

Практичне заняття

Тема: кінематичний, силовий і проектний розрахунки циліндричної зубчастої передачі

Задача № 1

Виконати кінематичний, силовий і проектний розрахунки циліндричної прямозубої передачі зображеної на рисунку 1.

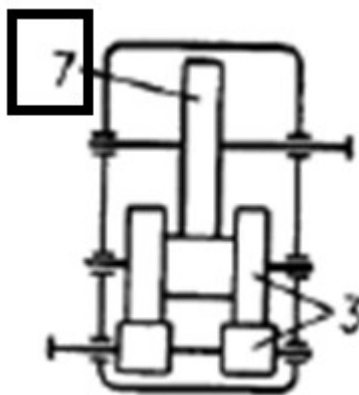


Рисунок 1 – Схема циліндричної прямозубої передачі

В якості вихідних даних використати:

коефіцієнт корисної дії передачі – $\eta = 0,98$;

зубчасті колеса – *стальні*;

контактне допустиме напруження – $\sigma_{HP} = 472,73 \text{ МПа}$;

коефіцієнт ширини колеса – $\psi_{ba} = 0,25$;

P_2 , кВт	n_1 , об/хв	n_2 , об/хв
1,3	2500	1000

Розв'язання задачі № 1

Виконаємо кінематичний і силовий розрахунки зубчастої передачі.

Потужність на веденому валу задано, тож визначимо потужність на ведучому валу

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{1300}{0,98} = 1326,5 \text{ Вт}$$

Визначимо кутові швидкості обертання ведучого та веденого валів

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 2500}{30} = 261,8 \text{ рад/с}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,7 \text{ рад/с}$$

Розрахуємо крутні моменти на веденому та ведучому валах

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{1326,6}{261,8} = 5,1 \text{ Нм}$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{1300}{104,8} = 12,4 \text{ Нм}$$

Визначаємо передавальне число зубчастої передачі

$$u = \frac{T_2}{T_1 \eta} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 2,5.$$

Виконаємо **проектний розрахунок** зубчастої передачі.

1) Визначаємо коефіцієнт K_a використовуючи нижче наведену інформацію

$K_a = 495 \text{ МПа}^{1/3}$ – для сталених прямозубих передач.

$K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3}$ – для сталених косозубих передач.

$K_a = 415 \text{ МПа}^{1/3}$ – для чавунних прямозубих передач.

$K_a = 360 \text{ МПа}^{1/3}$ – для чавунних косозубих передач.

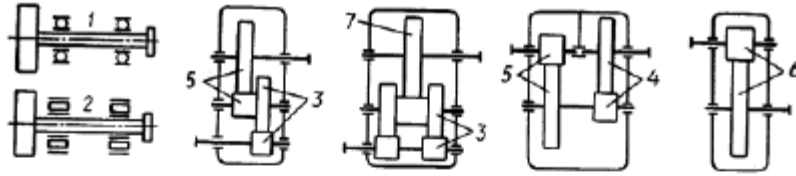
В нашому випадку $K_a = 495 \text{ МПа}^{1/3}$.

2) Визначаємо коефіцієнт

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u + 1) = 0,5 \cdot 0,25 (2,5 + 1) = 0,44;$$

3) За нижче наведеною таблицею визначаємо коефіцієнт $K_{H\beta}$ методом інтерполяції

$$K_{H\beta} = 1,004 + \frac{(0,44 - 0,4)(1,008 - 1,004)}{0,6 - 0,4} = 1,0047.$$



№ схеми	При значеннях коефіцієнта ψ_{bd}										
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
при $HB_1 \leq 350$ або $HB_2 < 350$											
1	0	1,084	1,187	1,307	1,450	-	-	-	-	-	-
2	0	1,050	1,111	1,186	1,280	-	-	-	-	-	-
3	0	1,019	1,046	1,075	1,113	1,150	1,192	1,235	-	-	-
4	0	1,010	1,027	1,048	1,075	1,103	1,136	1,169	1,204	-	-
5	0	1,005	1,016	1,030	1,050	1,073	1,100	1,127	1,161	1,193	-
6	0	1,005	1,010	1,017	1,029	1,041	1,058	1,077	1,101	1,123	1,148
7	0	1,000	1,004	1,008	1,014	1,023	1,044	1,047	1,063	1,078	1,095
при $HB_1 > 350$ і $HB_2 > 350$											
1	0	1,221	1,425	-	-	-	-	-	-	-	-
2	0	1,113	1,267	1,463	-	-	-	-	-	-	-
3	0	1,0625	1,129	1,208	1,292	1,387	1,479	-	-	-	-
4	0	1,042	1,0875	1,167	1,208	1,279	1,354	-	-	-	-
5	0	1,027	1,058	1,096	1,146	1,204	1,263	1,329	-	-	-
6	0	1,013	1,031	1,056	1,087	1,127	1,169	1,219	1,267	-	-
7	0	1,004	1,010	1,023	1,042	1,064	1,092	1,123	1,160	-	-
Примітка: $\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba}(u+1)$; проміжні значення параметрів визначаються інтерполяцією											

