

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 1

КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА

1.1. Приклад розв'язування задачі

Виконати кінематичний розрахунок приводу, що складається з двигуна, пасової передачі 1, циліндричного редуктора 2, ланцюгової передачі 3 (рис. 11.1). Виконати проектний і перевірочний розрахунки для закритої циліндричної прямозубої передачі.

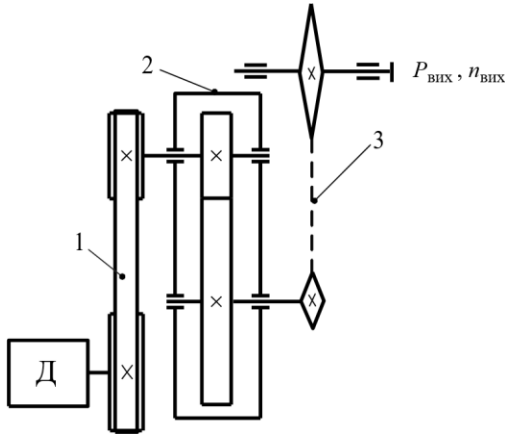


Рисунок 11.1. Привод

Початкові дані: $P_{\text{вих}} = 5 \text{ кВт}$, $n_{\text{вих}} = 30 \text{ об/хв}$.

Розв'язок

1. Визначаємо розрахункову потужність двигуна:

$$P_{\text{розр}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\eta_{\text{заг}}}; \quad \eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{пп}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{лп}} \cdot \eta_{\text{під}}^3$$

$$\eta_{\text{заг}} = 0,94 \cdot 0,97 \cdot 0,94 \cdot 0,99^3 = 0,83;$$

$$P_{\text{розр}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{5}{0,83} = 6,024 \approx 6 \text{ кВт}$$

Значення ККД приймаємо з таблиці 11.1

2. Вибираємо електродвигун. Перш ніж вибрати двигун по знайденій потужності $P_{\text{розр}}$, необхідно визначити $n_{\text{дв}}$ для даного приводу. Для цього обчислюємо загальне передаточне відношення приводу:

$$i_{\text{заг}} = i_{\text{пп}} \cdot i_{\text{зп}} \cdot i_{\text{лп}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вих}}}$$

Спочатку приймаємо величини передаточних відношень з таблиці 11.2 методом підбору: $i_{\text{пп}} = 2$; $i_{\text{лп}} = 3$; $i_{\text{зп}} = 5$; $i_{\text{заг}} = 2 \cdot 5 \cdot 3 = 30$.

3 формули $i_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вих}}}$ визначаємо $n_{\text{дв}} = i_{\text{заг}} \cdot n_{\text{вих}} = 30 \cdot 30 = 900$ об/хв.

Таблиця 11.1

Значення ККД

Передача	ККД	Передача	ККД
Закрита зубчаста з циліндричними колесами	0,97–0,98	Ланцюгова закрита	0,95–0,97
Закрита зубчаста з конічними колесами	0,96–0,97	Ланцюгова відкрита	0,90–0,95
Відкрита зубчаста	0,96–0,97	Пасова з плоским ременем	0,96–0,98
Закрита черв'ячна при числі заходів черв'яка:		Пасова з клиновим і полкліновим ременем	0,95–0,97
$z_1 = 1$	0,70–0,75		
$z_1 = 2$	0,80–0,85		
$z_1 = 4$	0,80–0,95		

Примітка. ККД підшипників кочення $\eta_{\text{під}} = 0,99$ на пару підшипників.

Таблиця 11.2

Значення передаточних відношень

Передача	Передаточне відношення i
Зубчаста з циліндричними колесами	3–6
Зубчаста з конічними колесами	2–4
Черв'ячна	8–40
Ланцюгова	3–6
Пасова	2–4

З таблиці 11.3 обираємо двигун 4A132M6 у якого: $P_{\text{дв}} = 7,5$ кВт,
 $n_{\text{дв}} = 1000$ об/хв.

