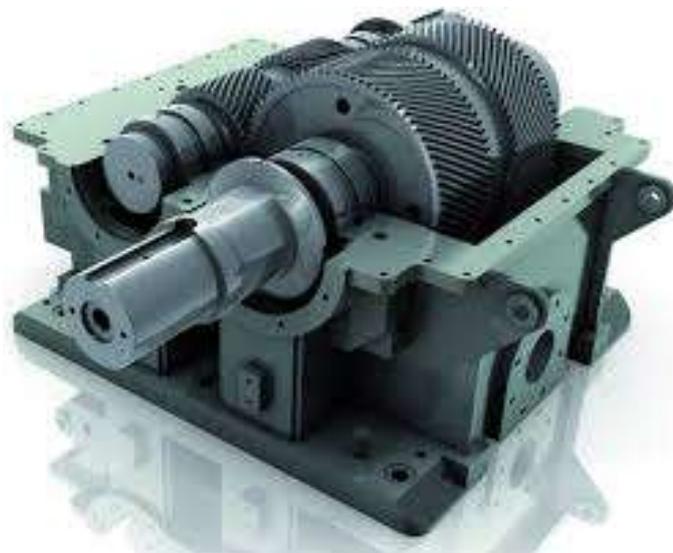


**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЮБЕШІВСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ КОЛЕДЖ
ЛУЦЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА

**Методичні вказівки до виконання курсового проекту
для студентів III курсу
із спеціальності 5.10010201 «Експлуатація та ремонт машин і обладнання
агропромислового виробництва»
освітньо-кваліфікаційного рівня: «Молодший спеціаліст»
денної форми навчання**



Любешів

УДК
Т

До друку _____ Голова Навчально-методичної ради Луцького НТУ.
(підпис)

Електронна копія друкованого видання передана для внесення в репозитарій
Луцького НТУ _____ директор бібліотеки.
(підпис)

Затверджено Навчально –методичною радою Луцького національного
технічного університету,
протокол № _____ від _____ 2015 р.

Рекомендовано до видання методичною радою Любешівського
технічного коледжу Луцького НТУ,
протокол № _____ від _____ 2015 р.

Розглянуто і схвалено на засіданні циклової комісії викладачів
механізаторського профілю Любешівського технічного коледжу Луцького
НТУ,
протокол № _____ від _____ 2015 р.

Укладач: _____ Я.В. Оласюк
(підпис)

Рецензент: _____ А.В. Хомич
(підпис)

Відповідальний
за випуск: _____ Т.П. Кузьмич, методист коледжу
(підпис)

Технічна механіка{текст}: методичні вказівки до виконання курсового
проекту для студентів спеціальності 5.10010201 «Експлуатація та ремонт
машин і обладнання агропромислового виробництва» / уклад. Я.В. Оласюк –
Любешів: ЛТК ЛНТУ, 2015. - 71

Я.В. Оласюк, 2015

Вступ

Для студентів курсовий проект з деталей машин є першою самостійною розрахунково-конструкторською роботою, яка практично синтезує набуті знання і навички не тільки з курсу «Деталі машин», а й з інших загальнотехнічних і фізико-математичних дисциплін.

Мета курсового проектування-прищепити студентам навички практичного розрахунку і конструювання деталей і складальних одиниць механічних приводів, а також підготувати їх до виконання курсових проектів з спеціальних дисциплін, дипломного проектування і наступної виробничої роботи. Студентам необхідно продемонструвати вміння користуватися технічною і довідковою літературою та самостійно правильно приймати технічні рішення.

Завдання на курсове проектування складається з кінематичної схеми привода до конкретного обладнання переробної промисловості. В свою чергу привод складається з електродвигуна, редуктора(зубчастого або черв'ячного) і деяких механічних передач. Для веденого вала привода задається потужність P (кВт) і частота обертання n (хв.⁻¹).

Основним завданням курсового проекту є розрахунок і проектування зубчастого або черв'ячного редуктора загального призначення. Крім цього, кожен студент повинен виконати розрахунок механічної передачі або муфти з'єднувальної, з яких складається привод. Курсовий проект складається з двох частин: текстової і графічної. Текстова частина(пояснювальна записка) виконується на аркушах формату А4 (210*297) машинописним або рукописним способом. Об'єм текстової частини 30...50 аркушів.

Графічна частина складається з складального креслення редуктора і специфікації. Крім складального креслення редуктора, кожен студент повинен виконати креслення двох спряжених деталей редуктора(ведений вал редуктора і колесо зубчасте або черв'ячне).

Консультації по виконанню курсового проекту в кожній навчальній групі проводить викладач, який і є керівником курсового проекту.

Виконаний курсовий проект вкладається в папку (креслення згортаються, а пояснювальна записка зброшуровується) і здається або надсилається на перевірку. Після перевірки проекту студент допускається до захисту, час якого призначається. Захист приймає комісія, яка складається з 2...3 викладачів. Після захисту курсового проекту студенту оголошується оцінка, яка враховує виконання курсового проекту та його захист.

Оформлення пояснювальної записки

Пояснювальна записка виконується на стандартних аркушах А4. Текст пишеться чорним кольором з одного боку аркуша. На всіх аркушах пояснювальної записки виконується рамка і основний напис (додаток 3). Зміст до пояснювальної записки виконується на аркуші з основним написом(додаток 2). (Основні написи: додаток 2 і 3 надані в додатку). Текст пояснювальної записки поділяють на розділи і підрозділи. Розділи і підрозділи позначають арабськими цифрами. Вступ не нумерується.

Послідовність розрахунків визначається конкретною величиною, яка обчислюється. Розрахунки супроводжують необхідними розрахунковими схемами та ескізами розроблених елементів конструкції. Схеми та ескізи викреслюють в довільному масштабі із забезпеченням чіткої уяви про виріб.

Викладання та оформлення тексту записки має бути стислим і чітким. Скорочення слів у тексті та написах не допускається, за винятком скорочень, що встановлені відповідним стандартом. Значення параметрів, що входять у формули, подають безпосередньо під формулами починають зі слова "де" без двокрапки після нього. Кількість схем або рисунків повинна бути достатньо для пояснення викладеного тексту. Рисунки та схеми розміщують за текстом записки або в кінці з відповідною їх нумерацією. Кожен розділ пояснювальної записки починається з нового аркушу. Заголовок до розділу виконується креслярським шрифтом № 7.

Пояснювальна записка повинна бути виконана у відповідності до вимог стандартів ЄСКД.

Склад пояснювальної записки

Зміст пояснювальної записки поділяють на розділи та підрозділи. Розділи і підрозділи позначають арабськими цифрами.

Номери підрозділів формують з номерів розділів, які відділяються між собою крапкою.

Порядок брошурування пояснювальної записки

Пояснювальна записка починається з заголовного (титального) аркуша, який оформляють креслярським шрифтом, форма і текстовий зміст якого надається в додатку.

Другий аркуш записки - це зміст, який нумерується цифрою 2. Зразок виконання цього аркуша надається в додатку.

Третім аркушем буде вступ, після якого буде розділ "Технічне завдання". Всі послідовні розділи виконуються в послідовності відповідно до складу пояснювальної записки.

Всі аркуші записки нумерують. Кожен розділ треба починати з нового аркуша.

В кінці пояснювальної записки студент повинен вказати технічну літературу, яку він використовував при виконанні проекту.

Бланки специфікації можна підшити в кінці пояснювальної записки. По завершенню роботи над курсовим проектом графічна частина згортається разом із зброшурованою пояснювальною запискою вкладається в папку.

Склад пояснювальної записки надається як рекомендація за такими розділами:

Зміст

Вступ

I.Завдання на проектування привода

II.Кінематичний і силовий розрахунок привода

- 2.1. Схема привода та її короткий опис
- 2.2.Кінематичний і силовий розрахунок привода
- 2.3. Кінематичні параметри привода
- 2.4. Частота обертання валів і кутові швидкості
- 2.5. Обертіві моменти на валах

III. Проектний розрахунок зубчастих передач редуктора

- 3.1.Розрахунок тихохідного ступеня редуктора
- 3.2.Розрахунок швидкохідного ступеня редуктора

IV.Розрахунок швидкохідного вала редуктора і вибір вальниць

- 4.1. Сили що діють у швидкохідній передачі
- 4.2. Вибір матеріалу
- 4.3.Проектной розрахунок вала
- 4.4.Розробка конструкції вала
- 4.5.Вибір муфти і визначення консольної навантаг від муфти
- 4.6.Визначення реакції в опорах і побудова епюр моментів
- 4.7.Вибір вальниць котіння
- 4.8. Розрахунок вала на статичну міцність
- 4.9.Розрахунок вала на витривалість

V.Розрахунок проміжного вала редуктора і вибір вальниць

- 5.1.Вхідні дані для розрахунку
- 5.2. Вибір матеріалу
- 5.3. Проектний розрахунок вала
- 5.4. Розробка конструкції вала

