менш міцного колеса (тобто або шестірні, або колеса), МПа.

Отримане значення модуля  $m$  закруглити до найближчого більшого стандартного значення за табл. 5.12 (ДСТ 9563-60).

Примітка: Рекомендуються значення  $m$  в межах 4...8 мм (бажано приймати більші значення, враховуючи більші ніж у редукторі навантаження).

12. Визначити геометричні розміри передачі (для прямозубих коліс):

12.1. Діаметри ділільних кіл, мм, за формулою (5.18):

$$d_1 = m z_1 - \text{для шестірні};$$

$$d_2 = m z_2 - \text{для колеса}.$$

Примітка: Точність розрахунків не менш ніж 0,001 мм.

12.2. Діаметри кіл вершин, мм, за формулою (5.20):

$$d_{a_1} = d_1 + 2m.$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2m.$$

12.3. Діаметри кіл западин, мм, за формулою (5.21):

$$d_{f_1} = d_1 - 2,5m.$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2,5m.$$

12.4. Міжосьова відстань, мм, за формулою (5.22):

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

12.5. Ширина вінця колеса, мм:

$$b_2 = \psi_{bd} d_1,$$

де  $\psi_{bd}$  - коефіцієнт ширини вінця (п.7);

$d_1$  - ділільний діаметр шестірні, мм.

Отримане значення  $b_2$  закруглити до стандартного за рядом  $Ra40$  (табл. 5.13).

12.6. Ширина вінця шестірні, мм, має бути дещо більше за ширину вінця колеса з урахуванням можливого осьового зміщення при збиранні:



$$b_1 = b_2 + (2...5).$$

Отримане значення  $b_1$  закруглити до стандартного за рядом  $Ra40$  (табл. 5.13).

13. Визначити колову швидкість, м/с, за формулою (5.25):

$$V_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2},$$

де  $\omega_1$  - кутова швидкість шестірні, рад/с;

$d_1$  - дільний діаметр шестірні, м.

За значенням колової швидкості призначити степінь точності передачі (табл. 5.14).

14. Визначити колову силу, Н, за формулою (5.26):



де  $T_1$  - момент на валу шестірні, Нм;

$d_1$  - діаметр шестірні, м.

15. Прийняти коефіцієнти динамічного навантаження  $K_{HV}$ ,  $K_{FV}$ . Для прямозубих коліс при  $V \leq 5$  м/с рекомендується:

$K_{HV} = 1,2$  - при твердості  $\leq HB 350$ ;

$K_{HV} = 1,1$  - при твердості  $> HB 350$ ;

$K_{FV} = 1,4$  - при твердості  $\leq HB 350$ ;

$K_{FV} = 1,2$  - при твердості  $> HB 350$ .

16. Визначити розрахункове напруження згину, МПа, за формулою (5.30):

$$\sigma_{F(1,2)} = Y_{F(1,2)} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma]_{F(1,2)},$$

де  $Y_{F(1,2)}$  - коефіцієнт форми зубця того з двох коліс, для якого відношення  $[\sigma]_F / Y_F$  менше.

Зубці шестірні та колеса будуть мати рівну міцність за умови:

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}},$$

звідки можна знайти значення розрахункового напруження для іншого колеса (або шестірні, або колеса).

Умова міцності на згин:

$$\sigma_{F_1} \leq [\sigma]_{F_1}.$$

$$\sigma_{F_2} \leq [\sigma]_{F_2}.$$

17. Визначити розрахункове контактне напруження, МПа, за формулою (5.27):

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \cdot \frac{U+1}{U} K_{H\beta} K_{HV}} \leq [\sigma]_{H_2},$$

де  $U$  - передаточне число відкритої зубчастої пари (ВЗП);

$[\sigma]_{H_2}$  - допустиме контактне напруження матеріалу колеса, МПа.

*Примітка:* При невиконанні умови контактної міцності слід взяти відповідних заходів (див. розділ 5.5, п. 16).

18. Визначити сили в зачепленні, Н:

18.1. Колова сила  $F_t$  (див. п.14).

18.2. Радіальна сила за формулою (5.32):

$$F_r = F_t \operatorname{tg} 20^\circ.$$

18.3. Осьова сила для прямозубих коліс  $F_a = 0$ .

### **5.11. Приклад розрахунку циліндричної відкритої зубчастої передачі (ВЗП)**

*Вихідні дані:*

1. Потужність на валу шестірні  $P_1 = 10,06 \text{ кВт}$ .
2. Кутова швидкість ведучого вала (шестірні)  $\omega_1 = 25,47 \text{ рад/с}$ .
3. Передаточне відношення редуктора  $i = 3,04$ .
4. Крутний момент на валу шестірні  $T_1 = 394,91 \text{ Нм}$ .
5. Умови роботи передачі: навантаження нереверсивне.
6. Термін служби передачі  $t = 10000 \text{ год.}$  (за завданням).

*Порядок розрахунку:*

1. Вибираємо за табл. 5.1 матеріали для зубчастих коліс та режим термообробки. Ураховуємо при цьому, що з метою

кращого припрацювання коліс, твердість матеріалу шестірні має бути більш ніж твердість матеріалу колеса на 20...30 од. за шкалою Бріннеля ( $HB$ ) - для прямозубих коліс, а також те, що момент на валу шестірні відкритої зубчастої передачі (ВЗП) більш, ніж на валу шестірні редуктора, тому твердість матеріалів для ВЗП має бути вище, ніж у редукторі.

Випишемо усі механічні характеристики матеріалів.

Для шестірні: сталь 45 (поліпшення); заготовка – поковка;  
 $\sigma_s = 780 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_m = 540 \text{ МПа}$ ;  $HB \ 235...262$ . Приймаємо  $HB_1 \ 250$ .

Для колеса: сталь 45Л (поліпшення); заготовка – сталеве литво;  
 $\sigma_s = 680 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_m = 440 \text{ МПа}$ ;  $HB \ 207...235$ . Приймаємо  $HB_2 \ 230$ .

2. Визначаємо число циклів напружень для колеса за весь термін служби передачі за формулою (5.1):

$$N_{\Sigma} = 572,4 \omega_2 t = 572,4 \cdot 8,38 \cdot 10000 = 47,96 \cdot 10^6,$$

де  $\omega_2$  - кутова швидкість вала колеса, рад/с;

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_3} = \frac{25,47}{3,04} = 8,38 \text{ рад/с}; t - \text{строк служби передачі, год.}$$

3. Приймаємо базове число циклів напружень  $N_{HO}$  при розрахунках на контактну міцність за табл. 5.3.  $N_{HO} = 16,5 \cdot 10^6$  (при твердості матеріалів до  $HB \ 250$ ). Базове число циклів  $N_{FO}$  при розрахунках на згин для всіх сталей рекомендується прийняти  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

4. Розраховуємо коефіцієнти довговічності при розрахунках на контактну міцність  $K_{HL}$  за формулою (5.2) і на згин  $K_{FL}$  - за формулою (5.3).

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{\Sigma}}} \geq 1 \leq K_{HL_{max}}.$$

Приймаємо  $K_{HL} = 1$ , оскільки  $N_{\Sigma} > N_{HO}$ .  $47,96 \cdot 10^6 > 16,5 \cdot 10^6$ .

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma}}} \geq 1 \leq 2 - \text{при твердості} \leq HB \ 350.$$

Приймаємо  $K_{FL} = 1$ , оскільки  $N_{\Sigma} > 4 \cdot 10^6$ .  $47,96 \cdot 10^6 > 4 \cdot 10^6$ .

5. Визначаємо значення границь витривалості при розрахунках на контактну міцність та на згин для зубців шестірні  $\sigma_{HO_1}, \sigma_{FO_1}$  та колеса  $\sigma_{HO_2}, \sigma_{FO_2}$  за табл. 5.4 і 5.5.

Для нормалізованих і поліпшених сталей:

$$\sigma_{HO(1,2)} = 2 HB_{(1,2)} + 70;$$

$$\sigma_{HO_1} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}; \quad \sigma_{HO_2} = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FO(1,2)} = 1,8 HB_{(1,2)};$$

$$\sigma_{FO_1} = 1,8 \cdot 250 = 450 \text{ МПа}; \quad \sigma_{FO_2} = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа}.$$

6. Визначаємо допустимі напруження для матеріалів зубчастих коліс:

6.1. Згинальні  $[\sigma]_{F_1}$  і  $[\sigma]_{F_2}$  за формулою (5.7):

$$[\sigma]_{F_{1,2}} = \frac{\sigma_{FO_{1,2}}}{S_F} K_{FL},$$

де  $S_F$  - коефіцієнт безпеки;  $S_F = 1,8 \dots 2,3$  (верхня межа для відлитих коліс). Приймаємо для шестірні  $S_F = 1,8$ , для литого колеса  $S_F = 2,3$ .

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{450}{1,8} \cdot 1 = 250 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{F_2} = \frac{414}{2,3} \cdot 1 = 180 \text{ МПа}.$$

6.2. Контактне  $[\sigma]_{H_2}$  для менш міцного матеріалу колеса за формулою (5.5):

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{HO_2}}{S_H} K_{HL} = \frac{530}{1,1} \cdot 1 = 481,82 \text{ МПа},$$

де  $S_H$  - коефіцієнт безпеки;  $S_H = 1,1 \dots 1,2$ . Приймаємо  $S_H = 1,1$ .

7. Задаємося розрахунковими коефіцієнтами:

7.1 коефіцієнт ширини вінця  $\psi_{bd}$  (по ділильному діаметру) – за табл. 5.6. Ураховуємо консольне розташування шестірні відносно опор і твердість зубців  $\leq HB 350$ . Приймаємо  $\psi_{bd} = 0,4$ .

7.2. коефіцієнти нерівномірності навантаження при розрахунках на контактну міцність  $K_{H\beta}$  і згинальну міцність  $K_{F\beta}$  за табл. 5.7 і 5.8 (треба враховувати консольне розташування

шестірні відносно опор, твердість  $\leq HB 350$ , вибране значення  $\psi_{bd} = 0,4$ . Тоді  $K_{H\beta} = 1,17$ ;  $K_{F\beta} = 1,37$ .

8. Задаємося числом зубців шестірні з умови неперізування  $z_1 \geq 17$  та визначаємо число зубців колеса  $z_2 = z_1 U$ , де  $U$  - передаточне число ВЗП ( $U = i$ ).

Приймаємо  $z_1 = 20 \geq 17$ , тоді  $z_2 = 20 \cdot 3,04 = 60,8$ . Закруглюємо до цілого числа:  $z_2 = 61$ .

9. Уточнюємо передаточне число ВЗП та визначаємо його відхилення від раніше прийнятого значення за формулами (5.16) і (5.17):

$$U' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{61}{20} = 3,05.$$

$$\Delta U = \frac{U' - U}{U} 100\% = \frac{3,05 - 3,04}{3,04} \cdot 100\% = 0,33\% \leq [2,5\%], \text{ що допустимо.}$$

10. Визначаємо коефіцієнти форми зубця  $Y_{F_1}$  і  $Y_{F_2}$  відповідно числу зубців шестірні  $z_1$  і колеса  $z_2$  за табл. 5.15 (інтерполяванням) та порівнюємо відношення  $[\sigma]_{F_1}/Y_{F_1}$  і  $[\sigma]_{F_2}/Y_{F_2}$ .

$$[\sigma]_{F_1}/Y_{F_1} = 250/4,07 = 61,425. \quad [\sigma]_{F_2}/Y_{F_2} = 180/3,612 = 49,834,$$

де  $Y_{F_1} = 4,07$  при  $z_1 = 20$ ;  $Y_{F_2} = 3,612$  при  $z_2 = 61$ .

$$[\sigma]_{F_2}/Y_{F_2} < [\sigma]_{F_1}/Y_{F_1}. \quad 49,834 < 61,425.$$

Далі розрахунок ведемо по колесу, для якого відношення  $[\sigma]_F/Y_F$  менше.

11. Визначаємо модуль зачеплення  $m$  із умови міцності на згин, мм, за формулою (5.64):

$$m = 14 \cdot \sqrt[3]{Y_{F_2} \frac{K_{F\beta} T_1}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma]_{F_2}}} = 14 \cdot \sqrt[3]{3,612 \cdot \frac{1,37 \cdot 394,91}{0,4 \cdot 20^2 \cdot 180}} = 5,71 \text{ мм},$$

де  $T_1$  - крутний момент на валу шестірні, Нм (за завданням);

$z_1$  - число зубців шестірні;

$[\sigma]_{F_2}$  - допустиме напруження для менш міцного матеріалу колеса, МПа.

Отримане значення модуля зачеплення  $m$  закруглюємо до більшого стандартного за ДСТ 9563-60 (табл. 5.12).

Приймаємо  $m = 7$  мм.

12. Визначаємо геометричні розміри передачі (для прямозубих коліс).

12.1. Діаметри ділительних кіл, мм, за формулою (5.18):

- шестірні:  $d_1 = m z_1 = 7 \cdot 20 = 140$  мм.

- колеса:  $d_2 = m z_2 = 7 \cdot 61 = 427$  мм.

12.2. Діаметри кіл вершин, мм, за формулою (5.20):

- шестірні:  $d_{a_1} = d_1 + 2m = 140 + 2 \cdot 7 = 154$  мм.

- колеса:  $d_{a_2} = d_2 + 2m = 427 + 2 \cdot 7 = 441$  мм.

12.3. Діаметри кіл западин, мм, за формулою (5.21):

- шестірні:  $d_{f_1} = d_1 - 2,5m = 140 - 2,5 \cdot 7 = 122,5$  мм.

- колеса:  $d_{f_2} = d_2 - 2,5m = 427 - 2,5 \cdot 7 = 409,5$  мм.

12.4. Міжосьова відстань, мм, за формулою (5.22):

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{140 + 427}{2} = 283,5 \text{ мм.}$$

12.5. Ширина вінця колеса, мм:

$$b_2 = \psi_{bd} d_1 = 0,4 \cdot 140 = 56 \text{ мм,}$$

де  $\psi_{bd}$  - коефіцієнт ширини вінця (п. 7);

$d_1$  - ділительний діаметр шестірні, мм.

Отримане значення  $b_2$  закруглюємо до більшого стандартного за рядом  $Ra 40$  (табл. 5.13). Приймаємо  $b_2 = 60$  мм.

12.6. Ширина вінця шестірні, мм, має бути дещо більше за ширину вінця колеса з урахуванням можливого осьового зміщення при збиранні, тому:

$$b_1 = b_2 + (2...5) = 60 + (2...5) = 62...65 \text{ мм.}$$

Отримане значення  $b_1$  закруглюємо до стандартного за рядом  $Ra 40$  (табл. 5.13). Приймаємо  $b_1 = 63 \text{ мм}$ .

13. Визначаємо колову швидкість, м/с, за формулою (5.25):

$$V_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{25,47 \cdot 0,14}{2} = 1,78 \text{ м/с,}$$

де  $\omega_1$  - кутова швидкість шестірні, рад/с;

$d_1$  - дільний діаметр шестірні, м.

За значенням колової швидкості призначаємо степінь точності передачі за табл. 5.14. При  $V < 3 \text{ м/с}$  призначаємо 9-ту степінь точності передачі.

14. Визначаємо колову силу в зачепленні, Н:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 394,91}{0,14} = 5641,57 \text{ Н,}$$

де  $T_1$  - крутний момент на валу шестірні, Нм;

$d_1$  - діаметр шестірні, м.

15. Приймаємо коефіцієнти динамічного навантаження  $K_{HV}$ ,  $K_{FV}$ . Для прямозубих коліс при  $V \leq 5 \text{ м/с}$  і твердості  $\leq HB 350$  рекомендується:  $K_{HV} = 1,2$ ;  $K_{FV} = 1,4$ .

16. Визначаємо розрахункове напруження згину для колеса, МПа, за формулою (5.30), тому що для нього відношення  $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$  менше:

$$\sigma_{F_2} = Y_{F_2} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{FV} = 3,612 \cdot \frac{5641,57}{60 \cdot 7} \cdot 1,37 \cdot 1,4 = 93,06 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_2} = 180 \text{ МПа,}$$

де  $Y_{F_2}$  - коефіцієнт форми зубця колеса;

$b_2$  - ширина вінця колеса, мм;

$m$  - модуль зачеплення, мм;

$[\sigma]_{F_2}$  - допустиме напруження згину матеріалу колеса, МПа.

Зубці шестірні та колеса будуть мати рівну міцність за умови:

$$\sigma_{F_1} / Y_{F_1} = \sigma_{F_2} / Y_{F_2} .$$

звідки можна знайти значення розрахункового напруження для іншого колеса, тобто, в даному випадку, шестірні:

$$\sigma_{F_1} = \sigma_{F_2} \frac{Y_{F_1}}{Y_{F_2}} = 93,06 \cdot \frac{4,07}{3,612} = 104,86 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_1} = 250 \text{ МПа} .$$

Умови міцності шестірні та колеса на згин виконуються.

17. Визначаємо розрахункове контактне напруження для матеріалу колеса, МПа, за формулою (5.27):

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 436 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \cdot \frac{U+1}{U} K_{H\beta} K_{HV}} = 436 \sqrt{\frac{5641,57}{60 \cdot 140} \cdot \frac{3,05+1}{3,05} \cdot 1,17 \cdot 1,2} = \\ &= 487,87 \text{ МПа} > [\sigma]_{H_2} = 481,82 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

що недопустимо.

За рекомендаціями п.16 розділу 5.5 вживаємо наступних заходів: збільшуємо ширину вінця колеса за рядом  $Ra 40$  (табл. 5.13) до  $b_2 = 63 \text{ мм}$ , а шестірні відповідно до  $b_1 = 67 \text{ мм}$ . Тоді:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 436 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \cdot \frac{U+1}{U} K_{H\beta} K_{HV}} = 436 \sqrt{\frac{5641,57}{63 \cdot 140} \cdot \frac{3,05+1}{3,05} \cdot 1,17 \cdot 1,2} = \\ &= 476,12 \text{ МПа} < [\sigma]_{H_2} = 481,82 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

що допустимо.

18. Визначаємо сили в зачепленні, Н:

18.1. Колова сила  $F_t = 5641,57 \text{ Н}$  (див. п.14).

18.2. Радіальна сила за формулою (5.32):

$$F_r = F_t \operatorname{tg} 20^\circ = 5641,57 \cdot 0,364 = 2053,53 \text{ Н} .$$

18.3. Осьова сила для прямозубих коліс  $F_a = 0$ .



## **Контрольні питання до теми 5 «Зубчасті передачі»**

1. Для чого потрібні зубчасті передачі?
2. Достоїнства та недоліки зубчастих передач.
3. Класифікація зубчастих передач.
4. Коли застосовуються циліндричні зубчасті передачі?
5. Чому в машинобудуванні найбільш поширені зубчасті передачі з евольвентним зачепленням?
6. Матеріали для зубчастих коліс.
7. Сили, що діють у зубчастому зачепленні.
8. Що називається редуктором?
9. Який критерій працездатності є основним при розрахунку закритих зубчастих передач?
10. Чому твердість матеріалу шестірні має бути більш ніж твердість матеріалу колеса?
11. Чому розрахунок на контактну міцність завжди ведеться по колесу?
12. Від чого залежить вибір коефіцієнту ширини вінця  $\psi_{bd}$  ?
13. Від чого залежить вибір коефіцієнтів нерівномірності навантаження  $K_{H\beta}$  і  $K_{F\beta}$  ?
14. Від чого залежить вибір коефіцієнтів динамічного навантаження  $K_{HV}$  і  $K_{FV}$  ?
15. Який геометричний параметр є основним для закритої зубчастої передачі?
16. Яких заходів треба вжити, якщо розрахункове контактне напруження виявилось більшим за допустиме?
17. Який розрахунок є перевірочним для закритої зубчастої передачі?
18. По якому з двох коліс ведеться розрахунок на згинальну міцність?
19. Коли застосовуються конічні зубчасті передачі?
20. Чому при розрахунках конічної зубчастої передачі вводять коефіцієнт 0,85?
21. Який критерій працездатності є основним при розрахунку відкритих зубчастих передач?
22. Який розрахунок для відкритих зубчастих передач є перевірочним?
23. Який геометричний параметр є основним для відкритих зубчастих передач?

## 6. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

### 6.1. Загальні відомості

Черв'ячні передачі застосовуються для передачі обертального руху між валами, осі яких перехрещуються в просторі, зазвичай, під кутом  $90^{\circ}$  (див. рис. 6.1).

У черв'ячній передачі ведучою ланкою є черв'як, який являє собою короткий гвинт з трапецієвидною або близькою до неї різьбою. Для облягання тіла черв'яка ведена ланка - черв'ячне колесо – має зубці дугоподібної форми, що збільшує довжину контактних ліній в зоні зачеплення. Рух у черв'ячній передачі здійснюється за принципом гвинтової пари.

У залежності від форми зовнішньої поверхні черв'яка передачі бувають з *циліндричним* (а) або *глобоїдним* (б) черв'яком (рис. 6.2).

У залежності від напрямку лінії витка черв'яка передачі бувають з *правим* і *лівим* напрямом лінії витка.

У залежності від числа витків (заходів різьби) черв'яка передачі бувають з *одновитковим* або *багатовитковим* черв'яком.

У залежності від розташування черв'яка відносно колеса передачі бувають з *нижнім*, *верхнім* або *боковим* черв'яком, що диктується умовами конструювання виробу.

Нижній черв'як зазвичай застосовується при колівій швидкості черв'яка до 5 м/с.

Параметрам черв'яка присвоюється *індекс 1*, параметрам черв'ячного колеса – *індекс 2*.

### 6.2. Позитивні якості та недоліки черв'ячних передач

#### 6.2.1. Позитивні якості

1. Плавність і безшумність роботи передачі.
2. Компактність і порівняно невелика маса конструкції.
3. Можливість великого редукування, тобто отримання *великих передаточних чисел* (іноді в несилкових передачах до 1000).
4. Можливість *самогальмування*, тобто передачі руху тільки від черв'яка до черв'ячного колеса. Самогальмування черв'ячної передачі дозволяє виконати механізм без гальмівного пристрою, що перешкоджає зворотному обертанню колеса.

#### 6.2.2. Недоліки

1. Порівняно низький ККД внаслідок ковзання витків черв'яка по зубцях колеса.

