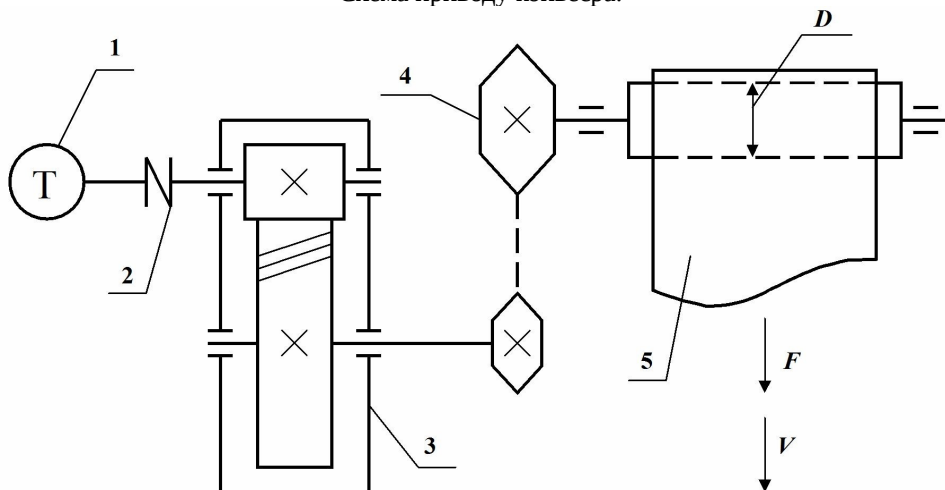


Додаток 2. Приклад виконання пояснювальної записки.

Спроекувати привід стрічкового транспортера.

Вихідні дані. 1. Потужність на барабані $P = 13,2 \text{ кВт}$. 2. Частота обертання барабана $n = 248 \text{ об/хв}$. 3. Діаметр ведучого барабана конвеєра $D = 0,37 \text{ м}$. 4. Редуктор розрахований для роботи в дві зміни на п'ять років. 5. Недостачі дані прийняти самостійно.

Схема приводу конвеєра.



1. Електродвигун.
2. Муфта.
3. Редуктор.
4. Ланцюгова передача.
5. Конвеєр.

Розрахункова частина.

1. 1. Вибір електродвигуна і кінематичний розрахунок приводу.

У підпунктах 1.1, 1.3, 1.8 рекомендується результати розрахунків заокруглювати до цілих одиниць.

1.1. Визначаємо кутову швидкість барабана конвеєра

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 248}{30} = 26 \text{ рад/с} .$$

1.2. Визначаємо швидкість і силу тяги стрічки конвеєра

$$V = \omega_4 \cdot \frac{D}{2} = 26 \cdot \frac{0,37}{2} = 4,73 \text{ м/с},$$

$$F = \frac{P}{V} = \frac{13,2 \cdot 10^3}{4,73} = 2790 \text{ Н}.$$

1.3. Визначаємо потужність, кутову швидкість, частоту обертання і крутний момент на валу барабана.

$$P_4 = P = 13200 \text{ Вт} ;$$

$$\omega_4 = 26 \text{ рад/с} ;$$

$$n_4 = n = 248 \text{ об/хв} ;$$

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{13200}{26} = 508 \text{ Нм} ;$$

1.4. Визначаємо загальний ККД приводу

$$\eta = \eta_1^3 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

де $\eta_1 = 0,99$ (табл. 1.1 [2]) - ККД пари підшипників;

$\eta_2 = 0,98$ (табл. 1.1 [2]) - ККД зубчастої пари;

$\eta_3 = 0,95$ (табл. 1.1 [2]) - ККД ланцюгової передачі.

$$\eta = 0,99^3 \cdot 0,98 \cdot 0,95 = 0,903$$

1.5. Визначаємо потрібну потужність двигуна

$$P_{номп} = \frac{P_4}{\eta} = \frac{13200}{0,903} = 14620 \text{ Вт} .$$

1.6. По потрібній потужності підбираємо асинхронний трифазний короткозамкнутий закритий обдувний двигун (табл. 1.2 [2]) з нормальним пусковим моментом за ГОСТ 19523-81 тип **4A160S4У3** з потужністю $P_{\text{дв}} = 15 \text{ кВт}$ і асинхронною частотою обертання $n_{\text{дв}} = 1470 \text{ об/хв}$.

1.7. Визначаємо загальне передаточне відношення приводу

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n_4} = \frac{1470}{248} = 5,93$$

Передаточне відношення редуктора приймаємо згідно з рекомендацією

$$i'_p \approx 1,2 \cdot \sqrt{i} = 1,2 \cdot \sqrt{5,93} = 2,92 .$$

Приймаємо згідно ГОСТ 2185-66 за табл. 1.3 [2], $i_p = 2,8$. Тоді передаточне відношення ланцюгової передачі

$$i_n = \frac{i}{i_p} = \frac{5,93}{2,8} = 2,12$$

1.8. Визначаємо потужності, частоти обертання, кутові швидкості і крутні моменти валів

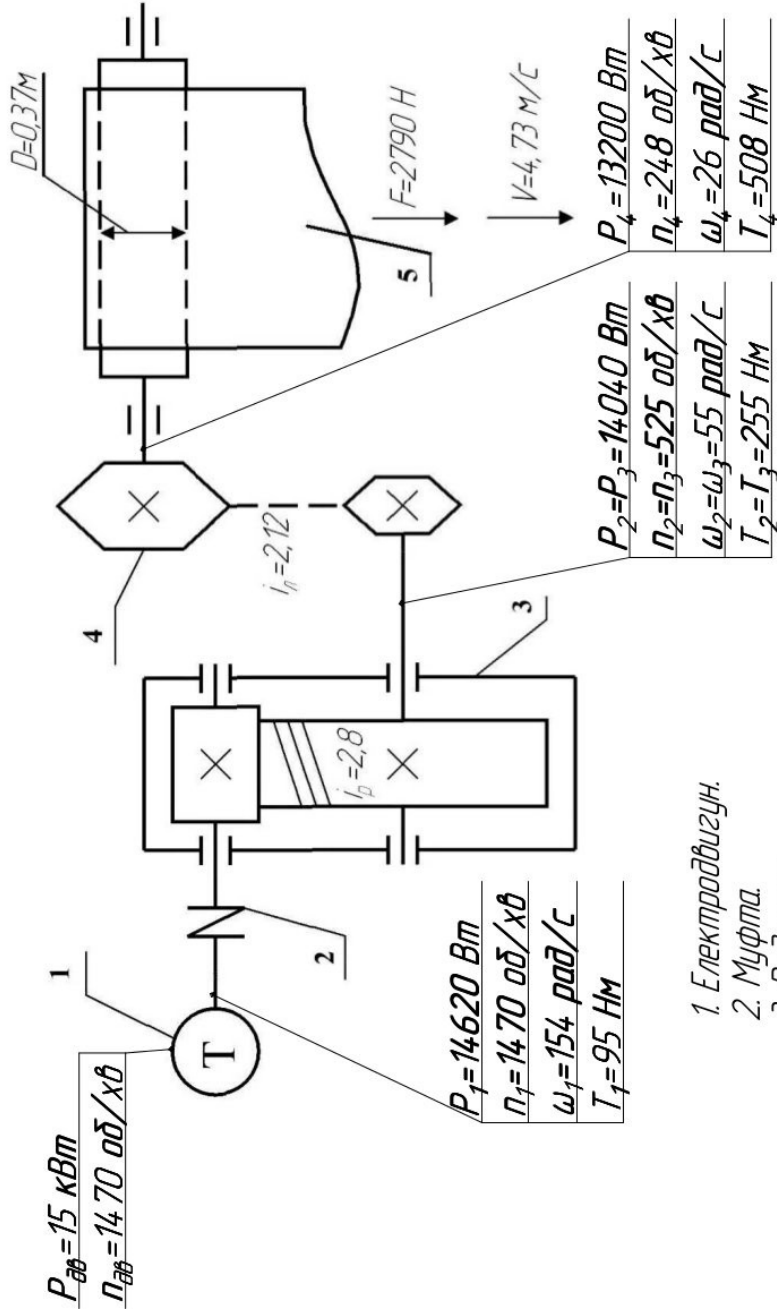
1.8.1. Ведучий вал редуктора

$$P_1 = P_{номп} = 14620 \text{ Вт} ;$$

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 1470 \text{ об/хв} ;$$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1470}{30} = 154 \text{ рад/с} ;$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{14620}{154} = 95 \text{ Нм} .$$



1. Электродвигун.

