

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до розрахунку та проектуванню зубчасто-пасових передач
з дисципліни «Деталі машин»**

для студентів спеціальності

131 Прикладна механіка

**освітні програми «Технологія машинобудування»,
«Обладнання та технології ливарного виробництва»**

спеціальності 133 Галузеве машинобудування

**освітні програми «Двигуни внутрішнього згоряння»,
«Колісні та гусеничні транспортні засоби»,**

спеціальності 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка

**освітні програми «Авіаційні двигуни та енергетичні
установки», «Технології виробництва**

**авіаційних двигунів та енергетичних установок»
усіх форм навчання**

Методичні вказівки до розрахунку та проектуванню зубчастопасових передач з дисципліни «Деталі машин» для студентів спеціальності 131 Прикладна механіка освітні програми «Технологія машинобудування», «Обладнання та технології ливарного виробництва» спеціальності 133 Галузеве машинобудування освітні програми «Двигуни внутрішнього згоряння», «Колісні та гусеничні транспортні засоби», спеціальності 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка освітні програми «Авіаційні двигуни та енергетичні установки», «Технології виробництва авіаційних двигунів та енергетичних установок» усіх форм навчання усіх форм навчання. /Укл. Н.О. Задоя, М.І. Носенко. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2019 – 42 с.

Укладачі: Наталя Олександрівна Задоя, доцент, к.т.н.
Михайло Іванович Носенко, доцент, к.т.н.

Рецензент: Григорій Петрович Волков, доцент, к.т.н.

Відповідальний за випуск: Н.О. Задоя, доцент, к.т.н.

Затверджено
на засіданні кафедри
“Деталі машин і ПТМ”
Протокол № 4
Від 23 січня 2019 р.

Рекомендовано
до видання
НМК М-факультета
Протокол № 5
Від 21 лютого 2019 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1. ХАРАКТЕРИСТИКА ПЕРЕДАЧ.....	5
2. МАТЕРІАЛ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЗУБЧАСТИХ ПАСІВ. ПРИКЛАДИ УМОВНОГО ПОЗНАЧЕННЯ.....	5
3. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ.....	8
4. МАТЕРІАЛ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЗУБЧАСТИХ ШКІВІВ.....	16
5. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАСТО-ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	28
ЛІТЕРАТУРА.....	42

ВСТУП

Передачі зубчастим пасом поєднують в собі переваги пасових і зубчастих передач і дозволяють застосовувати їх при потужностях до 200 кВт, швидкості – до 80 м/с, передаточні числа можуть досягати 20, а ККД складати 92...98 %. Тому використання цих передач доцільно в якості понижуючих у приводах від електродвигунів.

До переваг передач зубчастим пасом слід віднести можливість передачі обертового моменту без ковзання пасу, сталість передаточного відношення, невеликі навантаження на вали і опори, безшумність роботи в порівнянні з ланцюговими передачами.

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ПЕРЕДАЧ

Передача зубчастим пасом призначена для передавання обертового моменту між паралельними валами при необхідності зберігання постійного передаточного числа.

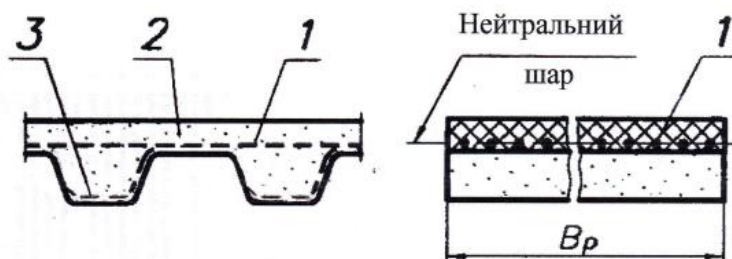
Передачі знайшли використання в автомобілях, велосипедах, мотоциклах і металорізальних верстатах. Обертання веденого валу здійснюється за рахунок тягового зусилля пасу при зачепленні з зубцями ведучого шківу.

Критеріями розрахунку передачі являється тягова здатність пасу, зносостійкість зубців і довговічність.

Конструкція та відносні розміри зубців пасу в цілому підібрані так, що при визначеному початковому напруженню, тиску на зубці та швидкості, розрахунок на тягову здібність і зносостійкість зубців забезпечує необхідну роботоздатність передачі.

2 МАТЕРІАЛ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЗУБЧАСТИХ ПАСІВ. ПРИКЛАДИ УМОВНОГО ПОЗНАЧЕННЯ

Зубчасті паси виконуються нескінченними плоскими із зубцями на внутрішній поверхні, котрі входять в зачеплення з зубцями на шківях (рисунок 2.1).



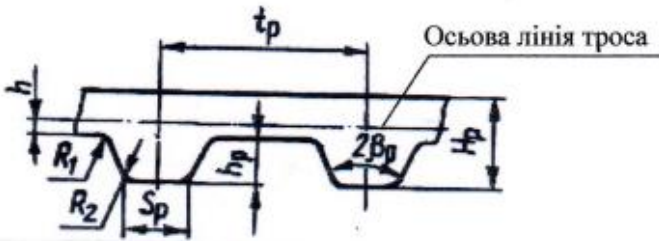
1 – несучий шар (металокорд або поліамідний корд); 2 – тіло пасу (еластична маслостійка гума, пластмаса); 3 – обкладка з тканини (для пасів виготовлених пресуванням)

Рисунок 2.1 – Конструкція зубчастого пасу з трапецеїдальними зубцями

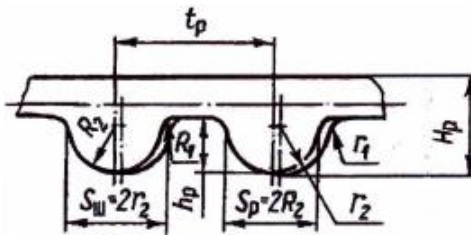
Зубчасті паси виготовляють – литтям в прес-формах та пресуванням в автоклаві. Методом лиття отримують паси довжиною до 1000 мм. Наявність зносостійкої тканини обкладки пресованих пасів дозволяє підвищити їх довговічність та довжину до 4000 мм.

Несучий шар пасів (сталеві троси діаметром 0,36 мм або 0,75 мм завити з дроту діаметром 0,12 мм граничної міцності 300 Н/мм²) передає розтягуючі навантаження та забезпечує високу поздовжню жорсткість необхідну для рівномірного розподілу навантаження між зубцями. Наявність жорсткого та міцного каркасу практично гарантує незмінність кроку пасу.

Конструктивні схеми зубчастих пасів різних типів наведено на рисунку 2.2.



а



б

Рисунок 2.2 – Зубчасті паси із трапецеїдальним (а) та з напівкруглим профілем зубців (б)

Головні параметри зубчастих пасів наведено в таблиці 2.1 та 2.2.

Таблиця 2.1 – Геометричні параметри зубчастих пасів із трапецеїдальними зубцями

Модуль m , мм	Розміри перерізу пасу, мм							Кут профілю $2\beta_p, ^\circ$
	t_p	H_p	h_p	h	S_p	R_1	R_2	
2.0	6.28	3.0	1.5	0.6	1.8	0.4	0.4	50
3.0	9.42	4.0	2.0	0.6	3.2	0.5	0.5	40
4.0	12.57	5.0	2.5	0.8	4.4	1.0	1.0	40
5.0	15.71	6.5	3.5	0.8	5.0	1.2	1.2	40
7.0	21.99	11.0	6.0	0.8	8.0	1.5	1.2	40
10.0	31.42	15.0	9.0	0.8	12.0	2.0	1.5	40

Таблиця 2.2 – Геометричні параметри зубчастих пасів із напівкруглими зубцями

Позначення	Розміри перерізу пасу, мм				
	H_p	h_p	R_1	R_2	t_p
$m3$	6.0	4.0	1.0	2.5	9.42
$m4$	7.5	5.0	1.0	3.5	12.57
$m5$	9.0	6.0	1.5	4.5	15.71

РЕМЕНІ ЗУБЧАСТІ:

- ремені зубчасті пласкозубчасті з трапецієподібним профілем (маркування: MXL, XL, L, XH, XXH);
- ремені зубчасті пласкозубчасті двосторонні з трапецієподібним профілем (маркування: DD HL, DD L, DD H);
- ремені зубчасті пласкозубчасті з округлим профілем (маркування: 3M, 8M, 14M, 20M, 2MR, 3MR, 5MR, 8MR, 14MR);
- ремені зубчасті пласкозубчасті двосторонні з округлим профілем (маркування: DD 5M, DD 8M, DD 14M);
- ремені зубчасті складальні (маркування: СБ);
- ремені зубчасті ливарні (маркування: ЛР і ЛПУ);

- ремені зубчасті подвійні (маркування: D-XL, D-L, D-H, D-5M, D-8M, D-14M);
- ремені зубчасті поліуретанові (маркування: T 2.5, T 5, T 10, AT5, AT10, AT15, AT20, MXL, XL, L);
- ремені зубчасті поліуретанові двосторонні (маркування: T 5 D, T 10 D, AT 10 D).