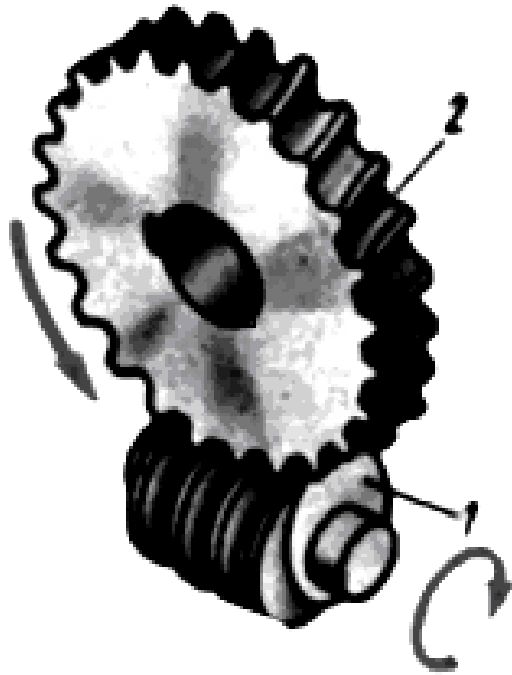


Рис. 6.1. Черв'ячна передача з нижнім черв'яком  
 1.- черв'як; 2 - черв'ячне колесо

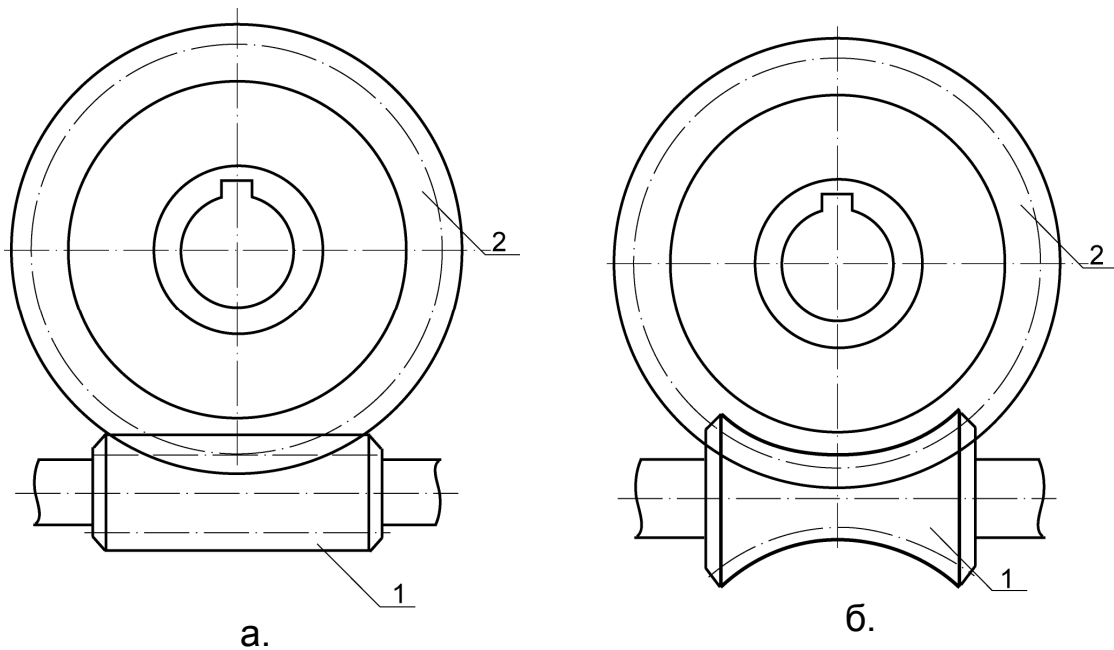


Рис. 6.2. Схеми черв'ячних передач:  
 а. – з циліндричним черв'яком (1); б. – з глобоїдним черв'яком (1)  
 2. - черв'ячне колесо

2. Значне виділення теплоти в зоні зачеплення черв'яка з колесом.

3. Необхідність використання для вінців черв'ячних коліс дефіцитних антифрикційних матеріалів.

4. Підвищений знос поверхні та схильність до заїдання (намазування бронзи з вінця колеса на черв'як).

### **6.3. Застосування черв'ячних передач**

Черв'ячні передачі застосовують при невеликих та середніх потужностях, зазвичай, не більш ніж 50 кВт. Застосування таких передач при більших потужностях неекономічно через достатньо низький ККД та потребує спеціальних заходів для охолодження передачі для запобігання сильного нагрівання.

Черв'ячні передачі широко застосовуються у верстатах, підйомно-транспортувальних машинах, тролейбусах тощо.

Черв'ячну передачу рекомендується використовувати в якості *швидкохідного ступеня*, тому що зі збільшенням колової швидкості черв'яка складаються більш сприятливі умови для утворення стійкого масляного клина в черв'ячному зачепленні, і, отже, зменшуються втрати на тертя.

Черв'ячні передачі рекомендується використовувати в приводах періодичної (а не безперервної) дії через небезпеку їх перегріву.

### **6.4. Матеріали черв'ячної пари**

У зв'язку з тим, що у черв'ячному зачепленні переважає тертя ковзання, матеріали черв'ячної пари повинні мати низький коефіцієнт тертя, добру зносостійкість та знижену схильність до заїдання. Для цього в черв'ячні передачі сполучають різнорідні матеріали при малій шорсткості поверхонь, що торкаються.

Для черв'яка рекомендуються середньовуглецеві та леговані сталі типа 45, 40X, 40XH з поверхневим загартуванням до твердості HRC50...55, а також цементовані сталі типа 20X, 18XTT з твердістю після оброблення HRC58...63. Вітки черв'яка шліфуються та поліруються.

Для черв'ячного колеса застосовуються переважно бронзи, олов'янисті та безолов'янисті, іноді чавуни.

Олов'янисто-фосфористі бронзи застосовуються при швидкостях ковзання  $V_S > 5 \text{ м/с}$ , тому що вони мають високу вартість та дефіцитні.

*Безолов'янисті бронзи* застосовуються при швидкостях ковзання  $V_S < 5 \text{ м/с}$ , вони мають підвищені механічні характеристики ( $HB, \sigma_e$ ), але знижені протизадирні властивості.

Черв'ячні колеса з сірого чавуна застосовуються тільки для тихохідних малонавантажених передач при швидкості ковзання не більш 2 м/с.

Практика показує, що термін служби бронзових вінців черв'ячних коліс у значній мірі залежить від способу відливання заготовок. Більший опір зношуванню чинять зубці вінців, відлитих відцентровим способом.

При вінцях коліс із твердих бронз (алюмінієвих) заїдання переходить у задирання із наступним катастрофічним зношуванням зубців колеса частинками бронзи, що приварилися до витків черв'яка.

Для запобігання заїданню рекомендується ретельно обробляти поверхні витків і зубців, застосовувати матеріали з високими антифрикційними властивостями.

### **6.5. Методика розрахунку одноступінчастого черв'ячного редуктора**

Параметрам черв'яка присвоюються індекси: 1 - черв'як;  
2 - черв'ячне колесо.

*Вихідні дані:*

1. Потужність на валу черв'яка  $P_1$ , кВт.
2. Кутова швидкість черв'яка  $\omega_1$ , рад/с.
3. Момент на валу черв'ячного колеса  $T_2$ , Нм.
4. Передаточне відношення редуктора  $i$ .
5. Умови роботи – навантаження нереверсивне.
6. Термін служби передачі  $t$ , год. (за завданням).

*Порядок розрахунку:*

Черв'ячні передачі, аналогічно зубчастим, розраховують на *контактну міцність* та на *згин* зубців черв'ячного колеса як менш міцних порівняно з витками черв'яка.

1. Вибір матеріалів для черв'яка і черв'ячного колеса.

Механічні характеристики матеріалів для черв'яка наведені в табл. 6.1.

Механічні характеристики для черв'ячних коліс наведені в табл. 6.2.

Таблиця 6.1.

## Механічні характеристики матеріалів для черв'яків

Матеріал	Термообробка	$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_m$ , МПа	Твердість
Сталь 45	Загартування об'ємне	1200	950	<i>HRC40...50</i>
Сталь 45	Загартування поверхневе	610	360	<i>HRC40...50</i>
Сталь 40X	Загартування об'ємне	1000	800	<i>HRC48...52</i>
Сталь 40X	Загартування поверхневе	930	690	<i>HRC48...52</i>
Сталь 20X, 20XФ	Цементация з загартуванням	650	400	<i>HRC52...62</i>
Сталь 20ХНЗА	Цементация з загартуванням	945	685	<i>HRC56...62</i>
Сталь 18ХТГ	Цементация з загартуванням	1150	950	<i>HRC56...62</i>

Перед вибором матеріалу для вінців черв'ячних коліс необхідно орієнтовано визначити швидкість ковзання, м/с, за формулою:

$$V_S = 5 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (6.1)$$

де  $\omega_1$  - кутова швидкість черв'яка, рад/с;

$T_2$  - крутний момент на валу черв'ячного колеса, Нм.

При  $V_S < 5 \text{ м/с}$  рекомендуються безолов'яністі бронзи (табл. 6.2) типа Бр. АЖ9-4, Бр. АЖН10-4-4 тощо, при  $V_S > 5 \text{ м/с}$  рекомендується олов'яниста бронза (її властивості не залежать від швидкості ковзання  $V_S$ ) типа Бр. ОНФ, Бр. ОФ10-1 тощо.

Виписати механічні характеристики вибраних матеріалів.

2. Визначити число циклів напружень для колеса за весь термін служби передачі за формулою (5.1):

$$N_\Sigma = 572,4 \omega_2 t,$$

де  $\omega_2$  - кутова швидкість колеса, рад/с;  $t$  - термін служби (за завданням).

Таблиця 6.2.

## Механічні характеристики матеріалів для черв'ячних коліс

Матеріал	Спосіб відливки	$\sigma_{\sigma}$ , МПа	$\sigma_m$ , МПа
Бр. ОФ10-1	У землю	200	140
Бр. ОНФ	Відцентровий	290	170
Бр. ОФ10-1	У кокіль	250	150
Бр. ОЦС6-6-3	У землю	150...200	80...100
	У кокіль	180...220	80...100
Бр. ОЦС5-5-5	У кокіль	200...250	80...100
Бр. АЖ9-4	У землю	400	200
	У кокіль	500	200
	Відцентровий	500	200
Бр. АЖН10-4-4	У кокіль або відцентровий	600	200
Бр. АЖМ10-3-1,5	У кокіль	500	200
Бр. ЛАЖМЦ66-6-3-2	У землю	600	240
	У кокіль	650	240
	Відцентровий	700	240
СЧ 12-28	У землю	118/274	-

3. Визначити коефіцієнти довговічності.

$K_{HL}$  - коефіцієнт довговічності при розрахунку на контактну міцність:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{\Sigma}}} \quad (6.2)$$

Примітка: При  $N_{\Sigma} > 25 \cdot 10^7$  прийняти  $N_{\Sigma} = 25 \cdot 10^7$ , тоді  $K_{HL} = 0,67$ .

$K_{FL}$  - коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{\Sigma}}}, \quad (6.3)$$

де  $N_{\Sigma}$  - число циклів напружень черв'ячного колеса за весь термін служби передачі.

*Примітка:* При  $N_{\Sigma} < 10^6$  прийняти  $N_{\Sigma} = 10^6$ , тоді  $K_{FL} = 1$ .

4. Визначити допустимі напруження  $[\sigma]_H$  і  $[\sigma]_F$  для матеріалу черв'ячного колеса.

4.1. Контактне напруження  $[\sigma]_H$ :

Для безолов'янистих бронз (Бр. АЖ9-4 тощо) і чавунів  $[\sigma]_H$  приймають з умови опору заїданню за швидкістю ковзання  $V_S$  (див. табл. 6.3).

Таблиця 6.3.

Значення допустимого напруження  $[\sigma]_H$  для матеріалів черв'ячних коліс

Матеріал		$[\sigma]_H$ , МПа, при швидкості ковзання $V_S$ , м/с					
Колесо	Черв'як	0,5	1	2	3	4	5
Бр. АЖ9-4	Загартована сталь <i>HRC45...62</i>	250	230	210	180	160	140
Бр. АЖН10-4-4	Загартована сталь	280	270	250	220	200	175
ЛАЖМЦ66-6-3-2	Сталь поліпшена	230	220	200	180	160	140
СЧ 12-28	Сталь 45	117	88	68	-	-	-

Для олов'янистих бронз (Бр. ОНФ, Бр.ОФ10-1 тощо)  $[\sigma]_H$  визначають з умови опору втомному викришуванню робочих поверхонь зубців за формулою (6.4):



$$[\sigma]_H = [\sigma]_{HO} K_{HL}, \quad (6.4)$$

де  $[\sigma]_{HO}$  - границя контактної витривалості поверхонь зубців, МПа;

$$[\sigma]_{HO} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_{\epsilon}, \quad (6.5)$$

$\sigma_{\epsilon}$  - границя міцності бронзи при розтягненні, МПа (див. табл. 6.2);

$K_{HL}$  - коефіцієнт довговічності.

*Примітка:* Великі значення  $(0,9 \sigma_{\epsilon})$  рекомендується приймати при загартованих та шліфованих черв'яках.

#### 4.2. Напруження згину $[\sigma]_F$ :

Для безолов'янистих бронз (Бр. АЖ9-4 тощо) і чавунів  $[\sigma]_F$  розраховують за формулами (6.6...6.9).

Для бронз:

$$[\sigma]_F = (0,25 \sigma_m + 0,08 \sigma_{\epsilon}) K_{FL} - \text{при нереверсивному навантаженні.} \quad (6.6)$$

$$[\sigma]_F = (0,16 \sigma_{\epsilon}) K_{FL} - \text{при реверсивному навантаженні.} \quad (6.7)$$

*Примітка:* Для загартованих і шліфованих черв'яків  $[\sigma]_F$  збільшується на 25%.

Для чавунів:

$$[\sigma]_F = 0,12 \sigma_{\epsilon 3} - \text{при нереверсивному навантаженні.} \quad (6.8)$$

$$[\sigma]_F = 0,075 \sigma_{\epsilon 3} - \text{при реверсивному навантаженні,} \quad (6.9)$$

де  $\sigma_m$  - границя текучості, МПа;

$\sigma_{\epsilon}$  - границя міцності при розтягненні, МПа;

$\sigma_{\epsilon 3}$  - границя міцності при згині, МПа (табл. 6.3);

$K_{FL}$  - коефіцієнт довговічності при розрахунках на згин.

Для олов'янистих бронз (Бр. ОНФ, Бр.ОФ10-1 тощо)  $[\sigma]_F$  визначається за тими ж формулами, що і для безолов'янистих бронз.

5. Задатися числом заходів черв'яка  $z_1$  та визначити число зубців колеса  $z_2$  за формулою (6.10):

$$\begin{aligned} z_1 &= 1, 2, 4. \\ z_2 &= z_1 U \geq 28. \end{aligned} \quad (6.10)$$

де  $U$  - передаточне число редуктора ( $U = i$ ).

6. Визначити за прийнятим числом заходів черв'яка  $z_1$  ККД черв'ячної передачі (табл. 6.4).

7. Прийняти коефіцієнт навантаження  $K = 1,1 \dots 1,4$ .

*Примітка:* Більші значення прийняти для високошвидкісних передач ( $(V_s > 3 \text{ м/с})$ ) та змінного навантаження.

Таблиця 6.4.

Залежність ККД черв'ячних передач від числа заходів (витків) черв'яка

$z_1$	1	2	4
$\eta$	0,7...0,75	0,75...0,82	0,87...0,92

8. Задатися коефіцієнтом діаметра черв'яка  $q = \frac{d_1}{m}$  (табл. 6.5), де  $d_1$  - дільний діаметр черв'яка, мм;  $m$  - модуль зачеплення, мм.

*Примітка:* Попередньо рекомендується прийняти  $q = 10$ .

Таблиця 6.5.

Значення коефіцієнта діаметра черв'яка  $q$   
(за ДСТУ 2458-94)

1-й ряд	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0
2-й ряд	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4	-

9. Визначити міжосьову відстань  $a_w$  з умови контактної міцності, мм:

$$a_w \geq \left[ \left( \frac{z_2}{q} \right) + 1 \right] \sqrt[3]{ \left[ \frac{170}{\left( \frac{z_2}{q} \right) [\sigma]_H} \right]^2 T_2 K }, \quad (6.11)$$

де  $z_2$  - число зубців колеса;  $q$  - коефіцієнт діаметра черв'яка;  
 $[\sigma]_H$  - допустиме контактне напруження матеріалу колеса, МПа;  
 $T_2$  - момент на валу колеса, Нм;  $K$  - коефіцієнт навантаження.

Отримане значення  $a_w$  закруглити у більший бік до стандартного значення за ДСТУ 2458-94 (табл. 6.6).

*Примітка:* Перевагу надавати 1-му ряду.

Таблиця 6.6.

Значення міжосьових відстаней  $a_w$  черв'ячних циліндричних передач (ДСТУ 2458-94)

1-й ряд	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2-й ряд	-	-	-	-	-	140	180	225	280	355	450

10. Визначити модуль зачеплення, мм:

$$m = \frac{2 a_w}{(q + z_2)}, \quad (6.12)$$

де  $a_w$  - міжосьова відстань, мм, отримана в п.9 (не закруглене значення).

Отримане значення модуля  $m$  закруглити до стандартного за табл. 6.7 (ДСТУ 2458-94).

Таблиця 6.7.

Значення модулів зачеплення  $m$ , мм, силових черв'ячних передач ((ДСТУ 2458-94)

1-й ряд	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0
2-й ряд	1,5	3,0	3,5	6,0	7,0	12,0	-	-	-	-	-

11. У залежності від вибраного значення модуля  $m$  необхідно остаточно вибрати коефіцієнт діаметра черв'яка  $q$  (або залишити попередній) за табл. 6.8 та уточнити міжосьову відстань  $a'_w$ , мм:

$$a'_w = 0,5m(q + z_2), \quad (6.13)$$

де  $m$  - модуль зачеплення (стандартний), мм;  
 $z_2$  - число зубців колеса.

*Примітка:* Із зменшенням значення  $q$  збільшується ККД передачі, однак жорсткість та міцність тіла черв'яка знижується.

Міжосьова відстань має бути  $a'_w$  цілим числом, інакше передачу треба бути виконувати зі зміщенням.

Таблиця 6.8.

Значення коефіцієнта діаметра черв'яка  $q$   
(за ДСТУ 2458-94)

$m$	$q$	$m$	$q$	$m$	$q$	$m$	$q$	$m$	$q$	$m$	$q$
1,6	10,0	2,5	8,0	4,0	8,0	6,3	8,0	10,0	8,0	16,0	8,0
	12,5		10,0		10,0		10,0		10,0		
	16,0		12,5		12,5		12,5		12,5		
	20,0		16,0		16,0		16,0		16,0		
	-		20,0		20,0		20,0		20,0		-
2,0	8,0	3,15	8,0	5,0	8,0	8,0	8,0	12,5	8,0	20,0	8,0
	10,0		10,0		10,0		10,0		10,0		
	12,5		12,5		12,5		12,5		12,5		-
	16,0		16,0		16,0		16,0		16,0		-
	20,0		20,0		20,0		20,0		20,0		-

12. Визначити основні геометричні розміри передачі (рис. 6.3 і 6.4).

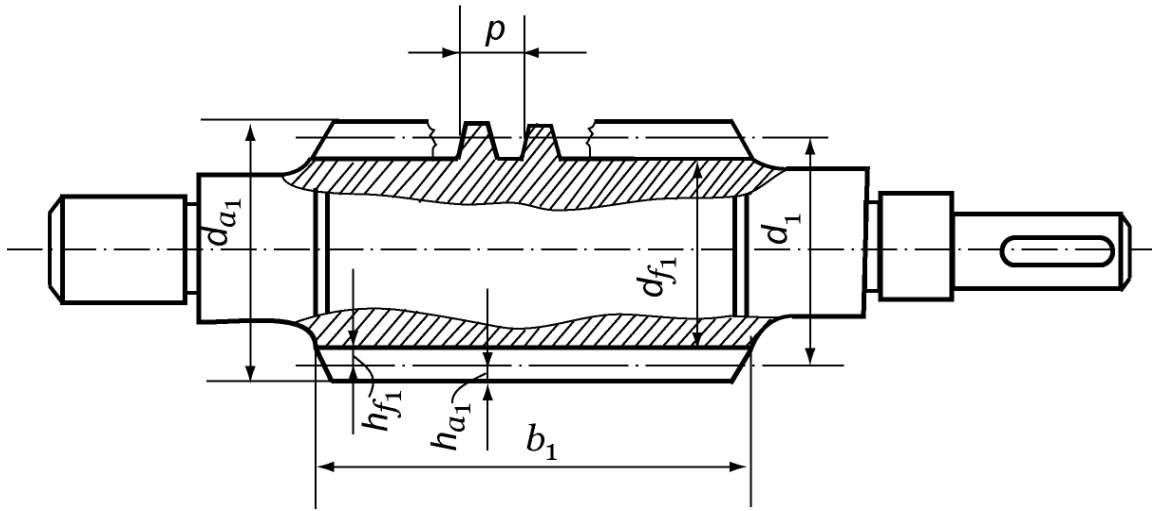


Рис. 6.3. Основні геометричні розміри циліндричного черв'яка:  
 $p$  - крок черв'яка;  $d_1$  - дільний діаметр;  $d_{a_1}$  - діаметр вершин витків;  $d_{f_1}$  - діаметр западин;  $b_1$  - довжина нарізаної частини черв'яка;  $h_{a_1}$  - висота головки витка;  $h_{f_1}$  - висота ніжки витка

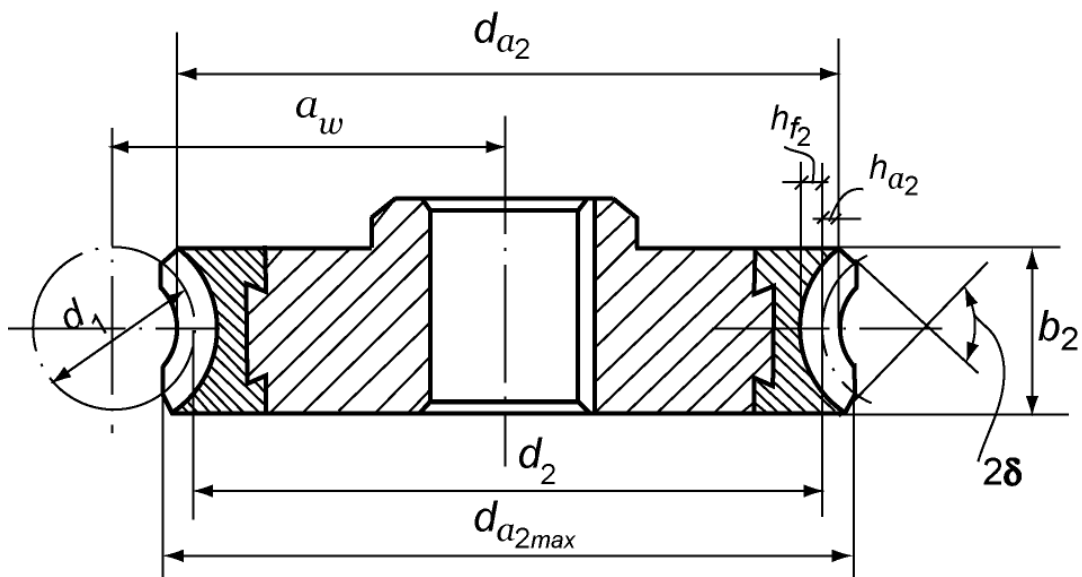


Рис. 6.4. Основні геометричні розміри черв'ячного колеса:  
 $a_w$  - міжосьова відстань;  $d_2$  - дільний діаметр;  $d_{a_2}$  - діаметр вершин;  $d_{a_{2max}}$  - максимальний діаметр колеса;  $b_2$  - ширина вінця;  $2\delta$  - умовний кут обхвату черв'яка колесом;  $h_{a_2}$  - висота головки зубця;  $h_{f_2}$  - висота ніжки зубця

12.1. Ділильний діаметр, мм:

$$d_1 = q m - \text{черв'яка.} \quad (6.14)$$

$$d_2 = m z_2 - \text{колеса.} \quad (6.15)$$

12.2. Кут підйому гвинтової лінії черв'яка:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}; \quad \gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}. \quad (6.16)$$

12.3. Діаметр вершин витків черв'яка, мм:

$$d_{a_1} = m(q + 2). \quad (6.17)$$

12.4. Діаметр вершин зубців черв'ячного колеса, мм:

$$d_{a_2} = m(z_2 + 2). \quad (6.18)$$

12.5. Діаметр западин черв'яка, мм:

$$d_{f_1} = d_1 - 2,4m. \quad (6.19)$$

12.6. Діаметр западин черв'ячного колеса, мм:

$$d_{f_2} = d_2 - 2,4m. \quad (6.20)$$

12.7. Довжина нарізаної частини черв'яка, мм:

$$\begin{aligned} \text{при } z_1 = 1 \text{ або } 2 \quad b_1 &\geq (11 + 0,06z_2)m; \\ \text{при } z_1 = 4 \quad b_1 &\geq (12,5 + 0,09z_2)m. \end{aligned} \quad (6.21)$$

*Примітка:* З технологічних міркувань для шліфованих черв'яків довжина нарізаної частини  $b'_1 = b_1 + 3m$ .