2. Муфта.

3. Редуктор.

4. Ланцюгова передача.

5. Конвеєр.

1.8.2. Ведений вал редуктора, він же ведучий для ланцюгової передачі

$$P_2 = P_3 = P_1 \cdot \eta_1^2 \cdot \eta_2 = 14620 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 14040 \text{ Вт}$$

$$n_2 = n_3 = \frac{n_1}{i_p} = \frac{1470}{2,8} = 525 \text{ об/хв}$$

$$\omega_2 = \omega_3 = \frac{\omega_1}{i_p} = \frac{154}{2,8} = 55 \text{ р/с}$$

$$T_2 = T_3 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{14040}{55} = 255 \text{ Нм}$$

2. Розрахунок зубчатого зачеплення редуктора.

2.1. Вибираємо марку матеріалу та хіміко-термічну обробку зубів.

Використовуючи табл. 2.1 [2], призначаємо наступні матеріали:

Шестерня – сталь 45, термообробка – покращення. Діаметр заготовки до 90 мм, твердість HB₁ 230.

Зубчате колесо – сталь 45, термообробка – покращення. Діаметр заготовки колеса більше 120 мм, твердість HB₂ 200.

Допустимі контактні напруження обчислюються за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{[S_H]} K_{HL}$$

де σ_{Hlimb} - границя контактної витривалості при базовому числі циклів зміни напружень. Для вуглецевої сталі

$$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot HB + 70$$

$K_{HL} = 1$ – коефіцієнт довговічності роботи при числі циклів навантаження більше базового;

$[S_n] = 1,1$ – коефіцієнт безпеки при контактній деформації, заготовка поковка
 Для шестерні

$$[\sigma_{n1}] = \frac{(2 \cdot HB_1 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_n]} = \frac{(2 \cdot 230 + 70) \cdot 1}{1,1} = 482 \text{ Н/мм}^2$$

Для колеса

$$[\sigma_{n2}] = \frac{(2 \cdot HB_2 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_n]} = \frac{(2 \cdot 200 + 70) \cdot 1}{1,1} = 427 \text{ Н/мм}^2$$

Розрахункові допустимі напруження.

$$[\sigma_n] = 0,45 \cdot ([\sigma_{n1}] + [\sigma_{n2}]) = 0,45 \cdot (482 + 427) = 409 \text{ Н/мм}^2$$

Необхідна умова виконана, так як

$$[\sigma_n] \leq 1,23 \cdot [\sigma_{n2}]$$

$$409 \leq 1,23 \cdot 427$$

$$409 \text{ Н/мм}^2 \leq 525 \text{ Н/мм}^2$$

2.2. Розміри зубчатого зачеплення .

2.2.1. Міжосьова відстань

$$a' = K_a \cdot (i_p + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K'_{H\beta}}{[\sigma_n]^2 \cdot i_p^2 \cdot \psi_{ba}}}$$

де $K_a = 43$ – який враховує конструкцію зубчатих коліс та їх матеріал, косозуба передача, матеріал – сталь;

$K'_{H\beta} = 1,2$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення напружень по довжині контактної лінії за табл. 2.2 [2].

Симетрію розташування зубчатих коліс порушує наявність зірочки ланцюгової передачі на вихідному кінці вала.

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a} - (0,35 \dots 0,50) \text{ для косозубих передач.}$$

Згідно з ГОСТ 2185-66 (табл. 2.3 [2]) приймаємо $\psi_{ba} = 0,50$.
Передаточне відношення для зубчатої передачі

$$i_p = 2,8.$$

Тоді

$$a = 43 \cdot (2,8 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{255 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{409^2 \cdot 2,8^2 \cdot 0,5}} = 127 \text{ мм}$$

Отримане значення міжосьової відстані приймаємо відповідно до ГОСТ 2185-66 (табл. 2.4 [2])

$$a = 125 \text{ мм.}$$

2.2.2. Модуль зачеплення визначаємо згідно з рекомендацією

$$m'_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a = (0,01 \dots 0,02) \cdot 125 = (1,25 \dots 2,5) \text{ мм}$$

Відповідно до ГОСТ 9563-60 (табл. 2.5 [2]) приймаємо нормальний модуль зачеплення $m_n = 2,5 \text{ мм}$.

2.2.3. Кількість зубів та кут нахилу зубів.

Попередньо приймаємо кут нахилу зуба $\beta' = 10^\circ$ і визначаємо число зубів шестерні та колеса.

$$Z'_1 = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta'}{(i_p + 1) \cdot m_n} = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 10^\circ}{(2,8 + 1) \cdot 2,5} = 25,9$$

$$Z'_2 = i_p \cdot Z'_1 = 2,8 \cdot 25,9 = 72,6$$

Приймаємо $Z_1 = 26$; $Z_2 = 73$

Визначаємо дійсне передаточне число.

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{73}{26} = 2,81$$

Уточнюємо значення кута нахилу зубів шестерні і колеса.

$$\cos \beta = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a} = \frac{(26 + 73) \cdot 2,5}{2 \cdot 125} = 0,9900 ,$$

$$\beta = 8,11^\circ$$

2.2.4. Діаметри ділительних кіл.

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z_1 = \frac{2,5}{0,99} \cdot 26 = 65,66 \text{ мм} ;$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z_2 = \frac{2,5}{0,99} \cdot 73 = 184,34 \text{ мм} .$$

Перевірка.

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{65,66 + 184,34}{2} = 125 \text{ мм} .$$

2.2.5. Діаметри вершин зубів.

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 65,66 + 2 \cdot 2,5 = 70,66 \text{ мм} ;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 184,34 + 2 \cdot 2,5 = 189,34 \text{ мм} .$$

2.2.6. Ширина зубчатих коліс (узгоджуємо з рядом **Ra 40**, табл. 4.2 [2]).

$$b'_2 = \psi_{ba} \cdot a = 0,50 \cdot 125 = 63 \text{ мм} ,$$

$$b'_1 = b_2 + (3 \dots 5) = 62,5 + (3 \dots 5) = (65,5 \dots 67,5) \text{ мм} ,$$

$$b_1 = 70 \text{ мм}, b_2 = 63 \text{ мм}.$$

2.2.7. Коефіцієнт ширини шестерні по діаметру.

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{70}{65,66} = 1,06.$$

2.2.8. Колова швидкість.

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{154 \cdot 65,66}{2 \cdot 10^3} = 5,06 \text{ м/с}$$

2.2.9. Призначаємо ступінь точності передачі. Згідно з ГОСТ 1643-81 за табл. 2.6 [2] призначаємо **8-му** ступінь точності.

2.3.Перевірочний розрахунок на контактну деформацію. Контактні напруження

$$\sigma_n = \frac{270}{a} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_n \cdot (U+1)^3}{b_2 \cdot U^2}}$$

де K_n – коефіцієнт навантаження.

$$K_n = K_{n\alpha} \cdot K_{n\beta} \cdot K_{nv}$$

$K_{n\alpha} = 1,09$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження між зубами зубчатого колеса . Табл. 2.7 [2].

$K_{n\beta} = 1,10$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантажень по довжині контактної лінії. Вибираємо для несиметричного розташування зубчатих коліс, тому що симетрію порушує зірочка ланцюгової передачі на веденому валі. Табл. 2.8 [2].

$K_{nv} = 1,0$ – динамічний коефіцієнт. Табл. 2.9 [2].

$$K_n = 1,09 \cdot 1,10 \cdot 1,0 = 1,20.$$

$$\sigma_n = \frac{270}{125} \cdot \sqrt{\frac{255 \cdot 10^3 \cdot 1,20 \cdot (2,81+1)^3}{63 \cdot 2,81^2}} = 398 \text{ Н / мм}^2.$$

Відхилення.

$$\Delta_H = \frac{|\sigma_H] - \sigma_H|}{|\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{(409 - 398)}{409} \cdot 100\% = 2,7\%$$

Висновок: Так як $\sigma_H = 398 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H] = 409 \text{ Н/мм}^2$, то умова міцності на контактну витривалість виконана.