РЕМЕНІ ПРИВОДА КЛИНОВІ:

- ремені приводні клинові нормальних перетинів Z (0), A, B (Б), C (В), D (Г), E (Д) ГОСТ 1284-89;
- клинові ремені з фасонним зубом – ZX. AX. BX. CX;
- вузькі клинові ремені – SPZ (УО), SPA (УА), SPB (УБ), SPC (УВ);
- вузькі клинові ремені з фасонним зубом – XPZ, XPA, XPB, XPC;
- багатострумкові клинові ремені – 9V / 9J, 5V / 15J, 8V / 25J, SPZ, SPA, SPB, SPC, A / HA, B / HB, C / HC, D / HD;
- шестигранні клинові ремені – AA / HHA, BB / HNB, CC / HNC.

3 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ

3.1 Модуль зубця, мм (основний розрахунковий параметр передачі):

$$m' = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \Rightarrow m, \quad (3.1)$$

де P_1 – передавана потужність, кВт;

n_1 – частота обертання ведучого шківa, хв⁻¹.

Отриманий результат округлюють до найближчого нормалізованого значення m (таблиця 3.1).

Крок пасу p , мм:

$$p = \pi \cdot m .$$

3.2 Из умов довговічності пасу назначають кількість зубців Z_1 ведучого шківа в залежності від його частоти обертання n_1 (табл. 3.1).

3.3 Розраховують кількість зубців Z_2 веденого шківа та округлюють результат до найближчого цілого числа:

$$Z_2 = Z_1 \cdot u , \quad (3.2)$$

де u – передаточне відношення.

3.4 Розрахунковий (ділильний) діаметр зубців шківів (по осі кордшнура), мм:

$$D_1 = m \cdot Z_1 \quad (3.3)$$

$$D_2 = m \cdot Z_2 \quad (3.4)$$

3.5 Колова швидкість, м/с:

$$V = \frac{\omega_1 \cdot D_1}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} , \quad (3.5)$$

При розрахунку даної формули приймаються наступні одиниці виміру: D_1 – в мм., ω_1 – c^{-1} , n_1 – $хв.^{-1}$.

Таблиця 3.1 – Параметри передач зубчастим пасом

Параметри	Модуль m , мм							
	1	1.5	2	$\frac{3}{m3}$	$\frac{4}{m4}$	$\frac{5}{m5}$	7	10
Допустима питома колова сила $[W_0]$, Н/мм	2.5	3.5	5	$\frac{9}{12}$	$\frac{25}{35}$	$\frac{30}{42}$	32	42
Найбільше передаточне відношення	7.7	10	11.5	12	8	8	5.7	4.7
Найменша допустима кількість зубців Z_1	13	10		15		18		
Найбільше допустима кількість зубців Z_2	100	115		120			85	
Рекомендована кількість зубців Z_1 при n_1 , хв. ⁻¹ :								
1000	13	10	12	16	22			
1500	14	11	14	18	24			
3000	15	12	16	20	26			
Погонна маса $q \cdot 10^{-3}$, кг/м·мм	2	2.5	3	4	6	7	8	11

Примітка: чисельник – зубчасті паси із трапецеїдальним профілем зубців; знаменник – зубчасті паси із напівкруглим профілем зубців.

3.6 Міжосьова відстань передач, мм

$$a_{\min} \geq 0.5 \cdot (D_1 + D_2) + C, \quad (3.6)$$

де $C = 2 \cdot m$ при $m \leq 5$ мм; $C = 3 \cdot m$ при $m > 5$ мм.

3.7 Кількість зубців пасу Z_p' – довжина пасу в кроках:

$$Z_p' = \frac{2a}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \left(\frac{P}{a} \right) \Rightarrow Z_p \quad (3.7)$$

Отримані значення Z_p' округлюють до найближчого нормалізованого значення Z_p (таблиця 3.2). В залежності від прийнятого числа зубців Z_p та модуля встановлюють довжину пасу l_p .

3.8 Дійсна міжосьова відстань (точність розрахунку до 0,1 мм):

$$a_\delta = \frac{2 \cdot l_p - \pi \cdot (D_1 + D_2) + \sqrt{[2 \cdot l_p - \pi \cdot (D_1 + D_2)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{8} \quad (3.8)$$

Таблиця 3.2 – Довжина пасу l_p (мм) при модулі m (мм) та числі зубців пасу Z_p

Число зубців пасу Z_p	Модуль m , мм					
	2	3	4	5	7	10
32	201	–	–	–	–	–
36	226.1	339.1	–	–	–	–
40	251.2	376.8	502.4	–	–	–
45	282.6	423.9	565.2	706.5	989.1	–
50	314.0	471.0	628.0	785.0	1099	1570
56	351.7	527.5	703.4	879.2	1230.9	1758.4
63	395.6	593.5	791.3	989.1	1384.7	1978.2
71	445.9	668.8	891.8	1114.7	1560.6	2229.4
80	502.4	763.6	1004.8	1256.0	1758.4	2512.0
90	565.2	847.8	1130.4	1413.0	1978.4	2826.0
100	628.0	942.0	1256.0	1570.0	2198.0	3140.0
112	703.4	1055.0	1406.7	1758.4	2461.8	–
125	785.0	1177.5	1570.0	1962.5	2461.8	–
140	785.0	1177.5	1570.0	1962.5	2747.5	–
160	–	1318.8	1758.4	2198.0	–	–

3.9 Кут обхвату на ведучому шківі:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a_o} \cdot 57^\circ \geq [\alpha_{\min}] = 120^\circ \quad (3.9)$$

Якщо умова (3.9) не виконується, збільшують міжосьову відстань.

3.10 Число зубців пасу в зачепленні з ведучим шківом (на дузі обхвату):

$$Z_0 = Z_1 \cdot \frac{\alpha_1}{360^\circ} \geq [Z_0] = 6 \quad (3.10)$$

Якщо $Z_0 < [Z_0]$, збільшують міжосьову відстань або вводять в розрахунок поправочний коефіцієнт C_{z_0} (див. п. 3.12).

3.11 Приймають приведену допустиму питому колову силу $[W_o]$, Н/мм, яка передається 1 мм ширини пасу в залежності від модуля пасу (табл. 3.1).

3.12 Допустима розрахункова питома колова сила на пасу $[W_n]$, Н/мм:

$$[W_n] = [W_o] \cdot C_u \cdot C_{z_0} \cdot C_{рол} \cdot C_p, \quad (3.11)$$

де C_u – коефіцієнт введений для прискорювальних передач (таблиця 3.3): $C_u = 1.0$ при $u \geq 1.0$;

C_{z_0} – коефіцієнт числа зубців: $C_{z_0} = 1 - 0.2 \cdot (6 - Z_0)$ при $Z_0 < [Z_0] = 6$; $C_{z_0} = 1$ при $Z_0 > [Z_0] = 6$;

$C_{рол}$ – коефіцієнт, введений при наявності нажимного ролика: поза контуром – 0.7; всередині контуру – 0.85; без ролика – 1.0;

C_p – коефіцієнт режиму роботи (табл. 3.4).

Таблиця 3.3 – Коефіцієнт прискорювальних передач C_u

Передаточне число u	1.0...0,8	0,8...0,6	0,6...0,4	0,4...0,3
C_u	1.0	0,95	0,9	0,85

Таблиця 3.4 – Коефіцієнт режиму роботи передач C_p

Режим навантаження	Навантаження ψ , %	Коефіцієнт перевантаження ψ_n	C_{p1}
Спокійне	120	1.2	1.0
Помірне коливання	150	1.5	0,9 – 0,8
Значне коливання	200	2.0	0,8 – 0,7
Ударне	300	3.0	0,7 – 0,6

Примітка: при двозмінній роботі: $C_p = 0.87 \cdot C_{p1}$; при тризмінній роботі: $C_p = 0.72 \cdot C_{p1}$.