12.8. Ширина вінця черв'ячного колеса, мм:

$$\begin{aligned} \text{при } z_1 = 1 \text{ або } 2 \quad b_2 &\leq 0,75d_{a_1}; \\ \text{при } z_1 = 4 \quad b_2 &\leq 0,67d_{a_1}. \end{aligned} \quad (6.22)$$

12.9. Найбільший діаметр черв'ячного колеса, мм:

$$d_{a_2max} \leq d_2 + \frac{6m}{z_1 + 2}. \quad (6.23)$$

12.10. Умовний кут обхвату черв'яка колесом:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a_1} - 0,5m}, \quad (6.24)$$

звідки:

$$\delta = \arcsin\left(\frac{b_2}{d_{a_1} - 0,5m}\right); \quad 2\delta = \dots$$

13. Визначити швидкість ковзання  $V_S$  в зачепленні, м/с:

$$V_S = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cos \gamma}, \quad (6.25)$$

де  $\omega_1$  - кутова швидкість черв'яка, рад/с;

$d_1$  - дільний діаметр черв'яка, м;

$\gamma$  - кут підйому гвинтової лінії черв'яка, град.

14. Визначити розрахункове значення ККД передачі:

$$\eta' = \eta_n \eta_p \eta_{з.з.} \eta_{г.п.}, \quad (6.26)$$

де  $\eta_n$  - ККД підшипника кочення;  $\eta_n = 0,99 \dots 0,995$ ;

$\eta_p$  - ККД, що враховує втрати на перемішування та розбризкування мастила в корпусі;  $\eta_p = 0,97 \dots 0,99$ ;

$\eta_{з.з.}$  - ККД, що враховує втрати в зубчастому зачепленні;  
 $\eta_{з.з.} = 0,97 \dots 0,99$ ;

$\eta_{г.п.}$  - ККД, що враховує втрати в гвинтовій парі:

$$\eta_{г.п.} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}, \quad (6.27)$$

де  $\gamma$  - кут підйому гвинтової лінії черв'яка;

$\varphi'$  - зведений кут тертя, приймається за табл. 6.9 в залежності від швидкості ковзання  $V_S$ .

Таблиця 6.9.

Значення зведеного кута тертя  $\varphi'$   
в залежності від швидкості ковзання  $V_S$ , м/с

$V_S$	$\varphi'$	$V_S$	$\varphi'$	$V_S$	$\varphi'$
0,1	4 <sup>0</sup> 34' – 5 <sup>0</sup> 09'	1,5	2 <sup>0</sup> 17' – 2 <sup>0</sup> 52'	3	1 <sup>0</sup> 36' – 2 <sup>0</sup> 00'
0,5	3 <sup>0</sup> 09' – 3 <sup>0</sup> 43'	2	2 <sup>0</sup> 00' – 2 <sup>0</sup> 35'	4	1 <sup>0</sup> 19' – 1 <sup>0</sup> 43'
1,0	2 <sup>0</sup> 35' – 3 <sup>0</sup> 09'	2,5	1 <sup>0</sup> 43' – 2 <sup>0</sup> 17'	7	1 <sup>0</sup> 02' – 1 <sup>0</sup> 20'
-	-	-	-	10	0 <sup>0</sup> 55' – 1 <sup>0</sup> 22'

15. Уточнити крутний момент на валу колеса, Нм:

$$T_2' = \frac{(P_1 \cdot 10^3) \eta'}{\omega_2}, \quad (6.28)$$

де  $P_1$  - потужність на валу черв'яка, кВт;

$\eta'$  - уточнений ККД;

$\omega_2$  - кутова швидкість колеса, рад/с.

16. Визначити колову силу на колесі, Н:

$$F_{t_2} = \frac{2T_2'}{d_2}, \quad (6.29)$$

де  $T_2'$  - уточнений момент на валу колеса, Нм;

$d_2$  - діаметр колеса, м.

17. Уточнити за табл. 6.3 допустиме контактне напруження матеріалу черв'ячного колеса  $[\sigma]_H'$  за знайденою швидкістю ковзання  $V_S$  (п. 13) для *безолов'янистих бронз*.

18. Визначити розрахункове контактне напруження в зачепленні, МПа:

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_2'}{d_1}} K \leq [\sigma]_H', \quad (6.30)$$

де  $d_1$  - діаметр черв'яка, мм;

$K$  - коефіцієнт навантаження (п. 7).



*Примітка:* При невиконанні умови (6.30) необхідно взяти наступних заходів:

1. Збільшити коефіцієнт діаметра черв'яка  $q$ , що відповідає модулю  $m$  (перерахувати параметри передачі).
2. Вибрати більш міцні матеріали (перерахувати допустимі напруження).

19. Перевірити передачу на напруження згину.

19.1. Визначити еквівалентне число зубців черв'ячного колеса:

$$z_{V_2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}, \quad (6.31)$$

де  $z_2$  - число зубців черв'ячного колеса;

$\gamma$  - кут підйому гвинтової лінії черв'яка

19.2. Визначити за табл. 6.10 коефіцієнт форми зубця черв'ячного колеса  $Y_{F_2}$  за  $z_{V_2}$  (інтерполюванням).

Таблиця 6.10.

Значення коефіцієнта форми зубця  $Y_{F_2}$  черв'ячного колеса

$z_{V_2}$	30	32	35	37	40	45
$Y_{F_2}$	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48

Продовження табл. 6.10.

$z_{V_2}$	50	60	80	100	150	300
$Y_{F_2}$	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

19.3. Визначити розрахункове напруження згину, МПа:

$$\sigma_F = 0,7 Y_{F_2} \frac{F_{t_2}}{b_2 m} K \leq [\sigma]_{F_2}, \quad (6.32)$$

де  $F_{t_2}$  - колова сила на колесі, Н;

$b_2$  - ширина вінця колеса, мм;

$m$  - модуль зачеплення, мм;

$[\sigma]_{F_2}$  - допустиме напруження згину матеріалу колеса, МПа.

20. Визначити сили в зачепленні черв'ячної передачі, Н:

20.1. Колова сила на колесі  $F_{t_2}$  дорівнює осьовій силі на черв'яку (див. п.16):

$$F_{t_2} = F_{a_1} = \frac{2T_2'}{d_2}.$$

20.2. Радіальні сили на черв'яку і колесі рівні:

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2} \operatorname{tg} 20^\circ.$$

20.3. Осьова сила на колесі дорівнює коловій силі на черв'яку:

$$F_{a_2} = F_{t_1} = \frac{2T_1}{d_1},$$

де  $T_1$  - крутний момент на валу черв'яка, Нм;

$d_1$  - діаметр черв'яка, м.

### **6.6. Приклад розрахунку одноступінчастого черв'ячного редуктора з циліндричним черв'яком**

*Вихідні дані:*

1. Потужність на валу черв'яка  $P_1 = 2,5 \text{ кВт}$ .
2. Кутова швидкість черв'яка  $\omega_1 = 151,76 \text{ рад/с}$ .
3. Момент на валу черв'ячного колеса  $T_2 = 148,26 \text{ Нм}$ .
4. Передаточне відношення редуктора  $i = 10$ .
5. Умови роботи – навантаження нереверсивне.
6. Термін служби передачі  $t = 10000 \text{ год}$  (за завданням).

*Порядок розрахунку:*

1. Вибираємо матеріали для черв'яка і черв'ячного колеса.

Для черв'яка за табл. 6.1 вибираємо леговану сталь 40Х з поверхневим загартуванням до твердості HRC48...52. Витки черв'яка шліфуються і поліруються.

Випишуємо механічні характеристики:  $\sigma_b = 930 \text{ МПа}$ ;  
 $\sigma_m = 690 \text{ МПа}$ ; HRC48...52.

Для черв'ячного колеса орієнтовано визначаємо швидкість ковзання за формулою (6.1), м/с:

$$V_S = 5 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_1 \sqrt[3]{T_2} = 5 \cdot 10^{-3} \cdot 151,76 \sqrt[3]{148,26} \approx 4,01 \text{ м/с} < 5 \text{ м/с} .$$

Отже, матеріалом для черв'ячного колеса може бути безолов'яниста бронза, що має підвищені механічні характеристики, але знижені протизадирні властивості.

За табл. 6.2 вибираємо алюмінієво-залізисту бронзу Бр. АЖ9-4 (відливка в кокіль). Випишуємо механічні характеристики:  $\sigma_g = 500 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_m = 200 \text{ МПа}$ .

2. Визначаємо число циклів напружень колеса за весь термін служби передачі за формулою (5.1):

$$N_\Sigma = 572,4 \omega_2 t = 572,4 \cdot 15,176 \cdot 10000 = 8,69 \cdot 10^7 ,$$

де  $\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \frac{151,76}{10} = 15,176 \text{ рад/с}$  - кутова швидкість черв'ячного колеса.

3. Визначаємо коефіцієнти довговічності  $K_{HL}$  і  $K_{FL}$ .

$K_{HL}$  - коефіцієнт довговічності при розрахунку на контактну міцність за формулою (6.2):

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_\Sigma}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{8,69 \cdot 10^7}} \approx 0,765;$$

$K_{FL}$  - коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин за формулою (6.3):

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_\Sigma}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{8,69 \cdot 10^7}} \approx 0,61.$$

4. Визначаємо допустимі напруження  $[\sigma]_H$  і  $[\sigma]_F$  для матеріалу черв'ячного колеса.

4.1. Контактне напруження  $[\sigma]_H$ :

Для безолов'янистих бронз  $[\sigma]_H$  приймається з умови опору заїданню за швидкістю ковзання  $V_S$  (табл. 6.3).

Для бронзи Бр. АЖ9-4 при  $V_S = 4,01 \text{ м/с}$   $[\sigma]_H = 160 \text{ МПа}$ .

#### 4.2. Напруження згину $[\sigma]_F$ :

Для безолов'янистої бронзи Бр. АЖ9-4 при неререверсивному навантаженні  $[\sigma]_F$  розраховується за формулою (6.6):

$$[\sigma]_F = (0,25 \sigma_m + 0,08 \sigma_\epsilon) K_{FL} = (0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 500) \cdot 0,61 = 54,9 \text{ МПа}.$$

При загартованому та шліфованому черв'яку  $[\sigma]_F$  збільшується на 25%. Тоді  $[\sigma]_F = 68,625 \text{ МПа}$ .

5. Задаємося числом заходів черв'яка  $z_1 = 4$  та визначаємо число зубців колеса  $z_2 = z_1 U = 4 \cdot 10 = 40 > 28$ , де  $U = i$  - передаточне число редуктора.

6. Визначаємо за табл. 6.4 ККД черв'ячної передачі за прийнятим  $z_1 = 4$ :  $\eta = 0,87 \dots 0,92$ . Приймаємо  $\eta = 0,9$ .

7. Приймаємо коефіцієнт навантаження  $K$ . При  $V_S > 3 \text{ м/с}$ , вважаючи навантаження змінним, приймаємо  $K = 1,3$ .

8. Задаємося коефіцієнтом діаметра черв'яка  $q = \frac{d_1}{m}$  за табл. 6.5. Попередньо приймаємо  $q = 10$ .

9. Визначити міжосьову відстань  $a_W$  з умови контактної міцності, мм, за формулою (6.11):

$$a_W \geq \left[ \left( \frac{z_2}{q} \right) + 1 \right] \sqrt[3]{ \left[ \frac{170}{\left( \frac{z_2}{q} \right) [\sigma]_H} \right]^2 T_2 K = \left( \frac{40}{10} + 1 \right) \times } \\ \times \sqrt[3]{ \left[ \frac{170}{\left( \frac{40}{10} \right) \cdot 160} \right]^2 \cdot 148,26 \cdot 10^3 \cdot 1,3 = 120,04 \text{ мм}.$$

Отримане значення  $a_W$  закруглюємо у більший бік до стандартного значення за ДСТУ 2458-94 (табл. 6.6). Приймаємо  $a_W = 125 \text{ мм}$ .

10. Визначаємо модуль зачеплення, мм, за формулою (6.12):

$$m = \frac{2 a_W}{(q + z_2)} = \frac{2 \cdot 120,04}{(10 + 40)} = 4,8 \text{ мм},$$

де  $a_W$  - міжосьова відстань, отримана в п.9, не закруглена.

Отримане значення модуля закруглюємо до стандартного значення за ДСТУ 2458-94 (табл. 6.7). Приймаємо  $m = 5 \text{ мм}$ .

11. Остаточно приймаємо коефіцієнт діаметра черв'яка  $q = 10$  (табл. 6.5) і уточнюємо міжосьову відстань за формулою (6.13):

$$a'_W = 0,5 m (q + z_2) = \frac{5 \cdot (10 + 40)}{2} = 125 \text{ мм}.$$

Отже, передача виконується без зміщення.

12. Визначаємо основні геометричні розміри передачі.

12.1. Ділильний діаметр, мм, за формулами (6.14) і (6.15):

- черв'яка:  $d_1 = q m = 10 \cdot 5 = 50 \text{ мм}$

- колеса:  $d_2 = m z_2 = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм}$

12.2. Кут підйому гвинтової лінії черв'яка за формулою (6.16):

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}; \quad \gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q} = \operatorname{arctg} \left( \frac{4}{10} \right) = 21,8^\circ.$$

12.3. Діаметр вершин витків черв'яка, мм, за формулою (6.17):

$$d_{a_1} = m (q + 2) = 5 (10 + 2) = 60 \text{ мм}.$$

12.4. Діаметр вершин зубців черв'ячного колеса, мм, за формулою (6.18):

$$d_{a_2} = m (z_2 + 2) = 5 (40 + 2) = 210 \text{ мм}.$$

12.5. Діаметр западин черв'яка, мм, за формулою (6.19):

$$d_{f_1} = d_1 - 2,4m = 50 - 2,4 \cdot 5 = 38 \text{ мм}.$$

12.6. Діаметр западин черв'ячного колеса, мм, за формулою (6.20):

$$d_{f_2} = d_2 - 2,4m = 200 - 2,4 \cdot 5 = 188 \text{ мм}.$$

12.7. Довжина нарізаної частини черв'яка, мм, за формулою (6.21):

при  $z_1 = 4$   $b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m = (12,5 + 0,09 \cdot 40) \cdot 5 = 80,5 \text{ мм}$ .

З технологічних міркувань для шліфованих черв'яків довжина нарізаної частини збільшується на  $3m$ , тоді  $b_1' = b_1 + 3m = 80,5 + 3 \cdot 5 = 95,5 \text{ мм}$ . За рядом  $Ra20$  (табл. 5.13) приймаємо  $b_1' = 100 \text{ мм}$ .

12.8. Ширина вінця черв'ячного колеса, мм, за формулою (6.22):

при  $z_1 = 4$   $b_2 \leq 0,67d_{a1} = 0,67 \cdot 60 = 40,2 \text{ мм}$ .

За рядом  $Ra40$  (табл. 5.13) приймаємо  $b_2 = 40 \text{ мм}$ .

12.9. Найбільший діаметр черв'ячного колеса, мм, за формулою (6.23):

$$d_{a2max} \leq d_2 + \frac{6m}{z_1 + 2} = 210 + \frac{6 \cdot 5}{4 + 2} = 215 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $d_{a2max} = 215 \text{ мм}$ .

12.10. Умовний кут обхвату черв'яка колесом за формулою (6.24):

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}; \text{ звідки:}$$

$$\delta = \arcsin \left( \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} \right) = \arcsin \left( \frac{40}{60 - 0,5 \cdot 5} \right) = 44,08^\circ;$$

$$2\delta = 2 \cdot 44,08^\circ = 88,16^\circ.$$

13. Визначаємо швидкість ковзання  $V_S$  в зачепленні, м/с, за формулою (6.25):

$$V_S = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cos \gamma} = \frac{151,76 \cdot 0,05}{2 \cdot \cos(21,8^\circ)} = 4,09 \text{ м/с} < 5 \text{ м/с}.$$

Отже, матеріал для черв'ячного колеса вибраний правильно.

14. Визначаємо розрахункове значення ККД передачі за формулою (6.26):

$$\eta' = \eta_n \eta_p \eta_{з.з.} \eta_{г.п.}$$

Приймаємо  $\eta_n = 0,99$ ;  $\eta_p = 0,98$ ;  $\eta_{з.з.} = 0,98$ ;  $\eta_{г.п.}$  розраховуємо за формулою (6.27), прийнявши при  $V_S \approx 4 \text{ м/с}$   $\varphi' = 1^{\circ}30'$  (табл. 6.9).

$$\eta_{г.п.} = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\text{tg } 21,8^{\circ}}{\text{tg}(21,8^{\circ} + 1,5^{\circ})} \cong 0,93.$$

Отже,  $\eta' = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,93 = 0,885$ .

15. Уточнюємо крутний момент на валу колеса, Нм, за формулою (6.28):

$$T_2' = \frac{(P_1 \cdot 10^3) \eta'}{\omega_2} = \frac{2,5 \cdot 10^3 \cdot 0,885}{15,176} = 145,8 \text{ Нм}.$$

16. Визначаємо колову силу на колесі, Н, за формулою (6.29):

$$F_{t_2} = \frac{2T_2'}{d_2} = \frac{2 \cdot 145,79}{0,2} = 1457,9 \text{ Н}.$$

17. Уточнюємо за табл. 6.3 допустиме контактне напруження матеріалу черв'ячного колеса  $[\sigma]_H'$  за знайденою швидкістю ковзання  $V_S$  (п. 13) для *безолов'янистих бронз*.

При  $V_S = 4,09 \text{ м/с}$   $[\sigma]_H' \approx 158 \text{ МПа}$ .

18. Визначаємо розрахункове контактне напруження в зачепленні, МПа:

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_2'}{d_1} K} = \frac{480}{200} \sqrt{\frac{145,79 \cdot 10^3}{50} \cdot 1,3} = 147,8 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H' = 158 \text{ МПа},$$

що допустимо.

19. Перевіряємо передачу на напруження згину.

19.1. Визначаємо еквівалентне число зубців черв'ячного колеса за формулою (6.31):

$$z_{V_2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{\cos^3(21,8^{\circ})} \approx 50.$$

19.2. Визначаємо за табл. 6.10 коефіцієнт форми зубця черв'ячного колеса  $Y_{F_2}$  за  $z_{V_2}$  (інтерполюванням).

При  $z_{V_2} = 50$   $Y_{F_2} = 1,45$ .

19.3. Визначаємо розрахункове напруження згину, МПа, за формулою (6.32):

$$\sigma_F = 0,7 Y_{F_2} \frac{F_{t_2}}{b_2 m} K = 0,7 \cdot 1,45 \cdot \frac{1457,9}{40 \cdot 5} \cdot 1,3 = 9,62 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F_2} = 68,625 \text{ МПа}.$$

20. Визначаємо сили в зачепленні черв'ячної передачі, Н:

20.1. Колова сила на колесі  $F_{t_2}$  дорівнює осьовій силі на черв'яку (див. п.16):

$$F_{t_2} = F_{a_1} = \frac{2T_2'}{d_2} = 1457,9 \text{ Н}.$$

20.2. Радіальні сили на черв'яку і колесі рівні:

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2} \operatorname{tg} 20^\circ = 1457,9 \cdot 0,364 = 530,6 \text{ Н}.$$

20.3. Осьова сила на колесі дорівнює коловій силі на черв'яку:

$$F_{a_2} = F_{t_1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 16,47 \cdot 10^3}{50} = 658,8 \text{ Н}.$$

### **6.7. Тепловий розрахунок черв'ячних передач**

При роботі черв'ячних передач виділяється велика кількість теплоти. Втрачена потужність  $(1 - \eta)P_1$  на тертя в зачепленні та підшипниках, а також на розмішування та розбризування мастила переходить у теплоту, яка нагріває мастило, і воно через стінки корпусу передає теплоту навколишньому середовищу.

Якщо відвід теплоти буде недостатнім, передача перегріється.

При перегріванні мастильні властивості мастила різко погіршуються (його в'язкість падає) і виникає небезпека заїдання, що може призвести до виходу з ладу передачі.

Тепловий розрахунок черв'ячної передачі при усталеному русі проводиться на основі *теплого балансу*, тобто рівності тепловиділення  $Q_\theta$  та тепловіддачі  $Q_{m\theta}$ .