2.4. Сили, які діють в зачепленні (заокруглюємо до десятків):
колова сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 95 \cdot 10^3}{65,66} = 2890 \text{ Н};$$

радіальна сила

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} = 2890 \cdot \frac{0,3640}{0,99} = 1060 \text{ Н};$$

осьова сила

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 2890 \cdot \operatorname{tg} 8,11^\circ = 410 \text{ Н}.$$

2.5. Перевірочний розрахунок зубчатих коліс на згинальну витривалість.

2.5.1. Розрахункові коефіцієнти.

K_F - коефіцієнт навантаження.

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$$

де $K_{F\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження між зубами. Для одноступінчатих циліндричних редукторів $K_{F\alpha} = 1$;

$K_{F\beta} = 1,22$ - коефіцієнт розподілення навантажень по довжині контактної лінії, за табл. 2.10 [2].

$K_{FV} = 1,1$ - динамічний коефіцієнт за табл. 2.11 [2].

$$K_F = 1 \cdot 1,22 \cdot 1,1 = 1,34$$

$K_{F\varepsilon} = 0,92$ – коефіцієнт осьового перекриття, для коефіцієнту перекриття $\varepsilon = 1,5$ та 8-ї ступені точності передачі за табл. 2.12 [2] $K_{F\varepsilon} = 0,92$.

2.5.2. Коефіцієнт форми зуба Y_F .

Еквівалентна кількість зубів.

Шестерні

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{26}{0,99^3} = 27$$

Колеса

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{73}{0,99^3} = 75$$

Згідно з рекомендаціями табл. 2.13 [2]

$$Y_{F1} = 3,86,$$

$$Y_{F2} = 3,61.$$

2.6. Допустимі напруження на згин.

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}^\circ}{[S_F]},$$

де $\sigma_{F \text{ lim } b}^\circ$ - границя витривалості, що відповідає базовому числу циклів. Згідно табл. 2.14 [2]

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^\circ = 1,8 \cdot HB$$

для шестерні

$$\sigma_{F \text{ lim } b1}^\circ = 1,8 \cdot 230 = 415 \text{ Н / мм}^2$$

для колеса

$$\sigma_{F \text{ lim } b2}^{\circ} = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ Н / мм}^2$$

$[S_F]$ – коефіцієнт безпеки.

$$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$$

$[S_F]' = 1,75$ – коефіцієнт, що враховує нестабільність властивостей матеріалу, за табл. 2.14 [2].

$[S_F]'' = 1$ – коефіцієнт, що враховує спосіб отримання заготовки зубчатого колеса, для поковок за табл. 2.15 [2].

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1 = 1,75$$

Допустимі напруження
для шестерні

$$[\sigma_{F1}] = \frac{415}{1,75} = 237 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

для колеса

$$[\sigma_{F2}] = \frac{360}{1,75} = 206 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

2.7. Порівняльна характеристика міцності зуба.

Знаходимо відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$

для шестерні

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{237}{3,86} = 61 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

для колеса

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{206}{3,61} = 57 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Подальший розрахунок потрібно вести для зубів колеса, для якого знайдене відношення менше.

2.8. Коефіцієнт нахилу зуба на згин.

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140^{\circ}} = 1 - \frac{8,11^{\circ}}{140^{\circ}} = 0,94 .$$

2.9. Перевіряємо міцність зуба за умовою міцності на згин.

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot K_{F\varepsilon} \cdot Y_{F2} \cdot Y_{\beta}}{b_2 \cdot m_n} = \frac{2890 \cdot 1,34 \cdot 0,92 \cdot 3,61 \cdot 0,94}{63 \cdot 2,5} = 77 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$
$$\sigma_F = 77 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \leq [\sigma_{F2}] = 206 \text{ Н / мм}^2 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Висновок: Так як $\sigma_F = 77 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \leq [\sigma_{F2}] = 206 \text{ Н / мм}^2 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$

то умову міцності на згинальну витривалість виконано.

3. Розрахунок ланцюгової передачі.

3.1. Вибір ланцюга.

Для привода конвеєра вибираємо однорядний втулково-роликовий ланцюг ГОСТ 13568-75, табл.3.8 [2].

3.2. Кількість зубів зірочок ланцюгової передачі:
ведучої зірочки

$$Z_3 = 31 - 2 \cdot i_n = 31 - 2 \cdot 2,12 = 26,8 ,$$

веденої зірочки

$$Z_4 = Z_3 \cdot i_n = 26,8 \cdot 2,12 = 56,8 .$$

Приймаємо

$$Z_3 = 27 ; \quad Z_4 = 57 .$$

Уточнюємо передаточне число.

$$U = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{57}{27} = 2,11$$

3.3.Визначення розрахункових коефіцієнтів.

$$K_E = K_\partial \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_{зм} \cdot K_n,$$

де K_E - коефіцієнт експлуатації;

$K_\partial = 1,2$ - динамічний коефіцієнт, табл. 3.1 [2];

$K_a = 1$ - коефіцієнт впливу міжосьової відстані на міцність ланцюга, табл. 3.2 [2];

$K_n = 1$ - коефіцієнт впливу нахилу передачі на міцність ланцюга, при горизонтальному розташуванні за табл. 3.3 [2];

$K_p = 1,25$ - коефіцієнт впливу метода регулювання натягу ланцюга, при періодичному регулюванні за табл. 3.4 [2];

$K_{зм} = 1,4$ - коефіцієнт впливу метода мащення ланцюга на міцність ланцюга, при періодичному мащенні за табл. 3.5 [2];

$K_n = 1,25$ - коефіцієнт впливу періодичності роботи на міцність ланцюга, при роботі в дві зміни за табл. 3.6 [2].

$$K_E = 1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,4 \cdot 1,25 = 2,625 .$$

3.4.Визначаємо шаг ланцюга.

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_e \cdot T_3}{Z_3 \cdot [p]}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,625 \cdot 255 \cdot 10^3}{27 \cdot 18}} = 34,2 \text{ мм} ,$$

де $[p]$ – питомий допустимий тиск в шарнірах ланцюга, попередньо приймаємо для ланцюга з шагом 19,05 мм за табл. 3.7 [2].

За табл. 3.8 [2] приймаємо однорядний ланцюг ПР-38,1-127 ГОСТ 13568-75, для якого:

$t = 38,1 \text{ мм}$ - шаг ланцюга;

$Q = 127 \text{ кН}$ - руйнуюче навантаження;

$q = 5,5 \text{ кг / м}$ - вага 1м ланцюга;

$A_{он} = 394 \text{ мм}^2$ - опорна площа тиску в шарнірі ланцюга.

3.5. Швидкість ланцюга.

$$V = \frac{Z_3 \cdot t \cdot n_3}{60 \cdot 10^3} = \frac{27 \cdot 38,1 \cdot 525}{60 \cdot 10^3} = 9,00 \text{ м/с}$$

3.6. Колова сила.

$$F_{\text{т}} = \frac{P_3}{V} = \frac{14040}{9,00} = 1560 \text{ Н}$$

3.7. Тиск в шарнірах ланцюга .

$$p = \frac{K_E \cdot F_{\text{т}}}{A_{\text{он}}} = \frac{2,625 \cdot 1560}{394} = 10,4 \text{ МПа}$$

Визначаємо за табл. 3.7 [2] уточнений допустимий тиск в шарнірах для обраного ланцюга.

$$[p] = [p_{\text{ТАБ}}] \cdot [1 + 0,01 \cdot (Z_3 - 17)]$$

$$[p] = 13,9 \cdot [1 + 0,01 \cdot (27 - 17)] = 15,3 \text{ МПа}$$

Висновок: Так як $p = 10,4 \text{ МПа} < [p] = 15,3 \text{ МПа}$ то умова невитискання мастила з шарнірів ланцюга забезпечена.