Твердість коліс передачі вважаємо меншою ніж 350 одиниць за Брінелем.

4) Таким чином мінімальна міжосьова відстань зубчатої передачі:

$$a_{w \min} = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u \sigma_{HP}^2}} = 495 (2,5 + 1) \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot 1,0047}{0,25 \cdot 2,5 \cdot 472,73^2}} = 57,45 \text{ мм.}$$

З нижченаведеної таблиці вибираємо найближче найбільше значення:

1 ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2 ряд				71	90	112	140	180	225	280	355	450
Примітка: перевагу надавати першому ряду.												

Відтак нормована міжосьова відстань $a_w = 63 \text{ мм.}$

5) Робоча ширина шестірні та колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,25 \cdot 63 = 15,75 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 + 8 = 15,75 + 8 = 23,75 \text{ мм}.$$

6) Розрахунковий модуль передачі визначаємо за формулою:

$$m'_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot 63 = 0,63 \dots 1,26 \text{ мм}.$$

Приводимо значення модуля до нормованого значення використовуючи таблицю (зазвичай вибирається найближче найбільше значення).

1 ряд	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	16
2 ряд	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11	14	18
Примітка: Перевагу надавати першому ряду.											

$$m_n = 1,5.$$

7) Сумарна кількість зубців циліндричної прямозубої передачі

$$z_{sum} = \frac{2a_w}{m_n} = \frac{2 \cdot 63}{1,5} = 84.$$

8) Кількість зубців на шестірні та зубчатому колесі визначається за формулами (результат заокруглюємо)

$$z_1 = \frac{z_{sum}}{u + 1} = \frac{84}{2,5 + 1} \approx 24;$$

$$z_2 = z_{sum} - z_1 = 84 - 24 \approx 60.$$

9) Визначивши кількості зубців розраховуємо відхилення фактичного передаточного числа від заданого (має бути менше ніж 2,5 %):

$$\Delta u = \frac{\left| u - \frac{z_2}{z_1} \right| z_1}{z_2} \cdot 100 \% = \frac{\left| 2,5 - \frac{60}{24} \right| \cdot 24}{60} \cdot 100 \% = 0.$$

10) Розраховуємо ділильні діаметри шестірні та зубчатого колеса:

$$d_1 = m_n z_1 = 1,5 \cdot 24 = 36 \text{ мм};$$

$$d_2 = m_n z_2 = 1,5 \cdot 60 = 90 \text{ мм}.$$

Діаметри кіл вершин зубців шестірні та зубчатого колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 36 + 2 \cdot 1,5 = 39 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 90 + 2 \cdot 1,5 = 93 \text{ мм}.$$

Діаметри кіл западин зубців шестірні та зубчатого колеса

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 36 - 2,5 \cdot 1,5 = 32,25 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 90 - 2,5 \cdot 1,5 = 86,25 \text{ мм}.$$

Визначаємо уточнену осьову відстань

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(36 + 90) = 63 \text{ мм}.$$

Задача № 2

Виконати кінематичний, силовий і проектний розрахунки циліндричної косозубої передачі зображеної на рисунку 1.