Кількість теплоти, що виділяється в безперервно працюючій передачі за одну секунду:

$$Q_s = (1 - \eta)P_1, \quad (6.33)$$

де  $\eta$  - загальний ККД черв'ячної передачі;  $P_1$  - потужність на черв'яку, Вт.

Кількість теплоти, що відводиться зовнішньою поверхнею корпусу редуктора, за одну секунду:

$$Q_{m\epsilon} = K_m (t_m - t_n) S, \quad (6.34)$$

де  $S$  - площа поверхні корпусу, що омивається всередині мастилом або його бризками, а ззовні – повітрям,  $m^2$ . Поверхня днища корпусу не враховується, тому що вона не омивається вільно циркулюючим повітрям;

$K_m$  - коефіцієнт теплопередачі (показує, скільки теплоти в одну секунду передається одним  $m^2$  поверхні корпусу при перепаді температур в один градус. Залежить від матеріалу корпусу редуктора та швидкості циркуляції повітря; для чавунних корпусів приймають  $K_m = 8...17 \text{ Вт}/(m^2 \cdot ^\circ C)$ . Більші значення використовують при незначній шорсткості поверхні зовнішніх стінок, добрій циркуляції повітря навколо корпусу, інтенсивному перемішуванні мастила (при нижньому або боковому розташуванні черв'яка);

$t_m$  - температура мастила в корпусі передачі,  $^\circ C$ ;

$t_n$  - температура повітря поза корпусом; в умовах цеху, зазвичай,

$$t_n = 20^\circ C$$

За умовою теплового балансу  $Q_s = Q_{m\epsilon}$ , тобто:

$$(1 - \eta)P_1 = K_m (t_m - t_n) S,$$

звідки температура мастила в корпусі черв'ячної передачі при безперервній роботі:

$$t_m = t_n + \frac{(1 - \eta)P_1}{K_m S} \leq [t_m]. \quad (6.35)$$

Величина  $[t_m]$  залежить від марки масла. Зазвичай, приймають  $[t_m] = 70...90^\circ C$ .

Якщо при розрахунку виявиться, що  $t_{,m} > [t_{,m}]$ , то необхідно вжити наступних заходів:

1. Збільшити площу поверхні охолодження  $S$ , застосовуючи ребра охолодження (в розрахунку враховується тільки 50% поверхні ребер).
2. Застосувати штучне охолодження:
  - а). обдуванням корпуса редуктора за допомогою вентилятора, насадженого на вал черв'яка;
  - б). охолодженням мастила водою, яка проходить через змійовик (див. рис. 6.5,а).
  - в). застосуванням циркуляційної системи змащування зі спеціальним холодильником (рис. 6.5, б).

У випадках (б) і (в) формула (6.35) не застосовується.

Тепловий розрахунок черв'ячних передач здійснюється як *перевірочний* після визначення розмірів корпуса редуктора при ескізному проектуванні.

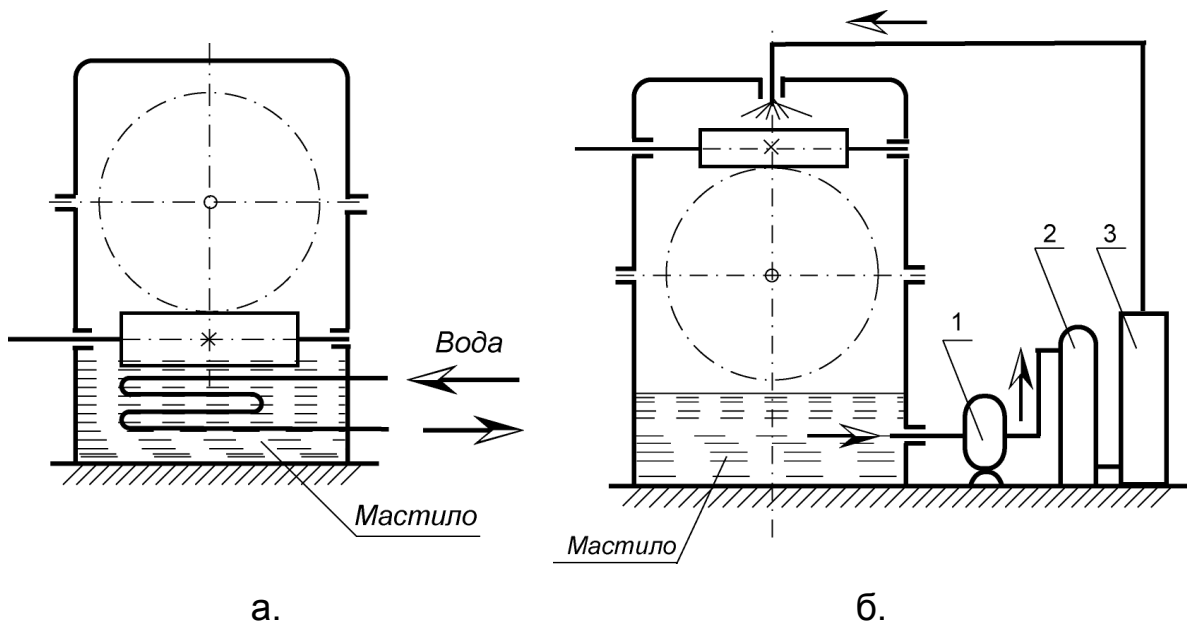


Рис. 6.5. Схеми штучного охолодження черв'ячних передач:

- а. – охолодження водою, що проходить через змійовик;
- б. – циркуляційне змащування: 1.- насос; 2.- фільтр;  
3 - холодильник

### **Контрольні питання до теми 6 «Черв'ячні передачі»**

1. Для чого застосовують черв'ячні передачі?
2. За яким принципом відбувається рух у черв'ячній передачі?
3. Чому зубці черв'ячного колеса мають дугоподібну форму?
4. Які достоїнства має черв'ячна передача?
5. Які недоліки має черв'ячна передача?
6. Чому черв'ячна передача не застосовується при великих потужностях?
7. Які бувають черв'яки за формою поверхні?
8. Чому черв'ячні передачі рекомендуються в якості швидкохідного ступеня в приводах?
9. Які бувають черв'ячні передачі в залежності від напрямку лінії витка та числа заходів черв'яка?
10. Який вид руйнування зубців черв'ячного колеса зустрічається найчастіше?
11. З яких матеріалів виготовляються черв'яки?
12. Які матеріали рекомендуються для вінців черв'ячних коліс?
13. При яких швидкостях ковзання для виготовлення вінців черв'ячних коліс рекомендуються олов'янисті бронзи?
14. При яких швидкостях ковзання для виготовлення вінців черв'ячних коліс рекомендуються безолов'янисті бронзи?
15. Від чого залежить термін служби бронзових вінців черв'ячних коліс?
16. Що таке заїдання і за яких умов воно може перейти в задирання?
17. Який спосіб відливки вінців черв'ячних коліс забезпечує найкращий опір зношуванню зубців вінців?
18. По якому елементу і чому ведеться розрахунок на міцність черв'ячних передач?
19. Чому небезпечно перегрівання черв'ячної передачі?
20. Які існують методи охолодження черв'ячної передачі?

## **7. ВАЛИ І ОСІ**

### **7.1. Основні поняття**

Вали призначені для передачі обертового моменту та, в більшості випадків, для підтримки деталей, які обертаються разом з ними відносно опор.

Вали, які несуть на собі деталі, через які передається крутний момент, сприймають від цих деталей навантаження, отже, працюють одночасно на *згин* і *кручення*.

Якщо на валах установлені косозубі, конічні, черв'ячні колеса і виникають *осьові* навантаження, то вали додатково працюють на *розтягнення* та *стискання*.

*Осі* не передають крутного моменту та призначені тільки для *підтримування деталей*, які на них розташовані.

Осі працюють тільки на *згин*.

### **7.2. Матеріали для валів і осей**

Вали виготовляють із вуглецевих і легованих конструкційних сталей, тому що ці матеріали мають високу міцність, здатність до поверхневого та об'ємного зміцнення, дозволяють легко отримувати прокаткою циліндричні заготовки та добре обробляються на верстатах.

Для валів без термообробки застосовують вуглецеві сталі Ст3, Ст5, 25, 30, 35, 40 і 45.

Вали, до яких пред'являються підвищені вимоги до несучої здатності та довговічності виконуються із середньовуглецевих або легованих сталей із поліпшенням 35, 40, 40Х, 40 ХН тощо.

Найбільш поширеною є сталь 45, її ще називають "валовою" або "осьовою".

### **7.3. Основні навантаження на вали**

При проведенні розрахунків валів необхідно знати навантаження на вали, відстані між опорами (підшипниками) та деталями, які знаходяться на валу, враховуючи, що деталі передають сили та моменти посередині своєї ширини.

Основними навантаженнями на вали є сили в зачепленні зубчастих і черв'ячних передач, сили від натягу пасів, ланцюгів у пасових, ланцюгових передачах тощо.

Окрім цього вал передає крутний момент.

## 7.4. Методика розрахунку валів редуктора на міцність

Розрахунок валів на міцність включає два розрахунки: *проектний* і *перевірочний*.

У *проектному* розрахунку орієнтовно визначаються діаметри та виконується проектування вала.

*Перевірочний* розрахунок виконують на статичну та втомну міцність, а також, на жорсткість. Із метою спрощення розрахунків вал замінюють *балкою*, яка лежить на відповідному числі опор (підшипників).

Розрахунки виконуються як для вала шестірні, так і для вала колеса.

### 7.4.1. Розрахунок вала шестірні (ведучого вала)

*Вихідні дані:*

1. Крутний момент на валу шестірні  $T_1$ , Нм.
2. Сили в зачепленні: колова  $F_t$ , радіальна  $F_r$ , осьова  $F_a$ , Н; навантаження на консолі від пасової передачі  $Q$ , Н.
3. Умови роботи передачі: навантаження нереверсивне (або реверсивне).

*Порядок розрахунку:*

#### 7.4.1.1. Проектний розрахунок вала

1. Вибрати матеріал для вала за табл. 7.1. Виписати механічні характеристики вибраного матеріалу  $\sigma_B, \sigma_m, \sigma_{-1}, \tau_{-1}, \Psi_\sigma, \Psi_\tau$ .

*Примітка:* Якщо конструюється так звана *вал-шестірня* (при діаметрі шестірні менш ніж 70 мм), то для вала вибирається той же матеріал, що і для шестірні. Якщо вал конструюється окремо, то найкращим матеріалом для вала є сталь 45 (“валова”).

2. Визначити попередні розміри основних ділянок вала.

2.1. Діаметр вихідного кінця вала, мм, визначається з розрахунку на чисте кручення:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_k}}, \quad (7.1)$$

де  $T$  - крутний момент на валу, Нм;  $[\tau]_k$  - допустиме напруження кручення, МПа; для сталі 45  $[\tau]_k = 20 \dots 25 \text{ МПа}$  (занижене значення) [6].

Таблиця 7.1.

## Механічні характеристики основних матеріалів для валів

Марка сталі	Діаметр заготовки, мм (не більш)	Твердість <i>HV</i> (не менш)	$\sigma_s$	$\sigma_m$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	Коефіцієнти	
			МПа				$\Psi_\sigma$	$\Psi_\tau$
45	Не-обмежений	200	560	280	250	150	0	0
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05
	Не-обмежений	200	730	500	320	200	0,1	0,05
40X	120	270	900	750	410	240	0,1	0,05
	Не-обмежений	240	-	-	-	-	-	-
40XH	200	270	920	750	420	250	0,1	0,05
35XM	200	-	920	790	430	260	0,1	0,05

Отриманий результат  $d$  закруглити до більшого стандартного значення за рядом  $Ra40$  (ДСТ 6636-69) – див. табл. 5.13.

*Примітка:* Для посадки стандартної муфти діаметр вихідного кінця вала редуктора приймається рівним  $0,8...1,2$  від діаметра вала електродвигуна.

2.2. Діаметр вала під підшипники (діаметр шипа), мм, визначається конструктивно:

$$d_n = d + (2...5). \quad (7.2)$$

Отриманий результат закруглити до більшого стандартного значення, яке закінчується на цифру "0" або "5" (для узгодження з внутрішнім діаметром підшипника).

*Примітка:* Великі перепади між діаметрами ділянок вала робити не рекомендується, щоб при виточуванні вала не відправляти цінний метал у стружку.

2.3. Діаметр посадочного місця шестірні (або колеса), мм, приймається конструктивно:

$$d_{сер} = d_n + (2...5). \quad (7.3)$$

Отриманий результат заокруглити до більшого стандартного значення за рядом *Ra40* (табл. 5.13).

3. Вибрати попередньо тип та розміри підшипників.

*Примітка:* Слід спочатку орієнтуватися на кулькові радіальні підшипники, як дешеві та найбільш поширені, але при наявності в зачепленні значної осьової сили (косозубі, конічні, черв'ячні колеса) можна одразу вибирати конічні роликотпідшипники, навантажувальна здібність яких в 1,7 рази більш ніж у кулькових радіальних підшипників.

Підшипники вибираються за діаметром шипа  $d_n$ , орієнтовно *середньої серії*. Виписуються всі параметри підшипника з табл. 8.1 або 8.2.

*Розшифровка позначення підшипника:* дві перших цифри справа, помножені на 5, означають діаметр, мм (починаючи з 04); третя – серія підшипника; четверта – тип тощо. Наприклад, 7308: 7 - підшипник роликотпідшипник конічний, 3 - серія середня, 08 x 5 = 40 мм - діаметр внутрішнього кільця підшипника ( $d_n$ ).

4. Розробка конструкції вала

4.1. Скласти ескіз вузла в натуральному масштабі (1:1) для визначення відстані між опорами вала (між діючими силами). Приклад ескізу наведено на рис. 7.1.

4.2. Відстань між опорами вала, мм:

$$l = b_{1,2} + 2 \cdot 10^* + 2 \cdot 5^* + 2 \cdot \frac{B_n}{2}, \quad (7.4)$$

де  $b_{1,2}$  - ширина вінця колеса (шестірні), мм;  $B_n$  - ширина підшипника, мм (за вибраними параметрами – див. п.3);  $10^*$  - зазор до стінки корпусу редуктора, мм;  $5^*$  - на "заглиблення" підшипника в корпус, мм.

4.3. Довжина консолі, мм:

$$l_1 = \frac{B_n}{2} + (40...50)_{мм} + \frac{B_{шк}}{2}, \quad (7.5)$$

де  $B_{шк}$  - ширина шківa, мм; 40...50 мм дається на ширину кришки підшипника, зазори тощо.

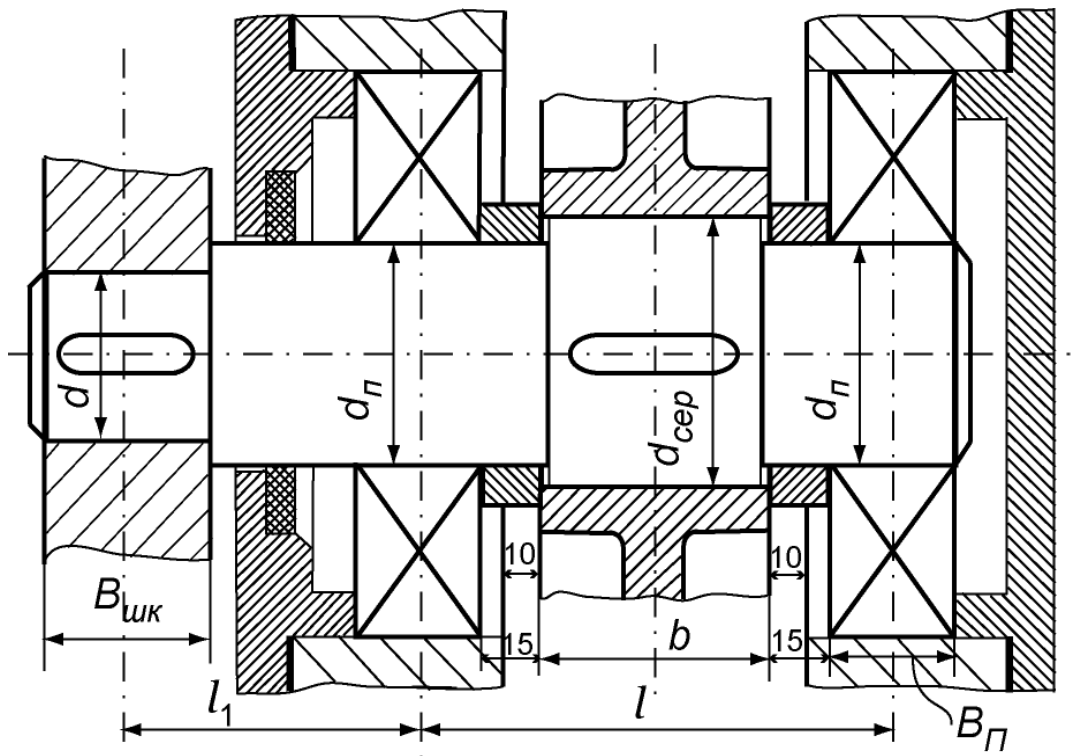


Рис. 7.1. До визначення відстані між опорами вала

#### 7.4.1.2. Перевірочний розрахунок вала

1. Накреслити схему навантаження вала шестірні (або колеса), рекомендується на міліметровці (рис. 7.2, а).

2. Розкласти сили, що діють на вал у горизонтальній (рис. 7.2, б) і вертикальній (рис. 7.2, в) площинах, вибравши систему координат так, щоб по можливості напрям сил збігався з напрямом осей координат.

3. Визначити реакції опор, склавши рівняння суми моментів усіх сил відносно відповідно опор  $A$  і  $B$ .

$$\sum M_A = 0.$$

$$F_t \frac{l}{2} - F_{BX} l + Q(l + l_1) = 0.$$

Звідки:

$$F_{BX} = \frac{F_t \frac{l}{2} + Q(l + l_1)}{l}.$$

Аналогічно:

$$\sum M_B = 0.$$



$$Ql_1 - F_t \frac{l}{2} + F_{AX} l = 0.$$

Звідки:

$$F_{AX} = \frac{F_t \frac{l}{2} - Ql_1}{l}.$$

4. Побудувати епюри згинальних і крутних моментів у двох площинах (горизонтальній і вертикальній), задавши масштаб моменту  $\mu_M, \left[ \frac{НМ}{мм} \right]$  (рис. 7.2, г, д, е).

5. Визначити сумарний (зведений) момент у кожному небезпечному перерізі (як правило, це переріз під найбільш навантаженим підшипником, під шестірнею або колесом):

$$M_{зв} = \sqrt{M^2 + (0,75T)^2}, \quad (7.6)$$

де  $M$  - сумарний згинальний момент у небезпечному перерізі, Нм;  
 $T$  - крутний момент, Нм.

Сумарний згинальний момент:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}, \quad (7.7)$$

де  $M_x, M_y$  - згинальні моменти відповідно в горизонтальній і вертикальній площинах.

6. Уточнити діаметр вала в кожному небезпечному перерізі:

$$d \geq 3 \sqrt{\frac{M_{зв}}{0,1[\sigma_{-1}]}} , \quad (7.8)$$

де  $M_{зв}$  - зведений момент у перерізі, що перевіряється, Нм;  
 $[\sigma_{-1}]$  - допустиме напруження при згині за формулою (7.9).

$$[\sigma_{-1}] = \frac{0,7 \cdot 1,4 \sigma_{-1}}{[n] k_\sigma}, \quad (7.9)$$

де  $\sigma_{-1}$  - границя витривалості, МПа (за табл. 7.1 при виборі матеріалу вала);  $[n] = 1,5$  - коефіцієнт безпеки;  $k_\sigma$  - ефективний коефіцієнт, що враховує концентратори напруження в перерізі, що перевіряється (це шпонковий паз, галтель тощо – див. рис. 7.3). Приймається за табл. 7.2.

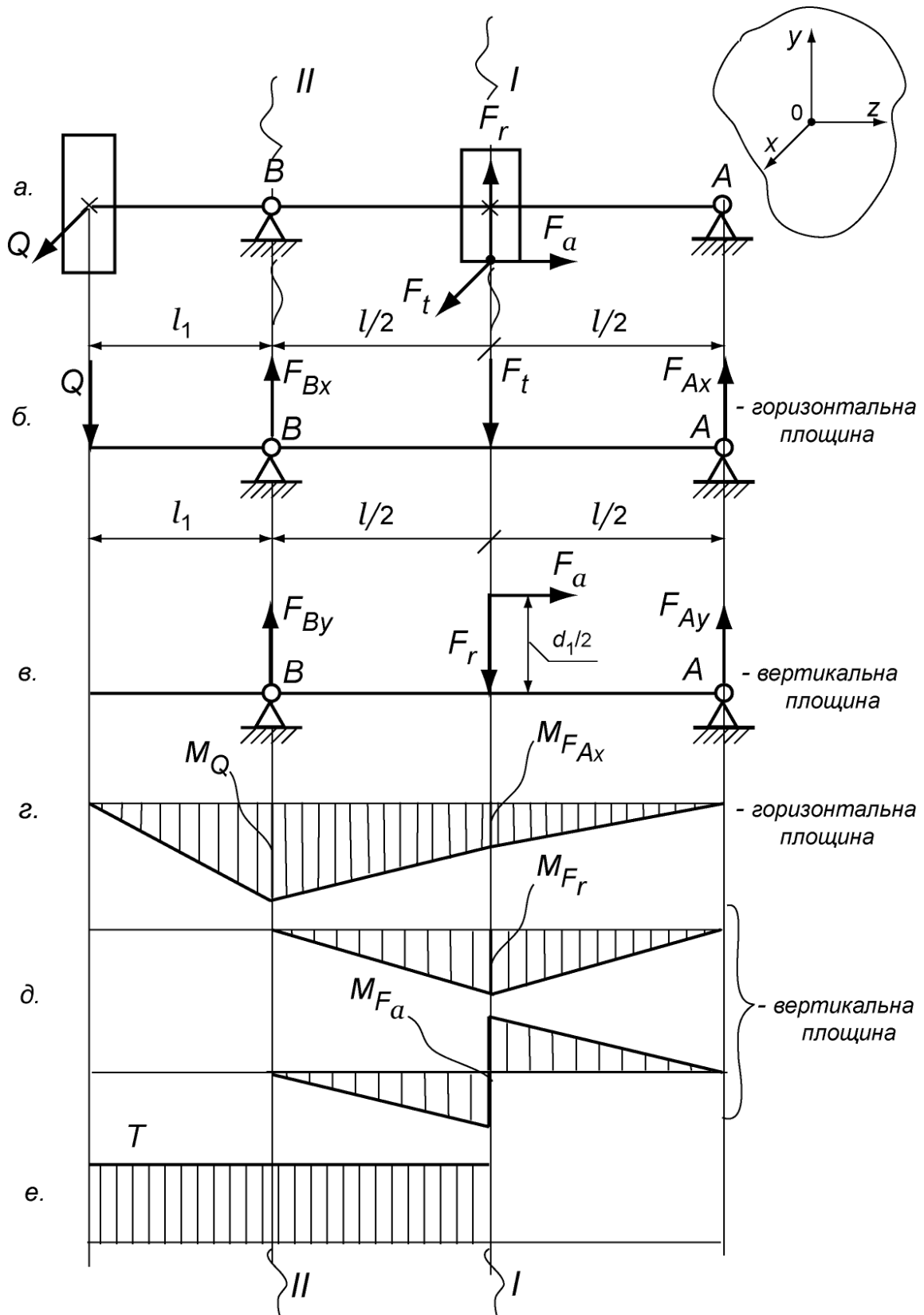


Рис. 7.2. Схема навантаження вала шестірни та орієнтовні епюри згинальних і крутного моментів

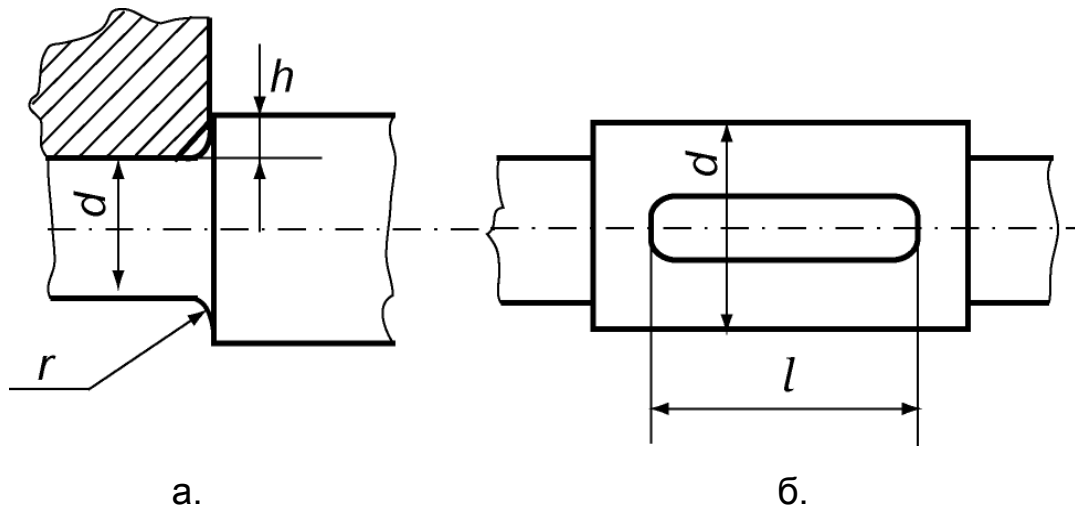


Рис. 7.3. Концентратори напружень  
 а .- галтель; б. – шпонкова канавка

Таблиця 7.2.