3.8. Кількість ланок ланцюга.

$$L_t = 2 \cdot a_t + 0,5 \cdot (Z_3 + Z_4) + \frac{\Delta^2}{a_t},$$

де $a_t = \frac{a_n}{t}$; згідно з рекомендаціями, наведеними в табл. 3.2 [2] приймаємо відношення $a_t = 50$.

$$\Delta = \frac{Z_4 - Z_3}{2 \cdot \pi} = \frac{57 - 27}{2 \cdot 3,14} = 4,77$$

Кількість ланок.

$$L_t = 2 \cdot 50 + 0,5 \cdot (26 + 56) + \frac{4,77^2}{50} = 141,5 .$$

Приймаємо кількість ланок парне число.

$$L_t = 142 .$$

3.9. Уточнюємо міжосьову відстань ланцюгової передачі.

$$a_n = 0,25 \cdot t \cdot \left[L_t - \frac{Z_3 + Z_4}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{Z_3 + Z_4}{2} \right)^2 - 8\Delta^2} \right]$$

$$a_n = 0,25 \cdot 38,1 \cdot \left[142 - \frac{27 + 57}{2} + \sqrt{\left(142 - \frac{27 + 57}{2} \right)^2 - 8 \cdot 4,77^2} \right]$$

$$a_n = 1896 \text{ мм} .$$

Для вільного провисання ланцюга можливе зменшення міжосьової відстані на 0,4%.

$$a_{\text{уточ}} = a_n - 0,004 \cdot a_n = 1896 - 0,004 \cdot 1896 = 1888 \text{ мм} .$$

3.10. Діаметри ділительних кіл зірочок.

$$d_{\partial 3} = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z_3}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180}{27}} = 328 \text{ мм}$$

$$d_{\partial 4} = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z_4}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180}{57}} = 692 \text{ мм}$$

3.11. Сили, що діють на ланцюг (заокруглюємо до десятків):
колова, визначена раніше

$$F_{in} = 1560 \text{ Н}$$

від сили інерції

$$F_v = q \cdot V^2 = 5,5 \cdot 9,00^2 = 450 \text{ Н}$$

від провисання

$$F_f = q \cdot g \cdot K_f \cdot a_n = 5,5 \cdot 9,81 \cdot 6 \cdot 1,896 = 610 \text{ Н}$$

де $K_f = 6$ – коефіцієнт, враховуючий розташування ланцюга, для горизонтального розташування по табл. 3.9 [2].

Розрахункове навантаження на вали.

$$F_B = F_{in} + 2 \cdot F_f = 1560 + 2 \cdot 610 = 2780 \text{ Н}$$

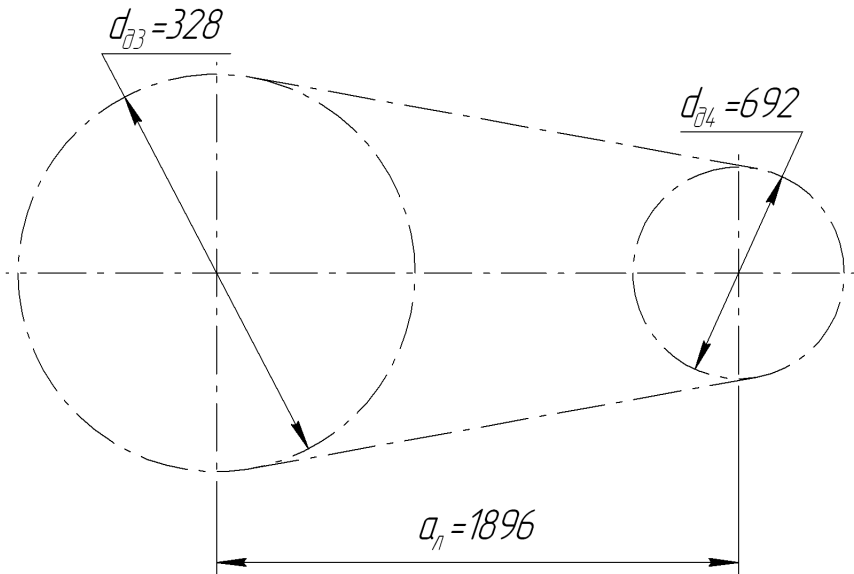
3.12.Перевіряємо коефіцієнт безпеки ланцюга.

$$S = \frac{Q}{F_{in} + F_v + F_f} = \frac{127 \cdot 10^3}{1560 + 450 + 610} = 48,5$$

Отримане значення коефіцієнта безпеки порівнюємо з нормативним. Нормативний коефіцієнт безпеки $[S] = 12,1$ за табл. 3.10 [2].

$$S = 48,5 > [S] = 12,1$$

Висновок: Умова міцності ланцюга витримана.



Мал.3.1.Ланцюгова передача.

4.Попередній розрахунок валів редуктора.

Попередній розрахунок валів проводимо за зниженими допустимими напруженнями на кручення.

Вал ведучий.

Вал виконуємо разом з шестернею.

Розраховуємо діаметр вихідного кінця вала при допустимому напруженні $[\tau] = 25 \text{ Н / мм}^2$

$$d'_{B1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 95 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 26,9 \text{ мм}$$

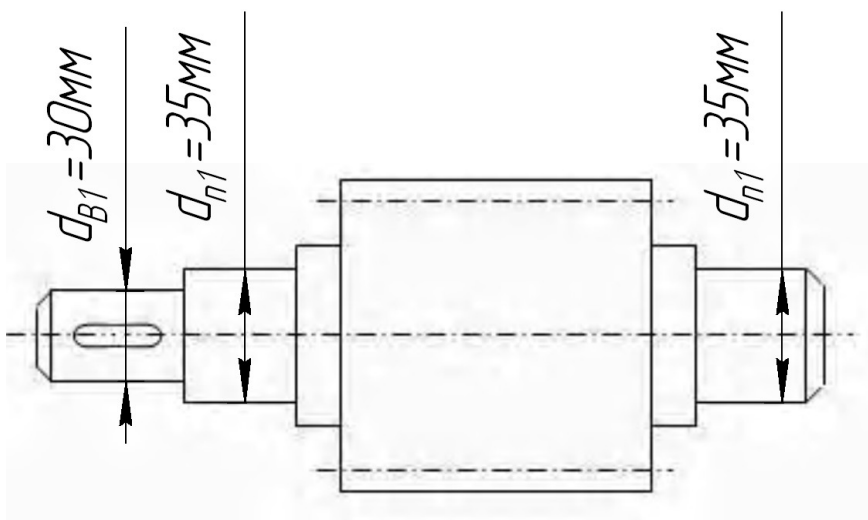
Так як вихідний кінець вала послаблений шпонковою канавкою, збільшуємо його діаметр на 8...10%

$$d_{B1} = (1,08 \dots 1,1) \cdot d'_{B1} = (1,08 \dots 1,1) \cdot 26,9 = 29,1 \dots 29,6 \text{ мм}$$

Остаточню приймаємо згідно з рядом **Ra40** (табл. 4.2 [2])

$$d_{B1} = 30 \text{ мм.}$$

Інші розміри вала приймаємо конструктивно.



Мал.4.1.Вал-шестерня ведучий.

Вал ведений.