- 5.5. Визначення реакцій в опорах і побудова епюр згинальних моментів
- 5.6. Підбір вальниць котіння
- 5.7. Розрахунок вала на статичну міцність
- 5.8. Розрахунок вала на витривалість
 - VI. Розрахунок тихохідного вала і вибір вальниць
 - 6.1. Вихідні дані для розрахунку
 - 6.2. Вибір матеріалу вала
 - 6.3. Проектний розрахунок вала
 - 6.4. Розробка конструкції вала
 - 6.5. вибір муфти та визначення консольної навантаги від муфти
 - 6.6. Визначення реакцій в опорах і побудова епюр моментів
 - 6.7. Вибір вальниць котіння
 - 6.8. Розрахунок вала на статичну міцність
 - VII. Компонувальна схема редуктора
 - VIII. Розрахунок вала приводного барабана
 - 8.1. Вибір матеріалів та визначення розмірів вала
 - 8.2. Розрахунок вала на статичну міцність
 - 8.3. Остаточний вибір вальниць
 - IX. Змащення механізмів стрічкового конвеєра
 - X. Заходи щодо економії матеріалу
 - XI. Зауваження щодо конструкції зубчастих коліс
 - XII. Мазання зубчастих коліс
 - XIII. Використана література
 - XIV. Графічна частина
- Аркуш 1. Швидкохідний вал А-4
- Аркуш 2. Тихохідний вал А-4
- Аркуш 3. Зубчасте колесо А-4
- Аркуш 4. Компоновка редуктора А-3

1. Завдання на проектування привода

Запроектувати привод стрічкового конвеєра, якщо задано:

$F_t=4\text{кН}$ – тягове зусилля на стрічці ведучого барабана;

$V=0.8\text{ м/с}$ – швидкість переміщення вантажу (стрічки);

$D_\sigma=320\text{ мм}$ – діаметр барабана;

$B=400\text{ мм}$ – ширина стрічки;

$R=V$ – режим роботи п'ятий, нереверсивний;

При експлуатації конвеєра можуть бути помітні поштовхи;

Температура мастила в опорах не повинна перевищувати 120°C ;

$K_{пер}=2,2$ – коефіцієнт допустимої (можливої) перевантаги;

$L_n=4000\text{ год}$ – довговічність роботи привода.

2. Кінематичний і силовий розрахунок привода

2.1. схема привода та її короткий опис

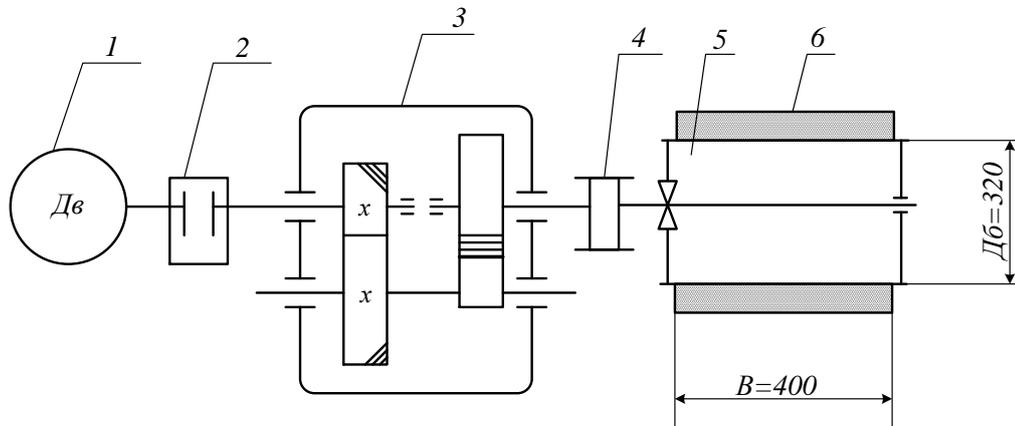


Рис. 1. Схема привода

1 – електродвигун; 2 – муфта пружна; 3 – редуктор; 4 – муфта компенсувальна; 5 – барабан; 6 – стрічка конвеєра.

Обертаний момент від електродвигуна 1 через пружну муфту 2 передається редуктор 3, який через компенсувальну (зубчасту, як правило) муфту 4 приводить в рух конвеєрну стрічку 6.

Компенсувальна муфта 4 служить для компенсації не співвісності валів.

2.2. Кінематичний і силовий розрахунок привода

Потужність, яка необхідна для привода стрічкового конвеєра,

$$P_k = F_t V = 4 \cdot 0.8 = 3.2 \text{ кВт},$$

де F_t – колова сила, що визначена завданням на проектування;

V – швидкість переміщення вантажу (задана).

Частота обертання барабана

$$n_\sigma = \frac{60V}{\pi D_\sigma} = \frac{60 \cdot 0.8}{0.32} = 47.75 \text{ хв}^{-1},$$

Де $D_{\sigma}=320\text{мм}=0,32\text{м}$.

Потрібна потужність двигуна

$$P_{nm} = \frac{P_k}{\eta},$$

P_k – потужність, необхідна для привода стрічкового конвеєра;

η – загальний коефіцієнт корисної дії привода:

$$\eta = \eta_{m1} \eta_{Icm} \eta_{IIcm} \eta_{m2} = 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,91,$$

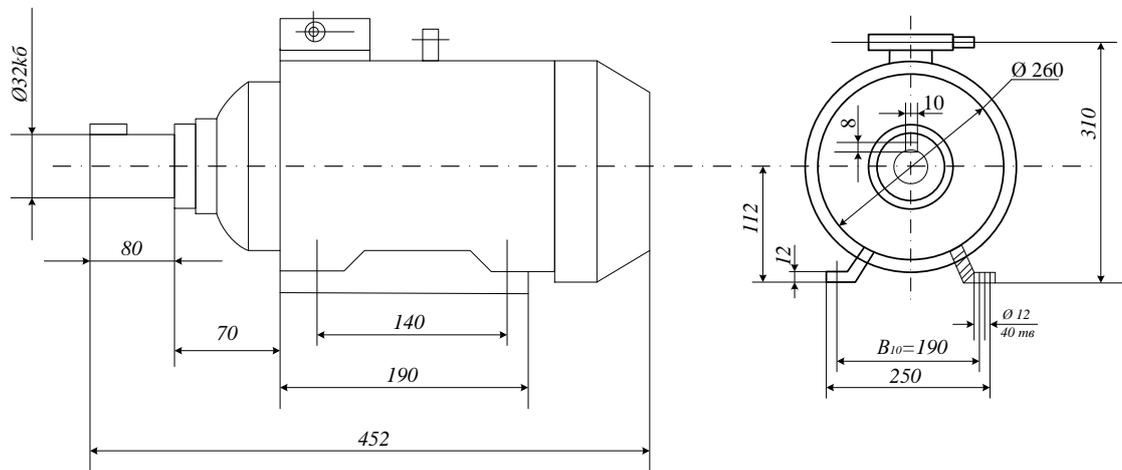
де $\eta_{Icm} = \eta_{IIcm} = 0,97$ – (середнє значення) – ККД циліндричної зубчастої передачі з врахуванням втрат а опорах /вальниць/, які взяті з /5/, с.4, табл. 1.1;

$\eta_{m2} = 0,98$ – ККД компенсуючої муфти.

Потрібна потужність двигуна

$$P_{nm} = \frac{P_k}{\eta} = \frac{3,2}{0,91} = 3,52\text{кВт}.$$

Вибираємо електричний двигун асинхронний потужністю $P_{\text{дв}}=4\text{кВт}$, моделі 4ф112МВ6/950, /7/. Асинхронна частота обертання ротора двигуна $n_{\text{дв}}=950\text{хв}^{-1}$; $T_{\text{max}}/T_u=2,2$.



$$v_0 \approx v_{10} + 5d_{10} = 250$$

Рис. 2. Параметри електродвигуна (/7/, с.49, 53, 54)

2.3. Кінематичні параметри привода

Передатне відношення привода

$$u_{np} = n_{\text{дв}}/n_{\sigma} = 950/47,75 = 19,9,$$

передатні числа ступіней редуктора

$$u_{ув} = (1,1 \div 1,25) \sqrt{u_{np}} = 4,91 \div 5,58.$$

Прийmemo $u_{ув}=5,6$ – стандартне.

Тоді

$$u_{max}=u_{np}/u_{ув}=3,55 – \text{теж стандартне.}$$

Тут $u_{ув}$ – передатне число швидкісної косозубої передачі, а u_{max} – передатне число тихохідного ступеня редуктора (прямозубої передачі).

Передатні числа взяті з /9/, с. 56.

2.4. Частоти обертання валів і кутові швидкості

для швидкохідного вала:

$$n_1=n_{\partial в}=950 \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega_1 = \omega_{\partial в} = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 950}{30} = 99,48 \text{ рад/с} - \text{кутова швидкість швидкохідного}$$

вала.