Уточнюємо передаточне відношення приводу з числом оборотів двигуна $n_{\text{дв}} = 1000$ об/хв:

$$i_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вих}}} = \frac{1000}{30} = 33,3$$

Перераховуємо передаточне відношення пасової (або ланцюгової) передачі:

$$i_{\text{заг}} = i_{\text{пп}} \cdot i_{\text{зп}} \cdot i_{\text{лп}} = i_{\text{пп}} \cdot 5 \cdot 3 = i_{\text{пп}} \cdot 15 = 33,3$$

$$i_{\text{пп}} = \frac{33,3}{15} = 2,22$$

Приймаємо $i_{\text{пп}} = 2,2$; $i_{\text{лп}} = 3$; $i_{\text{зп}} = 5$.

3. Визначаємо потужність на кожному валу:

$$P_1 = P_{\text{розр}} = 6 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{пп}} \cdot \eta_{\text{під}} = 6 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 5,584 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{під} = 5,584 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 5,36 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{лп} \cdot \eta_{під} = 5,36 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 4,99 \approx 5 \text{ кВт};$$

Таблиця 11.3

**Електродвигуни асинхронні серії 4А, закриті що обдуваються
(за ГОСТ 19523-81). Технічні дані**

Потужність, кВт	Синхронна частота обертання, об/хв													
	3000			1500			1000			750				
	Типо- розмір	s, %	T_{Π} $T_{Н}$	Типо- розмір	s, %	T_{Π} $T_{Н}$	Типорозмір	s, %	T_{Π} $T_{Н}$	Типо- розмір	s, %	T_{Π} $T_{Н}$		
0,55	63B2	8,5	2,0	71A4	7,3	2,0	71B6	10	2,0	80B8	9	1,6		
0,75	71A2	5,9		71B4	7,5		80A6	8,4		90LA8	8,4			
1,1	71B2	6,3		80A4	5,4		80B6	8,0		90LB8	7,0			
1,5	80A2	4,2		80B4	5,8		90L6	6,4		100L8	7,0			
2,2	80B2	4,3		90L4	5,1		100L6	5,1		112MA8	6,0	1,8		
3,0	90L2	4,3		100S4	4,4		112MA	4,7		112M8	5,8			
4,0	100S2	3,3		100L4	4,7		132S2	5,1		132S8	4,1			
5,5	100L2	3,4		112M4	3,7		71B6	3,3		80B8	4,1			
7,5	112M2	2,5		132S4	3,0		132M6	3,2		160S8	2,5	1,4		
11,0	132M2	2,3		132M4	2,8		160S6	2,7		160M8	2,5			
15	160S2	2,1	1,4	160S4	2,3	1,4	160M6	2,6	1,2	180M8	2,5	1,2		
18,5	160M2	2,1		160M4	2,2		180M6	2,7		200M8	2,3			
22	180S2	2,0		180S4	2,0		200M6	2,8		200L8	2,7			
30	180M2	1,9		180M4	1,9		200L6	2,1		225M8	1,8			
37	200M2	1,9		200M4	1,7		225M6	1,8		250S8	1,5	1,0		
45	200L2	1,8		200LA	1,6		250S6	1,4		250M8	1,4			
55	225M2	1,8		1,2	225M4		1,4	1,2		250M6	1,3	1,2	280S8	2,2
75	250S2	1,4			250S4		1,2			280S6	2,0		280M8	2,2
90	250M2	1,4			250M4					280M6	2,0		315S8	2,0
110	280S2	2,0			280S4					315S6	2,0		315M8	2,0

4. Визначаємо оберти кожного вала:

$$n_1 = n_{1000} = 1000 \text{ об/хв};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{1000}{2,2} = 450,45 \text{ об/хв};$$

$$n_3 = \frac{i_{23} n_2}{i_{34}} = \frac{450,45}{5} = 90,1 \text{ об/хв};$$

$$n_4 = \frac{i_{34} n_3}{i_{4п}} = \frac{90,1}{3} = 30 \text{ об/хв};$$

5. Визначаємо кутову швидкість кожного вала:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,6 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 450,45}{30} = 47,15 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 90,1}{30} = 9,43 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = \frac{3,14 \cdot 30}{30} = 3,14 \text{ с}^{-1}$$

6. Визначаємо моменти на валах:

$$T = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{6 \cdot 10^3}{6,28} = 57,4 \text{ Нм}$$

$$T = \frac{P_2 \omega_1}{\omega_2} = \frac{5,584 \cdot 10^3}{47,1} = 118,4 \text{ Нм}$$

$$T = \frac{P_3 \omega_2}{\omega_3} = \frac{47,1 \cdot 10^3}{83,6} = 567,4 \text{ Нм}$$

$$T = \frac{P_4 \omega_3}{\omega_4} = \frac{5 \cdot 10^3}{3,14} = 1592,4 \text{ Нм}$$

7. Вибираємо матеріал зубчастих коліс і визначаємо допустимі напруження для матеріалів зубчастих коліс.