Значення коефіцієнтів  $k_\sigma$  і  $k_\tau$

Концентратор напруження	$k_\sigma$		$k_\tau$	
	$\sigma_s$ для сталі, МПа			
	$\leq 700$	$> 700$	$\leq 700$	$> 700$
Галтель при $h/r = 1$ ; $r/d = 0,02$	1,49	1,60	1,37	1,39
Те ж при $r/d = 0,05$	1,69	1,83	1,46	1,51
Те ж при $r/d = 0,1$	1,55	1,72	1,42	1,46
Шпонкова канавка, що виконана торцевою фрезою	1,89	2,26	1,71	2,22
Пресова посадка при $p \geq 20$ МПа	2,4	3,6	1,8	2,5
Різьба	2,2	2,61	1,0	1,0

*Примітка:* Отриманий результат має бути менш за прийнятий раніше - це гарантує запас утомної міцності в перерізі.

7. Перевірити запас утомної міцності в кожному небезпечному перерізі.

### 7.1. Загальний запас утомної міцності:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] = 1,5 \dots 2,5, \quad (7.10)$$

де  $n_\sigma, n_\tau$  - запаси втомної міцності відповідно по нормальних (згин) і дотичних (кручення) напруженнях.  $[n]$  - мінімально допустимий запас міцності.

### 7.2. Запас утомної міцності на згин:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\right) \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (7.11)$$

де  $\sigma_a, \sigma_m$  - амплітудне та середнє значення напружень циклу при згині, МПа (див. рис. 7.4);  $\varepsilon_\sigma$  - масштабний фактор при згині за табл. 7.3.

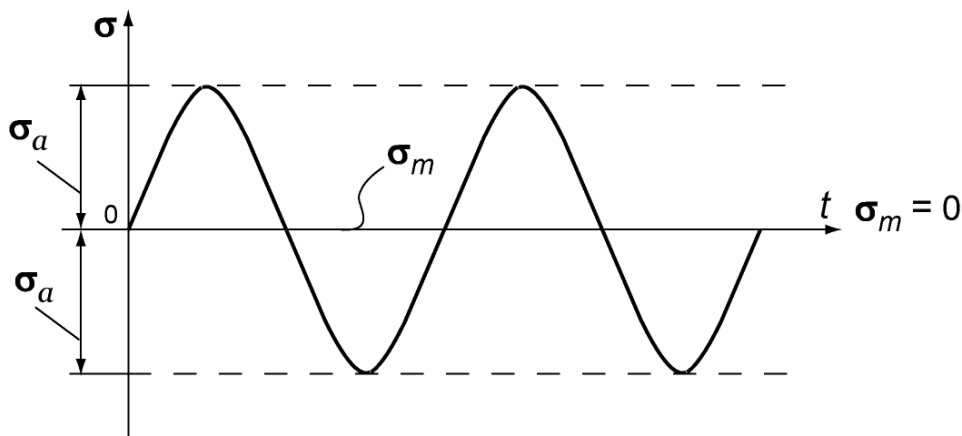


Рис. 7.4. До визначення напружень при згині

$$\sigma_a = \sigma_F = \frac{M}{0,1 d^3}, \quad (7.12)$$

де  $M$  – момент у перерізі, що перевіряється, Нм.

### 7.3. Запас утомної міцності на кручення:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\right) \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (7.13)$$

де  $\tau_{-1}$  - границя витривалості при крученні, МПа, за табл. 7.1;  
 $k_{\tau}$  - ефективний коефіцієнт, що враховує концентратор напруження при крученні (табл. 7.2);  $\varepsilon_{\tau}$  - масштабний фактор при крученні (табл. 7.3).

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \frac{T}{0,2 d^3}, \quad (7.14)$$

де  $\tau_a, \tau_m$  - амплітудне та середнє значення напружень при крученні, МПа (див. рис. 7.5).

Таблиця 7.3.

Значення коефіцієнтів  $\varepsilon_{\sigma}$  і  $\varepsilon_{\tau}$

Найменший діаметр $d$ вала, мм, що примикає до зони концентрацій	Вуглецеві сталі		Леговані сталі	
	$\varepsilon_{\sigma}$	$\varepsilon_{\tau}$	$\varepsilon_{\sigma}$	$\varepsilon_{\tau}$
Понад 20 до 30	0,91	0,89	0,83	0,89
30 « 40	0,88	0,81	0,77	0,81
40 « 50	0,84	0,78	0,73	0,78

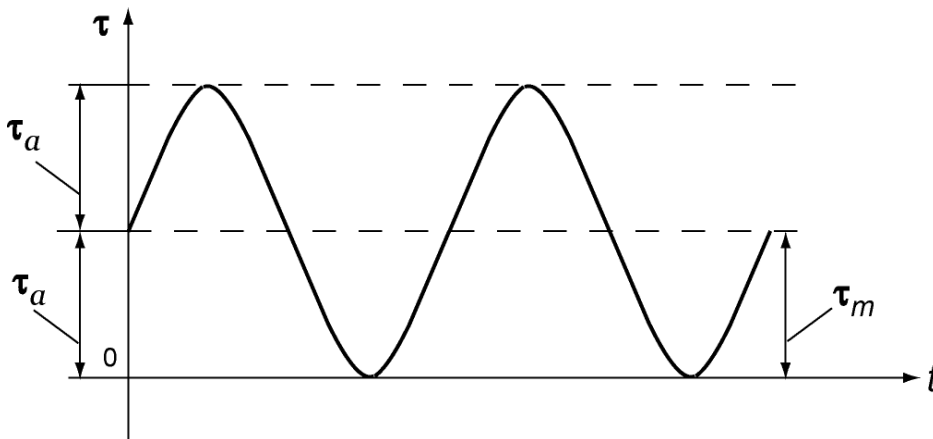


Рис. 7.5. До визначення напружень при крученні

*Примітка:* Якщо  $n \geq 2,5$ , то розрахунок на жорсткість не здійснюється.

Якщо  $n \leq 2,5$ , то рекомендується провести розрахунок на жорсткість.

Якщо  $n < 1,5$ , то запас утомної міцності недостатній, і необхідно збільшити діаметри вала на всіх ділянках відповідно.

### 7.4.2. Розрахунок вала колеса (веденого вала)

Проектний і перевірочний розрахунки вала колеса (веденого вала) проводяться аналогічно вищенаведеному розрахунку ведучого вала (шестірні).

### 7.4.3. Особливості розрахунку на міцність валів конічного редуктора

#### 7.4.3.1. Визначення відстаней між опорами конічного редуктора

Схеми валів конічної шестірні та колеса наведені на рис. 7.6 і 7.7 відповідно.

1. Відстань  $l$ , мм, між опорами шестірні знаходиться за табл. 7.4 (значення, що рекомендуються).

2. Відстані  $l_1$  і  $l_2$ , мм, (довжини консолей) знаходяться за табл. 7.4.

*Примітка:* Довжина консолі  $l_1$  може визначатися і за іншої методикою, а саме, як і для циліндричного зубчастого редуктора за формулою (7.5). У ній орієнтовано враховані товщина кришки підшипника, висота головок болтів, зазор між шківом та кришкою (болтами) – 40...50 мм.

3. Відстань між опорами вала конічного колеса  $l'$ , мм:

$$l' = 2 \left( L_{\text{мат}} + 2x + \frac{B_n}{2} \right) \quad (7.15)$$

де  $L_{\text{мат}}$  - довжина маточини конічного колеса, мм;  $L_{\text{мат}} = 1,2 d$ ,

де  $d$  - діаметр вала в місці посадки колеса, мм;

$x$  - конструктивні зазори, мм;  $x = 10...15$  мм;

$B_n$  - ширина підшипника, мм.

4. Довжина консолі  $l_3$ , мм, визначається за тими ж рекомендаціями, що і довжина консолі  $l_1$  (для вала конічного колеса замість ширини шківа  $B_{\text{шк}}$  слід враховувати ширину шестірні відкритої зубчастої передачі).

5. На рис. 7.8 і 7.9 наведені схеми навантаження та орієнтовні епюри згинальних і крутного моментів для валів конічної шестірні та конічного колеса відповідно.

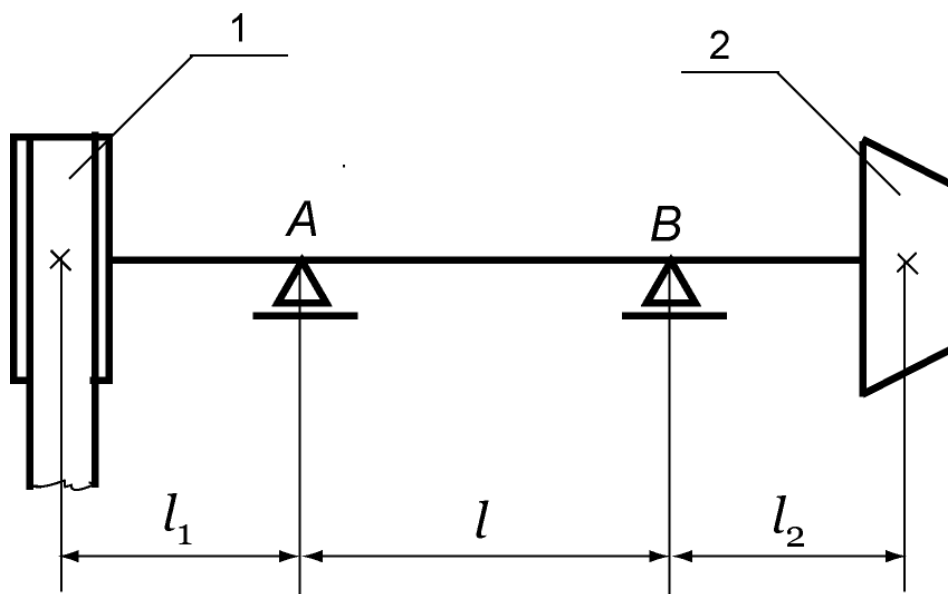


Рис. 7.6. Схема вала конічної шестірни

1 – шків пасової передачі; 2 – конічна шестірна

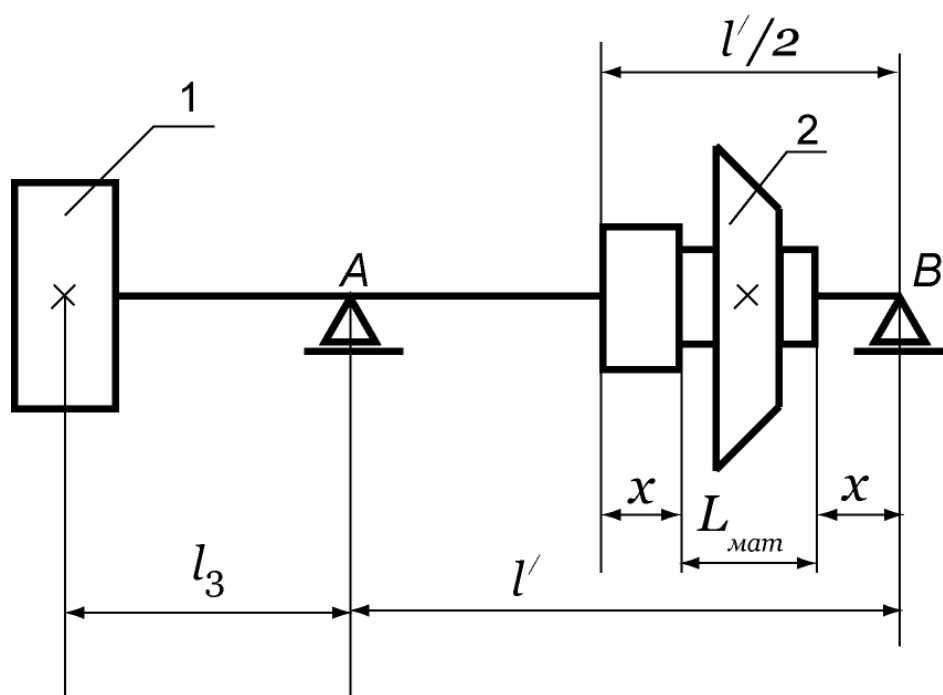


Рис. 7.7. Схема вала конічного колеса

1 – шестірна відкритої зубчастої пари; 2 – конічне колесо

Таблиця 7.4.

Дані для визначення відстаней між опорами валів кінцевого редуктора

Крутний момент $T$ , Нм, що передається	$l$ , мм	$l_2$ , мм	$l_1$ не менш, мм
До 10	40...65	30...55	35...50
Від 10 до 20	45...70	35...60	40...55
" 20 " 40	50...80	40...65	45...65
" 40 " 60	55...85	45...75	50...70
" 60 " 80	60...90	50...80	55...75
" 80 " 100	65...100	55...90	60...80
" 100 " 200	70...120	60...100	60...90
" 200 " 400	80...145	70...130	70...105
" 400 " 600	100...160	90...140	80...115
" 600 " 800	115...175	105...155	90...125

### 7.5. Методика перевірки вала редуктора на жорсткість

Якщо запас міцності під шестірнею (колесом)  $n < 2,5$ , то необхідно перевірити вал на жорсткість.

*Вихідні дані:*

1. Навантаження на валу, Н: ● сили в зачепленні: колова  $F_t$ , радіальна  $F_r$ , осьова  $F_a$ ; ● зусилля від пасової передачі  $Q$  (для веденого вала – сили в зачепленні відкритої зубчастої пари  $F_{t_1}$  і  $F_{r_1}$ ).

2. Відстань між опорами  $l$  і довжина консолі  $l_1$ , мм.



*Порядок розрахунку:*

1. Накреслити схему навантаження вала, розкласти сили в горизонтальній і вертикальній площинах, вибравши систему координат. Приклади наведені на рис. 7.10.

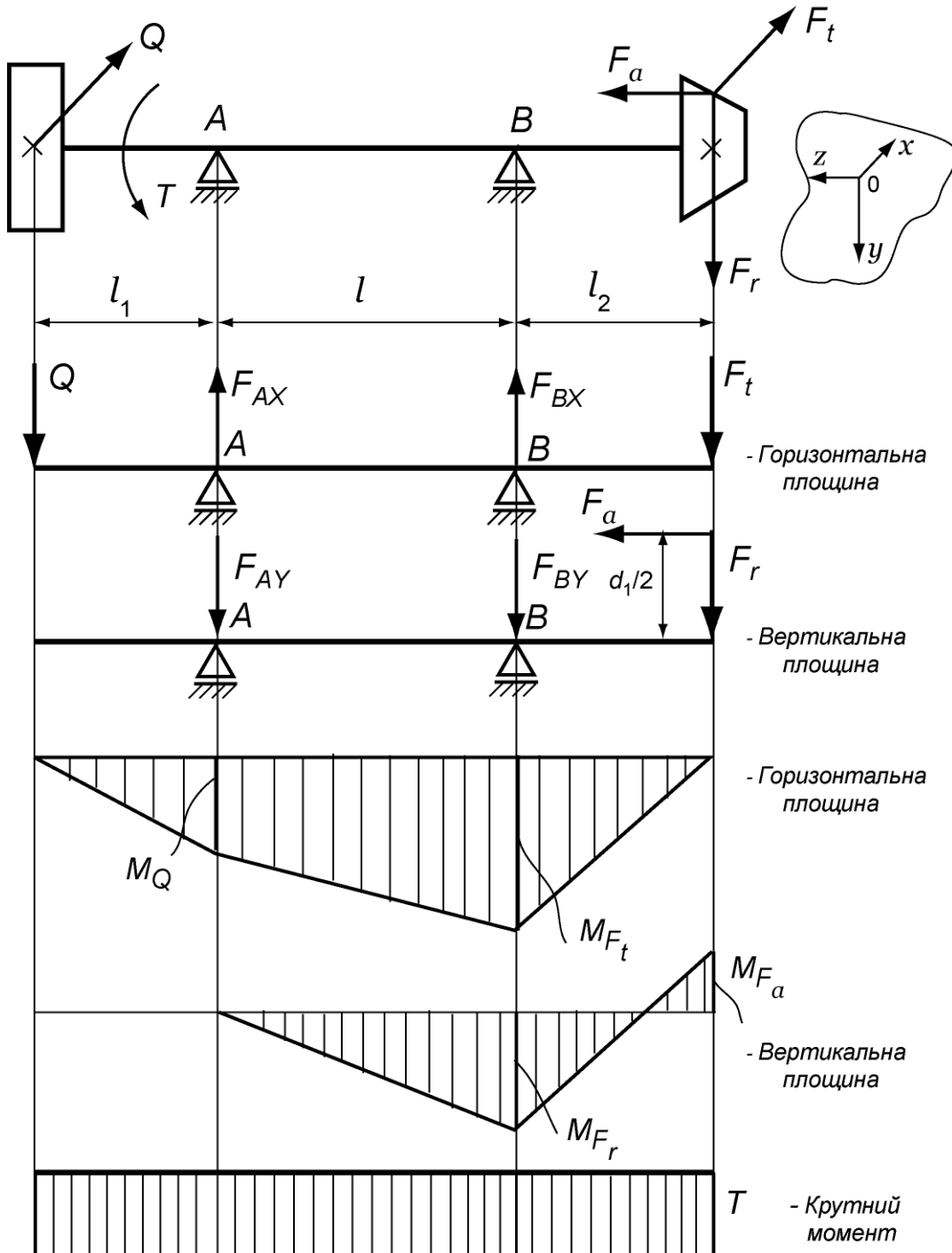


Рис. 7.8. Схеми навантаження та орієнтовні епюри згинальних і крутного моментів вала конічної шестірні

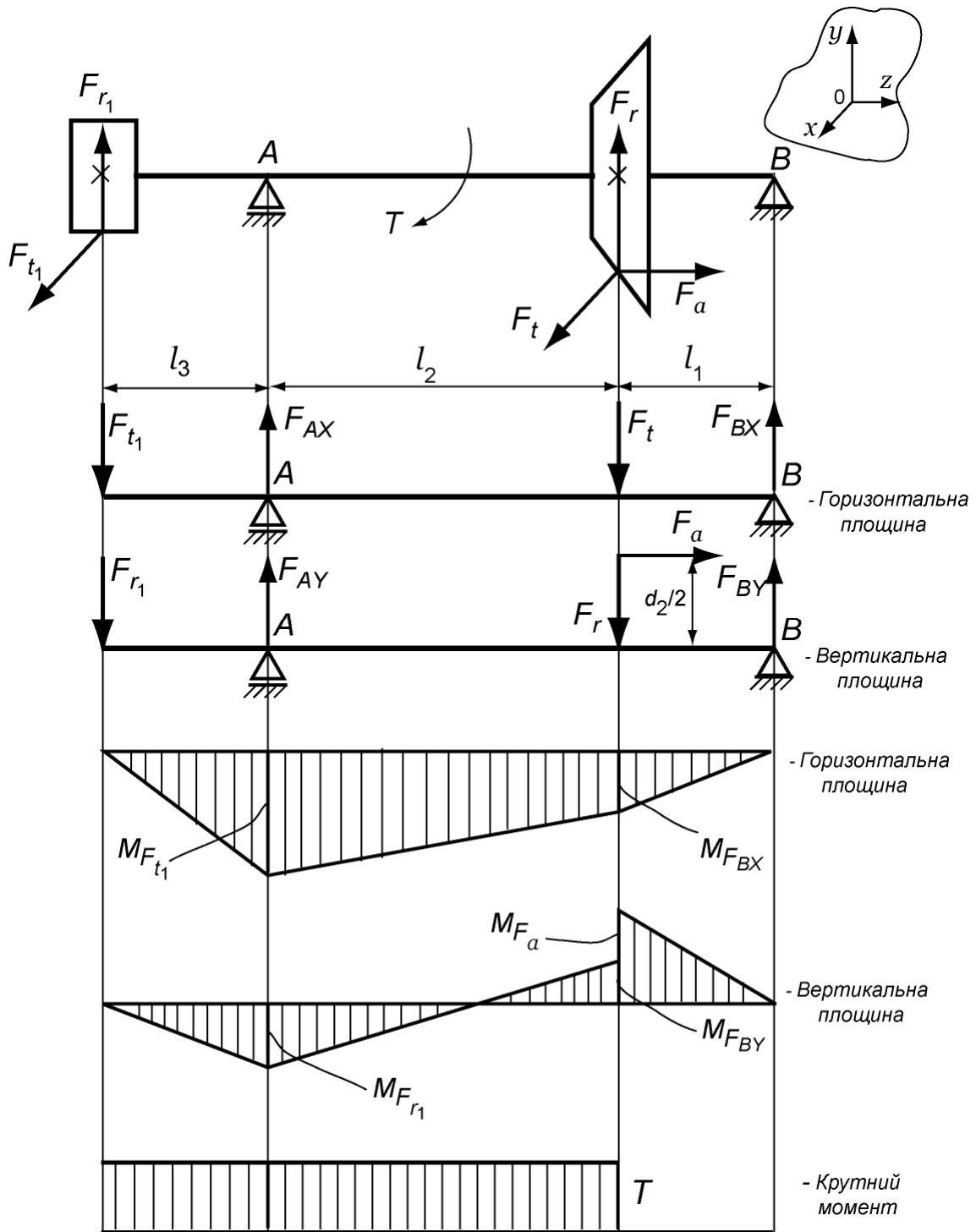


Рис. 7.9. Схеми навантаження та орієнтовні епюри згинальних і крутного моментів вала конічного колеса