Проміжний вал:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{ув}} = \frac{950}{5,6} = 169,6 \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 169,6}{30} = 17,76 \text{ рад/с} - \text{кутова швидкість тихохідного вала.}$$

2.5. Обертові моменти на валах

Потрібна потужність на швидкохідному валі $P_1=P_{mn}=3,52 \text{ кВт}$, а обертовий момент $T_1=P_1/\omega_1=3,52 \cdot 10^3/99,48=35,38 \text{ Нм}$.

На проміжному валі

$$T_2=T_1 \cdot u_{ув} \cdot \eta_{ув}=35,38 \cdot 5,6 \cdot 0,97=192,18 \text{ Нм.}$$

На тихохідному валі:

$$T_3=T_2 \cdot u_{max} \cdot \eta_{max}=192,18 \cdot 3,55 \cdot 0,97=662 \text{ Нм.}$$

3. Проектний розрахунок зубчастих передач редуктора

ЗАУВАГА. Оскільки ми проектуємо двоступінчастий співвісний редуктор, в якому $a_{w\text{ шв}} = a_{w\text{ тих}}$, то починаємо розрахунок з тихохідного ступеня редуктора, бо міжвісьову відстань швидкохідної передачі приймаємо такою, яка буде у тихохідної передачі.

Отже, задано:

- 1) режим навантаження V (п'ятий);
- 2) коефіцієнт перевантаження $K_{пер} = 2,2$;
- 3) потрібний ресурс $L_n = 4000 год$;
- 4) умова змащення - редуктор в корпусі.

Назначаємо марки сталей. Для швидкохідної передачі: шестірня та колесо зі сталі 40X ГОСТ 4543; для тихохідної передачі: шестірня - сталь 40X ГОСТ 4543, колесо - сталь 45 ГОСТ 1050.

Назначаємо термообробку: шестерень - об'ємне гартування до твердості 45...50HRC_e; коліс - поліпшення до твердості 235...262HB.

Твердість серцевини:

шестерень – $H_1^{cep} = H_3^{cep} = 45 \dots 50 HRC_e$;

коліс – $H_2^{cep} = H_4^{cep} = 235 \dots 262 HB$.

Середня твердість шестерень $H_1 = H_3 = 47,5 HRC_e$;

коліс – $H_2 = H_4 = 248,5 HB$.

Границі плинності матеріалів коліс:

$\sigma_{пл1} = \sigma_{пл2} = \sigma_{пл3} = 750 МПа$; $\sigma_{пл4} = 540 МПа$.

3.1 Розрахунок тихохідного ступеня редуктора (прямозубої передачі)

Попереднє значення міжвісьової відстані тихохідної передачі

$$a_{wt}^l = K(u_T + 1)\sqrt[3]{T_2 / u_T} = 8(3,55 + 1)\sqrt[3]{192,18 / 3,55} = 137,7 \text{ мм},$$

Де $K=8(H_3>350HB, H_4<350HB)$, (див /9/, с 52).

Приймаємо $a_{wT}^l=160\text{мм}$ (за першим рядом табл. 22, /9/, с 52).

Для остаточного визначення між місцевої відстані тихохідного ступеня визначимо допустимі контактні напруги за залежністю (5) із /9/, с.9:

$$\sigma_{con}^{adm} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{lim} / S_H,$$

де σ_{Hlim} – гранична контактна витривалість в МПа, яку вибирають за табл. 3, с.16, /9/, в залежності від матеріалу зубчастого колеса і середньої твердості поверхонь зубців Н.

величина Н рівна півсумі верхнього і нижнього значень твердості зубців. У нас $H_3=47,5\text{HRC}_e$, а $H_4=248,5\text{HB}$ (див вище), Z_{lim} – коефіцієнт, що враховує вплив на контактнк витривалість довговічності, шорсткості спряжених поверхонь зубців і колової швидкості. Визначення Z_{lim} див. в табл. 4 (/19/, с.17), S_H – коефіцієнт запасу міцності; прийmemo $S_H=1,1$ (/9/, с. 10) для нормалізованих, покращених і загартованих коліс.

$$\sigma_{H3}^{adm} = 907,5 \cdot 0,9 / 1,1 = 742,5\text{МПа};$$

$$\sigma_{H4}^{adm} = 567 \cdot 0,9 / 1,1 = 463,9\text{МПа},$$

де $\sigma_{H3\ lim}=17 H_{\text{HRC}_e}+100=17 \cdot 47,5+100=907,5$ МПа;

$\sigma_{H4\ lim}=2H_{\text{HB}}+70=2 \cdot 248,5+70=567$ МПа;

$Z_{lim}=Z_N \cdot Z_R \cdot Z_V$ (табл. 4, /9/)

$$Z_{lim3}=1 \cdot 0,9 \cdot 1=0,9;$$

$$Z_{lim4}=1 \cdot 0,9 \cdot 1=0,9;$$

$$Z_N = \sqrt[6]{N_{HG} / N_{NE}}; N_{NE} = \mu_H \cdot N_K; N_K=60 \cdot n_1 \cdot n_3 \cdot L_h;$$

$$N_{HG}=H_{\text{HB}}^3.$$

Для шестерні тихохідного ступеня:

$N_{HG3}=450^3=91,1 \cdot 10^6$ циклів (з рис. 3, /9/.ю с.18, де твердості 47,5HRC_e відповідає 450 HB);

$$N_{K3}=60 \cdot 169,6 \cdot 1 \cdot 4000=40,7 \cdot 10^6 \text{ циклів.}$$

Для колеса цього ж ступеня:

$$N_{HG4}=248,5^3=15,3 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{K4} = 60 \cdot 47,77 \cdot 1 \cdot 4000 = 11,46 \cdot 10^6 \text{ циклів}$$

$\mu_{H3} = \mu_{H4} = 0,063$ (режим навантажень V – особливо легкий).

Тоді

$$N_{HE3} = \mu_{H3} \cdot N_{K3} = 0,063 \cdot 40,7 \cdot 10^6 = 2,56 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{HE4} = \mu_{H4} \cdot N_{K4} = 0,063 \cdot 11,46 \cdot 10^6 = 0,72 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$Z_{N3} = \sqrt[6]{N_{HG3} / N_{HE3}} = \sqrt[6]{91,1 \cdot 10^6 / (2,56 \cdot 10^6)} = 1,56;$$

$$Z_{N4} = \sqrt[6]{N_{HG4} / N_{HE4}} = \sqrt[6]{15,3 \cdot 10^6 / (0,72 \cdot 10^6)} = 1,46;$$

$$Z_{R3} = Z_{R4} = 0,9 \text{ (табл. 4, с. 17, /9/)}.$$

Колова швидкість

$$V = 2 \cdot \pi \cdot a_{w2} \cdot n_2 / (60 \cdot 10^3 (u_T + 1)) = 2 \cdot \pi \cdot 160 \cdot 169,6 / (60 \cdot 10^3 \cdot (3,55 + 1)) = 0,62 \text{ м/с}.$$

Приймаємо 9-ий ступінь точності передачі.

$$\text{Тоді } Z_{V3} = Z_{V4} = 1 \text{ (рис. 5, с.20, /9/)}.$$

Допустиму напругу для прямозубої тихохідної передачі приймаємо остаточно:

$$\sigma_{con}^{adm} = \sigma_{conmin}^{adm} = \sigma_{con4}^{adm} = 463,9 \text{ Мпа}.$$

Міжвісьову відстань тихохідної передачі визначаємо за формулою:

$$a_{wT} = a_{w2} = K_a (u_T + 1) \cdot \sqrt[3]{K_H \cdot T_{IP} / (\psi_{\alpha} \cdot u_T (\sigma_{con}^{adm})^2)} = \\ = 450(3,55 + 1) \cdot \sqrt[3]{1,57 \cdot 192,18 / (0,4 \cdot 3,55 \cdot 463,9^2)} = 204 \text{ мм}$$

де $K_a = 450$ (с.52, /9/ - для прямозубої передачі);

$$K_H = K_A K_{HV} K_{H\beta} K_{H\alpha} \text{ (табл. 2. /9/);}$$

$$K_A = 0,5 \psi_{\alpha} (n_T + 1) = 0,5 \cdot 0,4 (3,55 + 1) = 0,91.$$

Коефіцієнти $K_{H\beta} = 1,27$ (рис. 2, с. 21, /9/).

$$\text{Тоді } K_H = 1 \cdot 1 \cdot 1,27 \cdot 1,24 = 1,57.$$

Приймаємо $a_{w2} = a_{wT} = 200 \text{ мм}$ (стандартне значення за табл. 22, с. 54, /9/).