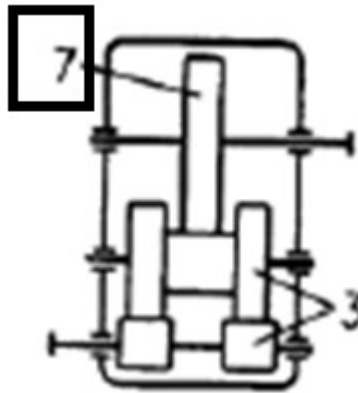


Рисунок 1 – Схема циліндричної косозубої передачі

В якості вихідних даних використати:

коефіцієнт корисної дії передачі – $\eta = 0,98$;

зубчасті колеса – *стальні*;

контактне допустиме напруження – $\sigma_{HP} = 472,73 \text{ МПа}$;

коефіцієнт ширини колеса – $\psi_{ba} = 0,25$;

P_2 , кВт	n_1 , об/хв	n_2 , об/хв
1,3	2500	1000

Розв'язання задачі № 2

Виконаємо кінематичний і силовий розрахунки зубчастої передачі.

Потужність на веденому валу задано, тож визначимо потужність на ведучому валу

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{1300}{0,98} = 1326,5 \text{ Вт}$$

Визначимо кутові швидкості обертання ведучого та веденого валів

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 2500}{30} = 261,8 \text{ рад/с}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,7 \text{ рад/с}$$

Розрахуємо крутні моменти на веденому та ведучому валах

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{1326,6}{261,8} = 5,1 \text{ Нм}$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{1300}{104,8} = 12,4 \text{ Нм}$$

Визначаємо передавальне число зубчастої передачі

$$u = \frac{T_2}{T_1 \eta} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 2,5.$$

Виконаємо проектний розрахунок зубчастої передачі.

1) Визначаємо коефіцієнт K_a використовуючи нижче наведену інформацію

$K_a = 495 \text{ МПа}^{1/3}$ – для сталевих прямозубих передач.

$K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3}$ – для сталевих косозубих передач.

$K_a = 415 \text{ МПа}^{1/3}$ – для чавунних прямозубих передач.

$K_a = 360 \text{ МПа}^{1/3}$ – для чавунних косозубих передач.

В нашому випадку $K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3}$.

2) Визначаємо коефіцієнт

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u + 1) = 0,5 \cdot 0,25 (2,5 + 1) = 0,44;$$

Відтак нормована міжосьова відстань $a_w = 50$ мм.

5) Робоча ширина шестірні та колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,25 \cdot 50 = 12,50 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 + 8 = 12,50 + 8 = 20,50 \text{ мм}.$$

6) Розрахунковий модуль передачі визначаємо за формулою:

$$m'_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot 50 = 0,50 \dots 1,0 \text{ мм}.$$

Приводимо значення модуля до нормованого значення використовуючи таблицю (зазвичай вибирається найближче найбільше значення).

1 ряд	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	16
2 ряд	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11	14	18
Примітка: Перевагу надавати першому ряду.											

$$m_n = 1,5.$$

7) Задаємося кутом нахилу лінії зубця в межах $\beta = 8^\circ \dots 20^\circ$. Виберемо, наприклад, $\beta = 10^\circ$.

8) Визначаємо число зубців шестірні (результат округлюємо до цілого числа)

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n(u+1)} = \frac{2 \cdot 50 \cdot \cos(10^\circ)}{1,5(2,5+1)} \approx 19.$$

9) Розраховуємо число зубців колеса (округлюємо до цілого числа)

$$z_2 = z_1 u = 19 \cdot 2,5 \approx 48.$$

10) Визначивши кількості зубців розраховуємо відхилення фактичного передаточного числа від заданого (має бути менше ніж 2,5 %):

$$\Delta u = \frac{\left| u - \frac{z_2}{z_1} \right| z_1}{z_2} \cdot 100\% = \frac{\left| 2,5 - \frac{48}{19} \right| \cdot 19}{48} \cdot 100\% = 1,04\%.$$

11) Розраховуємо ділильні діаметри шестірні та зубчатого колеса, мм:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos(\beta)} = \frac{1,5 \cdot 19}{\cos(10^\circ)} = 28,94 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos(\beta)} = \frac{1,5 \cdot 48}{\cos(10^\circ)} = 73,11 \text{ мм}.$$

Діаметри кіл вершин зубців шестірні та зубчатого колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 28,94 + 2 \cdot 1,5 = 31,93 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 73,11 + 2 \cdot 1,5 = 76,11 \text{ мм}.$$

Діаметри кіл западин зубців шестірні та зубчатого колеса

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 28,94 - 2,5 \cdot 1,5 = 25,19 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 73,11 - 2,5 \cdot 1,5 = 69,36 \text{ мм}.$$

Визначаємо уточнену осьову відстань

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(28,94 + 73,11) = 51,03 \text{ мм}.$$