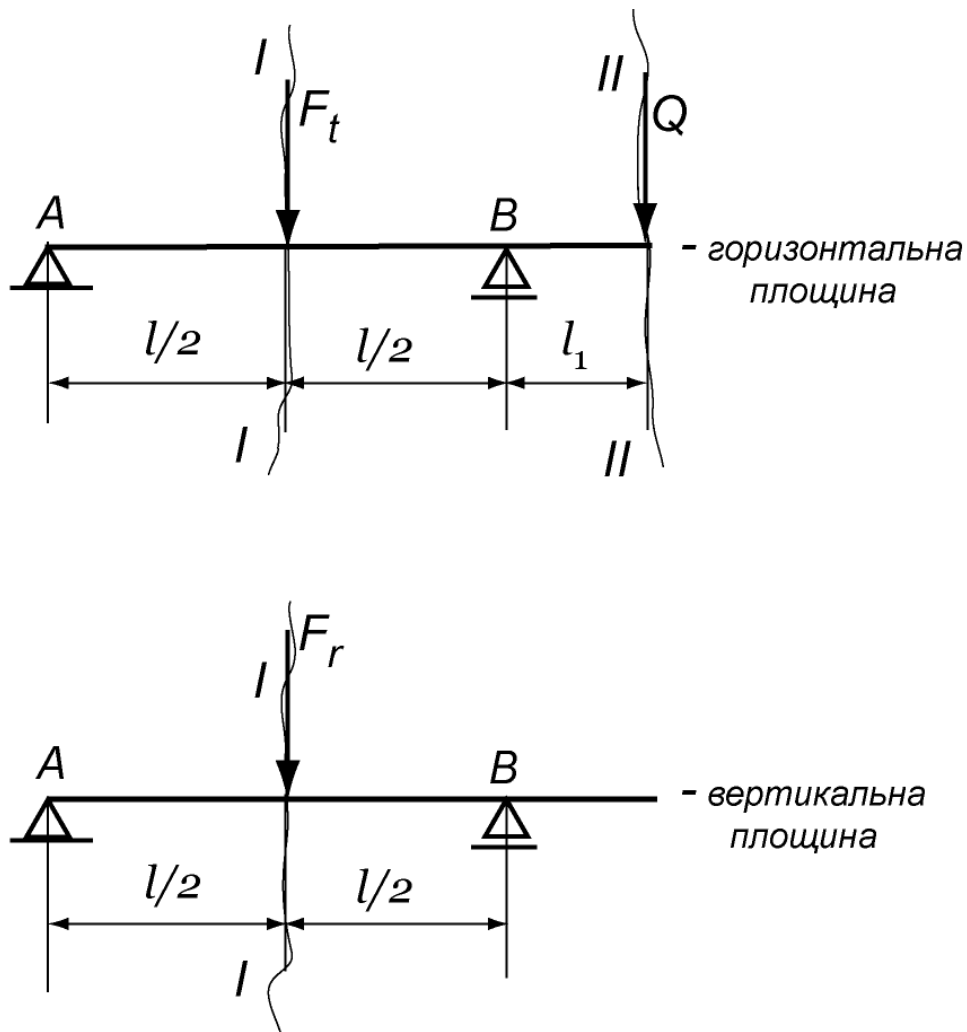


Рис. 7.10. До розрахунку вала на жорсткість

2. Визначити прогин в небезпечному перерізі, мм.

2.1. Для варіанту навантаження в горизонтальній площині, наведеному на рис. 7.10:

Прогин від сили  $F_t$ :

$$f_1 = \frac{F_t l^3}{48 EJ}, \quad (7.16)$$

де  $l$  - відстань між опорами, мм;  $E$  - модуль пружності; для сталей  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $J$  - осьовий момент інерції, мм<sup>4</sup>; для суцільного круглого перерізу вала діаметром  $d$ , мм:

$$J = \frac{\pi d^4}{4}. \quad (7.17)$$

Прогин від сили  $Q$ , мм:

$$f_{II} = \frac{-Q l_1 l^2}{16EJ}. \quad (7.18)$$

Сумарний прогин в горизонтальній площині, мм:

$$f_x = f_I + f_{II}. \quad (7.19)$$

2.2. Для варіанту навантаження у вертикальній площині, наведеному на рис. 7.10:

Прогин від сили  $F_r$ , мм:

$$f_I = \frac{F_r l^3}{48 EJ}. \quad (7.20)$$

Повний прогин в перерізі  $I$ , мм:

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2} \leq [f] = 0,01m, \quad (7.21)$$

де  $[f]$  - допустимий прогин, мм;  $m$  - модуль зачеплення, мм.

*Примітка:* При невиконанні умови жорсткості слід збільшити діаметри вала без перерахунку його на міцність.

## **7.6. Методика розрахунку черв'яка на міцність і жорсткість**

*Вихідні дані:*

1. Крутний момент на черв'яку  $T_1$ , Нм.
2. Навантаження на черв'яку: сили в зачепленні, Н: ● колова  $F_t$ , радіальна  $F_r$ , осьова  $F_a$ , ● зусилля від пасової передачі  $Q$ .

Схема навантаження вала-черв'яка (при нижньому розташуванні черв'яка) та орієнтовні епюри згинальних і крутного моментів наведені на рис. 7.11.

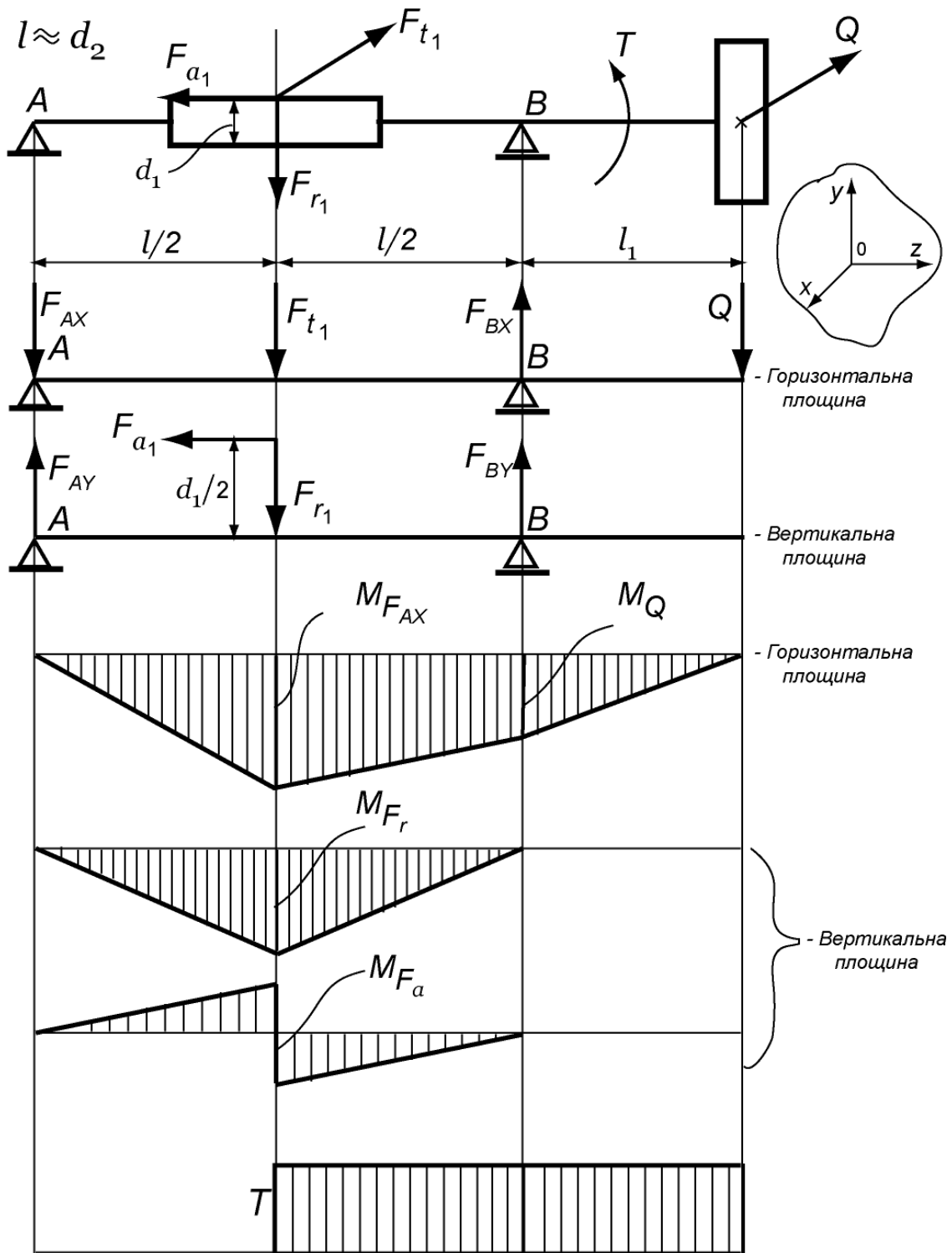


Рис. 7.11. Схема навантаження вала-черв'яка (при нижньому черв'яку) та орієнтовні епюри згинальних та крутного моментів

*Порядок розрахунку:*

1. Накреслити схему навантаження черв'яка, прийнявши орієнтовано відстань між опорами, що дорівнює зовнішньому діаметру колеса  $l \approx d_2$ , мм. Довжину консолі  $l_1$ , мм, визначити за формулою (7.5):

$$l_1 = \frac{B_n}{2} + (40 \dots 50)_{\text{мм}} + \frac{B_{\text{шк}}}{2}.$$

2. Побудувати епюри згинальних і крутного моментів, попередньо розклавши сили в горизонтальній та вертикальній площинах.

3. Визначити сумарний згинальний момент в небезпечному перерізі, Нм, за формулою (7.7):

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

4. Визначити напруження згину, МПа:

$$\sigma_F = \frac{M_{\Sigma}}{0,1 (d_{f_1})^3}, \quad (7.22)$$

де  $d_{f_1}$  - діаметр западин черв'яка, м;  $M_{\Sigma}$  - сумарний згинальний момент в перерізі, Нм.

5. Визначити напруження стискання, МПа:

$$\sigma_{cm} = \frac{4 F_{a_1}}{\pi (d_{f_1})^2}, \quad (7.23)$$

де  $F_{a_1}$  - осьова сила на черв'яку, Н.

6. Визначити напруження кручення, МПа:

$$\tau_k = \frac{T_1}{0,2 (d_{f_1})^3}, \quad (7.24)$$

де  $T_1$  - крутний момент на черв'яку, Нм.

7. Визначити еквівалентне (зведене) напруження, МПа:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(\sigma_F + \sigma_{см})^2 + 3\tau_k^2} \quad (7.25)$$

де  $\sigma_F$ ,  $\sigma_{см}$ ,  $\tau_k$  - напруження відповідно згину, стискання, кручення, МПа.

Умова міцності черв'яка:

$$\sigma_{екв} \leq [\sigma]_F,$$

де  $[\sigma]_F$  - допустиме напруження для матеріалу черв'яка, МПа. Визначається в залежності від матеріалу черв'яка за табл. 7.5.

Таблиця 7.5.

Допустимі напруження  $[\sigma]_F$  для матеріалів черв'яка, МПа

Марка сталі	Термічна обробка або стан	Твердість		Допустиме напруження $[\sigma]_F$ , МПа
		<i>HB</i>	<i>HRC</i>	
1	2	3	4	5
Сталь 45	Загартована, відпущена	-	40...50	70
Сталь 20X	Цементована, загартована, відпущена	-	52...62	70
Сталь 40X	Покращена	250	-	75
Сталь 40X	Загартована, відпущена	-	48...52	85
Сталь 40XH	Загартована, відпущена	-	48...52	90
Сталь 18ХГТ	Цементована, загартована, відпущена	-	52...62	85
Сталь 12ХН3А	Цементована, загартована, відпущена	-	56...62	85

8. Перевірити черв'як на жорсткість, тобто визначити прогин у перерізі черв'яка, мм:

$$f = \frac{l \sqrt[3]{F_{r_1}^2 + F_{t_1}^2}}{48 E J}, \quad (7.26)$$

де  $l$  - відстань між опорами черв'яка, мм;  $F_{r_1}$ ,  $F_{t_1}$  - відповідно радіальна та колова сили на черв'яку, Н;  $E$  - модуль пружності матеріалу черв'яка; для сталей  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $J$  - зведений момент інерції перерізу черв'яка, мм<sup>4</sup>:

$$J = \frac{\pi d_{f_1}^4}{64} \cdot (0,375 + 0,625) \frac{d_{a_1}}{d_{f_1}} \quad (7.27)$$

де  $d_{a_1}$  - діаметр вершин черв'яка, мм.

*Примітка:* Якщо розрахунковий прогин  $f$  виявиться більш ніж допустимий, то слід збільшити коефіцієнт діаметра черв'яка  $q$  та перерахувати геометричні розміри черв'ячного редуктора.

### **Контрольні питання до теми 7 «Вали і осі»**

1. Для чого призначені вали?
2. Чим відрізняється вал від осі?
3. З яких матеріалів виготовляють вали?
4. Яких навантажень зазнає вал при роботі?
5. Яких деформацій зазнає вал при роботі?
6. Які види розрахунків валів існують?
7. Який параметр вала визначають при проектному розрахунку в першу чергу?
8. Яка ділянка вала називається шипом, п'ятою?
9. Чому не можна робити великі перепади між діаметрами ділянок вала?
10. Для чого при розрахунках валів будуються епюри згинальних і крутних моментів?
11. В яких випадках необхідно проводити розрахунок вала на жорсткість?
12. Яких заходів треба вжити, якщо вал не відповідає умовам міцності або жорсткості?



## 8. ВИБІР І ПЕРЕВІРКА ПІДШИПНИКІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ

### 8.1. Загальні відомості

*Підшипники* - це опори обертового вала або осі. Вони сприймають навантаження, які прикладені до вала або осі, та передають їх на корпус машини.

Якість підшипників у значній мірі визначає надійність і довговічність машини.

У залежності від *виду тертя* підшипники розподіляються на підшипники *ковзання* та підшипники *кочення*.

У залежності від напрямку навантаження, що сприймається, підшипники бувають:

- *радіальні* - сприймають радіальні навантаження, перпендикулярні до осі вала;
- *упорні* - сприймають осьові навантаження;
- *радіально-упорні* та *упорно-радіальні* - сприймають радіальні та осьові навантаження.

Упорні підшипники іноді називають *підп'ятниками*.

### 8.2. Підшипники кочення

#### 8.2.1. Загальні відомості

*Підшипник кочення* являє собою готовий вузол, основним елементом якого є тіла кочення (*кульки, ролики* тощо), які встановлені між кільцями та утримуються на певній відстані один від одного обіймою, яка називається *сепаратором* (рис. 8.1).

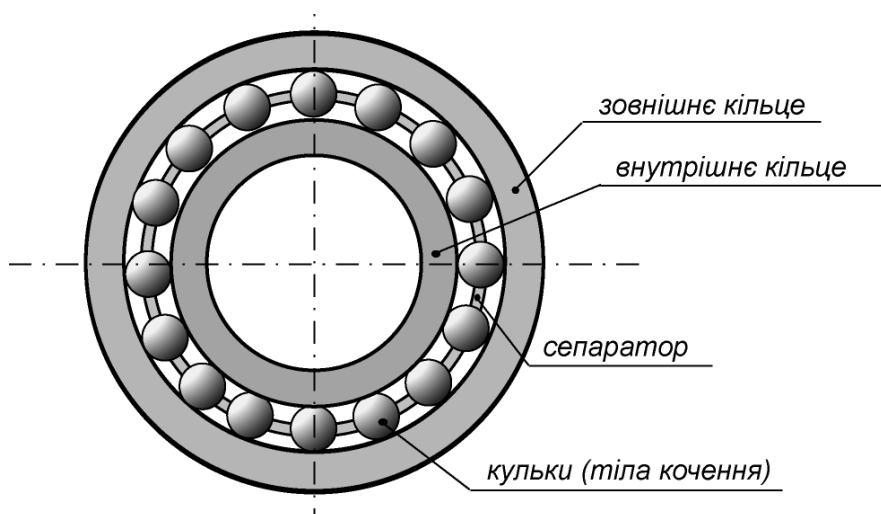


Рис. 8.1. Схема підшипника кочення

У процесі роботи тіла кочення котяться по бігових доріжках, одне з яких у більшості випадків нерухоме.

Розподіл навантаження між тілами кочення нерівномірний та залежить від величини радіального зазору в підшипнику та від точності геометричної форми його деталей. Підшипники кочення широко розповсюджені в усіх галузях машинобудування. Вони стандартизовані й виготовляються в масовому виробництві на ряді великих спеціалізованих заводів.

### *8.2.2. Позитивні якості та недоліки підшипників кочення*

#### *Позитивні якості:*

1. Порівняно невелика вартість унаслідок масового виробництва.
2. Малі втрати на тертя та незначний нагрів. Утрати на тертя при пуску та усталеному режимі роботи практично однакові.
3. Високий ступінь взаємозамінності, що полегшує монтаж і ремонт машин.
4. Незначні втрати мастила.
5. Не потребують особливої уваги та догляду.

#### *Недоліки:*

1. Висока чутливість до ударних і вібраційних навантажень унаслідок великої жорсткості конструкції підшипника.
2. Малонадійні у високошвидкісних приводах із-за надмірного нагріву та небезпеки руйнування сепаратора від дії відцентрових сил.
3. Порівняно великі радіальні розміри.
4. Шум при великих швидкостях.

### *8.2.3. Класифікація підшипників кочення та їх маркування*

Підшипники кочення класифікують за такими основними ознаками:

- *за формою тіл кочення:* кулькові та роликові, які бувають циліндричні, конічні, бочкоподібні, голчасті, виті тощо;
- *за напрямком навантаження, що сприймається:* радіальні, радіально-упорні, упорно-радіальні та упорні;
- *за числом рядів кочення:* однорядні та багаторядні;
- *за здатністю самовстановлюватися:* несамовстановлювані та самовстановлювані (сферичні);
- *за габаритними розмірами* (діляться на серії): у залежності від розміру зовнішнього діаметра підшипника серії бувають: надлегкі, особливо легкі, легкі, середні

та важки; у залежності від ширини підшипника серії підрозділяються на: особливо вузькі, вузькі, нормальні, широкі та особливо широкі.

#### *Маркування підшипників:*

*Дві перші* цифри справа, помножені на 5, позначають діаметр внутрішнього кільця  $d$ , мм (починаючи з 04) [6].

*Третя цифра* справа позначає серію: 1 - особливо легка; 2 - легка; 3 - середня тощо.

*Четверта цифра* справа позначає тип підшипника: 0 – кульковий радіальний підшипник; 7 – роликовий конічний тощо.

*П'ята цифра* або *п'ята та шоста* цифри справа позначають відхилення конструкції підшипника від основного типа (наприклад, з “буртиком” - 6).

*Сьома цифра* справа позначає серію ширини підшипника.

Цифри через тире позначають клас точності підшипника.

Наприклад: **3610: 3** – роликовий радіальний сферичний дворядний підшипник; **6** – середня широка серія; **10** x 5 = 50 мм – діаметр внутрішнього кільця підшипника. **(0)405: 0** – підшипник кульковий радіальний однорядний; **4** – важка серія; **05** x 5 = 25 мм – діаметр внутрішнього кільця.

#### *8.2.4. Матеріали підшипників кочення*

Тіла кочення та кільця виготовляються з високоміцних шарикопідшипникових хромистих сталей ШХ15 та інших із термообробкою та наступним шліфуванням і поліруванням. Твердість загартованих тіл кочення та кілець *HRC*61...66.

Сепаратори найчастіше штампують з м'якої листової сталі. Для високошвидкісних підшипників сепаратори виготовляють масивними з бронзи, латуні, легких сплавів або пластмас.

#### *8.2.5. Критерії працездатності підшипників кочення*

Основними критеріями працездатності підшипників кочення є довговічність за втомним викришуванням та статична вантажопідйомність за пластичною деформацією.

Розрахунок на довговічність виконують для підшипників, що обертаються з кутовою швидкістю  $\omega \geq 0,1 \text{ рад/с}$ .

При  $\omega < 0,1 \text{ рад/с}$  підшипники розраховують на статичну вантажопідйомність.

Підшипники не конструюють, а вибирають за каталогами, наприклад, кулькові радіальні підшипники - за ДСТ 8338-75, роликові конічні – за ДСТ 333-71 тощо (див. табл. 8.1 і 8.2).

### 8.2.6. Вибір типу підшипника

Вибір типу підшипника залежить від його призначення, напрямку та величини навантаження, кутової швидкості, режиму роботи, вартості підшипника та особливостей монтажу.

Для невеликих навантажень і великих швидкостей обертання приймають кулькові радіальні підшипники легких серій. Підшипники більш важких серій мають більшу вантажопідйомність, але швидкість їх менша.

При ударних або змінних навантаженнях вибирають дворядні роликові підшипники.

Таблиця 8.1.

Технічні дані підшипників кулькових радіальних однорядних за ДСТ 8338-75.