Ширина зубчастих коліс:

$$b_4 = 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ мм}; b_3 = 80 + 4 = 84 \text{ мм, оскільки } b_3 = b_4 + (2 \div 4) \text{ мм}.$$

Модуль зубчастих коліс визначаємо за формулою (с. 54, /9/)

$$m_2 = 3,4 \cdot 10^3 \cdot 1,57 \cdot 192,18 (3,55 + 1) / (200 \cdot 80 \cdot 322,8) = 0,90 \text{ мм};$$

$$K_m = 3,4 \cdot 10^3 \text{ (прямозуба передача);}$$

$$K_F = K_H = 1,57;$$

$$\sigma_{F4lim} = 1,35 \cdot 248,5 + 100 = 435,5 \text{ МПа (табл. 8, /9/);}$$

$$Y_{4lim} = 1,51/1,2 = 1,26;$$

$$Y_{N4} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / N_{FE4}} \text{ (за табл. 9, /9/);}$$

$$N_{FE4} = \mu_F N_{K4} = 0,013 \cdot 11,46 \cdot 10^6 = 0,15 \cdot 10^6 \text{ циклів;}$$

$$\mu_F = 0,013 \text{ (за табл. 10, /9/);}$$

$$Y_{N4} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / (0,15 \cdot 10^6)} = 1,51$$

$$\sigma_{F4}^{adm} = 435,5 \cdot 1,26 / 1,7 = 322,8 \text{ МПа.}$$

Остаточно приймаємо $m_2 = 4 \text{ мм}$.

Число зубців коліс:

$$Z_2 = 2a_{wT} / m_2 = 2 \cdot 200 / 4 = 100;$$

$$Z_3 = 100 / (3,55 + 1) = 22 \text{ зубці;}$$

$$Z_4 = 100 - 22 = 78 \text{ зубців.}$$

Приймаємо: $Z_3 = 22 \text{ зубці}$, $Z_4 = 78 \text{ зубців}$.

Уточнюємо передатне число тихохідного ступеня редуктора:

$$u_T = z_4 / z_3 = 78 / 22 = 3,54;$$

$$\Delta u = ((3,55 - 3,54) / 3,54) 100\% = 0,28\% < 4\%$$

(с. 56, /9/).

Геометричні параметри коліс:

$$d_3 = m_2 z_3 = 4 \cdot 22 = 88 \text{ мм; } d_4 = m_2 z_4 = 4 \cdot 78 = 312 \text{ мм;}$$

$$d_{a3} = d_3 + 2m_2 = 88 + 2 \cdot 4 = 96 \text{ мм;}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m_2 = 312 + 2 \cdot 4 = 320 \text{ мм;}$$

$$d_{f3} = d_3 + 2,5m_2 = 88 - 2,5 \cdot 4 = 78 \text{ мм;}$$

$$d_{f4} = d_4 + 2,5m_2 = 312 - 2,5 \cdot 4 = 302 \text{ мм.}$$

Перебірковий розрахунок на контактну витривалість проведемо за формулою (/9/, с. 9, 10)

$$\sigma_{con} = (Z_\sigma / a_{wT}) \sqrt{K_H T_{np} (u_T + 1)^3 / (b_{w4} u_T)} \leq \sigma_{con}^{adm},$$

де $Z_\sigma = 9600$ (для прямозубих коліс) (/9/, с. 68):

$$\sigma_{con} = (9600 / 200) \sqrt{1,57 \cdot 192,18(3,55 + 1)^3 / (80 \cdot 3,55)} 480,2 \text{ МПа} > 463,9 \text{ МПа}.$$

Відхилення становить

$$\frac{480,2 - 463,9}{463,9} \cdot 100\% = 3,51\% < 5\%,$$

Тобто перевантаження не перевищує допустимого 5%, отже знаходиться в межах норми.

Напруги згинання: $\sigma_{F4}^{adm} = 322,8 \text{ МПа}$ (див. вище);

$$\sigma_{F3}^{adm} = \sigma_{F3lim} Y_{3lim} / S_F = 550 \cdot 1,19 / 1,7 = 385 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F3lim} = 550 \text{ МПа (табл. 8, /9/); } Y_{3lim} = 1,43 / 1,2 = 1,19;$$

$$Y_{N3} = \sqrt[3]{4 \cdot 10^6 / (0,162816 \cdot 10^6)} = 1,43;$$

$$N_{FE3} = \mu_F N_{K3} = 0,004 \cdot 4,07 \cdot 10^6 = 0,162816 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{K3} = N_{K2} = 60 \cdot 169,6 \cdot 1 \cdot 4000 = 4,07 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$S_F = 1,7 \text{ (с. 22, /9/); } \mu_F = 0,004 \text{ (nf, k } 10^? \text{ /9/)}.$$

Розрахунки витривалості на згинання стандарт регламентує проводити для одного із пари спряжених коліс, обчисливши попередньо відношення:

$$\text{для шестерні: } \sigma_{F3}^{adm} / Y_{FS3} \text{ і для колеса: } \sigma_{F4}^{adm} / Y_{FS4},$$

де коефіцієнти Y_{FS} знаходять за графіком (рис. 7, с. 27, /9/). При уже вибраних коліс із зубцями $z_3=22$ і $z_4=78$ відносно маємо $Y_{FS3}=3,96$ і $Y_{FS4}=3,64$.

Відношення $\sigma_{F3}^{adm} / Y_{FS} = 358 / 3,96 = 97,2$ - для шестерні, а $\sigma_{F4}^{adm} / Y_{FS4} = 322,3,64 = 88,7$ - для колеса.

Оскільки $88,7 < 97,2$, то перевірку міцності за напругами згинання можна проводити тільки для колеса, при цьому запас міцності шестерні буде більшим від запасу міцності колеса.

Колова сила

$$F_{t4} = 2 \cdot 10^3 T_{niux} / d_4 = 2 \cdot 10^3 \cdot 662 / 312 = 4245 \text{ Н}.$$

Напруга згинання

$$\sigma_{F4} = F_{t4} K_F Y_{\sigma} / (m_2 b_4) = 4245 \cdot 1,57 \cdot 3,64 / (4 \cdot 84) = 72,2 \text{ МПа},$$

менша від 322,8 МПа, що задовольняє умову міцності (9) (див. /9/, с. 21).

Перевірка міцності зубчастої передачі при дії пікових навантаж (залежності (14), (15), /9/):

$$\sigma_{con\max} = \sigma_{con} \sqrt{K_{nep}} = 480,2 \sqrt{2,2} = 712,2 \text{ МПа} < \sigma_{con\max}^{adm} = 1512 \text{ МПа},$$

$$\text{Де } \sigma_{con\max}^{adm} = 2,8 \sigma_{nл4} = 2,8 \cdot 540 = 1512 \text{ МПа};$$

$$K_{nep} = 2,2 \text{ (за умовою задачі);}$$

$$\sigma_{F4\max} = \sigma_{F4} K_{nep} = 72,2 \cdot 2,2 = 158,84 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\max}^{adm} = \sigma_{F4\lim} Y_{N\max} K_{st} / S_{st} = 453,5 \cdot 1,2 / 1,75 = 746 \text{ МПа},$$

Де $\sigma_{F4\lim} = 1,35 \cdot \bar{H}_{HB} + 100 = 1,35 \cdot 248,5 + 100 = 435,5 \text{ МПа}$ - границя витривалості при роботі зубців однією стороною (табл. 8, с.28, /9/);

$Y_{N\max}$ - граничне значення коефіцієнта довговічності;

$$Y_{N\max} = 2,5 \text{ при } 2,5 m_F = 9;$$

K_{st} - коефіцієнт, що розраховує відмінність між граничними напругами при ударному одноразовому навантаженні і при числі ударних навантажень, що рівне 10^3 ;

$$K_{st} = 1,2 \text{ при } m_F = 9;$$

$S_{st} = 1,75$ - коефіцієнт запасу міцності при згинанні для поковок і штамповок як рекомендованих для виготовлення коліс проектного редуктора.

Таким чином

$\sigma_{F4\max} = 158,84 \text{ МПа} < \sigma_{F\max}^{adm} = 746,6 \text{ МПа}$, що задовольняє умову (15) із /9/, с.36.

3.2. розрахунок швидкохідного ступеня редуктора (косозубої циліндричної передачі)

Оскільки редуктор співвісний, то приймаємо остаточно міжвісьову відстань швидкохідної передачі $a_{wшв} = a_{w1} = 200 \text{ мм}$, опустивши таким чином, низку розрахунків, що були зроблені в п. 3.1.