Враховуючи вплив ланцюгової передачі приймаємо $[\tau] = 20 \text{ Н} / \text{мм}^2$

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 255 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 40,4 \text{ мм} .$$

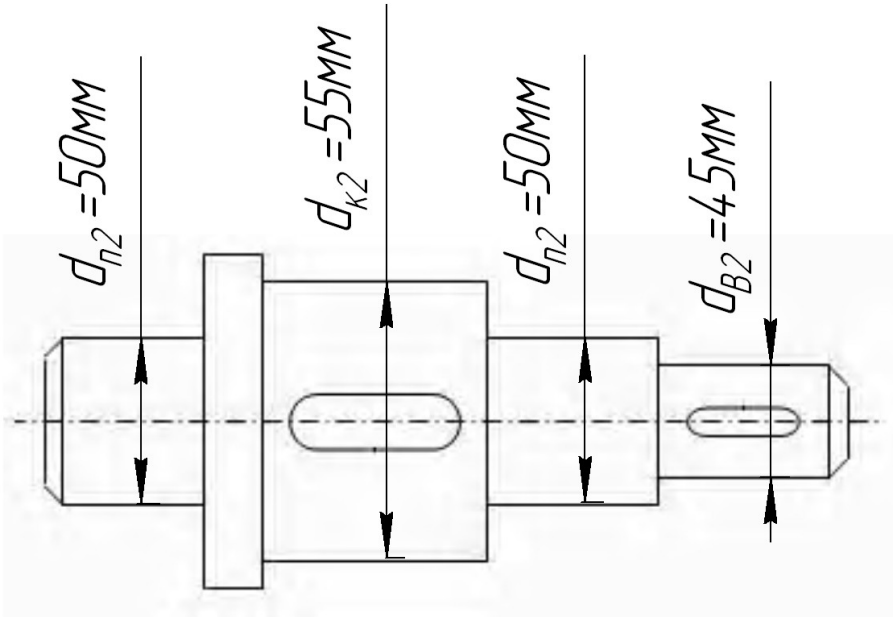
Так як вихідний кінець вала послаблений шпонковою канавкою збільшуємо його діаметр на 8...10%

$$d_{B2} = (1,08...1,1) \cdot d'_{B2} = (1,08...1,1) \cdot 40,4 = 43,6...44,4 \text{ мм}$$

Остаточно приймаємо згідно з рядом **Ra40** (табл. 4.2 [2])

$$d_{B2} = 45 \text{ мм} .$$

Інші розміри вала приймаємо конструктивно.



Мал.4.2.Вал ведений.

5.Конструктивні розміри шестерні та колеса.

Всі розраховані розміри узгоджуємо зі стандартним рядом **Ra40** (табл. 4.2 [2]).

Шестерню виконуємо за одне ціле з валом, її розміри визначені раніше:

$$d_1 = 65,66\text{мм} ; d_{a1} = 70,66\text{мм} ; b_1 = 70\text{мм}$$

Колесо коване: $d_2 = 184,34\text{мм} ; d_{a2} = 189,34\text{мм} ; b_2 = 63\text{мм}$.

Діаметр маточини

$$d_m = 1,6 \cdot d_{к2} = 1,6 \cdot 55 \approx 90\text{мм}.$$

Довжина маточини

$$l_m = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{к2} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 55 = (66 \dots 82,5)\text{мм}.$$

Приймаємо

$$l_m = 80 \text{ мм}$$

Товщина обода .

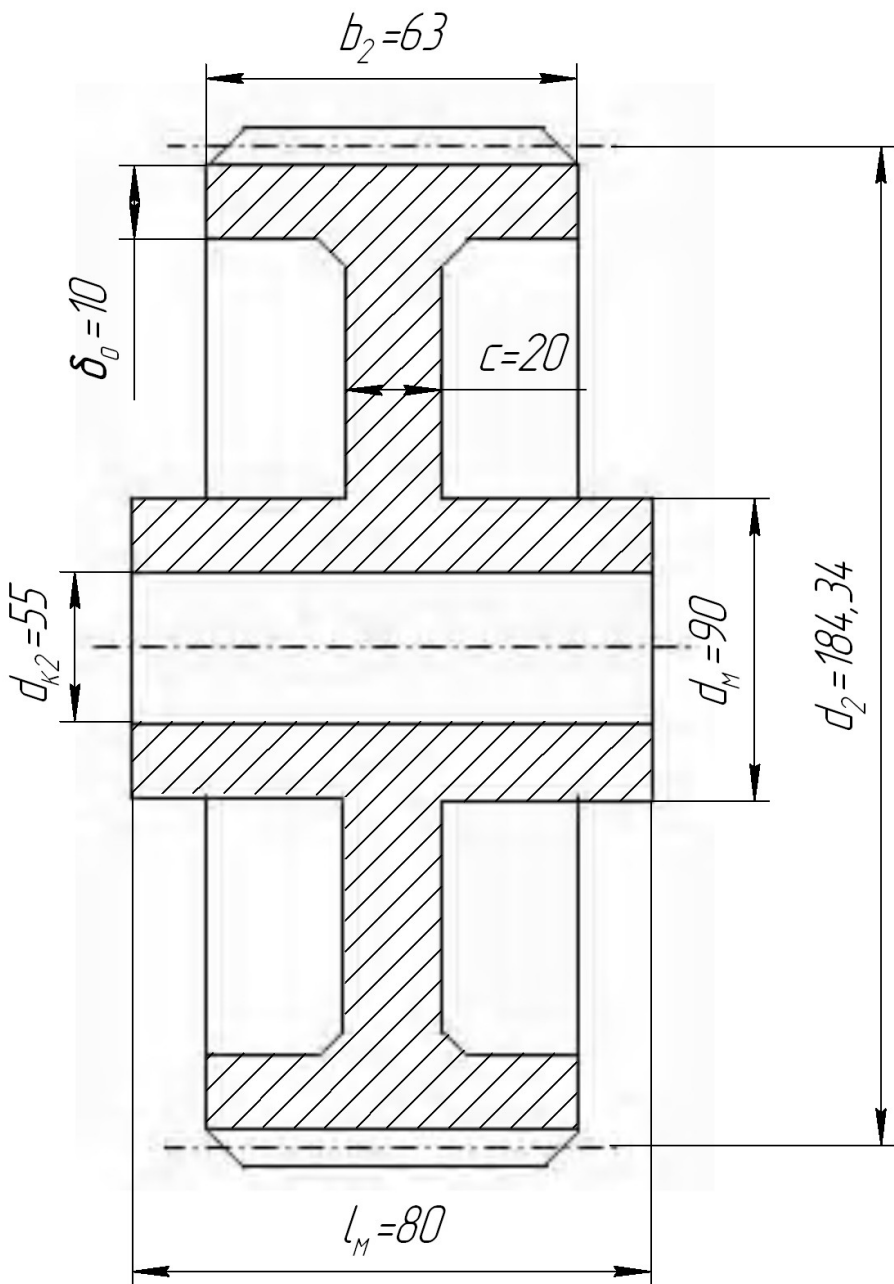
$$\delta_o = (2,5 \dots 4) \cdot m_n = (2,5 \dots 4) \cdot 2,5 = (6,25 \dots 10) \text{ мм}$$

Приймаємо

$$\delta_o = 10 \text{ мм}$$

Товщина диска .

$$c = 0,3 \cdot b_2 = 0,3 \cdot 63 \approx 20 \text{ мм}$$



Мал.5.1. Колесо зубчатое.

6. Конструктивні розміри корпусу редуктора.

Товщина стінок корпусу і кришки.

$$\delta = 0,025 \cdot a + 1 = 0,025 \cdot 125 + 1 = 4,1 \text{ мм},$$

приймаємо $\delta = 8 \text{ мм}$.

$$\delta_1 = 0,02 \cdot a + 1 = 0,02 \cdot 125 + 1 = 3,5 \text{ мм},$$

Приймаємо $\delta_1 = 8 \text{ мм}$.

Товщина фланців поясів корпусу і кришки:
верхнього пояса корпусу і пояса кришки

$$b = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм},$$

$$b_2 = 1,5 \cdot \delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

нижнього поясу корпусу

$$p = 2,35 \cdot \delta = 2,35 \cdot 8 = 19 \text{ мм},$$

приймаємо $p = 20 \text{ мм}$.

Діаметр болтів заокруглюємо згідно з ГОСТ 9150-59 (табл. 6.1 [2]):
фундаментних

$$d_{Б1} = (0,03 \dots 0,036) \cdot a + 12,$$

$$d_{Б1} = (0,03 \dots 0,036) \cdot 125 + 12 = (15,75 \dots 16,5) \text{ мм},$$

приймаємо болти з різьбою **M16** ;
кріплячих кришку до корпусу біля підшипників

$$d_{Б2} = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_{Б1} = (0,7 \dots 0,75) \cdot 16 = (11,2 \dots 12) \text{ мм},$$

приймаємо болти з різьбою **M12** ;
з'єднуючих кришку з корпусом

$$d_{БЗ} = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_{Б1} = (0,5 \dots 0,6) \cdot 16 = (8,0 \dots 9,6) \text{ мм}$$

Приймаємо болти з різьбою **M8**.