Частота навантаження зубів шестерні в i разів більше, ніж у колеса, тому для шестерні вибираємо більш якісний матеріал. Твердість матеріалу шестерні повинна бути на 20–30 одиниць вищою твердості колеса: $HB_1 = HB_2 + (20 \dots 30)$.

Більш технологічно для шестерні і колеса вибирати один і той же матеріал, тільки з різною твердістю. Наприклад, такі поєднання:

- сталь 45: $D_{\text{зар}} = 90 - 120 \text{ мм}$; $HB_1 = 220$, покращення;
 $D_{\text{зар}} = 180 - 250 \text{ мм}$; $HB_2 = 200$, покращення;
- сталь 40X: $D_{\text{зар}} = 120 \text{ мм}$; $HB_1 = 270$, покращення;
 $D_{\text{зар}} = 120 - 150 \text{ мм}$; $HB_2 = 240$, покращення;
- сталь 40XH: $D_{\text{зар}} = 200 \text{ мм}$; $HB_1 = 290$, покращення;
 $D_{\text{зар}} = 200 - 315 \text{ мм}$; $HB_2 = 260$, покращення.

Границі витривалості по контактним напруженням обчислюємо по формулам:

$$\sigma_{HO_1} = 2HB_1 + 70; \sigma_{HO_2} = 2HB_2 + 70$$

Границі витривалості по напруженням згину:

$$\sigma_{FO_1} = 1,8HB_1; \sigma_{FO_2} = 1,8HB_2$$

Ці залежності отримані для базового числа циклів навантаження $N_6 = 10^7$ циклів.

Приймаємо матеріал сталь 40X. Шестерня: $D_{\text{зар}} = 120 \text{ мм}$; $HB_1 = 270$, покращення. Колесо: $D_{\text{зар}} > 160 \text{ мм}$; $HB_2 = 240$, покращення.

$$\sigma_{HO_1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HO_2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FO_1} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FO_2} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 240 = 432 \text{ МПа}.$$

Визначаємо допустимі контактні напруження:

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{\sigma_{HO_1} K_{HL}}{S_H} = \frac{610 \cdot 1}{1,2} = 508 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{HO_2} K_{HL}}{S_H} = \frac{550 \cdot 1}{1,2} = 458 \text{ МПа},$$

де $S_H = 1,1-1,2$ – коефіцієнт безпеки. При покращенні або нормалізації $S_H = 1,2$; K_{HL} – коефіцієнт довговічності, що враховує вплив строку служби та режиму передачі. Для базового числа циклів ($N_6 = 10^7$) $K_{HL} = 1$.

Розрахунок прямозубих передач проводимо по меншому значенні $[\sigma]_H$.

Косозубі передачі розраховують по сумарному контактному напруженню:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) < 1,23[\sigma]_{H2};$$

$$[\sigma]_H = 0,45(508 + 458) = 434,7 \text{ МПа.}$$

Визначаємо допустимі напруження згину:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F01} S_{KFL}}{S_F} = \frac{486,1}{1,8} = 270 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F02} S_{KFL}}{S_F} = \frac{432,31}{2,3} = 188 \text{ МПа,}$$

де $S_F = 1,8$ – для литих коліс; $S_F = 2,3$ – для поковок; $K_{FL} = 1$ для базового числа циклів.

8. При симетричному розташуванні шестірні щодо опор і постійному навантаженні приймаємо коефіцієнт ширини вінця колеса по дільному діаметру $\Psi_{bd} = 1,2$ (табл. 11.4). Коефіцієнт ширини вінця колеса по міжосьовому відстані обчислюємо за формулою:

$$\Psi_{ba} = \frac{2\Psi_{bd}}{(i+1)} = \frac{2 \cdot 1,2}{(5+1)} = 0,4$$

Таблиця 11.4

Коефіцієнт ширини вінця колеса по дільному діаметру

Розташування шестерні відносно опор	Твердість робочих поверхонь зубів колеса	
	$HВ_2 \leq 350$	$HВ_2 > 350$
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

Примітка. Більші значення при постійному навантаженні.