Модуль зубчастої швидкохідної передачі

$$m_1 \geq K_m \frac{K_F T_1 (u_{ув} + 1)}{a_{W1} b_2 \sigma_{F2}^{adm}},$$

Де $K_m = 2,8 \cdot 10^3$ – для косозубих передач;

$K_F = K_H$ – коефіцієнт навантаження при згинанні;

$$T_1 = T_{ув}.$$

Ширина зубчастого колеса швидкохідного ступеня:

$$b_2 = \psi_{sa} \cdot a_{W1} = 0,3 \cdot 200 = 60 \text{ мм};$$

$$\psi_{sa} = 0,3 \text{ (приймаємо з табл. 20, /9/);}$$

$$b_1 = b_2 + (2 \div 4) = 62 \div 64 \text{ мм};$$

приймаємо $b_1 = 64 \text{ мм}; b_2 = 60 \text{ мм}.$

Коефіцієнт навантаження $K_H = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$ (див. в попередньому параграфі, а також в табл. 2, /9/); $K_A = 1.$

Колова швидкість ведучої шестерні

$$V = 2\pi a_{W1} n_1 / (60 \cdot 10^3 (u_{ув} + 1)) = 2 \cdot \pi \cdot 200 \cdot 950 / (60 \cdot 10^3 (5,6 + 1)) = 3,01 \text{ м/с}.$$

За табл. 5, с. 23, /9/ знаходимо коефіцієнт динамічного навантаження (приймаємо 9-ий ступінь точності) $K_{HV} = 1,03.$

Коефіцієнти:

$$\psi_{sa} = 0,5 \psi_{sa} = (u_{ув} + 1) = 0,5 \cdot 0,3 (5,6 + 1) = 0,99;$$

$$K_{H\beta} = 1,158 \text{ (за рис. 2 і заданою схемою передачі);}$$

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,15(n_{cl} - 5) = 1 + 0,15(9 - 5) = 1,6;$$

$$K_H = 1 \cdot 1,06 \cdot 1,158 \cdot 1,6 = 1,96;$$

$$K_F = K_H \text{ (приймаємо).}$$

Допустиму напругу σ_{F2}^{adm} визначаємо за формулою (10) із /9/, с. 22:

$$\sigma_{conmax}^{adm} = \sigma_{F2lim} Y_{2lim} / S_F = 435,5 \cdot 1,17 / 1,7 = 299 \text{ МПа},$$

$$\text{де } \sigma_{F2lim} = 1,35 \cdot 248,5 + 100 = 435,5 \text{ МПа};$$

$$Y_{2lim} = Y_{N2} / K_{SF} - \text{ за формулою (11) із /9/, с. 26.}$$

Коефіцієнт довговічності знаходимо за табл. 9 із /9/, с. 29

$$Y_N = \sqrt[m_F]{4 \cdot 10^6 / N_{FE}}; m_F = 6;$$

$$N_{Fe2} = \mu_F N_{k2} = 0,013 \cdot 40,7 \cdot 10^6 = 0,529156 \cdot 10^6;$$

$$\mu_F = 0,013 \text{ (табл. 10, /9/);}$$

$$N_{K2} = 60 \cdot 169,6 \cdot 1 \cdot 4000 = 40,7 \cdot 10^6 \text{ циклів (табл. 4, /9/);}$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / (0,529156 \cdot 10^6)} = 1,40;$$

$$K_{SF} = 1,2 \text{ (с. 26, /9/);}$$

$$Y_{2 \text{ lim}} = 1,40 / 1,2 = 1,17;$$

$$S_F = 1,7 \text{ (с. 22, /9/).}$$

Підставляючи значення величин, одержимо:

$$m_1 \geq 2,8 \cdot 10^3 \cdot 1,96 \cdot 35,38 \cdot (5,6 + 1) / (200 \cdot 60 \cdot 275,4) = 0,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо модуль швидкохідного ступеня передачі $m_1 = 3 \text{ мм}$ (стандартний) для збільшення стійкості зубців проти спрацювання.

Мінімальний кут нахилу зубців

$$\beta_{min} = \arcsin(4m/b_2) = \arcsin(4 \cdot 3/60) = 11^\circ 33'.$$

Приймаємо $\beta = 12^\circ$.

Сумарне число зубців

$$z_\Sigma = z_2 + z_1 = 2 \cdot z_w \cos \beta / m_1 = 2 \cdot 200 \cdot 0,9817 / 3 = 130,9.$$

Приймаємо $z_\Sigma = 131$ зубець.

Уточнюємо кут нахилу β :

$$\cos \beta = z_\Sigma m_1 / (2a_{w1}) = 131 \cdot 3 / (2 \cdot 200) = 0,9825, \text{ звідси}$$

$$\beta = \arccos 0,9825 = 10^\circ 44'.$$

Числа зубців шестерні та колеса:

$$z_1 = z_\Sigma / (u_{шв} + 1) > z_{min};$$

$$z_{min} = 17 \cos^3 \beta = 17 \cdot 0,9825^3 = 16,12;$$

$$z_1 = 131 / (5,6 + 1) = 19,85; \text{ приймаємо } z_1 = 20 \text{ зубців,}$$

$$z_2 = 131 - 20 = 111 \text{ зубців.}$$

Уточнюємо передатне число передачі:

$$u = Z_2 / Z_1 = 111 / 20 = 5,55;$$

$$\Delta u = \frac{5,6 - 5,55}{5,6} \cdot 100\% = 0,89\% < 4\% \text{ (за нормативами).}$$

Геометричні параметри коліс (табл. 24, /9/):

$$d_1 = m_1 z_1 / \cos \beta = 3 \cdot 20 / \cos 10^\circ 44' = 61,07 \text{ мм}$$

$$d_2 = 3 \cdot 111 / \cos \beta = 338,93 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_1 = 61,07 + 2 \cdot 3 = 67,07 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_1 = 338,93 + 2 \cdot 3 = 344,93 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_1 = 61,07 - 2,5 \cdot 3 = 53,57 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_1 = 338,93 - 2,5 \cdot 3 = 331,43 \text{ мм}.$$

Перебірковий розрахунок на контактну витривалість за формулою

$$\sigma_{con} = (Z_\sigma / a_{w1}) \sqrt{K_H T_1 (u_{шв} + 1)^3 / (b_{w2} u_{шв})} \leq \sigma_{con}^{adm}.$$

Підставивши числові значення, одержимо:

$$\sigma_{con} = (8400 / 200) \sqrt{1,96 \cdot 35,38 (5,55 + 1)^3 / (60 \cdot 5,55)} = 321, \text{ МПа} < 625 \text{ МПа}$$

Об порівняти знайдену напругу σ_{con} , потрібно обчислити допустиму напругу σ_{con}^{adm} , яка має вигляд:

$$\sigma_{con}^{adm} = \sigma_{con \lim} \cdot Z_{\lim} / S_H \text{ (формула (5), /9/);}$$

$$\sigma_{con}^{adm} = 907,5 \cdot 1,2244 / 1,1 = 1009,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{con}^{adm} = 5,67 \cdot 1,2123 / 1,1 = 625 \text{ МПа},$$

$$\text{де } \sigma_{con_1 \lim} = 17 \bar{H}_{HRC_{e1}} + 100 = 17 \cdot 47,5 + 100 = 907,5 \text{ МПа (табл. 3, /9/);}$$

$$\sigma_{con_2 \lim} = 2 \bar{H}_{HB_2} + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа (табл. 3, /9/);}$$

$$Z_{\lim} = Z_N Z_R Z_V \text{ (табл. 4, /9/);}$$

$$Z_{\lim 1} = 1,36 \cdot 0,9 \cdot 1 = 1,224; \quad Z_{\lim 2} = 1,347 \cdot 0,9 \cdot 1 = 1,2123;$$

$$Z_N = \sqrt[6]{N_{HG} / N_{HE}}; \quad N_{HE} = \mu_m N_K;$$

$$N_K = 60 n n_3 L_h; \quad N_{HG} = \bar{H}_{HB}^3.$$

Для шестірні:

$$N_{HG1} = 450^3 = 91,1 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{K1} = 60 \cdot 950 \cdot 1 \cdot 4000 = 228 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{K2} = 60 \cdot 196,6 \cdot 1 \cdot 4000 = 40,707 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{H1} = N_{H2} = 0,063 \text{ (режим V – особливо легкий)};$$

$$N_{HE1} = 0,063 \cdot 228 \cdot 10^6 = 14,364 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{HE2} = 0,063 \cdot 40,704 \cdot 10^6 = 2,56 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{N_{HG1} / N_{HE1}} = \sqrt[6]{91,1 \cdot 10^6 / 14,364 \cdot 10^6} = 1,36;$$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{N_{HG2} / N_{HE2}} = \sqrt[6]{15,3 \cdot 10^6 / 2,56 \cdot 10^6} = 1,347;$$

$$Z_{R1} = Z_{R2} = 0,9 \text{ (табл. 4, /9/)}.$$

Колова швидкість

$$V = 2\pi \alpha_w n_1 / (60 \cdot 10^3 (u_{шв} + 1)) = 2\pi \cdot 200 \cdot 950 / (60 \cdot 10^3 (5,55 + 1)) = 3,036 \text{ м/с}.$$

Приймаємо 9-ий ступінь точності, а тому

$$Z_{V1} = Z_{V2} = 1 \text{ (рис. 5, /9/)};$$

$S_H = 1,1$ – коефіцієнт запасу міцності (див. с. 10, /9/).

За залежністю (4), с. 9, /9/ визначаємо допустиму напругу

$$\sigma_{con}^{adm} = 0,45(\sigma_{con1}^{adm} + \sigma_{con2}^{adm}) = 0,45(1009,8 + 625) = 736 \text{ МПа}.$$

Перевіряємо умову $\sigma_{con}^{adm} \leq 1,25\sigma_{conmin}^{adm}$:

$$736 < 1,25 \cdot 625 = 781,25.$$

Приймаємо $\sigma_{con}^{adm} = 625 \text{ МПа}$.