Ширину поясів корпусу і кришки обираємо в залежності від діаметрів відповідних болтів згідно з рекомендаціями табл. 6.2 [2]:
фундаментних

$$K_1 = 48 \text{ мм};$$

біля підшипників

$$K_2 = 41 \text{ мм};$$

Поясів, де встановлені болти $d_{БЗ}$

$$K_3 = 32 \text{ мм}.$$

7. Ескізна компоновка редуктора.

Компоновочне креслення редуктора призначене для приблизного визначення положення зубчатих коліс і зірочки ланцюгової передачі відносно опор валів для послідуного визначення реакцій опор, підбору підшипників і перевірного розрахунку валів.

Креслення виконують в одній проекції – розріз по осях валів при знятій кришці редуктора, в масштабі 1:1.

При виконанні креслення приймаємо:

зазор між торцем маточини (шестерні) і внутрішньою стінкою редуктора 10 мм;

зазор між вершинами зубів шестерні (колеса) і внутрішньою стінкою редуктора 15 мм.

Попередньо приймаємо радіально-упорні роликові підшипники легкої серії 7207 і 7210.

Відповідно до ГОСТ 333-79 (табл. 8.1 [2]) маємо:

Умовне позначення підшипників	d	D	T _{max}	C	e	Y
	мм			кН		
7207	35	72	18,25	38,5	0,37	1,62
7210	50	90	21,75	56,0	0,37	1,6

Визначаємо зміщення (відстань) “*a*” точки прикладання радіальних сил від торця радіально-упорного підшипника

$$a = \frac{T_{max}}{2} + \frac{(d + D) \cdot e}{6} = \frac{21,75}{2} + \frac{(50 + 90) \cdot 0,37}{6} = 19 \text{ мм}$$

Розмір *l*₂ від осі колеса до точки прикладання реакцій опор і між точкою реакції опори і серединою маточини зірочки *l*₃ визначаємо шляхом заміру на ескізній компоновці.

$$l_2 = 53 \text{ мм},$$

$$l_3 = 88 \text{ мм}.$$

8.Перевірка довговічності підшипників.

8.1.Будуємо епюру крутних моментів.

$$T_2 = 255 \text{ Нм}.$$

8.2.Горизонтальна площина.

Визначаємо опорні реакції

$$R_{x1} = R_{x3} = \frac{F_t}{2} = \frac{2920}{2} = 1460 \text{ Н}.$$

Визначаємо згинальні моменти в характерних точках і будуємо їх епюру

$$M_{x1} = 0 ,$$

$$M_{X2} = -R_{X1} \cdot l_2 = -1460 \cdot 0,053 = -77 \text{ Нм} ,$$

$$M_{X3} = 0 .$$

8.3.Вертикальна площина.

Визначаємо опорні реакції.

$$\Sigma M_1 = F_r \cdot l_2 + F_a \cdot \frac{d_2}{2} + R_{Y3} \cdot 2 \cdot l_2 - F_B (2 \cdot l_2 + l_3) = 0 ,$$

$$R_{Y3} = \frac{F_B (2 \cdot l_2 + l_3) - F_r \cdot l_2 - F_a \cdot \frac{d_2}{2}}{2 \cdot l_2} ,$$

$$R_{Y3} = \frac{2780 \cdot (2 \cdot 53 + 88) - 1060 \cdot 53 - 410 \cdot \frac{184}{2}}{2 \cdot 53} = 4190 \text{ Н} ;$$

$$\Sigma M_3 = R_{Y1} \cdot 2 \cdot l_2 - F_r \cdot l_2 + F_a \cdot \frac{d_2}{2} - F_B \cdot l_3 = 0 ,$$

$$R_{Y1} = \frac{F_B \cdot l_3 + F_r \cdot l_2 - F_a \cdot \frac{d_2}{2}}{2 \cdot l_2} ,$$

$$R_{Y1} = \frac{2780 \cdot 88 + 1060 \cdot 53 - 410 \cdot \frac{184}{2}}{2 \cdot 53} = 2480 \text{ Н} .$$

Перевірка.

$$\Sigma Y = 0 ,$$

$$R_{Y1} - F_r - R_{Y3} + F_B = 0 ,$$

$$2480 - 1060 - 4190 + 2780 = 0 .$$

Визначаємо згинальні моменти в характерних точках і будуємо їх епюру.

$$M_{y1} = 0 ;$$

$$M_{y2} = R_{y1} \cdot l_2 = 2480 \cdot 0,053 = 131 \text{ Нм} ;$$

$$M'_{y2} = M_2 + F_a \cdot \frac{d_2}{2} = 131 + 410 \cdot \frac{0,184}{2} = 170 \text{ Нм} ;$$

$$M_{y3} = R_{y1} \cdot 2 \cdot l_2 - F_r \cdot l_2 + F_a \cdot \frac{d_2}{2} ,$$

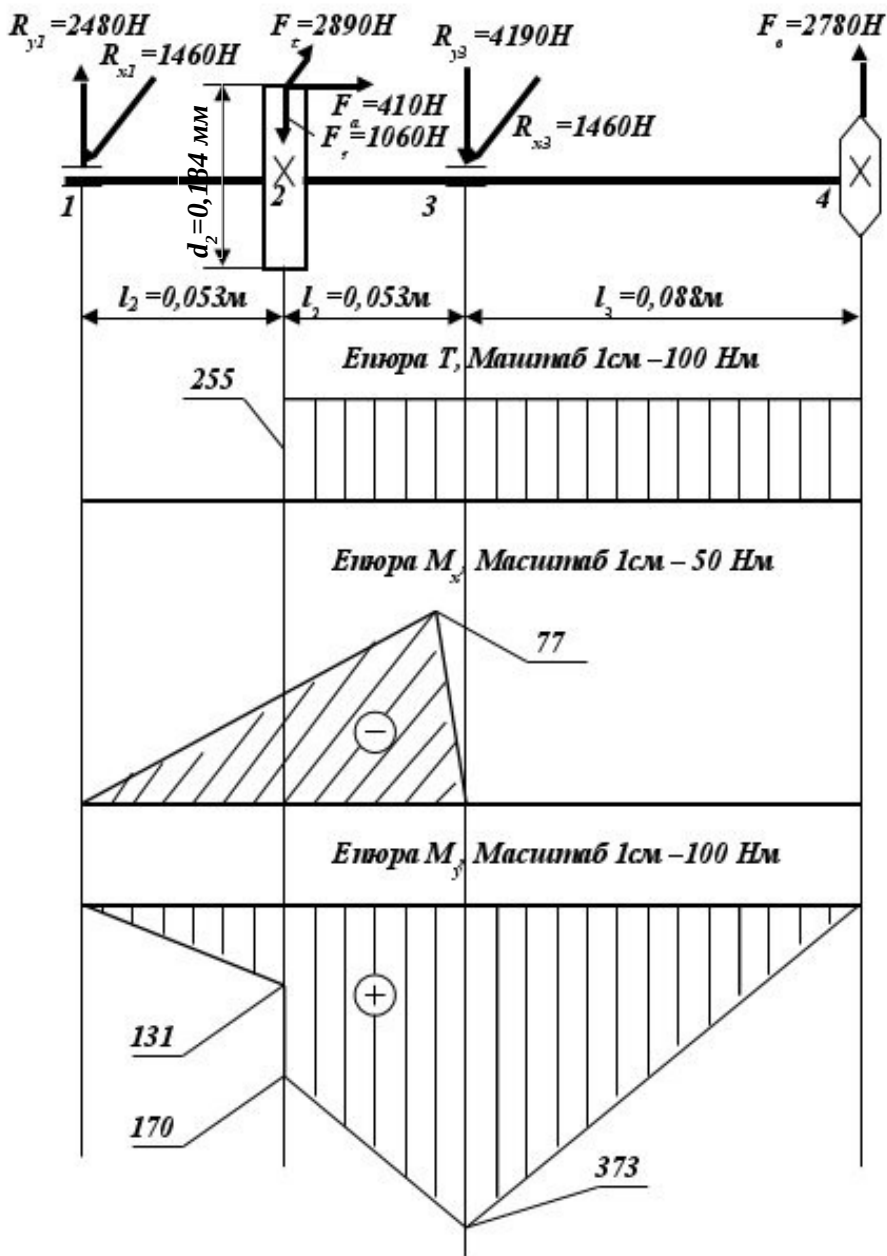
$$M_{y3} = 2480 \cdot 2 \cdot 0,053 - 1060 \cdot 0,053 + 410 \cdot \frac{0,184}{2} = 373 \text{ Нм} ;$$

$$M_{y4} = 0$$

8.4. Визначаємо сумарні опорні реакції.