За табл. 11.5, 11.6 знаходимо коефіцієнти $K_{F\beta}$, $K_{H\beta}$, які враховують нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба.

При симетричному розташуванні шестірні і $\Psi_{bd} = 1,2$: $K_{F\beta} = 1,14$; $K_{H\beta} = 1,07$.

Таблиця 11.5

Значення коефіцієнта $K_{F\beta}$

Розташування шестерні відносно опор	Твердість зубів колеса	$\Psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольне, опори – кулькові підшипники	≤ 350	1,16	1,37	1,64	–	–	–
	> 350	1,33	1,7	–	–	–	–
Консольне, опори – роликів підшипники	≤ 350	1,10	1,22	1,38	1,57	–	–
	> 350	1,2	1,44	1,71	–	–	–
Симетричне	≤ 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26
	> 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,3	–
Несиметричне	≤ 350	1,05	1,1	1,17	1,25	1,42	1,61
	> 350	1,09	1,18	1,3	1,43	1,73	–

Значення коефіцієнта $K_{H\beta}$

Розташування шестерні відносно опор	Твердість зубів колеса	$\Psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1}$					
		0.2	0.4	0.6	0.8	1.2	1.6
Консольне, опори – кулькові підшипники	≤ 350	1,08	1,17	1,28	–	–	–
	> 350	1,2	1,44	–	–	–	–
Консольне, опори – роликів підшипники	≤ 350	1,06	1,12	1,19	1,27	–	–
	> 350	1,11	1,25	1,45	–	–	–
Симетричне	≤ 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	≤ 350	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	> 350	1,06	1,12	1,2	1,29	1,48	–

9. Визначаємо міжосьову відстань:

$$a_w = 4950(i+1) \sqrt[3]{\frac{T_2}{\Psi_{ba} \cdot i \cdot \sigma_H} \cdot K_{H\beta}} =$$

$$= 4950(5+1) \sqrt[3]{\frac{118,4}{0,4 \cdot 5 \cdot (458 \cdot 10^6)}} \cdot 1,07 = 0,199 \text{ м}$$

Приймаємо $a_w = 200$ мм.

Розрахункове значення міжосьової відстані, a_w для нестандартних редукторів округлюємо по ряду **Ra40**: ... 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130, далі через 10 до 260 і через 20 до 420.

10. Визначаємо модуль зубів:

$$m = (0,01 \dots 0,02)a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 200 = 2 - 4 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартне значення модуля $m = 3$ з таблиці 11.7.

Таблиця 11.7

Стандартні значення модуля

Ряд	Модуль, мм														
1	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28

11. Визначаємо загальну кількість зубів:

$$z_{\text{сум}} = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 200}{3} = 133$$

Число зубів шестерні та колеса:

$$z_1 = \frac{z_{\text{сум}}}{i+1} = \frac{133}{5+1} = 22$$

$$z_2 = z_{\text{сум}} - z_1 = 133 - 22 = 111$$

12. Визначаємо передаточне відношення циліндричної передачі (відхилення від i до 2 %):

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{111}{22} = 5,04, \text{ що допустимо.}$$

13. Розраховуємо основні геометричні розміри передачі:

– ділильні діаметри:

$$d_1 = z_1 m = 22 \cdot 3 = 66 \text{ мм}$$

$$d_2 = z_2 m = 111 \cdot 3 = 333 \text{ мм}$$

– фактична міжосьова відстань:

$$a'_W = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{66 + 333}{2} = 199,5 \text{ мм, що допустимо.}$$

Розходження a_W і a'_W до 2%.

– діаметри кіл вершин:

$$d_{a_1} = d_1 + 2m = 66 + 2 \cdot 3 = 72 \text{ мм}$$

$$d_{a_2} = d_2 + 2m = 333 + 2 \cdot 3 = 339 \text{ мм}$$

Отримані діаметри d_{a_1} і d_{a_2} повинні відповідати прийнятним діаметрам заготовок.