3.13 Передавана колова сила (корисне навантаження) F_t , Н:

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{D_1}. \quad (3.12)$$

При розрахунку даної формули приймаються наступні одиниці виміру: P_1 – в кВт., V – м/с, T_1 – Н·м, D_1 – мм.

3.14 Ширина пасу b'_p , мм. Отримані значення округлюють до нормалізованого ближчого більшого b_p (таблиця 3.5).

$$b'_p = \frac{F_t}{\left([W_n] - q \cdot V^2 \right) \cdot C_u} \Rightarrow b_p, \quad (3.13)$$

де $q \cdot V^2 = F_{\text{вип}}$ – приведена питома відцентрова сила, виникаюча при проходженні пасу шківів, Н;

q – маса 1 м пасу шириною 1 мм (табл. 3.1), кг/м·мм;

V – колова швидкість пасу (формула 3.5), м/с;

$C_{\text{ш}}$ – коефіцієнт ширини пасу, враховуючий неповні витки тросу при бічних поверхнях (таблиця 3.6).

Таблиця 3.5 – Стандартна ширина b_p і довжина зубчастих пасів, які виражені в числі зубців Z_p

Модуль т, мм	Ширина пасу b_p , мм	Довжини пасів, які виражені в числі зубців Z_p
1	3.0; 4.0; 5.0; 8.0; 10; 12.5; 16	40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 125; 130; 140; 150; 160
1.5	3.0; 4.0; 5.0; 8.0; 10; 12.5; 16; 20	40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 125; 130; 140; 150; 160
2	5.0; 8.0; 10; 12.5; 16; 20	27; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 125; 130; 140; 150; 160
3	12.5; 16; 20; 25; 32; 40; 50	36; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 125; 130; 140; 150; 160
4	20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100	48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 200; 210; 220; 232; 250
5	20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100	48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 200; 210; 220; 232; 250
7	40; 50; 63; 80; 100; 125	56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112; 125; 130; 140; 150
10	63; 80; 100; 125	56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 112

Таблиця 3.6 – Залежність коефіцієнту C_u від ширини пасу b_p

b_p , мм	≤16	20	25	32	40	50	63	80	100	>100
C_u	0.7	0.95	1.0	1.05		1.10		1.15		1.20

3.15 Тиск на зубцях пасу, МПа:

$$P = \frac{F_t \cdot \varphi}{Z_0 \cdot b \cdot h_p} \leq [P_n]; \quad (3.14)$$

де $\varphi = 1.7 \dots 2.0$ – коефіцієнт концентрації навантаження між зубцями;

h_p – вибирають згідно модулю з таблиці 2.1 або 2.2 в залежності від конструкції пасу, мм;

$[P_u]$ – допустимий тиск на зубцях пасу, МПа (таблиця 3.7).

Таблиця 3.7 – Допустимий тиск на зубцях пасу $[P_u]$, МПа

n_1 , хв ⁻¹	1000	1500	3000
$[P_u]$, МПа	1.0	0.85	0.68

3.16 Сила попереднього натягу пасу F_0 з метою отримання постійної його геометричної довжини як у спокої, так і при роботі, включаючи його радіальний зсув, Н:

$$F_0 = 0.5 \cdot F_t + F_v, \quad (3.15)$$

де $F_v = b \cdot q \cdot V^2$ – відцентрова сила, Н;

b – ширина пасу, мм

q – погонна маса пасу, кг/м·мм; (див. табл. 3.1).

V – колова швидкість, м/с.

3.17 Сила тиску пасу на вал, Н:

$$F_R = (1.0 \dots 1.2) \cdot F_t \quad (3.16)$$

4 МАТЕРІАЛ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЗУБЧАСТИХ ШКІВІВ

Матеріал шківів призначають в залежності від колової швидкості пасу V (формула 3.5) – таблиця 4.1. При дрібносерійному виробництві зубці отримують методом обкатки, а при багатосерійному краще застосовувати метод точного лиття під тиском.

Таблиця 4.1 – Матеріал шківів

V , м/с	≤ 15	15...30	30...35	≤ 40
Матеріал шківів	Литво СЧ 15	Литво СЧ 18	Литво СЧ 20	Литво 25 Л, прокат Ст3, алюмінієві стопи, пластмаси

Конструктивно шківів зубчато-пасових передач залежно від розрахункового (ділильного) діаметра D (формули 3.3 і 3.4) виконують монолітними, дисковими та зі спицями (таблиця 4.2).

Таблиця 4.2 – Розрахункові діаметри D , мм та конструктивні особливості шківів різних типів (L_m , мм; l , мм)

Шків монолітний		Шків дисковий	Шків зі спицями
$D = 63 \dots 100$		$D = 80 \dots 400$	$D = 180 \dots 1000$
I	$L_m = (1.4 \dots 2.1) \cdot d$	$L_m = (1.4 \dots 2.1) \cdot d$	$L_m = (1.54 \dots 2.1) \cdot d$
II	$L_m = (1.6 \dots 2.1) \cdot d$	$L_m = (1.47 \dots 2.1) \cdot d$	$L_m = (1.46 \dots 2.1) \cdot d$
III	$L_m = (1.4 \dots 2.1) \cdot d$	$L_m = (1.46 \dots 2.1) \cdot d$	$L_m = (1.38 \dots 2.1) \cdot d$
	$l = (1.8 \dots 3.3) \cdot d$	$l = (1.9 \dots 5.6) \cdot d$	$l = (1.9 \dots 4.0) \cdot d$

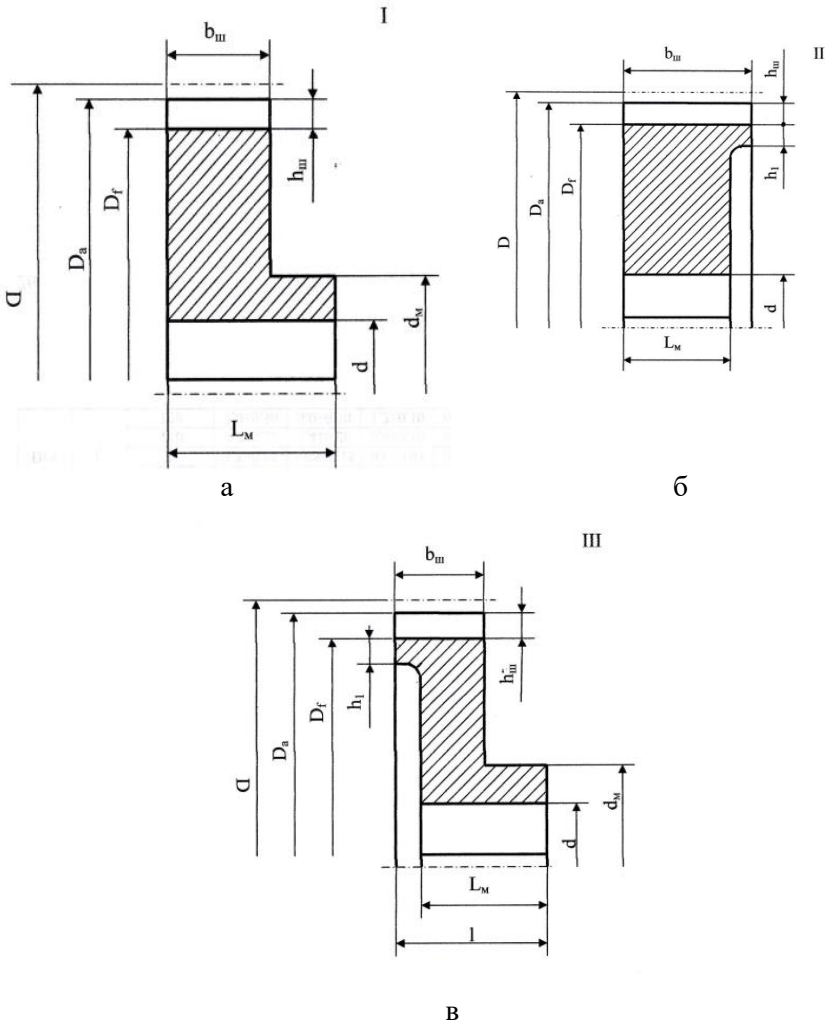
Примітка: I, II, III – тип конструкції шківів; d – посадковий діаметр маточини шківів, мм: ведучого $d_1 = d_{\text{об}}$ – діаметр вала електродвигуна; веденого $d_2 = 6.5 \cdot \sqrt[3]{T_{\text{ш}}}$; $T_{\text{ш}}$ – обертовий момент на швидкохідному валу редуктора, Н·м. Значення d_2 округлюють до більшого цілого. Значення L_m , l округлюють до найближчого цілого числа (таблиця 4.3); остаточно L_m приймають з урахуванням розрахунків шпонкового або зубчастого з'єднання.