$$F_{r1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{1460^2 + 2480^2} = 2880 \text{ Н} ,$$

$$F_{r2} = \sqrt{R_{x3}^2 + R_{y3}^2} = \sqrt{1460^2 + 4190^2} = 4440 \text{ Н} .$$



8.5. Визначаємо осьові складові сил від радіальних реакцій, які діють на підшипники

$$S_1 = 0,83 \cdot e \cdot F_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2880 = 880 \text{ Н} ,$$

$$S_2 = 0,83 \cdot e \cdot F_{r2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 4440 = 1360 \text{ Н} .$$

8.6. Відповідно за табл. 8.2 [2] визначаємо осьові сили, які діють на підшипник

$$S_1 < S_2, \quad 880 < 1360;$$

$$F_a < S_2 - S_1, \quad F_a < 1360 - 880, \quad 410 < 480;$$

$$F_{a1} = S_2 - F_a = 1360 - 410 = 940 \text{ Н} ,$$

$$F_{a2} = S_2 = 1360 \text{ Н} .$$

8.7. Розглядаємо підшипник 1 (лівий).

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{940}{2880} = 0,326 < e = 0,37 ,$$

тому осьове навантаження не враховується.

Розрахункові коефіцієнти:

$X = 1$ – коефіцієнт приведення радіального навантаження табл. 8.3 [2];

$Y = 0$ – коефіцієнт приведення осьового навантаження, табл. 8.3 [2];

$V = 1$ – коефіцієнт кільця, табл. 8.4 [2];

$K_\delta = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує характер навантажень, табл. 8.5 [2];

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт ($t < 100^\circ\text{C}$) табл. 8.6 [2].

Еквівалентне навантаження.

$$F_{e1} = (X \cdot V \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{a1}) \cdot K_\delta \cdot K_T ,$$

$$F_{e1} = (1 \cdot 1 \cdot 2880 + 0 \cdot 940) \cdot 1,1 \cdot 1 = 3170 \text{ Н} .$$

Розглядаємо підшипник 3 (правий).

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1360}{4440} = 0,306 < e = 0,37 ,$$

осьове навантаження не враховується.

Розрахункові коефіцієнти

$X = 1$ – коефіцієнт приведення радіального навантаження табл. 8.3 [2];

$Y = 0$ – коефіцієнт приведення осьового навантаження, табл. 8.3 [2];

$V = 1$ – коефіцієнт кільця, табл. 8.4 [2];

$K_s = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує характер навантажень, табл. 8.5 [2];

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт ($t < 100^{\circ}\text{C}$) табл. 8.6 [2].

Еквівалентне навантаження.

$$F_{e2} = (X \cdot V \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{a2}) \cdot K_s \cdot K_T ,$$

$$F_{e2} = (1 \cdot 1 \cdot 4440 + 0 \cdot 1360) \cdot 1,1 \cdot 1 = 4880 \text{ Н} .$$

Подальший розрахунок ведемо для більш навантаженого підшипника 3 (правого).

Довговічність в мільйонах обертів.

$$L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{C}{F_e} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{C}{F_e}} = \left(\frac{56 \cdot 10^3}{4880} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{56 \cdot 10^3}{4880}} = 3410 \text{ млн. об}$$

Довговічність в годинах.

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n_2} = \frac{10^6 \cdot 3410}{60 \cdot 525} = 108000 \text{ год} ,$$

$$L_h = 108000 \text{ год} > [L_h] = 36000 \text{ год} .$$

Висновок: Довговічність підшипника забезпечена, тому остаточно приймаємо підшипник **7210 ГОСТ 333-79**.

9. Підбір шпонок.

Проведемо розрахунок шпонкового з'єднання в місці посадки зубчатого колеса на ведений вал.

Розміри шпонки приймаємо згідно з ГОСТ 23360-78 в залежності від діаметра вала за табл. 9.2 [2].

Діаметр вала під колесом $d_{k2} = 55 \text{ мм}$. Шпонку обираємо призматичну з круглими торцями. Розміри шпонки і пазу

$$b \times h = 16 \times 10 \text{ мм},$$

$$t_1 = 6,0 \text{ мм}.$$

Довжину шпонки приймаємо на декілька міліметрів менше за довжину маточини зубчатого колеса ($l_m = 80 \text{ мм}$) згідно ГОСТ 23360-78 (табл. 9.2 [2])

$$l = 70 \text{ мм}.$$

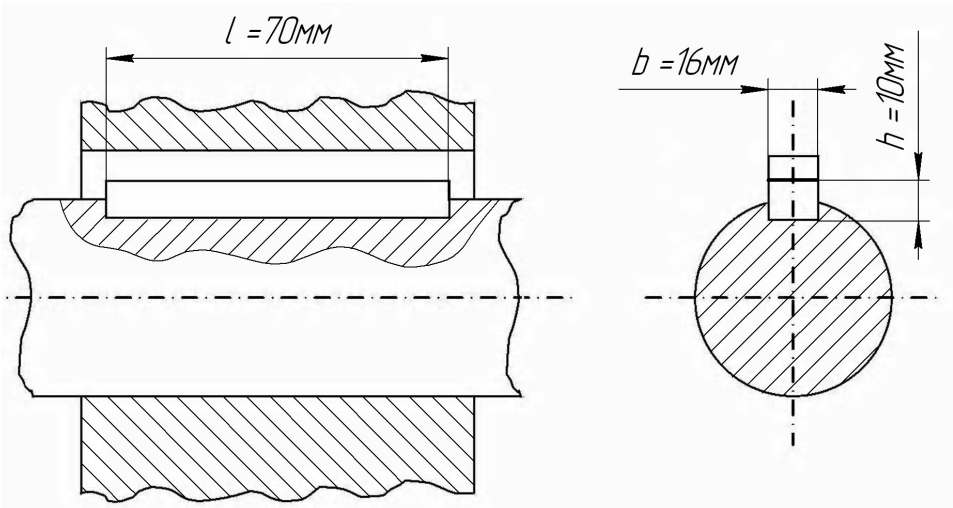
Матеріал шпонки сталь 45, термообробка – покращення. Допустимі напруження на зминання $[\sigma_{зм}] = 100 \text{ Н / мм}^2$.

Підібрану шпонку перевіряємо на міцність за деформацією зминання.

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{k2} \cdot (l - b) \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 255 \cdot 10^3}{55 \cdot (70 - 16) \cdot (10 - 6)} = 43 \text{ Н / мм}^2,$$

$$\sigma_{зм} = 43 \text{ Н / мм}^2 \leq [\sigma_{зм}] = 100 \text{ Н / мм}^2.$$

Висновок: Умова міцності на зминання витримана, остаточно приймаємо: **Шпонка 16 × 10 × 70 ГОСТ 23360-78**



Мал. 9.1. З'єднання шпонкове.

10.Перевірочний розрахунок веденого валу.

10.1.Нормальні напруження від згину змінюються за симетричним циклом, а дотичні – від кручення – за віднульовим (пульсуючим).

Перевірочний розрахунок полягає у визначенні коефіцієнта безпеки та порівняння його з допустимим. Розрахунки проведемо для припустимо небезпечних перерізів.

Матеріал вала – сталь 45, термічна обробка покращення. Діаметр заготовки до 90мм.