– ширина зубчастого вінця:

а) колеса: $b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_W = 0,4 \cdot 199,5 = 80 \text{ мм}$;

б) шестерні: $b_1 = b_2 + (3 \dots 5) = 80 + 5 = 85 \text{ мм}$.

14. Колова швидкість зубчастих коліс:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{47,15 \cdot (66 \cdot 10^{-3})}{2} = 1,55 \text{ м/с}$$

по таблиці 11.8 приймаємо 9-й ступінь точності.

Таблиця 11.8

Ступінь точності

Види передач	Види зубів	Ступінь точності			
		6-й	7-й	8-й	9-й
		Гранична колова швидкість, м/с			
Циліндрична	Прямі	15	10	6	3
	Косі	30	15	10	6
Конічна	Прямі	9	6	4	2,5

15. Розраховуємо колову силу:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_1} = \frac{2 \cdot 118,4}{66 \cdot 10^{-3}} = 3588 \text{ Н}$$

16. Приймаємо коефіцієнти динамічного навантаження: $K_{HV} = 1,2$,

$$K_{FV} = 1,4.$$

Для прямозубої передачі при $v < 5 \text{ м/с}$ і твердості зубів $\leq HB 350$

$$K_{HV} = 1,2, K_{FV} = 1,4; \text{ при твердості зубів } > HB 350 K_{HV} = 1,1, K_{FV} = 1,2.$$

17. Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t (u+1)}{d_1 b_2 u}} \cdot \frac{K_H}{K_{HV}} =$$

$$= 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{3588(5,04 + 1)}{66 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 5}} \cdot 1,07 \cdot 1,2 =$$

$$= 447,6 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 458 \text{ МПа}$$

Допускається перенапруження до 5 % і недонапруження до 10 %.

$$\frac{458-447,8}{458} \cdot 100 \% = 2,2 \%, \text{ що допустимо.}$$

18. Вибираємо коефіцієнт форми зуба по таблиці 11.9.

Таблиця 11.9

Коефіцієнт форми зуба									
z	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	3,7
z	45	50	65	80	100	150	300	Рейка	
Y_F	3,66	3,65	3,62	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,63

Для шестерні: $z_1 = 22$; $Y_{F1} = 3,98$.

Для колеса: $z_2 = 111$; $Y_{F2} = 3,6$.

Порівняльна характеристика міцності зубів на згин:

– шестерні: $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{211}{3,98} = 53,01 \text{ МПа}$;

– колеса: $\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{188 \cdot 3,98}{3,6} = 52,2 \text{ МПа}$

Перевірочний розрахунок необхідно проводити по колесу, зуби якого мають меншу згинальну міцність.

19. Визначаємо розрахункові напруження згину в основі ніжки зуба колеса:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{FV} = 3,6 \frac{3588}{80 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,14 \cdot 1,4 = 85,9 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 188 \text{ МПа}$$

тобто міцність зубів на згин забезпечена.

20. Сили, що діють у зачепленні:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 3588 \text{ Н}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = F_t \tan \alpha = 3588 \cdot \tan 20^\circ = 3588 \cdot 0,364 = 1306 \text{ Н}$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення (для некорегованих передач).

1.2. Завдання для самостійної роботи

Задача № 1

Виконати кінематичний розрахунок привода (рис. 11.2), який складається з двигуна 1, одноступінчастого редуктора 3 і пасової передачі 2. Виконати проектувальний та перевірочний розрахунки закритої передачі редуктора. Дані для розрахунку брати з таблиці 11.10.

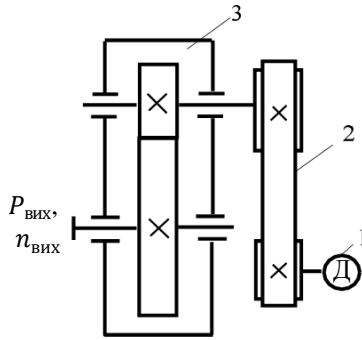


Рисунок 11.2. Привод для задачі № 1.

Таблиця 11.10

Вихідні дані для задачі № 1

	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{вих}$, кВт	10	4,5	2,5	2,5	5	7	7,5	2,5	4,5	5,2
$n_{вих}$, об/хв	105	115	60	88	64	100	115	70	80	60
Циліндрична передача	Прямозуба									