Таблиця 4.3 – Ряд лінійних розмірів

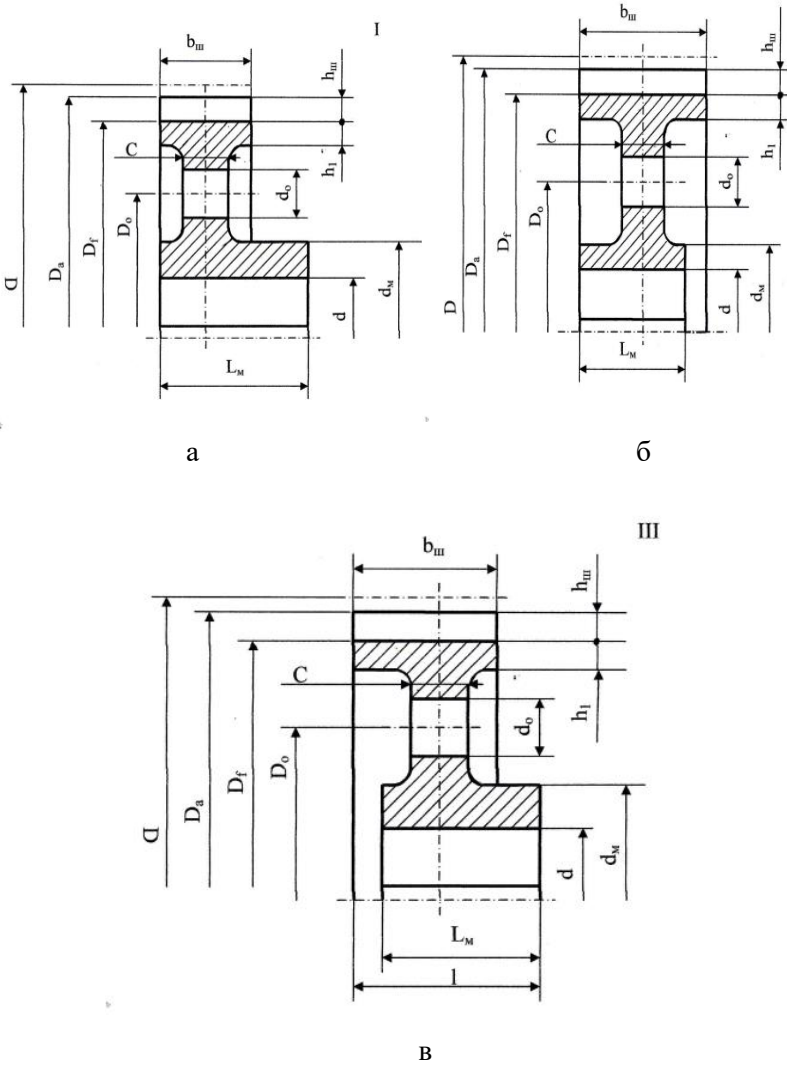
3.2	10	32	100	320
3.4	10.5	34/35	105	340
3.6	11	36	110	360
3.8	11.5	38	120	380
4.0	12	40	125	400
4.2	13	42	130	420
4.5	14	45/47	140	450
4.8	15	48	150	480
5.0	16	50/52	160	500
5.3	17	53/55	170	530
5.6	18	56	180	560
6.0	19	60/62	190	600
6.3	20	61/65	200	630
6.7	21	63/70	210	670
7.1	22	71/72	220	710
7.5	24	75	240	750
8.0	25	80	250	800
8.5	26	85	260	850
9.0	28	90	280	900
9.5	30	95	300	950

Примітка. У знаменнику наведені розміри посадкових місць для підшипників кочення.

Різні конструкції шківів зубчато-пасових передач наведено на рисунках 4.1, 4.2 і 4.3.

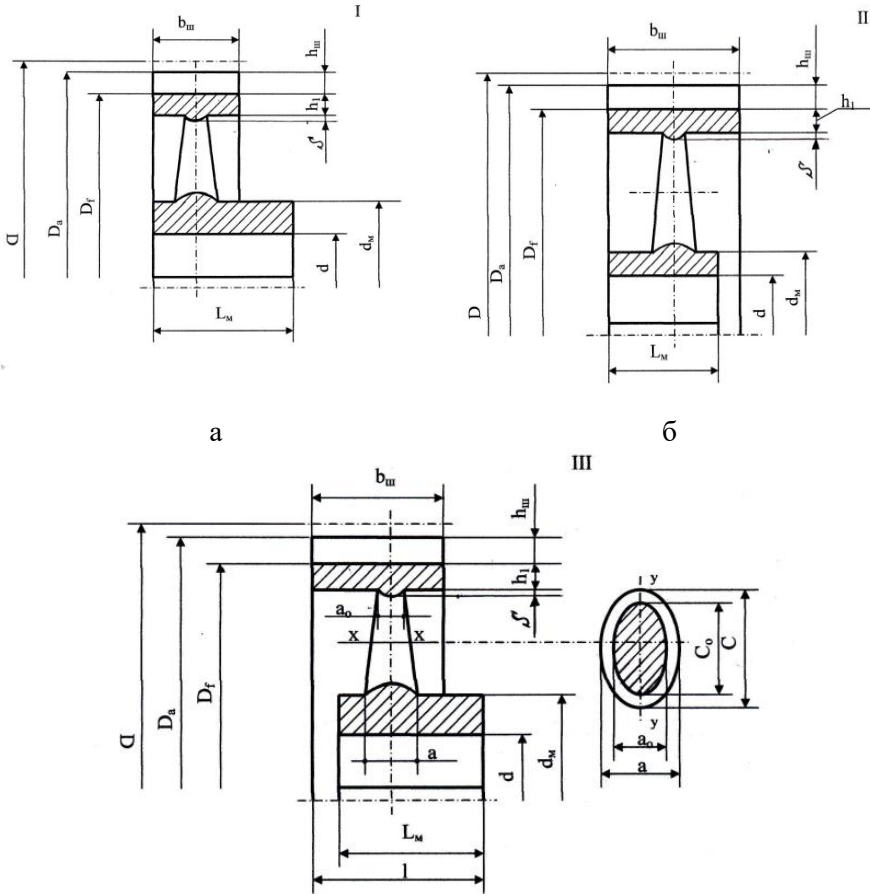


а – тип I – з однобічною виступаючою маточиною;
 б – тип II – з однобічною виточкою;
 в – тип III – з виточкою та виступаючою маточиною
 Рисунок 4.1 – Конструкція монолітного шківа



а – тип I – з маточиною, виступаючою з одного торцю ободу;
 б – тип II – з маточиною, укороченою з одного торцю ободу;
 в – тип III – з маточиною, укороченою з одного та виступаючою з другого торцю ободу

Рисунок 4.2 – Конструкція дискового шківa

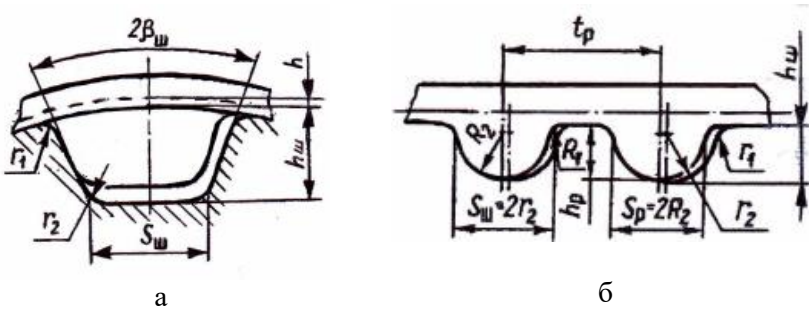


В

- а – тип I – з маточиною, виступаючою з одного торцю ободу;
 б – тип II – з маточиною, укороченою з одного торцю ободу;
 в – тип III – з маточиною, укороченою з одного та виступаючою з другого торцю ободу

Рисунок 4.3 – Конструкція шківа зі спицями

Профілі та розміри міжзубцевої западини шківів наведено на рисунку 4.4 та в таблицях 4.4 і 4.5.