Маємо велике недовантаження, яке складає:

$$\frac{736 - 321,3}{736} \cdot 100\% = 56,3\%, \text{ а в нормативах } < 10\%.$$

Замінімо термічну обробку матеріалу шестірні з об'ємного гартування на поліпшення до твердості $269 \div 302 \text{ HB}$ поверхні і серцевини. Тоді середня твердість зубців шестірні

$H_1 = (269 + 302) \cdot 0,5 = 285,5 \text{ HB}$. Границя плинності σ_{n1} залишається без зміни (див. /4/, табл. 2.1, с. 13).

Обчислимо компоненти складових для визначення допустимої напруги

$$\sigma_{con}^{adm}:$$

$$\sigma_{con\lim} = 2\bar{H}_{HB_1} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа};$$

$$N_{HG_1} = 285,5^3 = 23,27 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{HE_1} = 14,364 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$Z_{N_1} = \sqrt[6]{N_{HG_1} / N_{HE_1}} = \sqrt[6]{23,27 \cdot 10^6 / 14,364 \cdot 10^6} = 1,085;$$

$$\sigma_{con}^{adm} = 641 \cdot 0,97 / 1,1 = 569 \text{ МПа};$$

$$Z_{lim1} = 1,085 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,9765;$$

$$\sigma_{con}^{adm} = 0,45(569 + 625) = 537 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{con}^{adm} \leq 1,25 \cdot \sigma_{con\min}^{adm};$$

$$537 < 1,25 \cdot 569 = 711 \text{ МПа}.$$

Приймаємо $\sigma_{con}^{adm} = 569 \text{ МПа}$.

Недовантаження $\frac{537 - 321,3}{537} \cdot 100\% = 40,2\%$ значне і більше норми.

На цьому припинимо подальші розрахунки, оскільки в редукторах співвісних, як правило, швидкохідний ступінь завжди недовантажений.

Зміна термічної обробки шестірні швидкохідного ступеня призводить до зміни напруги згинання, а тому визначимо допустиму напругу згинання:

$$\sigma_{F_1}^{adm} = \sigma_{F_1\lim} / S_F = 485,425 \cdot 0,8775 / 1,7 = 250 \text{ МПа},$$

$$\text{де } \sigma_{F_1\lim} = 1,35\bar{H}_{HB_1} + 100 = 1,35 \cdot 285,5 + 100 = 485,425 \text{ МПа};$$

$$Y_{1\lim} = Y_{N_1} / K_{SF} \text{ (формула(11), /9/);}$$

$$Y_{N_1} = \sqrt[m_F]{4 \cdot 10^6 / N_{FE_1}}, \text{ де } m_F = 6;$$

$$N_{FE_1} = \mu_F \cdot N_{K_1} = 0,013 \cdot 228 \cdot 10^6 = 2,964 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$\mu_F = 0,013 \text{ (табл. 10, /9/);}$$

$$Y_{N_1} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / 2,964 \cdot 10^6} = 1,053;$$

$$Y_{1\lim} = 1,053 / 1,2 = 0,8775.$$

Зубці шестірні та колеса необхідно розрахувати на витривалість при згинанні за формулою

$$\sigma_F = F_t K_F Y_\sigma / (mb) \leq \sigma_F^{adm} \quad (/9/, с. 21),$$

$$\text{де } F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1 = 2 \cdot 10^3 \cdot 35,38 / 61,07 = 1158,7 \text{ Н};$$

$$K_F = K_H = 1,96;$$

$$Y_{\sigma_1} = Y_{FS_1} Y_{\beta_1} Y_{S_1} \quad (\text{табл. 7, /9/, с. 26});$$

$$Z_{V_1} = Z_1 / \cos^3 \beta = 20 / \cos^3 10^\circ 44' = 20 / 0,9825^3 = 21 \text{ зубець};$$

$$Y_{\varepsilon_1} = 1 / \varepsilon_\alpha = 0,65 \quad (/9/, с. 26);$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} \geq 0,7;$$

$$\varepsilon_\beta = e_w / P_x; P_x = \pi m / \sin \beta = \pi \cdot 3 / \sin 10^\circ 44' = \pi \cdot 3 / 0,18624 = 50,58 \text{ мм};$$

$$\varepsilon_\beta = 60 / 50,58 = 1,3;$$

$$Y_{\beta_1} = 1 - 1,3 \frac{0,1873}{120} = 0,998 > 0,7;$$

$$z_{V_2} = z_2 / \cos^3 \beta = 111 / 0,9825^3 = 117 \text{ зубців};$$

$$Y_{FS_1} = 4,03; Y_{FS_2} = 3,602 \quad (\text{рис. 7, с. 27, /9/});$$

$$Y_{\sigma_1} = 4,03 \cdot 0,998 \cdot 0,65 = 2,61;$$

$$Y_{\sigma_2} = 3,602 \cdot 0,998 \cdot 0,65 = 2,34.$$

Для шестерні

$$\sigma_{F_1} = 1158,7 \cdot 1,96 \cdot 2,61 / (3 \cdot 60) = 32,93 \text{ МПа} < \sigma_{F_1}^{adm} = 250 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{F_2} = 1158,7 \cdot 1,96 \cdot 2,34 / (3 \cdot 60) = 29,52 \text{ МПа} < \sigma_{F_2}^{adm} = 299 \text{ МПа}.$$

Як і в попередньому параграфі, проведемо розрахунки витривалості на згинання, обчисливши попередньо відношення:

$$\text{для шестерні: } \frac{\sigma_{F_1}^{adm}}{Y_{FS_1}} = \frac{250}{4,03} = 32,03;$$

$$\text{для колеса } \frac{\sigma_{F_2}^{adm}}{Y_{FS_2}} = \frac{299}{3,602} = 83,01.$$

Оскільки $62,03 < 83,01$, то перевірку міцності за напругами згинання можна проводити лише для шестерні, а значення

$$\sigma_{F_1} = 32,93 \text{ МПа} < \sigma_{F_1}^{adm} \text{ підтверджує правильність розрахунку.}$$

Перевірку міцності зубчастої передачі при дії пікових навантажень проведемо за залежностями:

$$\sigma_{con \max} = \sigma_{con} \sqrt{K_{nep}} = 321,3 \sqrt{2,2} = 476,6 \text{ МПа} \geq \sigma_{con \max}^{adm} = 2100 \text{ МПа},$$

$$\text{де } \sigma_{H \max}^{adm} = 2,8 \sigma_{n_{л1}} - 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{n_{л1}} = 750 \text{ МПа (}/4\text{, с. 13, табл. 2.1);}$$

$$K_{nep} = 2,2 \text{ (за умовою задачі);}$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{nep} = 28,52 \cdot 2,2 = 64,94 \text{ МПа} < \sigma_{F \max}^{adm} = 1294 \text{ МПа},$$

$$\text{де } \sigma_{F \max}^{adm} = \sigma_{F_{2 \lim}}^{adm} Y_{N \max} K_{st} / S_{st} = 435,5 \cdot 4 \cdot 1,3 / 1,75 = 1294 \text{ МПа};$$

$$Y_{N \max} = 4; K_{st} = 1,3; S_{st} = 1,75 \text{ (див. /9/, с. 37).}$$

4. Розрахунок швидкохідного вала редуктора і вибір вольниць

4.1. Сили, що діють у швидкохідній передачі (рис. 3).

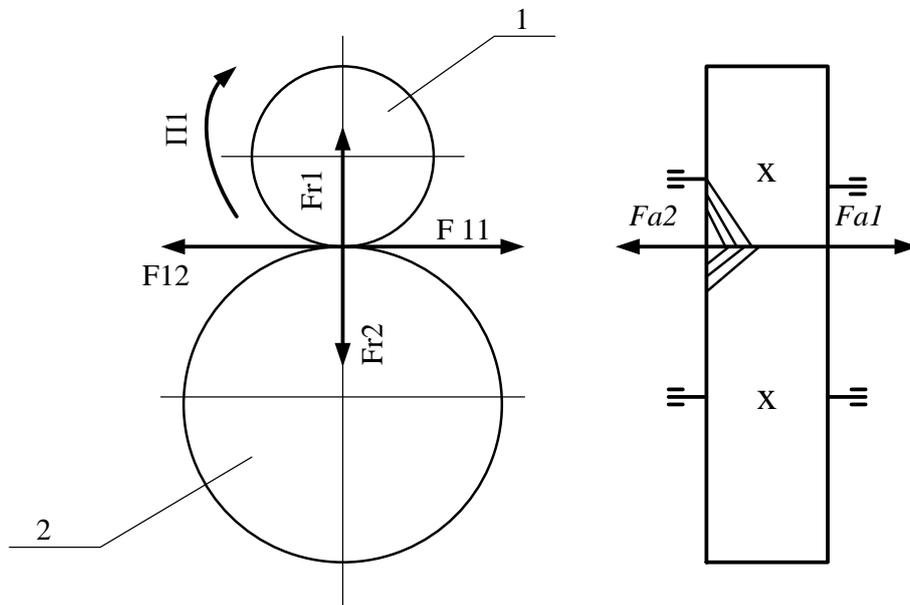


Рис. 3.