Легка серія (витяги)

Позначення	Розміри, мм, за рис. 13.2						$C, H$	$C_0, H$
	$d$	$D$	$B$	$r$	$d_1$	$D_1$		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
207	35	72	17	2	46	61	20100	13900
208	40	80	18	2	52	68	25600	18100
209	45	85	19	2	57	73	25700	18100
210	50	90	20	2	61	78	27500	20200
211	55	100	21	2,5	68	87	34000	25600
212	60	110	22	2,5	75	95	41100	31500
213	65	120	23	2,5	82	103	44900	34700
214	70	125	24	2,5	87	108	48800	38100
215	75	130	25	2,5	92	113	51900	41900
216	80	140	26	3	98	122	57000	45400

Продовження табл. 8.1.

Середня серія (витяги)

1	2	3	4	5	6	7	8	9
304	20	52	15	2	30	42	12500	7940
305	25	62	17	2	36	51	17600	11600
306	30	72	19	2	44	60	22000	15100
307	35	80	21	2,5	48	67	26200	17900
308	40	90	23	2,5	56	75	31900	22700
309	45	100	25	2,5	61	83	37800	26700
310	50	110	27	3	68	92	48500	36300
311	55	120	29	3	75	100	56000	42600
312	60	130	31	3,5	81	108	64100	49400
313	65	140	33	3,5	88	117	72700	56700
314	70	150	35	3,5	94	125	81700	64500
315	75	160	37	3,5	101	134	89000	72800

Продовження табл. 8.1.

Важка серія (витяги)

1	2	3	4	5	6	7	8	9
407	35	100	25	2,5	55	80	43600	31900
408	40	110	27	3,0	62	89	50300	37000
409	45	120	29	3,0	68	97	60400	46400
410	50	130	31	3,5	77	107	68500	53000
411	55	140	33	3,5	81	114	78700	63700
412	60	150	35	3,5	88	123	85600	71400
413	65	160	37	3,5	94	131	92600	79600
414	70	180	42	4,0	104	146	113000	107000
415	75	190	45	4,0	110	156	119000	117000

Таблиця 8.2.

Технічні дані підшипників роликових конічних однорядних  
за ДСТ 333-71

Легка широка серія (витяги)

Позначення	Розміри, мм, за рис. 8.3													e	Y	C, H
	d	D	T	B	c	D <sub>1</sub>	d <sub>1</sub>	r	r <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	C, H					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14			
7506	30	62	21,5	21	17	51	44	1,5	0,5	37	0,365	1,645	34900			
7507	35	72	24,5	23	20	60	51	2,0	0,8	43	0,346	1,733	50200			
7508	40	80	25	24	20	65	57	2,0	0,8	49	0,381	1,575	53900			
7509	45	85	25	24	20	71	64	2,0	0,8	54	0,416	1,442	57600			
7510	50	90	25	24	20	75	70	2,0	0,8	59	0,421	1,426	59800			
7511	55	100	27	25	21	85	74	2,5	0,8	65	0,360	1,666	72200			
7512	60	110	30	28	24	92	84	2,5	0,8	72	0,392	1,528	84000			
7513	65	120	33	31	27	100	90	2,5	0,8	77	0,369	1,624	109000			
7514	70	125	33,5	31	27	105	95	2,5	0,8	82	0,388	1,547	110000			

Продовження табл. 8.2.

Середня серія (витяги)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
7304	20	52	16,5	16	13	43	34	2,0	0,8	29	0,296	2,026	25000
7305	25	62	18,5	17	15	52	42	2,0	0,8	36	0,360	1,666	29600
7306	30	72	21	19	17	60	50	2,0	0,8	42	0,337	1,780	40000
7307	35	80	23	21	18	68	54	2,5	0,8	47	0,319	1,881	48100
7308	40	90	25,5	23	20	76	61	2,5	0,8	52	0,278	2,158	61000
7309	45	100	27,5	26	22	85	69	2,5	0,8	60	0,287	2,090	76100
7310	50	110	29,5	29	23	94	74	3,0	1,0	65	0,310	1,937	96600
7311	55	120	32	29	25	100	82	3,0	1,0	71	0,332	1,804	102000
7312	60	130	34	31	27	111	91	3,5	1,2	79	0,305	1,966	118000
7313	65	140	36,5	33	28	119	99	3,5	1,2	86	0,305	1,966	134000
7314	70	150	38,5	37	30	129	103	3,5	1,2	89	0,310	1,937	168000
7315	75	160	40,5	37	31	135	110	3,5	1,2	96	0,328	1,829	178000

Продовження табл. 8.2.

Середня ширина серія (витяги)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
7606	30	72	29	29	23	57	49	2,0	0,8	39	0,319	1,882	61300
7607	35	80	33	31	27	63	55	2,5	0,8	45	0,296	2,026	71600
7608	40	90	36	33	29	71	61	2,5	0,8	51	0,293	2,026	87600
7609	45	100	38,5	36	31	80	68	2,5	0,8	57	0,291	2,058	104000
7610	50	110	42,5	40	34	88	76	3	1	63	0,296	2,026	122000
7611	55	120	46	44,5	36,5	95	85	3	1	69	0,323	1,855	148000
7612	60	130	49	47,5	39	105	91	3,5	1,2	75	0,305	1,966	171000
7613	65	140	51,5	48	41	112	99	3,5	1,2	82	0,328	1,829	178000
7614	70	150	54,5	51	43	120	104	3,5	1,2	87	0,351	1,710	204000
7615	75	160	58,5	55	46,5	129	111	3,5	1,2	94	0,301	1,996	249000
7618	90	190	68	66,5	53,5	155	133	4	1,5	111	0,301	1,996	369000



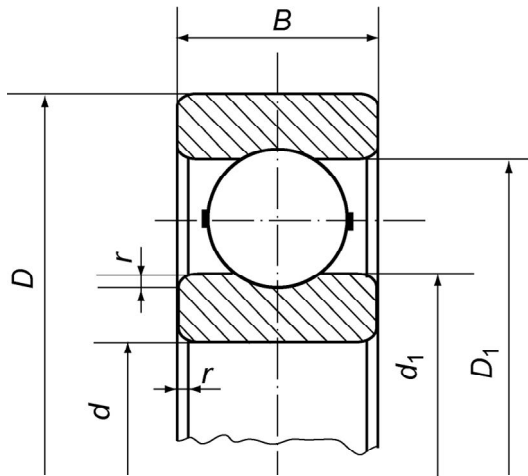


Рис. 8.2. Кульковий радіальний підшипник за ДСТ 8338-75

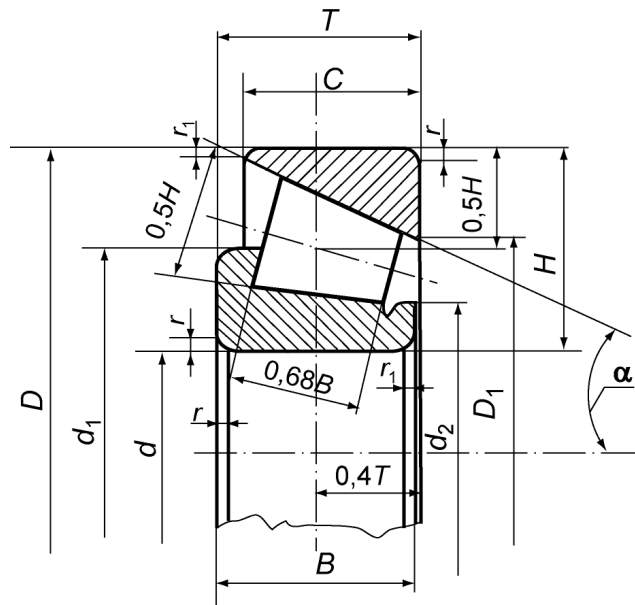


Рис. 8.3. Роликовий конічний підшипник за ДСТ 333-71, тип 7000, з кутом  $\alpha = 10...16^\circ$

### 8.3. Методика перевірки підшипників на довговічність

*Вихідні дані* (приклад для вала шестірні):

1. Кутова швидкість вала  $\omega_1$ , рад/с.
2. Навантаження на валу:
  - сили в зачепленні:  $F_t, F_r, F_a$ , Н;
  - зусилля від пасової передачі  $Q$ , Н.
3. Термін служби передачі  $t$ , год.
4. Умови роботи: температура навколишнього середовища  $t^\circ$  до  $100^\circ$  С.

*Порядок розрахунку:*

1. Накреслити схему навантаження вала. Розкласти сили в горизонтальній та вертикальній площинах, вибравши систему координат (див. приклад у п. 7.4.1.2).
2. Визначити реакції опор у горизонтальній та вертикальній площинах  $F_{X(A,B)}$  і  $F_{Y(A,B)}$ .
3. Визначити сумарні реакції опор  $F_{\Sigma A}$  і  $F_{\Sigma B}$ :

$$F_{\Sigma(A,B)} = \sqrt{F_{X(A,B)}^2 + F_{Y(A,B)}^2}.$$

*Примітка:* Далі розрахунок вести для найбільш навантаженого підшипника.

4. Основна залежність для підбору підшипників за довговічністю:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^m, \quad (8.1)$$

де  $L$  - номінальний термін служби, млн. оберт., гарантований для 90% підшипників;  $C$  - динамічна вантажопідйомність, Н;  $P$  - зведене навантаження на підшипник, Н;  $m$  - показник степеня, який дорівнює для кулькових підшипників - 3, для роликотпідшипників - 10/3.

4.1. Визначити зведене навантаження на підшипник, Н:

$$P = (k x F_r + y F_a) k_{\sigma} k_t, \quad (8.2)$$

де  $F_r = F_{\Sigma}$  - сумарна реакція в опорі;  $F_a = F_{a_{зач}}$  (осьова сила в зачепленні);  $x$  і  $y$  - коефіцієнти, що призначаються в залежності від типу підшипника за табл. 8.4;  $k$  - коефіцієнт, який враховує, яке кільце підшипника обертається;  $k = 1$  - якщо внутрішнє;  $k = 1,5$  - якщо зовнішнє;  $k_{\sigma} = 1,1 \dots 1,5$  - коефіцієнт безпеки для редуктора звичайного призначення;  $k_t$  - температурний коефіцієнт;  $k_t = 1$  при  $t \leq 100^{\circ}C$ .

*Примітка:* Для кулькових радіальних підшипників за табл. 8.1 знайти статичну вантажопідйомність  $C_0$  і параметр  $e$  за табл. 8.4.

Якщо  $F_a/F_r \leq e$ , то  $x=1$ ,  $y=0$ . Якщо  $F_a/F_r > e$ , то  $x$  і  $y$  знайти за табл. 8.4.

4.2. Визначити довговічність підшипника, млн. оберт.:

$$L = \frac{60n}{10^6} L_h, \quad (8.3)$$

де  $L_h = t$  - термін служби передачі, год. (за завданням);  $n$  - частота обертання вала,  $\text{хв}^{-1}$ ,

Таблиця 8.4.

Значення  $x$  і  $y$  для підшипників кулькових радіальних однорядних

$F_a/C_0$	$e$	$x$	$y$	$F_a/C_0$	$e$	$x$	$y$
0,014	0,19	0,56	2,3	0,17	0,34	0,56	1,31
0,028	0,22	0,56	1,99	0,28	0,38	0,56	1,15
0,056	0,26	0,56	1,71	0,42	0,42	0,56	1,04
0,084	0,28	0,56	1,55	0,56	0,44	0,56	1,00
0,11	0,30	0,56	1,45				

$$n = \frac{30\omega}{\pi}, \quad (8.4)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість вала, рад/с (за завданням).

4.3. Визначити динамічну вантажопідйомність підшипника, Н

$$C = P \sqrt[m]{L}, \quad (8.5)$$

де  $m = 3$  - для кулькових підшипників;  $m = 10/3$  - для роликотпідшипників. При  $m = 10/3$  слід скористатися табл. 8.5.

*Примітка:* За отриманою вантажопідйомністю треба перевірити вибраний раніше підшипник.

Якщо вантажопідйомність раніше вибраного підшипника менш, ніж отримана, то необхідно перейти до наступної серії підшипника (наприклад, від легкої до середньої, або від середньої до важкої тощо).

Якщо вибраний раніше підшипник не проходить за вантажопідйомністю, то необхідно перейти від кулькового радіального підшипника до роликотого кінцевого підшипника, вантажопідйомність якого в 1,7 рази вище, ніж кулькового радіального підшипника тої ж серії та діаметра.

Якщо вантажопідйомність  $C$  вийшла більш, ніж для підшипників даного діаметра, то слід конструктивно збільшити всі діаметри вала без перерахунку його на міцність.

Таблиця 8.5.

Значення  $L$  і  $C/P = L^{3/10}$  для вибору роликів підшипників

$L$	$C/P$	$L$	$C/P$	$L$	$C/P$
10	2,00	400	6,0	1600	9,2
20	2,46	500	6,4	1800	9,5
50	3,23	600	6,8	2000	9,8
100	4,0	800	7,4	2500	10,4
150	4,5	1000	7,9	3000	11,0
200	4,9	1200	8,4	4000	12,0
300	5,5	1400	8,8	5000	12,9

**Контрольні питання до теми 8 «Підбір і перевірка підшипників на довговічність»**

1. Що являє собою підшипник?
2. Класифікація підшипників.
3. З яких деталей складається підшипник кочення?
4. Класифікація підшипників кочення.
5. Достоїнства та недоліки підшипників кочення.
6. Як розшифрувати типорозмір (маркування) підшипника?
7. Від чого залежить вибір типу підшипника?
8. Які підшипники вибирають при невеликих радіальних зусиллях?
9. Які підшипники вибирають при наявності великих осьових зусиль?
10. В яких випадках вибирають дворядні роликові підшипники?
11. Як перевіряють вибрані підшипники кочення?
12. Як визначити розрахункову довговічність підшипника  $L$ ?
13. Що враховує еквівалентне навантаження  $P$ ?
14. Які фактори впливають на довговічність підшипника та як їх ураховують при виборі підшипника?
15. В яких випадках підшипники розраховують на статичну вантажопідйомність?

## 9. ПІДБІР І ПЕРЕВІРКА ШПОНОК НА МІЦНІСТЬ

### 9.1. Загальні відомості

Шпонки призначені для закріплення деталей, таких як зубчасті колеса, муфти, маховики, шківни, кулачки тощо, на валах і передачах цим деталям крутного моменту.

Шпонка являє собою сталевий брус, що вставляється в пази вала та маточини деталі, що закріплюється.

Шпонки бувають призматичні, сегментні, клинові, тангенціальні.

Основні види шпонок стандартизовані. Вони відрізняються простотою конструкції, порівняно низькою вартістю та легкістю монтажу та демонтажу.

Найбільш розповсюджені *призматичні шпонки*.

Крутний момент передається з вала на маточину деталі боковими вузькими гранями шпонки. При цьому виникають напруження зминання  $\sigma_{зм}$ , а в подовжньому перерізі шпонки – напруження зрізу  $\tau_{зр}$ .

Шпонки виготовляють з конструкційної вуглецевої сталі, наприклад, Ст.6, 45, 50.

Параметри шпонки: ширина  $b$ , висота  $h$ , довжина  $l$  (рис. 9.1).

Призматичні шпонки вибирають за ДСТ 8789-68 у залежності від діаметра вала  $d$ ; довжину шпонки  $l$  вибирають на 5...10 мм менш ніж довжина маточини деталі, що насаджується, з ряду стандартних значень, наведених у таблицях (див. табл. 9.1).

*Примітка:* Усі шпонкові пази на одному валу раціонально розташувати вздовж однієї твірної вала, а переріз і довжину шпонок призначити однаковими, вибраними за найменшим діаметром вала та довжиною маточини.

Шпонки, що вибрані, перевіряють за напруженнями зрізу та зминання.

### 9.2. Перевірка шпонки на міцність

Формула для перевірки шпонки на зріз має вигляд:

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau]_{зр}, \quad (9.1)$$

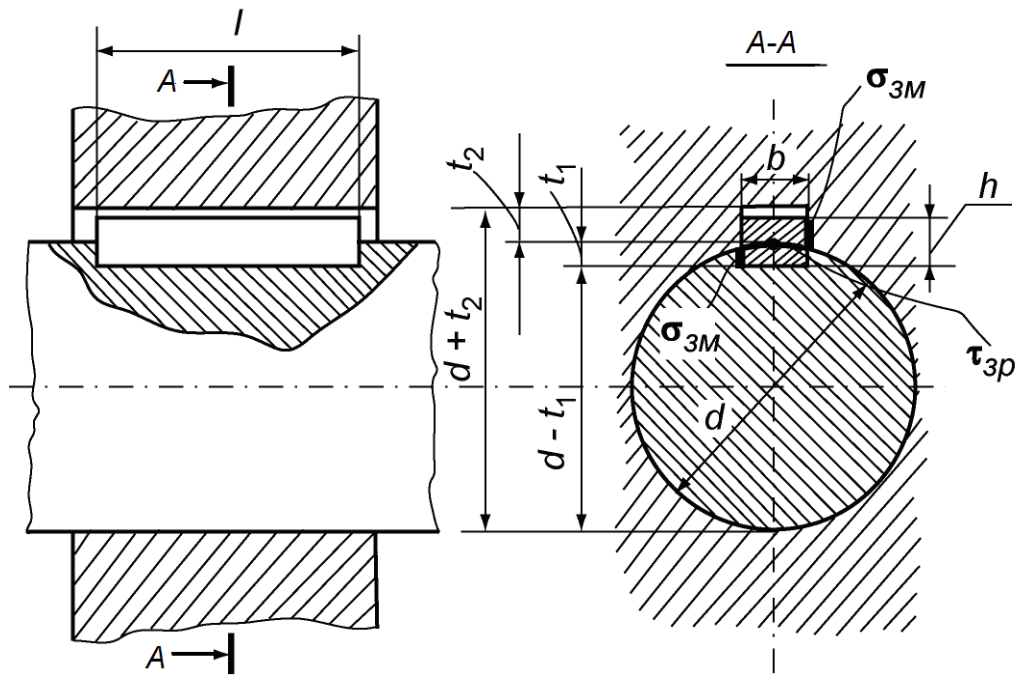


Рис. 9.1. З'єднання призматичною шпонкою

де  $T$  - момент, що передається шпонкою, тобто крутний момент на валу, Нм;  $b$  - ширина шпонки, мм;  $l_p$  - робоча довжина шпонки, мм; при плоских торцях шпонки  $l_p$  дорівнює довжині шпонки  $l$ ; при закруглених торцях  $l_p = l - b$ ;  $d$  - діаметр вала в місці розташування шпонки, мм;  $[\tau]_{зр}$  - допустиме напруження на зріз; у середньому  $[\tau]_{зр} = 70 \dots 100 \text{ МПа}$  [6].

Формула для перевірки шпонки на зминання має вигляд:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (9.2)$$

де  $T$  - момент, що передається шпонкою, тобто крутний момент на валу, Нм;  $d$  - діаметр вала в місці розташування шпонки, мм;  $h$  - висота шпонки, мм;  $t_1$  - глибина паза вала, мм (наводиться у таблицях для вибору шпонок);  $[\sigma]_{зм}$  - допустиме напруження зминання; для сталеві маточини  $[\sigma]_{зм} = 100 \dots 120 \text{ МПа}$ ; для чавунної -  $[\sigma]_{зм} = 50 \dots 60 \text{ МПа}$  [6].

*Примітка:* У разі невиконання умов міцності треба вибрати високі призматичні шпонки за ДСТ 10748-68 або застосувати три шпонки під кутом  $120^\circ$ ; можна шпонкове з'єднання замінити шлицьовим за [6, с. 248].

Таблиця 9.1.

Розміри шпонок призматичних і пазів для них за рис. 9.1.

ДСТУ 23360-78 (витяги)

Діаметр $d$ вала, мм		Розмір перерізу, мм		Глибина паза, мм		Довжина $l$ , мм	
				для вала	для втулки		
від	до	$b$	$h$	$t_1$	$t_2$	від	до
22	30	8	7	4	3,3	18	90
30	38	10	8	5	3,3	22	110
38	44	12	8	5	3,3	28	140
44	50	14	9	5,5	3,8	36	160
50	58	16	10	6	4,3	45	180
58	65	18	11	7	4,4	50	200
Ряд довжин, мм, (витяг): 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200.....450.							

**Контрольні питання до теми 9 «Підбір і перевірка шпонок на міцність»**

1. Для чого потрібні шпонки?
2. Класифікація шпонок.
3. З яких матеріалів виготовляють шпонки?
4. Які шпонки є найбільш поширеними?
5. За яким параметром вибирають шпонки?
6. Як визначають розміри призматичних шпонок?
7. Які напруження виникають при роботі шпонок?
8. На які умови міцності перевіряють призматичні шпонки?
9. Яких заходів треба вжити, якщо не виконуються умови міцності шпонок?

## 10. МУФТИ

### 10.1. Загальні відомості

У сучасному машинобудуванні більшість машин складається зі збиральних одиниць (вузлів) і механізмів. Для забезпечення кінематичного та силового зв'язку вали вузлів з'єднують *муфтами*.

*Муфтою* називається пристрій для з'єднання валів і передачі обертового моменту без змінювання його величини та напрямку. У ряді випадків муфти додатково поглинають вібрації та поштовхи, запобігають аваріям при перевантаженнях машин, а також застосовуються для вмикання та вимикання робочого механізму машини без зупинення двигуна.

Різноманітність вимог, що пред'являються до муфт, і різні умови їх роботи обумовили створення великої кількості конструкцій муфт, які класифікують за різними ознаками по групах.

У курсі "Деталі машин" розглядаються лише *механічні муфти* (рис. 10.1). Електричні (електромагнітні) та гідравлічні муфти вивчаються у спеціальних курсах.