Границя міцності на згин згідно з табл. 2.1 [2]

$$\sigma_g = 780 \text{ Н / мм}^2.$$

Границя витривалості на згин

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_g = 0,43 \cdot 780 = 335 \text{ Н / мм}^2,$$

на кручення

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 335 = 194 \text{ Н / мм}^2$$

10.2. Розглянемо переріз в місці посадки зубчатого колеса на ведений вал.

У цьому перерізі діють крутний момент та згинальний момент. Концентрація напружень зумовлена наявністю шпонкової канавки. Обертальний момент.

$$T_2 = 255 \text{ Нм} .$$

Сумарний згинальний момент

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{77^2 + 170^2} = 184 \text{ Нм} .$$

Моменти опору при крученні та згину за табл. 10.2 [2]

$$W_x = 14,51 \text{ см}^3 , \quad W_x = 14510 \text{ мм}^3 ;$$

$$W_p = 30,8 \text{ см}^3 , \quad W_p = 30800 \text{ мм}^3 .$$

Амплітудні напруження при згині

$$\sigma_v = \frac{M_2}{W_x} = \frac{184 \cdot 10^3}{14510} = 12,7 \text{ Н / мм}^2 .$$

Середні напруження

$$\sigma_m = 0 .$$

Амплітудні та середні напруження при крученні

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_2}{2 \cdot W_p} = \frac{255 \cdot 10^3}{2 \cdot 30800} = 4,1 \text{ Н / мм}^2 .$$

Коефіцієнт концентрації напруження, табл. 10.3 [2]

$$K_\sigma = 1,8 , \quad K_\tau = 1,7 .$$

Масштабні коефіцієнти за табл. 10.4 [2]

$$E_{\sigma} = 0,81 ,$$

$$\varepsilon_{\tau} = 0,69 .$$

Коефіцієнт, який враховує вплив середніх напружень на міцність вала за табл. 10.5 [2]

$$\psi_{\tau} = 0,1 .$$

Коефіцієнт безпеки міцності на згин

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{E_{\sigma}} \cdot \sigma_v} = \frac{335}{\frac{1,8}{0,81} \cdot 12,7} = 11,9 .$$

Коефіцієнт безпеки міцності на кручення

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{E_{\tau}} \cdot \tau_v + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{194}{\frac{1,7}{0,69} \cdot 4,1 + 0,1 \cdot 4,1} = 18,5 .$$

Загальний коефіцієнт безпеки

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{11,9 \cdot 18,5}{\sqrt{11,9^2 + 18,5^2}} = 10,0 .$$

Так як $S = 10,0 > [S] = 2,5$ (табл. 10.7 [2]), то умова міцності в місці посадки зубчатого колеса на ведений вал виконана.

10.3. Розглянемо переріз в місці посадки правого підшипника. У цьому перерізі діють крутний момент, згинальний момент, концентрація напружень, зумовлена напруженням підшипника.

Згинальний момент

$$M_z = M_{y3} = 373 \text{ Нм} .$$

Момент опору за табл. 10.1 [2]

$$W_x = 12,27 \text{ см}^3, \quad W_x = 12270 \text{ мм}^3;$$

$$W_p = 24,5 \text{ см}^3, \quad W_p = 24500 \text{ мм}^3.$$

Амплітудні напруження при згині

$$\sigma_v = \frac{M_3}{W_x} = \frac{373 \cdot 10^3}{12270} = 10,7 \text{ Н / мм}^2.$$

Середні напруження

$$\sigma_m = 0.$$

Амплітудні та середні напруження при крученні

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_2}{2 \cdot W_p} = \frac{255 \cdot 10^3}{2 \cdot 24500} = 5,2 \text{ Н / мм}^2.$$

Відношення коефіцієнтів за табл. 10.6 [2]

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 4,0,$$

$$\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 2,8.$$

$$\psi_\tau = 0,1.$$

Коефіцієнт безпеки міцності на згин

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{E_\sigma} \cdot \sigma_v} = \frac{335}{4,0 \cdot 10,7} = 7,8$$

Коефіцієнт безпеки міцності на кручення

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{E_{\tau}} \cdot \tau_v + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{194}{2,8 \cdot 5,2 + 0,1 \cdot 5,2} = 12,9$$

Загальний коефіцієнт безпеки

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{7,8 \cdot 12,9}{\sqrt{7,8^2 + 12,9^2}} = 6,7$$

Так як $S = 6,7 > [S] = 2,5$ (табл. 10.7 [2]), то умова міцності в місці посадки правого підшипника на ведений вал виконана.

11. Посадки деталей редуктора.

Посадки призначаємо відповідно з рекомендаціями, даними в табл. 11.1 [2].

Посадка зубчатого колеса на вал $\frac{H7}{p6}$ за ГОСТ 25347-82.

Посадка зірочки ланцюгової передачі на вал редуктора $\frac{H7}{h6}$.

Шийки валів під підшипники виконують з відхиленням вала **k6**. Відхилення отвору в корпусі під зовнішні кільця підшипників по **H7**.

Інші посадки визначаємо, користуючись даними табл. 11.1 [2].

Технологічна частина.

Перед складанням редуктора внутрішню порожнину корпусу ретельно вичищають і покривають маслостійкою фарбою.

Складання ведуть відповідно до складального креслення редуктора.

Починають з вузлів валів. На ведучий вал надівають підшипники, попередньо розігріті в маслі. У ведений вал закладають шпонку під зубчате колесо і запресовують колесо до упора в бурт вала. Потім надягають розпірну втулку і встановлюють підшипники, попередньо розігріті в оливі.

Зібраний вал встановлюють в основу корпусу редуктора і надівають кришку, покривши попередньо поверхні стику кришки і корпусу спиртовим лаком. Для центрівки кришки передбачені два конічні штифта на з'єднанні поясів кришки і корпусу.

Перед встановленням наскрізних кришок в проточки закладають манжетні ущільнення.

Підшипники регулюють за допомогою металевих прокладок між кришкою підшипників і корпусом.

Провертають вали для перевірки відсутності заклинювання підшипників. Потім закручують пробку оливоспускного отвору і пробку контролю рівня оливи. Заливають в корпус оливу і закривають вікно кришкою з прокладкою.

Зібраний редуктор обкатують і піддають випробуванню на стенді за програмою, встановленою технічними вимогами.

Організаційна частина.

1. Вибір оливи для мащення редуктора і підшипників.

Мащення зубчатого зачеплення і підшипників проводиться занурюванням зубчатого колеса в оливу, яка заливається в середину корпусу до рівня, що забезпечує занурення колеса на 10 мм. Об'єм масляної ванни визначаємо з розрахунку $0,25 \text{ дм}^3$ оливи на 1кВт потужності, що передається.

$$V_o = 0,25 \cdot P_1 = 0,25 \cdot 14,6 = 3,7 \text{ дм}^3.$$

За табл. 12.1 [2] встановлюємо в'язкість оливи. При контактних напруженнях до 600 Н/мм^2 при швидкості $5,06 \text{ м/с}$ рекомендована в'язкість масла повинна бути $22 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

За табл. 12.2 [2] приймаємо оливу індустріальну **И-20А ГОСТ 20799** - 75.

2. Техніка безпеки.

- 1.Привід обов'язково повинен бути заземлений.
- 2.Обертаючи частини приводу повинні бути закриті захисними кожухами.
- 3.Працювати повинні кваліфіковані спеціалісти.
- 4.Регулювання і ремонт приводу повинні виконуватись при повній зупинці і виключеному електроживленні.
- 5.Працювати потрібно в заправленому спецодязі, що виключає намотування на обертаючі частини.

Література.

1. Куклин Н. Г., Куклина Г. С., Детали машин. – М.: Высшая школа, 1987.
2. Романій С. І., Рябко О. М., Методичні рекомендації до виконання курсового проекту з Деталей машин. – Нікополь: НКДДАУ, 2006.
3. Самохвалов Я. А., Справочник техника-конструктора. – К.: Техніка, 1978.
4. Устюгов І. І., Деталі машин. – К.: Вища школа, 1989.
5. Цехнович Л. И., Атлас конструкций редукторов. – К.: Вища школа, 1979.
6. Чернавский С. А., Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1987.