$Cv d_{БП} \approx d_6 + 3r = 35 + 3 \cdot 2,5 = 42,5$ мм; остаточно $d_{БП} = 42$ мм,

де $r = 2,5$ мм – розмір фаски вальниці (табл. 11.12). за ГОСТ 23860 (табл. 11.19) вибираємо шпонку для кінця вала $d = 30$ мм – шпонка $b \times h = 8 \times 7$ мм (відповідно ширина b і висота h); глибина паза: на валі $t_1 = 4$ мм; втулці – $t_2 = 3,3$ мм.

Відстань між опорами:

$$l_0 = B/2 + B/2 + 2a + b_{wl} = 21/2 + 21/2 + 2 \cdot 11 + 45 = 88 \text{ мм.}$$

4.5. Вибір муфти і визначення консольної навантаг від муфти

Розрахунковий момент для вибору муфти

$$T_p = K_p T_1 = 1,5 \cdot 35,38 = 53,07 \text{ Нм,}$$

де $K_p = 1,5$ – коефіцієнт режиму роботи для стрічкового конвеєра (транспортера) (табл. 11.20, /10/).

З врахуванням $T_p=53,07 \text{ Нм}$, $d_{ог}=32 \text{ мм}$ і $d=30 \text{ мм}$ вибираємо муфту пружну втулково-пальцьову за ДСТУ 2128-93 (ГОСТ 21424) (табл. 11.21), для якої $T=125 \text{ Нм}$, $d_{ог}=32 \text{ мм}$ і $d=30 \text{ мм}$ (потрібно розточити напівмуфту з $d=30 \text{ мм}$ до $d=d_{ог}=32 \text{ мм}$), для якої $D_{II}=84 \text{ мм}$ – діаметр розміщення робочих пружних елементів яка позначається так:

Муфта 125-30-1, 1-30-Уз ДСТУ 2128-93 (ГОСТ 21424).

Число пружних елементів муфти $z=6$; $d_{от}=27 \text{ мм}$; $l_{от}=28 \text{ мм}$. Різь на пальцях М10; $l_{II}=33 \text{ мм}$; $d_{II}=14 \text{ мм}$; $c=1...5 \text{ мм}$; $D_{max}=120 \text{ мм}$; $l=80 \text{ мм}$; $L_{max}=165 \text{ мм}$; $d_m=52 \text{ мм}$ (діаметр маточини); $l_1=20 \text{ мм}$; $l_2=35 \text{ мм}$. Консольна навантага при передачі обертового моменту муфтою (11.23).

$$F_m = (0,2...0,5) \frac{2T_1}{D_n} = (0,2...0,5) \frac{2 \cdot 35,38 \cdot 10^3}{84} = 168,5...421,2 \text{ Н}.$$

Приймемо для розрахунків $F_m=420 \text{ Н}$.

4.6. Визначення реакцій в опорах і побудова епюр моментів

Розрахункова схема вала зображена на рис. 5.

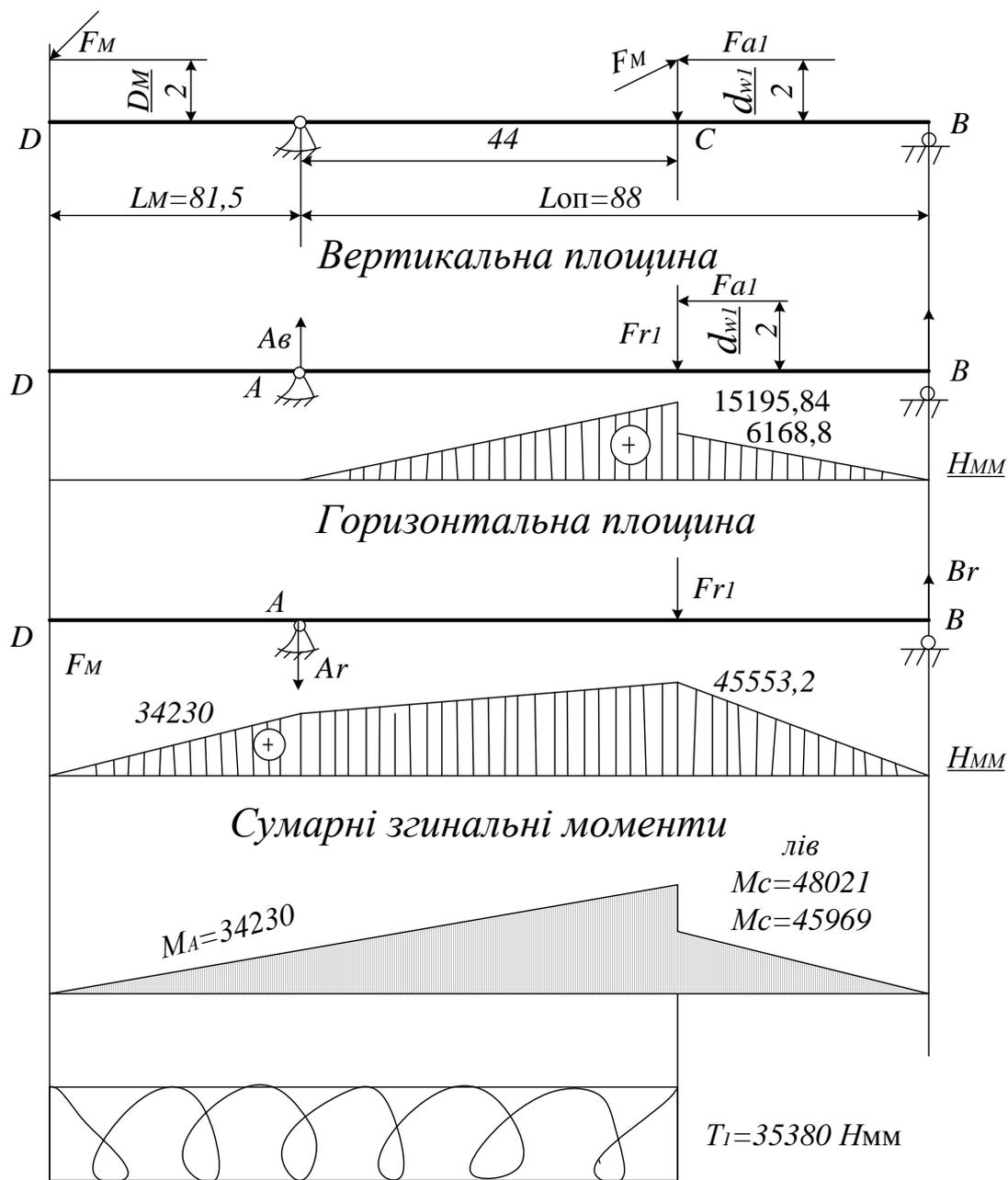


Рис. 5. Розрахункова схема вала з епюрами згинальних і обертових моментів

Визначаємо реакції в опорах.

Вертикальна площина:

$$\sum \text{mom}_{AB} = F_{r1} \cdot 44 - F_{a1} (d_{w1} / 2) - B_e \cdot 88 = 0,$$

звідси

$$B_e = \frac{F_{r1} \cdot 44 - F_M (d_{w1} / 2)}{88} = \frac{485,56 \cdot 44 - 330,97 \cdot 54,55 / 2}{88} = 140,2 \text{ H},$$

$$\sum \text{mom}_{B_i} = A_e \cdot 88 - F_{r1} \cdot 44 - F_{a1} (d_{w1} / 2) = 0,$$

звідси

$$A_e = \frac{F_{r_1} \cdot 44 - F_{a_1} (d_{w_1} / 2)}{88} = \frac{485,56 \cdot 44 + 330,97 \cdot 54,55 / 2}{88} = 354,36 \text{ Н.}$$

Перевірка: $345,36 - 485,56 + 140,2 = 0$.

Отже, перевірка показала правильність визначення реакцій.

$$M_A = -F_{a_1} = -330,97 \text{ Н.}$$

Згинальні моменти в характерних перерізах вала (у вертикальній площині):

$$M_{AB} = 0; M_{ce}^{ліє} = A_e \cdot 44 = 15195,84 \text{ Нмм} - \text{ліворуч від перерізу в точці С;}$$

$$M_{ce}^{онр} = B_e^i \cdot 44 = 140,2 \cdot 44 = 6168,8 \text{ Нмм} - \text{праворуч від перерізу в точці}$$

С.

Різниця $M_{CB}^{ліє} - M_{CB}^{онр} = F_{a_1} (d_{w_1} / 2)$ - так повинно бути! Дійсно, $15185,84 - 6168,8 = 9027,207 = F_{a_1} (d_{w_1} / 2) = 330,97(54,55/2) = 9027,207$.