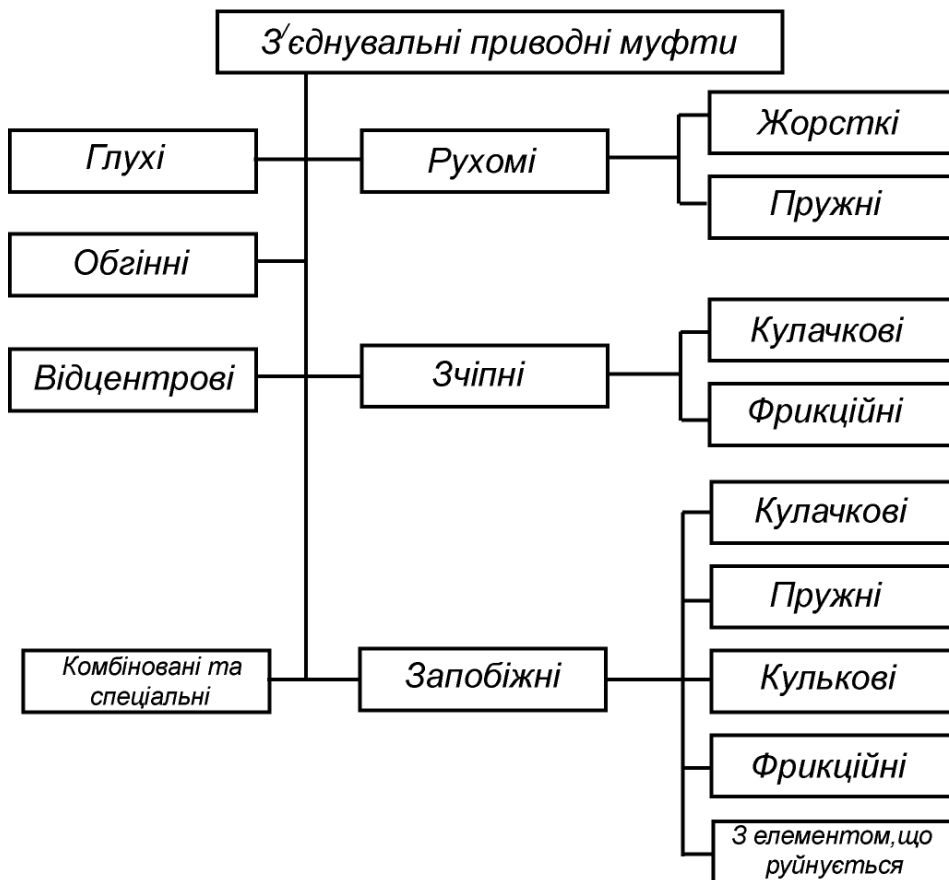


Рис. 10.1. Загальна класифікація механічних муфт



*За принципом дії:*

- *постійні муфти*, які здійснюють постійне з'єднання валів між собою (втулкові, фланцеві, жорсткі компенсуючі, пружні тощо);
- *зчіпні муфти*, які допускають під час роботи зчеплення та розчеплення валів за допомогою системи керування (кулачкові, фрикційні, багатодискові фрикційні тощо);
- *самокеровані муфти*, які автоматично роз'єднують вали при змінюванні заданого режиму роботи машини (обгінні або вільного ходу, відцентрові, запобіжні, пружинно-кулачкові запобіжні, фрикційні запобіжні, з елементом, що руйнується тощо).

*За характером роботи:*

- *жорсткі муфти*, які передають разом із обертовим моментом вібрації, поштовхи та удари;
- *пружні муфти*, які амортизують вібрації, поштовхи та удари при передачі обертового моменту завдяки наявності пружних елементів – різноманітних пружин, гумових втулок тощо [6].

Основною характеристикою муфт є обертовий момент  $T$ , що передається.

Муфти підбирають за каталогом за найбільшим діаметром валів, що з'єднуються, та розрахунковим моментом:

$$T_{розр} = K T, \quad (10.1)$$

де  $K$  - коефіцієнт режиму роботи муфти (динамічності навантаження).

Для приводів від електродвигуна приймають:

- для спокійного навантаження  $K = 1,15 \dots 1,4$ ;
- для змінного навантаження  $K = 1,5 \dots 2,0$ ;
- для ударного навантаження  $K = 2,5 \dots 4,0$ .

Для приводів від двигуна внутрішнього згорання значення  $K$  збільшують на 20...40%.

Муфти кожного розміру виконують для деякого діапазону діаметрів вала, які можуть бути різними при одному і тому ж обертовому моменті внаслідок різних матеріалів і різних згинальних моментів.

Найбільш слабкі ланки вибраної муфти перевіряють на міцність за розрахунковим моментом  $T_{розр}$ .

Розглянемо один із найпоширеніших видів муфт – *пружні муфти*.

## 10.2. Пружні муфти

Пружні муфти відносяться до групи *постійних муфт* [5].

Основною частиною цих муфт є *пружний елемент*, який передає обертовий момент від однієї півмуфти до другої. Пружні муфти пом'якшують поштовхи та удари; служать засобом захисту від резонансних крутильних коливань, що виникають унаслідок нерівномірного обертання; допускають порівняно великі зміщення осей валів, що з'єднуються.

За конструкцією пружні муфти різноманітні, за матеріалом пружних елементів вони поділяються на дві групи: муфти з неметалевими пружними елементами (зазвичай, гумовими) і муфти з металевими пружними елементами.

Розглянемо одну з пружних муфт – *муфту пружну втулково-пальцьову* (МПВП), яка набула широкого розповсюдження завдяки відносній простоті конструкції та зручності заміни пружних елементів (рис. 10.2).

Муфта МПВП складається з двох дискових півмуфт, у одній з яких у конічних отворах закріплені з'єднувальні пальці з одягненими гофрованими гумовими втулками.

Матеріал півмуфт – чавун СЧ21- 40, сталі 35 або 35 Л. Матеріал пальців – сталь 45.

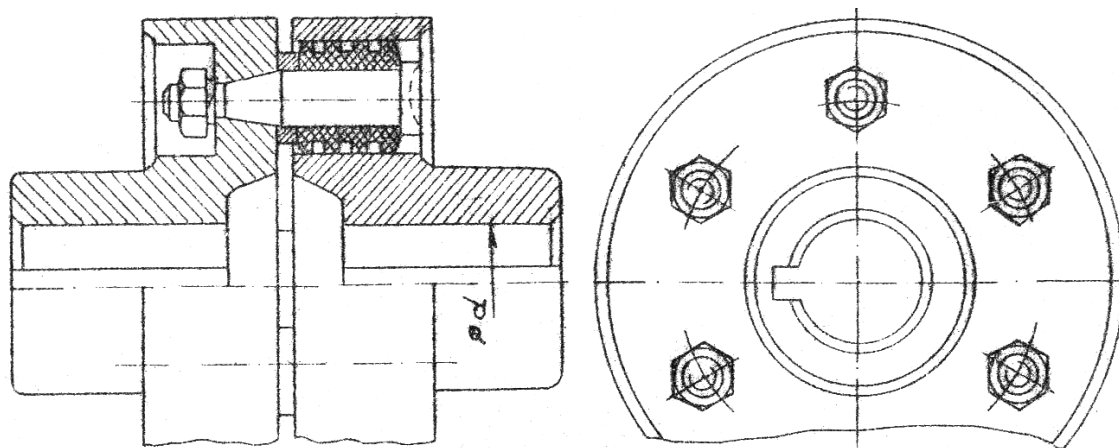


Рис. 15.2. Муфта пружна втулково-пальцьова (МПВП)

Унаслідок невеликої товщини гумових втулок муфта має малу піддатливість, компенсуючи незначні зміщення валів. Радіальне та кутове зміщення валів знижують довговічність гумових втулок, навантажуючи вали додатковою згинаючою силою.

Муфти даного типа доцільно застосовувати при встановлюванні механізмів, що з'єднуються, на плитах (рамах) великої жорсткості. Окрім того, збирання механізмів необхідно проводити з високою

точністю та використанням підкладок для забезпечення співвісності валів, що з'єднуються.

Муфти МПВП нормалізовані в діапазоні моментів від 32 Нм до 15 КНм.

Після вибору муфти МПВП за номінальним крутним моментом  $T$  і діаметром вала  $d$  пальці перевіряють на згин, а гумові втулки – на зминання.

Для перевірного розрахунку вибраної муфти визначають розрахункове колове зусилля на пальці, Н:

$$F_t = \frac{2T}{z D_c}, \quad (10.2)$$

де  $T$  - крутний момент на валу, Нм;  $z$  - число пальців;  $D_c$  - діаметр кола, на якому розташовані центри пальців, м.

$$D_c \approx 0,5(D + d), \quad (10.3)$$

де  $D$  і  $d$  визначаються за таблицями параметрів МПВП (ДСТ 2424-75).

Пальці розраховуються на згин як консольні балочки.

Напруження згину, МПа:

$$\sigma_F = \frac{F_t l'_n}{W_p} \leq [\sigma]_F, \quad (10.4)$$

де  $W_p$  - полярний момент опору; для суцільного круглого перерізу:

$$W_p = 0,1 d_n^3, \quad (10.5)$$

де  $d_n$  - діаметр пальця, мм;  $l'_n = 0,5 l_n$  - розрахункова довжина пальця, мм;  $[\sigma]_F$  - допустиме напруження згину, МПа; для пальців зі сталі  $[\sigma]_F = 80 \dots 90 \text{ МПа}$  [5].

Напруження зминання для гумових втулок, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_t}{d_n l_g} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (10.6)$$

де  $F_t$  - колове зусилля на пальці, Н;  $l_g$  - довжина гумової втулки, мм;  $d_n$  - діаметр пальця, мм;  $[\sigma]_{зм}$  - допустиме напруження зминання, МПа; для гумових втулок  $[\sigma]_{зм} = 1,8 \dots 2,0 \text{ МПа}$  [5].

### ***Контрольні питання до теми 10 «Муфти»***

1. Що називається муфтою?
2. Класифікація муфт.
3. Основна характеристика муфт.
4. За якими параметрами підбирають муфти?
5. З яких деталей складається муфта пружна втулково-пальцева (МПВП)?
6. З якого матеріалу виготовлені півмуфти МПВП?
7. З якого матеріалу виготовлені втулки муфти МПВП?
8. З якого матеріалу виготовлені пальці муфти МПВП?
9. В яких випадках застосовуються муфти МПВП?
10. На які види міцності перевіряються втулки та пальці муфти МПВП?

## Список літератури

1. Березовский Ю.Н. Детали машин: учебник для машиностроит. техн. / Ю.Н.Березовский, Д.В.Чернилевский, М.С.Петров. – М. : Машиностроение, 1983. – 384 с. : ил.
2. Гузенков П.Г. Детали машин: учебное пособие для студ. вузов / П.Г.Гузенков. – М. : Высшая школа, 1982. – 351 с. : ил.
3. Кірієнко О.А. Прикладна механіка: навчальний посібник для студ. ВНЗ / О.А.Кірієнко, В.І.Коломієць ; М-во освіти і науки, молоді та спорту України, Нац. техн. ун-т України «Київ. політехн. ін.-т». – К. : НТУУ «КПІ», 2012. – 208 с. : іл.
4. Кірієнко О.А. Теорія механізмів і машин: навчальний посібник для студентів ВНЗ / О.А.Кірієнко ; М-во освіти і науки, молоді та спорту України, Нац. техн. ун-т України «Київ. політехн. ін.-т». – К. : НТУУ «КПІ», 2013. – 232 с. : іл.
5. Кузьмин А.В. Расчеты деталей машин: справочное пособие / А.В.Кузьмин, И.М.Чернин, Б.С.Козинцов. – Минск : Вышэйшая школа, 1986. – 400 с. : ил.
6. Куклин Н.Г. Детали машин: учебник для маш. спец. техн. / Н.Г. Куклин, Г.С.Куклина. – М. : Высшая школа, 1979. – 311 с. : ил.
7. Методические указания к курсовому проектированию по прикладной механике для студентов химико-технологического факультета. Раздел «Расчет электромеханического привода к установкам химического производства» / сост. Е.А.Кириенко, В.А.Петрик; М-во высш. и сред. обр. СССР, Киев. политехн. ин-т. – К. : КПИ, 1984. – 82 с.
8. Теория механизмов и машин: учебник для вузов / К.В.Фролов, С.А.Попов, А.К.Мусатов и др.; под ред. К.В.Фролова. – М. : Высшая школа, 1987. – 496 с. : ил.
9. Чернилевский Д.В. Курсовое проектирование деталей машин и механизмов: учебное пособие для учащ. машиностроит. техн. – М. : Высшая. школа, 1980. – 238 с. : ил.

ВАРІАНТИ ЗАВДАНЬ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ  
ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ

**1. Варіанти завдань для розрахунку електромеханічного приводу з циліндричним редуктором (див. рис. 1.1 і 1.2)**

Варіанти	Середня потужність на кривошипі, кВт	Частота обертання кривошипа, хв <sup>-1</sup>	Термін служби передачі, год	Вид коліс редуктора	Муфта або ВЗП	Вид пасової передачі
01	5,5	150	9500	прямозубі	МУВП	клинопасова
02	6,0	75	10000	косозубі	ВЗП	плоскопасова
03	6,5	152	10500	прямозубі	МУВП	клинопасова
04	7,0	76	11000	косозубі	ВЗП	плоскопасова
05	7,5	154	11500	прямозубі	МУВП	клинопасова
06	8,0	77	12000	косозубі	ВЗП	плоскопасова
07	8,5	156	9500	прямозубі	МУВП	клинопасова
08	9,0	78	10000	косозубі	ВЗП	плоскопасова
09	9,5	158	10500	прямозубі	МУВП	клинопасова
10	10,0	79	11000	косозубі	ВЗП	плоскопасова
11	10,5	160	11500	прямозубі	МУВП	клинопасова
12	11,0	80	12000	косозубі	ВЗП	плоскопасова
13	11,5	162	9500	прямозубі	МУВП	клинопасова
14	12,0	81	10000	косозубі	ВЗП	плоскопасова
15	12,5	164	10500	прямозубі	МУВП	клинопасова
16	13,0	82	11000	косозубі	ВЗП	плоскопасова
17	13,5	166	11500	прямозубі	МУВП	клинопасова
18	14,0	83	12000	косозубі	ВЗП	плоскопасова
19	14,5	168	9500	прямозубі	МУВП	клинопасова
20	15,0	84	10000	косозубі	ВЗП	плоскопасова
21	15,5	170	10500	прямозубі	МУВП	клинопасова
22	16,0	85	11000	косозубі	ВЗП	плоскопасова
23	16,5	172	11500	прямозубі	МУВП	клинопасова
24	17,0	86	12000	косозубі	ВЗП	плоскопасова
25	17,5	174	9500	прямозубі	МУВП	клинопасова
26	18,0	87	10000	косозубі	ВЗП	плоскопасова
27	18,5	176	10500	прямозубі	МУВП	клинопасова
28	19,0	88	11000	косозубі	ВЗП	плоскопасова
29	19,5	178	11500	прямозубі	МУВП	клинопасова
30	20,0	89	12000	косозубі	ВЗП	плоскопасова

Рекомендується: Синхронна частота обертання вала електродвигуна – 1500 хв<sup>-1</sup>.

**2. Варіанти завдань для розрахунку електромеханічного приводу з конічним редуктором із прямозубими колесами (див. рис. 1.3)**

Варіанти	Середня потужність на кривошипі, кВт	Частота обертання кривошипа, хв. <sup>-1</sup>	Термін служби передач, год	ВЗП або муфта	Вид пасової передачі
01	4,2	95	9500	ВЗП	плоскопасова
02	4,4	190	10000	МУВП	клинопасова
03	4,6	96	10500	ВЗП	плоскопасова
04	4,8	192	11000	МУВП	клинопасова
05	5,0	97	11500	ВЗП	плоскопасова
06	5,2	194	12000	МУВП	клинопасова
07	5,4	98	9500	ВЗП	плоскопасова
08	5,6	196	10000	МУВП	клинопасова
09	5,8	99	10500	ВЗП	плоскопасова
10	6,0	198	11000	МУВП	клинопасова
11	6,2	100	11500	ВЗП	плоскопасова
12	6,4	200	12000	МУВП	клинопасова
13	6,6	101	9500	ВЗП	плоскопасова
14	6,8	202	10000	МУВП	клинопасова
15	7,0	102	10500	ВЗП	плоскопасова
16	7,2	204	11000	МУВП	клинопасова
17	7,4	103	11500	ВЗП	плоскопасова
18	7,6	206	12000	МУВП	клинопасова
19	7,8	104	9500	ВЗП	плоскопасова
20	8,0	208	10000	МУВП	клинопасова
21	8,2	105	10500	ВЗП	плоскопасова
22	8,4	210	11000	МУВП	клинопасова
23	8,6	106	11500	ВЗП	плоскопасова
24	8,8	212	12000	МУВП	клинопасова
25	9,0	107	9500	ВЗП	плоскопасова
26	9,2	214	10000	МУВП	клинопасова
27	9,4	108	10500	ВЗП	плоскопасова
28	9,6	216	11000	МУВП	клинопасова
29	9,8	109	11500	ВЗП	плоскопасова
30	10,0	218	12000	МУВП	клинопасова

Рекомендується: Синхронна частота обертання вала електродвигуна – 1500 хв<sup>-1</sup>.

**3. Варіанти завдань для розрахунку електромеханічного приводу з черв'ячним редуктором (див. рис. 1.4).**

Варіанти	Середня потужність на кривошипі, кВт	Частота обертання кривошипа, хв <sup>-1</sup>	Термін служби передач, год	Вид черв'яка редуктора	ВЗП або муфта	Вид пасової передачі
01	1,2	45	9500	однозахідний	ВЗП	плоскопасова
02	1,4	90	10000	двозахідний	МУВП	клинопасова
03	1,6	46	10500	чотиризахідний	ВЗП	плоскопасова
04	1,8	92	11000	однозахідний	МУВП	клинопасова
05	2,0	47	11500	двозахідний	ВЗП	плоскопасова
06	2,2	94	12000	чотиризахідний	МУВП	клинопасова
07	2,4	48	9500	однозахідний	ВЗП	плоскопасова
08	2,6	96	10000	двозахідний	МУВП	клинопасова
09	2,8	49	10500	чотиризахідний	ВЗП	плоскопасова
10	3,0	98	11000	однозахідний	МУВП	клинопасова
11	3,2	50	11500	двозахідний	ВЗП	плоскопасова
12	3,4	100	12000	чотиризахідний	МУВП	клинопасова
13	3,6	51	9500	однозахідний	ВЗП	плоскопасова
14	3,8	102	10000	двозахідний	МУВП	клинопасова
15	4,0	52	10500	чотиризахідний	ВЗП	плоскопасова
16	4,2	104	11000	однозахідний	МУВП	клинопасова
17	4,4	53	11500	двозахідний	ВЗП	плоскопасова
18	4,6	106	12000	чотиризахідний	МУВП	клинопасова
19	4,8	54	9500	однозахідний	ВЗП	плоскопасова
20	5,0	108	10000	двозахідний	МУВП	клинопасова
21	5,2	55	10500	чотиризахідний	ВЗП	плоскопасова
22	5,4	110	11000	однозахідний	МУВП	клинопасова
23	5,6	56	11500	двозахідний	ВЗП	плоскопасова
24	5,8	112	12000	чотиризахідний	МУВП	клинопасова
25	6,0	57	9500	однозахідний	ВЗП	плоскопасова
26	6,2	114	10000	двозахідний	МУВП	клинопасова
27	6,4	58	10500	чотиризахідний	ВЗП	плоскопасова
28	6,6	116	11000	однозахідний	МУВП	клинопасова
29	6,8	59	11500	двозахідний	ВЗП	плоскопасова
30	7,0	118	12000	чотиризахідний	МУВП	клинопасова

Рекомендується: Синхронна частота обертання вала електродвигуна –3000 хв<sup>-1</sup>.



## ЗМІСТ

Загальні відомості.....	3
1. Схеми електромеханічних приводів робочих машин.....	5
Контрольні питання до теми 1.....	9
2. Вибір електродвигуна.....	10
3. Розрахунок параметрів електромеханічного приводу.....	14
3.1. Приклад розрахунку параметрів на валах електромеханічного приводу з муфтою.....	16
3.2. Приклад розрахунку параметрів на валах електромеханічного приводу з відкритою зубчастою парою.....	19
3.3. Приклад розрахунку параметрів на валах електромеханічного приводу з черв'ячним редуктором.....	21
Контрольні питання до теми 3.....	23
4. Пасові передачі.....	24
4.1. Загальні відомості.....	24
4.2. Позитивні якості та недоліки пасових передач.....	24
4.3. Застосування пасових передач.....	25
4.4. Матеріали для пасів.....	26
4.5. Критерії працездатності пасових передач.....	27
4.6. Методика розрахунку плоскопасової передачі.....	27
4.7. Приклад розрахунку плоскопасової передачі.....	33
4.8. Методика розрахунку клинопасової передачі.....	37
4.9. Приклад розрахунку клинопасової передачі.....	45
Контрольні питання до теми 4.....	49
5. Зубчасті передачі.....	50
5.1. Загальні відомості.....	50
5.2. Позитивні якості та недоліки зубчастих передач.....	52
5.3. Матеріали для зубчастих коліс.....	52
5.4. Сили в зубчастому зачепленні.....	53
5.5. Методика розрахунку зубчастих циліндричних передач (прямозубих і косозубих).....	54
5.6. Приклад розрахунку циліндричного зубчастого редуктора з прямозубими колесами.....	72
5.7. Приклад розрахунку циліндричного зубчастого редуктора з косозубими колесами.....	77
5.8. Конічні зубчасті передачі.....	83
5.9. Приклад розрахунку конічного редуктора з прямозубими колесами.....	93

5.10. Методика розрахунку відкритої циліндричної зубчастої передачі (прямозубої).....	100
5.11. Приклад розрахунку циліндричної відкритої зубчастої передачі (ВЗП).....	106
Контрольні питання до теми 5.....	113
6. Черв'ячні передачі.....	114
6.1. Загальні відомості.....	114
6.2. Позитивні якості та недоліки черв'ячних передач.....	114
6.3. Застосування черв'ячних передач.....	116
6.4. Матеріали черв'ячної пари.....	116
6.5. Методика розрахунку одноступінчастого черв'ячного редуктора.....	117
6.6. Приклад розрахунку одноступінчастого черв'ячного редуктора з циліндричним черв'яком.....	130
6.7. Тепловий розрахунок черв'ячних передач.....	136
Контрольні питання до теми 6.....	139
7. Вали і осі.....	140
7.1. Основні поняття .....	140
7.2. Матеріали для валів і осей.....	140
7.3. Основні навантаження на вали.....	140
7.4. Методика розрахунку валів редуктора на міцність.....	141
7.5. Методика перевірки валів редуктора на жорсткість.....	152
7.6. Методика розрахунку черв'яка на міцність і жорсткість.....	156
Контрольні питання до теми 7.....	160
8. Вибір і перевірка підшипників на довговічність.....	161
8.1. Загальні відомості.....	161
8.2. Підшипники кочення.....	161
8.3. Методика перевірки підшипників на довговічність.....	169
Контрольні питання до теми 8.....	172
9. Підбір і перевірка шпонок на міцність.....	173
9.1. Загальні відомості.....	173
9.2. Перевірка шпонки на міцність.....	173
Контрольні питання до теми 9.....	175
10. Муфти.....	176
10.1. Загальні відомості.....	176
10.2. Пружні муфти.....	178
Контрольні питання до теми 10.....	180
Список літератури.....	181
Додаток. Варіанти завдань для розрахунку електромеханічного приводу.....	182