а

б

а – з трапецеїдальними зубцями;

б – з напівкруглими зубцями

Рисунок 4.4 – Профілі міжзубцевої западини шківів

Таблиця 4.4 – Розміри перерізу міжзубцевої западини шківів з трапецеїдальними зубцями

Модуль m , мм	Розміри перерізу, мм				Кут профілю, α_0	h , мм
	S_u	h_u	r_1	r_2		
1.0	1.0 ± 0.10	1.3 ± 0.10	0.3 ± 0.10	0.3 ± 0.10	50 ± 2	0.6
1.5	1.5 ± 0.15	1.8 ± 0.15	0.4 ± 0.10	0.4 ± 0.10	50 ± 2	0.6
2.0	1.8 ± 0.15	2.2 ± 0.15	0.5 ± 0.10	0.5 ± 0.10	50 ± 2	0.6
3.0	3.2 ± 0.20	3.0 ± 0.20	0.7 ± 0.10	1.0 ± 0.10	40 ± 2	0.6
4.0	4.0 ± 0.20	4.0 ± 0.20	1.0 ± 0.15	1.3 ± 0.15	40 ± 2	0.8
5.0	4.8 ± 0.20	5.0 ± 0.20	1.5 ± 0.15	2.0 ± 0.15	40 ± 2	0.8
7.0	7.5 ± 0.30	8.5 ± 0.30	2.5 ± 0.20	3.0 ± 0.20	40 ± 2	0.8
10.0	11.5 ± 0.30	12.5 ± 0.30	3.0 ± 0.30	3.5 ± 0.30	40 ± 2	0.8

Модуль зачеплення, мм (див. формулу 3.1).

Число зубців ведучого Z_1 , та веденого Z_2 шківів (п. 3.2 і 3.3).

Дільний діаметр шківів по осі кордшнура D_1 та D_2 мм (див. формулу 3.3 та 3.4)

Таблиця 4.5 – Розміри міжзубцевої западини шківів з напівкруглими зубцями

Позначення	Розміри перерізу, мм			
	S_{uu}	h_{uu}	r_1	r_2
m 3	5.3±0.20	4.05±0.20	1.1±0.10	2.65±0.20
m 4	7.3±0.25	5.05±0.20	1.3±0.10	3.65±0.20
m 5	9.4±0.30	6.05±0.30	1.6±0.15	4.7±0.30

Діаметр виступів зубців шківів D_a , мм:

$$D_{a1,2} = D_{1,2} - 2h + k, \quad (4.1)$$

де h – висота, мм (табл. 4.4 та 4.5);

k – коригуючий коефіцієнт (таблиця 4.6).

Таблиця 4.6 – Значення коригуючого коефіцієнта k

D , мм	до 50	до 78	до 118	до 198	до 318	до 500
k	0.08	0.10	0.12	0.13	0.15	0.18

Діаметр западин зубців шківів, мм:

$$D_{f1,2} = D_{a1,2} - 2 \cdot h_{uu}, \quad (4.2)$$

де h_{uu} – висота западини шківів, мм (табл. 4.4 та 4.5).

Шаг зубців шківів по діаметру виступів, мм:

$$t_{uu} = \frac{\pi \cdot D_a}{z} \quad (4.3)$$

Ширина ободу шківів, мм:

$$b_{uc} = b + m \quad (4.4)$$

Товщина ободу шківів, мм:

$$h_1 = (1.5 \cdot m + 2) \geq 6 \quad (4.5)$$

Висота ребра у литих шківів, мм:

$$S = h_1 + 0.02 \cdot b_{uc} \quad (4.6)$$

Діаметр маточини шківів, мм:

$$\begin{aligned} d_m &= 1.2 \cdot d + 10 - \text{чавунний;} \\ d_m &= 1.5 \cdot d + 10 - \text{сталевий.} \end{aligned} \quad (4.7)$$

Довжина маточини шківів L_m , мм (див. табл. 4.2).

Товщина диску шківів C , мм:

$$C = (1.2 \dots 1.3) \cdot h_1 \quad (4.8)$$

Діаметр окружності розташування отворів у шківів із диском, мм:

$$D_{o1,2} = 0.5 \cdot (D_{f1,2} + d_m) - h_1 \quad (4.9)$$

Діаметр отвору в диску шківів, мм:

$$d_o = 0.35 \cdot (D_f - d_m - 2 \cdot h_1) \quad (4.10)$$

Діаметр умовного кола вимірювання, мм:

$$D_{y1,2} = \frac{D_{a1,2} + D_{f1,2}}{2} \quad (4.11)$$

Коловий крок по умовному колу вимірювання, мм:

$$P_{y1,2} = \frac{\pi \cdot D_{y1,2}}{z_{1,2}} \quad (4.12)$$

Товщина зуба по умовному колу вимірювання, мм:

$$S_{y1,2} = P_{y1,2} - 1.4 \cdot m + 0.3 \quad (4.13)$$

Для попередження зісковзування пасу один із шківів (менший) виконують з ребрами (рисунок 4.5).

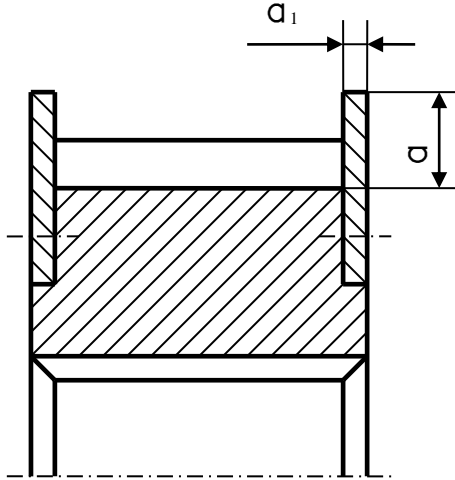


Рисунок 4.5 – Схема шківа з ребрами

При передаточному відношенні $u > 3$ обидва шківви виконують із ребрами. Застосовують також шківви із односторонніми ребрами із протилежних боків пасу.

Висота реборд, мм:

$$a = m \text{ (для } m \leq 7 \text{ мм);}$$

$$a = 8 \text{ мм (для } m > 7 \text{ мм).}$$

Ширина реборд $a_1 = 4 \dots 7$ мм.

Тип посадкового отвору шківа представлений на рисунку 4.6. При шпонковому з'єднанні та циліндричному сполученні маточини з валом призначають посадки:

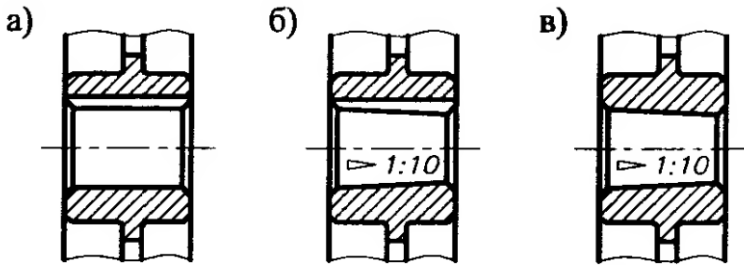
$\frac{H7}{k6}$ – нереверсивне спокійне навантаження;

$\frac{H7}{m6}$, $\frac{H7}{n6}$ – нереверсивне навантаження з помірними

поштовхами та ударами;

$\frac{H7}{p6}$, $\frac{H7}{r6}$ – реверсивне навантаження з великими поштовхами

та ударами.



а) циліндричний із шпонкою;

б) конічний із шпонкою;

в) конічний

Рисунок 4.6 – Посадкові отвори шківів

Шківи із спицями використовують при коловій швидкості $V < 25$ м/с, при $V > 25$ м/с застосовують шківи із диском. Шківи $D \leq 500$ мм виготовляють з чотирма спицями, при $D > 500$ мм – з шістьма спицями.

Шорсткість поверхонь шківів:

отворів у маточині – $R_a = 1.6 \dots 3.2$;

бічних поверхонь маточини – $R_a = 6.3$.

Допуски форми та розташування бічних поверхонь маточини (торцеве биття):

при $\frac{L_m}{d} \leq 1.0$ наведено в таблиці 4.8;

при $\frac{L_m}{d} > 1.0$ – допуск збільшити на 40...50 %.

Таблиця 4.8 – Допуск торцевого биття маточини

Колова швидкість пасу V , м/с	до 5	до 8	до 12	до 18	до 25	більше 25
Допуск торцевого биття, мкм	60	50	40	30	20	10

Шорсткість поверхонь міжзубцевої западини:

виступів зубців шківа – $R_a = 2.5$;

западин зубців шківа – $R_a = 3.2$;

бічних поверхонь міжзубцевої западини шківа $R_a = 1.0$.

Відхилення форми та розташування поверхонь наведено в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9 – Допуски форми та розташування поверхонь міжзубцевої западини

Параметр, мкм	Дільний діаметр зубців шківа D , мм				
	50...80	80...125	125...200	200...315	315...500
Відхилення діаметру виступів зубців	-60	-70	-80	-90	-120
Радіальне биття діаметру виступів	50	50	65	65	80
Відхилення кроку зубців для					
$t \leq 2$ мм	±21	±22	±22	±22	±24
$t \leq 4$ мм	±23	±23	±25	±25	±27
$t \leq 10$ мм	±30	±30	±30	±30	±32
Накопичена похибка кроку зубців	56	67	80	95	110

Норми точності статичного балансування в залежності від колової швидкості шківів наведено в таблиці 4.10.

Таблиця 4.10 – Допустимий дисбаланс шківів

Колова швидкість шківів V , м/с	Допустимий дисбаланс, г·м
< 5	не балансується
5...10	6
10...15	3
15...20	2
> 20	1

Норми точності радіального та торцевого биття поверхонь ободу шківів в залежності від розрахункового (ділильного) діаметра наведено в таблиці 4.11.

Таблиця 4.11 – Допуски радіального та торцевого биття ободу

Допуск биття, мкм			
Радіального		Торцевого	
D, мм	Допуск	D, мм	Допуск
< 120	100	< 160	100
120...260	120	160...400	160
260...500	160	400...1000	250
500...800	200		

Для збільшення довговічності роботи передачі необхідно досить точні виробництво шківів та монтаж передачі. Допустиме перекошення осей шківів складає:

до $\pm 25'$ при частоті обертання $n \leq 1500$ хв⁻¹;

до $\pm 15'$ при $n > 1500$ хв⁻¹.

Допустиме відхилення міжосьової відстані:

± 0.05 мм для пасів із модулем $m = 2...5$ мм;

± 0.15 мм при $m = 7...10$ мм.

У випадку неможливості дотримання потрібного відхилення, для забезпечення необхідного попереднього натягу пасу F_0 або

збільшення числа зубців Z_0 в зачепленні з меншим шківом (на дузі обхвату) застосовують натяжний та направляючий ролики. Гладкий ролик діаметром $d_p = 1.3 \cdot D_1$ притискується до гладкої поверхні веденої вітки пасу, а зубчастий ролик діаметром $d_p = D_1$ – до зубчастої поверхні.

5 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАСТО-ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Розрахувати зубчасто-пасову передачу з трапецеїдальними зубцями, що входить до складу механічного приводу (рисунок 5.1).

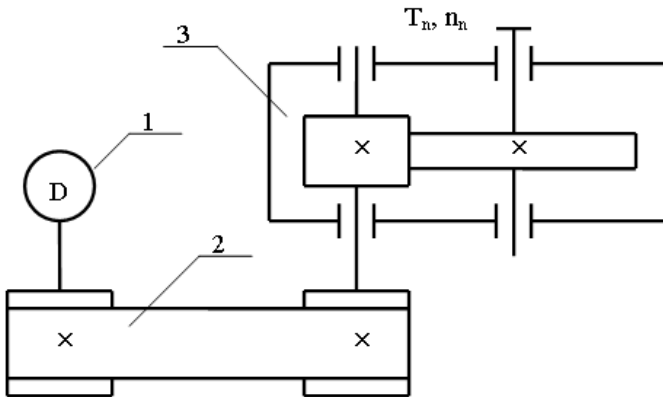


Рисунок 5.1 – Схема механічного приводу в складі: 1 – електродвигун; 2 – зубчасто-пасова передача; 3 – редуктор циліндричний

Вихідні дані для розрахунку приводу: обертовий момент на тихохідному валу $T_T = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$; частота обертання на тихохідному валу $n_T = 100 \text{ хв}^{-1}$; навантаження $T_{\text{пуск}} / T_{\text{ном}} = 150\%$ (коефіцієнт перевантаження $\psi = 1.5$). Робота двозмінна.

Порядок розрахунку.

Модуль зубця, мм (ф–ла 3.1):

$$m' = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}};$$

де P_1 , n_1 – потужність та частота на швидкохідному шківу зубчасто-пасової передачі, кВт, хв.⁻¹ (вал електродвигуна).

$$P_1 = \frac{P_T}{\eta_0};$$

де P_T – потужність на тихохідному валу приводу, кВт;

η_0 – загальний ККД приводу.

$$P_T = 1.047 \cdot 10^{-4} \cdot T_T \cdot \eta_0;$$

$$\eta_0 = \eta_{зп} \cdot \eta_{цил} \cdot \eta_{пк}^2$$

де $\eta_{зп} = 0.95$ – ККД зубчасто-пасової передачі;

$\eta_{цил} = 0.97$ – ККД циліндричної передачі;

$\eta_{пк} = 0.99$ – ККД пари підшипників кочення.

$$P_T = 1.047 \cdot 10^{-4} \cdot 1000 \cdot 100 = 10.47 \text{ кВт};$$

$$\eta = 0.95 \cdot 0.97 \cdot 0.99^2 = 0.903$$

$$P_1 = \frac{10.47}{0.903} = 11.6 \text{ кВт}.$$

Для приводів загального призначення перевагу надають двигунам із синхронною частотою обертання $n_{дв}^c = 1000$ та 1500 хв.⁻¹. Орієнтовно, з урахуванням частоти обертання вихідного валу приводу $n_T = 100$ хв.⁻¹, обирають $n_{дв}^c = 1500$ хв.⁻¹ (таблиця 5.1). Якщо коефіцієнт пускового перевантаження двигуна $\psi_{пуск}$ більше ψ , що задане у вихідних даних, у подальших розрахунках використовують $\psi_{пуск}$ двигуна.

За розрахунковою потужністю $P_1' = 11.6$ кВт, обліковуючи призначене $n_{дв}^c = 1500$ хв.⁻¹, з таблиці 5.2 обирають двигун ближчої

меншої по ряду потужності $P_{дв} = 11$ кВт, якщо перевантаження не перевищує допустимого значення:

$$\Pi = \left| \frac{P_1' - P_{\text{дв}}}{P_{\text{дв}}} \right| \cdot 100\% ;$$

де $\Pi < 8\%$ – при постійному навантаженні приводу;

$\Pi < 12\%$ – при змінному навантаженні приводу.

При перевищенні допустимого перевантаження обирають двигун ближчої по ряду потужності.

При змінному навантаженні:

$$\Pi = \frac{11.6 - 11}{11} \cdot 100\% = 5.45\% , \text{ що не перевищує } 12\% .$$

Обирають двигун виконання 1M10814A132M4/1460/2 (рисунок 5.2, таблиця 5.3) потужністю $P_{\text{дв}} = 11$ кВт із асинхронною частотою обертання $n_{\text{дв}}^{ac} = 1460$ хв⁻¹, $\psi_{\text{пуск}} = 2$. Для подальших розрахунків приймають $\psi = 2$.

Таблиця 5.1 – Рекомендована частота обертання вала електродвигуна

Тип редуктора у складі двоступінчастого приводу	Частота обертання, хв. ⁻¹	
	на виході приводу, n_m	електродвигуна, $n_{\text{дв}}^{ac}$
Циліндричний	>120	3000
	80...150	1500
	40...80	1000
Конічний	150...300	1500
	100...200	1000
	60...120	750
Черв'ячний	10...25	1500
	5...15	1000

Частота обертання ведучого шківу зубчасто-пасової передачі
 $n_1 = n_{\partial 6}^{ac} = 1460 \text{ хв}^{-1}$.

$$m_1 = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{11.6}{1460}} \cong 6.9 \text{ мм} \Rightarrow m = 7 \text{ мм (табл. 2.1)}.$$

Крок передачі, мм:

$$p = \pi \cdot m = 3.14 \cdot 7 = 21.99 \text{ мм}$$

$$Z_1 = 24 \text{ (табл. 3.1)}$$

$$Z_2 = Z_1 \cdot u_{zn},$$

де u_{zn} – передаточне число зубчасто-пасової передачі.

Для визначення u_{zn} необхідно знати розрахункове загальне передаточне число приводу:

$$u'_0 = \frac{n_1}{n_m} = \frac{1460}{100} = 14.6$$

u_0 можна визначити як

$$u'_0 = u_{zn} \cdot u_{цил}$$

де $u_{цил}$ – передаточне число циліндричного редуктора.

Рекомендовані значення передаточних чисел:

$u_{zn} = 1.6 \dots 5.0$ – для зубчасто-пасових передач;

$u_{цил} = 2.5 \dots 6.3$ – для зубчастих циліндричних передач.

Нормальний ряд передаточних чисел: 1.6; 1.8; 2.0; 2.24; 2.5; 2.8; 3.15; 3.35; 4.0; 4.5; 5.0; 5.6; 6.3.

Призначають $u_{zn}=3.15$. Тоді $u'_{цил} = \frac{u'_0}{u_{zn}} = \frac{14.6}{3.15} = 4.6$ та

узгоджують із нормальним рядом $u_{цил} = 4.5$.

$$u_0 = u_{zn} \cdot u_{цил} = 3.15 \cdot 4.5 = 14.18$$

Відхилення:

$$\Delta u = \left| \frac{u'_0 - u_0}{u_0} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{14.6 - 14.18}{14.18} \right| \cdot 100\% \cong 4\%$$

$$Z_2 = Z \cdot u_{zn} = 24 \cdot 3.15 = 75.6. \text{ Приймають } Z_2 = 76.$$

Фактичне передаточне число: $u_{zn}^{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{76}{24} = 3.17.$

Таблиця 5.2 – Позначення та параметри електродвигунів серії 4А

Потужність двигуна P_{Δ} , кВт	Синхронна частота обертання n_{Δ}^c , хв ⁻¹			
	3000	1500	1000	750
	/асинхронна частота n_{Δ}^{ac} , хв. ⁻¹ / $\psi_{пуск}$			
0.25	56B2/2760/2	63A4/1370/2	63B6/890/2	71B8/680/1.6
0.37	63A2/2740/2	63B4/1365/2	71A6/910/2	80A8/675/1.6
0.55	63B2/2740/2	71A4/1390/2	71B6/900/2	80B8/700/1.6
0.75	71A2/2840/2	71B4/1390/2	80A6/915/2	90LA8/700/1.6
1.1	71B2/2810/2	80A4/1420/2	80B6/920/2	90LB8/700/1.6
1.5	80A2/2850/2	80B4/1415/2	90L6/935/2	100L8/700/1.6
2.2	80B2/2850/2	90L4/1425/2	100L6/950/2	112MA8/700/1.6
3.0	90L2/2840/2	100S4/1435/2	112M6/955/2	112MB8/720/1.8
4.0	100S2/2880/2	100L4/1430/2	112MB6/950/2	132S8/720/1.8
5.5	100L2/2820/2	112M4/1445/2	132S6/965/2	132M8/730/1.8
7.5	112M2/2900/1.6	132S4/1455/2	132M6/970/2	160S8/730/1.4
11.0	132M2/2900/1.6	132M4/1460/2	160S6/975/1.2	160M8/730/1.4
15.0	160S2/2940/1.4	160S4/1465/1.4	160M6/975/1.2	180M8/730/1.2
18.5	160M2/2940/1.4	160M4/1465/1.4	180M6/975/1.2	–
22	180S2/2945/1.4	180S4/1470/1.4	–	–
30	180M2/2945/1.4	180M4/1470/1.4	–	–

Таблиця 5.3 – Двигуни. Основні розміри

Тип двигуна	Число полосів	Розміри, мм																		
		ІМ 1081, ІМ 2081, ІМ 3081						ІМ 1081, ІМ 2081						ІМ 2081, ІМ 3081						
		d ₃₀	l ₁	l ₃₀	d ₁	b ₁	h ₁	l ₁₀	l ₃₁	d ₁₀	b ₁₀	h	h ₁₀	h ₃₁	l ₃₀	l ₃₁	d ₂₀	d ₂₂	d ₂₄	d ₂₅
71А, В	2, 4, 6, 8	170	40	285	19	6	6	90	45	7	112	71	9	201	3,5	10	165	12	200	130
80А		50	300	22	100			50	10	125	80	10	218							
80В			320																	
90L		208	350	24	8	7	125	56	12	140	90	11	243	4	12	215	15	250	180	
100S		60	362	28			112	63		160	100	12	263							
100L			392		140	70			190					112	310					
112M		260	452	32			10	8		89	216	132	13			350	5	18	300	19
132S		80	480	38	178															
132M			302			530														

Розрахункові (ділильні) діаметри шківів, мм:

$$D_1 = m \cdot z_1 = 7 \cdot 24 = 168 \text{ мм}$$

$$D_2 = m \cdot z_2 = 7 \cdot 76 = 532 \text{ мм}$$

Колова швидкість, м/с:

$$V = \frac{\omega_1 \cdot D_1}{2 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3.14 \cdot 168 \cdot 1460}{60 \cdot 1000} = 12.84 \text{ м/с}$$

При цих швидкостях шківів виготовляють із сірого чавуну Сч 15.

Міжосьова відстань, мм:

$$a_w = 0.5 \cdot (D_1 + D_2) + C = 0.5 \cdot (168 + 532) + 21 = 371 \text{ мм}$$

де $C = 3 \cdot m = 3 \cdot 7 = 21$ мм (див. п. 3.6)

Кількість зубів пасу:

$$z_p = \frac{2 \cdot a_w}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\frac{p}{a_w} \right) =$$

$$= \frac{2 \cdot 371}{21.99} + \frac{24 + 76}{2} + \left(\frac{76 - 24}{2 \cdot 3.14} \right)^2 \cdot \left(\frac{21.99}{371} \right) = 87.78$$

Із таблиці 3.2 : $Z_p = 90$ та довжина пасу $l_p = 1978.4$ мм.

Розраховуємо дійсну міжосьову відстань, мм

$$a_0 = \frac{2 \cdot l_p - \pi \cdot (D_1 + D_2) + \sqrt{[2 \cdot l_p - \pi \cdot (D_1 + D_2)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1978.4 - 3.14 \cdot (168 + 532) + \sqrt{[2 \cdot 1978.4 - 3.14 \cdot (168 + 532)]^2 - 8 \cdot (532 - 168)^2}}{8} =$$

398.1 мм

Кут охоплення на ведучому шківу:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a_0} \cdot 57^\circ =$$

$$= 180^\circ - \frac{532 - 168}{398.1} \cdot 57^\circ = 127.88^\circ > [\alpha_{\min}] = 120^\circ$$

Кількість зубців пасу, який знаходиться в зачепленні з ведучим шківом:

$$z_0 = z_1 \cdot \frac{\alpha_1}{360^\circ} = 24 \cdot \frac{127.88^\circ}{360^\circ} = 8.5 > [z_0] = 6$$

Знаходимо допустиму питому силу $[W_0]$, Н/мм:
 $[W_0] = 32$ Н/мм (таблиця 3.1).

4.2.12 Визначаємо розрахункову питому силу $[W_n]$, Н/мм:

$$[W_n] = [W_0] \cdot C_u \cdot C_{z_0} \cdot C_{\text{рол}} \cdot C_p = 32 \cdot 1.0 \cdot 1.0 \cdot 1.0 \cdot 0.61 = 19.52 \text{ Н/мм,}$$

де C_u – коефіцієнт, що вводиться для прискорення передач (див. п. 3.12); $C_u = 1.0$ при $u \geq 1.0$;

C_{z_0} – коефіцієнт числа зубців, (див. п. 3.12) – в даному випадку $z_0 > 6$, тому $C_{z_0} = 1.0$;

$C_{\text{рол}}$ – коефіцієнт, введений при наявності нажимного ролика (див. п. 3.12) – в даному випадку ролика відсутні, тому $C_{\text{рол}} = 1.0$;

C_p – коефіцієнт режиму роботи (див. п. 3.12); коефіцієнт перевантаження $\psi = 1.5$, тому приймаємо $C_{p1} = 0.7$, а $C_p = 0.87 \cdot 0.7 = 0.61$.

Передавана колова сила, Н:

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V} = \frac{11.6 \cdot 10^3}{12.84} = 903.43 \text{ Н}$$

Ширина пасу ($C_{u1} = 1$):

$$b = \frac{b'_p}{C_{u1}} = \frac{49.6}{1.10} = 45.1 \text{ мм},$$

$$b' = \frac{F_t}{([W_n] - q \cdot V^2) \cdot C_{u1}} = \frac{903.43}{(19.52 - 8 \cdot 10^{-3} \cdot 12.84) \cdot 1} = 49.6 \text{ мм},$$

де $q = 8 \cdot 10^{-3}$ кг/м·мм – табл. 3.1.

Приймаємо ширину пасу $b_p = 50$ мм (див. табл. 3.5).

Тиск на зубці пасу, МПа:

$$P = \frac{F_t \cdot \varphi}{z_0 \cdot b_p \cdot h_p} = \frac{903.43 \cdot 2}{8,5 \cdot 50 \cdot 6} = 0.71 \text{ МПа} \leq [P],$$

де $[P] = 0.85$ МПа (див. табл. 3.7);

φ – коефіцієнт концентрації навантаження між зубами (див. п. 3.15); $\varphi = 2.0$;

h_p – вибираємо згідно модулю з таблиці 2.1 або 2.2; $h_p = 6.0$.

Сила попереднього навантаження пасу, Н:

$$F_0 = 0.5 \cdot F_t + F_v,$$

$$F_v = b \cdot q \cdot v^2 = 50 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 12.84^2 = 65.9 \text{ Н}$$

$$F_0 = 0.5 \cdot 903.43 + 65.9 = 517.6 \text{ Н.}$$

Визначаємо силу тиску пасу на вали, Н:

$$F_R = (1.0 \dots 1.2) \cdot F_t = 1.1 \cdot 903.43 = 993.77 \text{ Н}$$

Діаметри верхівок зубів шківів, мм

$$D_{a1} = D_1 - 2 \cdot h + k_1 = 168 - 2 \cdot 0.8 + 0.095 = 166.49 \text{ мм};$$

$$D_{a2} = D_2 - 2 \cdot h + k_2 = 532 - 2 \cdot 0.8 + 0.30 = 530.7 \text{ мм},$$

де h – висота, мм (див. табл. 4.4); $h = 0.8$;

k – коефіцієнт коригування, вибирається з таблиці 4.6 або розраховується за формулами:

$$k_1 = 0.2 \cdot \frac{F_t}{b_p} \cdot \lambda \cdot z_1 = 0.2 \cdot \frac{903.43}{50} \cdot 11 \cdot 10^{-4} \cdot 24 = 0.095 \text{ мм};$$

$$k_2 = 0.2 \cdot \frac{F_t}{b} \cdot \lambda \cdot z_2 = 0.2 \cdot \frac{903.43}{50} \cdot 11 \cdot 10^{-4} \cdot 76 = 0.30 \text{ мм};$$

$$\lambda = 11 \cdot 10^{-4} \text{ мм}^2/\text{Н}.$$

Діаметри впадин зубів шківів, мм

$$D_{f1} = D_{a1} - 2 \cdot h_u = 166.49 - 2 \cdot 8.5 = 149.49 \text{ мм};$$

$$D_{f2} = D_{a2} - 2 \cdot h_u = 530.7 - 2 \cdot 8.5 = 513.7 \text{ мм},$$

де h_u – висота западини шківів; $h_u = 8.5$ мм (див. табл. 4.4 або 4.5).

Шаг зубців шківів по діаметру виступів, мм:

$$t_{u1} = \frac{\pi \cdot D_{a1}}{z_1} = \frac{3.14 \cdot 166.49}{24} = 21.8 \text{ мм};$$

$$t_{u2} = \frac{\pi \cdot D_{a2}}{z_2} = \frac{3.14 \cdot 530.7}{76} = 21.9 \text{ мм}$$

Ширина ободу шківів, мм:

$$b_u = b_p + m = 50 + 7 = 57 \text{ мм.}$$

Товщина ободу шківів, мм:

$$h_1 = (1.5 \cdot m + 2) = (1.5 \cdot 7 + 2) = 12.5 \geq 6 \text{ мм}$$

Діаметр маточини шківів, мм:

$$d_{m1} = 1.2 \cdot d_1 + 10 = 1.2 \cdot 38 + 10 = 55.6 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = 1.2 \cdot d_2 + 10 = 1.2 \cdot 40 + 10 = 58 \text{ мм},$$

де $d_1 = d_{\text{об}}$ – діаметр вала електродвигуна, мм (див. табл. 5.2);

d_2 – діаметр веденого вала, мм; $d_2 = 6.5 \cdot \sqrt[3]{T_u}$;

T_u – обертовий момент на швидкохідному валу редуктора, Н·м;

$$T_u = T_o \cdot u \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{нк}} = 71.9 \cdot 3.15 \cdot 0.98 \cdot 0.99 = 219.73 \text{ Н·м};$$

$$T_o = 9550 \cdot \frac{P'_o}{n_o^a} = 9550 \cdot \frac{11}{1460} = 71.9 \text{ Н·м};$$

$$d_2 = 6.5 \cdot \sqrt[3]{T_u} = 6.5 \cdot \sqrt[3]{219.73} = 39.2 \text{ мм.}$$

Значення d_2 округлюють до більшого цілого числа кратного «0» або «5», тому $d_2 = 40 \text{ мм}$.

Довжина маточини шківів L_m , мм (див. таблицю 4.2):

$$L_{m1} = (1.4 \dots 2.1) \cdot d_{m1} = 1.8 \cdot 55.6 = 100.08 \text{ мм};$$

$$L_{m2} = (1.4 \dots 2.1) \cdot d_{m2} = 1.8 \cdot 58 = 104.4 \text{ мм}.$$

Значення L_{m1} та L_{m2} округлюють до найближчого цілого числа (табл. 4.3). Приймаємо $L_{m1} = 100$ мм, $L_{m2} = 105$ мм.

Товщина диску шківів C , мм:

$$C = (1.2 \dots 1.3) \cdot h_1 = 1.2 \cdot 12.5 = 15 \text{ мм}$$

Діаметр окружності розташування отворів у шківів із диском, мм:

$$D_{o1} = 0.5 \cdot (D_{f1} + d_{m1}) - h_1 = 0.5 \cdot (149.49 + 55.6) - 12.5 = 90.04 \text{ мм};$$

$$D_{o2} = 0.5 \cdot (D_{f2} + d_{m2}) - h_1 = 0.5 \cdot (513.7 + 58) - 12.5 = 273.35 \text{ мм}.$$

Діаметр отвору в диску шківів, мм:

$$d_{o1} = 0.35 \cdot (D_{f1} - d_{m1} - 2 \cdot h_1) = 0.35 \cdot (149.49 - 55.6 - 2 \cdot 12.5) = 24.11 \text{ мм};$$

$$d_{o2} = 0.35 \cdot (D_{f2} - d_{m2} - 2 \cdot h_1) = 0.35 \cdot (513.7 - 58 - 2 \cdot 12.5) = 150.74 \text{ мм}.$$

Діаметр умовного кола вимірювання, мм:

$$D_{y1} = \frac{D_{a1} + D_{f1}}{2} = \frac{166.49 + 149.49}{2} = 157.99 \text{ мм};$$

$$D_{y2} = \frac{D_{a2} + D_{f2}}{2} = \frac{530.7 + 513.7}{2} = 522.2 \text{ мм.}$$

Коловий крок по умовному колу вимірювання, мм:

$$P_{y1} = \frac{\pi \cdot D_{y1}}{z_1} = \frac{3.14 \cdot 157.99}{24} = 20.67 \text{ мм;}$$

$$P_{y2} = \frac{\pi \cdot D_{y2}}{z_2} = \frac{3.14 \cdot 522.2}{76} = 21.57 \text{ мм.}$$

Товщина зуба по умовному колу вимірювання, мм:

$$S_{y1} = P_{y1} - 1.4 \cdot m + 0.3 = 20.67 - 1.4 \cdot 7 + 0.3 = 11.17 \text{ мм;}$$

$$S_{y2} = P_{y2} - 1.4 \cdot m + 0.3 = 21.57 - 1.4 \cdot 7 + 0.3 = 12.07 \text{ мм.}$$

Для попередження зісковзування пасу один із шківів (менший) виконують з ребордами (рисунок 4.5).

Висота реборд, мм: $a = 8$ мм (для $m \geq 7$ мм)

Ширина реборд $a_1 = 4 \dots 7$ мм. Приймаємо $a_1 = 5$ мм.

Висота ребра у литих шківів, мм:

$$S = h_1 + 0.02 \cdot b_{uu} = 12.5 + 0.02 \cdot 57 = 13.64 \text{ мм}$$

ЛІТЕРАТУРА

1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.: ил.
2. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підруч. – 2 е вид. перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
3. А.Г. Бахнович. Проектирование зубчато-ременных передач: Учебно-метод. Пособие для студ. машиностроит. Спец. – Мн: БНТУ, 2004. – 39 с.
4. Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. Детали машин. Проектирование. – Мн, УП «Технопринт», 2002. – 286 с.
5. Методичні вказівки до розрахунку і проектуванню передач зубчастим пасом. Укл.: О.І. Вільчек, Г.І. Камель. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2003. – 13 с.
6. В.И. Анурьев. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т.: Т2. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.