За ординатами в характерних точках будуюмо епюру згинальних моментів (див. рис. 5.).

Горизонтальна площина:

$$\sum \text{мом} A_{\Gamma} = F_M l_M + F_{t_1} (l_{on} / 2) - B_r l_{on} = 0$$

звідси

$$B_r = \frac{F_M l_M + F_{t_1} (l_{on} / 2)}{l_{on}} = \frac{420 \cdot 81,5 + 1292,65 \cdot 44}{88} = 1035,3 \text{ Н.}$$

$$\sum \text{мом} B_r = F_M (l_M + l_{on}) - A_r \cdot l_{on} - F_{t_1} (l_{on} / 2) = 0.$$

Звідси

$$A_r = \frac{F_M (l_M + l_{on}) - F_{t_1} (l_{on} / 2)}{l_{on}} = \frac{420(81,5 + 88) - 1292,65 \cdot 44}{88} = 162,65 \text{ Н.}$$

Перевірка: $420 - 162,65 + 1035,3 - 1292,65 = 0$.

Згинальні моменти в характерних перерізах вала (в горизонтальній площині):

$$M_{A\Gamma} = F_M l_M = 420 \cdot 81,5 = 34230 \text{ Нмм} - \text{від сил ліворуч від опори А.}$$

$M_{CG} = B_G \cdot l_{on} = 1035,3 \cdot 44 = 45553,2 \text{ Нмм}$ - від сил праворуч від перерізу в точці С.

$M_{AG} = B_G \cdot l_{on} - F_{t_1} (l_{on} / 2) = 1035,3 \cdot 88 - 129,65 \cdot 44 = 34229,8 \text{ Нмм}$ - від сил праворуч від опори А.

Сумарні реакції в опорах вала:

$$A = \sqrt{A_g^2 + A_G^2} = \sqrt{345,36^2 + 162,65^2} = 381,74 \text{ Н};$$

$$B = \sqrt{B_g^2 + B_G^2} = \sqrt{140,2^2 + 1053,3^2} = 1062,6 \text{ Н}.$$

Вісева реакція в опорі А: $H_A = -330,97 \text{ Н}$.

Аналіз епюр вала (рис. 5.) показує, що найнебезпечнішим перерізом є переріз в точці С, де

$$M_{\max} = M_C^{ліг} = 48021 \text{ Нмм}.$$

4.7. Вибір вальниці котіння

Для опор вала попередньо вибрані кулькові радіальні вальниці 307 за ГОСТ 8338 (табл. 11.9) з параметрами

$dxDxB=35x80x21 \text{ мм}$, $C=33,2 \text{ кН}$ – динамічна вантажність, $C_0=18,0 \text{ кН}$ – статична вантажність.

Для опори А, де діє вісева реакція H_A , при

$$\frac{iF_a}{C_0} = \frac{iH_a}{C_0} = \frac{1 \cdot 330,97}{18000} = 0,018$$

За табл. 11.13 приймаємо $e=0,204$. Відношення

$$\frac{F_a}{YF_r} = \frac{H_a}{VA} = \frac{330,97}{1 \cdot 381,74} = 0,867,$$

Що більше $e=0,204$; тоді для опори А $X=0,56$; $Y=2,19$.

Для опори В, де відсутня вісева навантага, відношення

$$\frac{iF_a}{C_0} = \frac{0}{C_0} = 0 \text{ та } \frac{F_a}{YF_r} = 0 < e$$

Прийmemo $X=1$ і $Y=0$ (стор. 12, /10/).

Еквівалентна динамічна радіальна навантага для опор А та В:

$$P_{EA} = (XVF_{rEA} + YF_{aEA})k_B k_T = (0,56 \cdot 1 \cdot 152,7 + 2,19 \cdot 132,39)1,5 \cdot 1 = 563,2 \text{ H},$$

$$P_{EB} = (XVF_{rEB} + YF_{aEB})k_B k_T = (1,1 \cdot 425,04 + 0 \cdot 0)1,5 \cdot 1 = 637,56 \text{ H},$$

Де $F_{rEA} = k_F A = 0,4 \cdot 381,74 = 152,7 \text{ H}$ - еквівалентна навантага в опорі А;

$F_{aEA} = k_E H = 0,4 \cdot 330,97 = 132,39 \text{ H}$ - еквівалентна вісева навантага в опорі А;

$V=1$ – коефіцієнт при обертанні внутрішнього кільця вальниці;

$k_E=0,4$ – коефіцієнт еквівалентності для V режиму роботи;

$k_B=1,5$ – коефіцієнт безпеки для зубчастих передач при помірних поштовхах (табл. 11.17);

$k_T=1$ – температурний коефіцієнт при $t=120^\circ\text{C}$.

$F_{rEB} = k_E B = 0,4 \cdot 1062,6 = 425,04 \text{ H}$ - еквівалентна радіальна навантага в опорі В.

Подальший розрахунок ведемо для більш навантаженої опори.

Довговічність роботи вальниці

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 950 \cdot 4000}{10^6} = 228 \text{ млн.обертів.}$$

Потрібна динамічна вантажність вальниці

$$C_{ПТ} = P_{EB} \sqrt[3]{L} = 637,56 \sqrt[3]{228} = 3895 \text{ H},$$

Де $p=3$ – для кулькових вальниць.

Оскільки $C_{ПТ}=3895\text{H} < C=33200\text{H}$, то попередньо намічена вальниця підходить з великим запасом.

Можна вибрати вальницю 107 за ГОСТ 8338 надлегкої серії:

$$dxDxB=35x62x14 \text{ мм з } C=15900\text{H}, C_0=8500\text{H}, \text{ масою } 0,16 \text{ кг } (/12/, 121).$$

Тоді при проектуванні швидкохідного вала враховуємо, що довжина його зменшиться на $2x7=14\text{мм}$, що доцільно та економно.

4.8. розрахунок вала на статичну міцність

Проводимо розрахунок вала в перерізі С (рис. 4), де знаходиться шестірня з діаметром $d_{f_1} = 53,57$ мм.

Момент опору при згинанні:

$$W_{зГС} = \frac{\pi d_{f_1}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 53,57^3}{32} = 10715,5 \text{ мм}^3;$$

Момент опору при крутінні:

$$W_{КС} = \frac{\pi d_{f_1}^3}{16} = \frac{\pi \cdot 53,57^3}{16} = 21431 \text{ мм}^3;$$

Площа перерізу:

$$A_C = \frac{\pi d_{f_1}^3}{4} = \frac{\pi \cdot 53,57^3}{4} = 1794 \text{ мм}^3.$$

Розрахункові максимальні навантаги в перерізі:

максимальний згинальний момент:

$$M_{\max C} = KM_C = 2,2 \cdot 48021 = 105646,2 \text{ Нмм};$$

максимальний обертовий момент:

$$T_{\max C} = KT_1 = 2,2 \cdot 35380 = 77836 \text{ Нмм};$$

Максимальна вісева навантага:

$$F_{\max C} = KF_{a_1} = 2,2 \cdot 330,97 = 728,13 \text{ Нмм};$$

Максимальні напруги в розрахунковому перерізі:

напруги згинання і тиску:

$$\sigma_{\max C} = \frac{M_{\max C}}{W_{зГС}} + \frac{F_{\max C}}{A} = \frac{105646,2}{10715,5} + \frac{728,13}{1794} = 10,26 \text{ МПа};$$

напруга крутіння:

$$\tau_{\max C} = \frac{T_{\max C}}{W_{КС}} = \frac{77836}{21431} = 3,63 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнти запасу міцності за нормальними і дотичними напругами:

$$n_{r\sigma} = \frac{\sigma_{нл}}{\sigma_{\max C}} = \frac{750}{10,26} = 73,1;$$

$$n_{T\tau} = \frac{\tau_{nl}}{\tau_{\max C}} = \frac{450}{3,63} = 124.$$

Згинальний коефіцієнт запасу міцності за границею плинності:

$$n_{nl} = \frac{n_{T\sigma} n_{T\tau}}{\sqrt{n_{T\sigma}^2 + n_{T\tau}^2}} = \frac{73,1 \cdot 124}{\sqrt{73,1^2 + 124^2}} = 63.$$

Для сталі 40X при $\sigma_{m\tau} / \sigma_T = 900 / 750 = 1,2 < 1,4$ і режимі роботи V допустиме значення загального коефіцієнта запасу за границею плинності $n^{adm} = 2,2$ (табл. 11.18).

Статична міцність вала забезпечена, оскільки

$$n_{nl} 63 > n_{nl}^{adm} = 2,2.$$

4.9. Розрахунок вала на витривалість

Проводимо розрахунок вала в точці С (рис. 4). Оскільки редуктор працює в нереверсивному режимі, приймаємо для вала, що напруга згинання змінюється за симетричним циклом, а напруга крутіння - за віднульованим циклом.

Визначення характеристик витривалості вала.

Коефіцієнти, які враховують вплив усіх факторів на витривалість, відповідно при згинанні і крутінні:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_r} = \left(\frac{1,7}{0,71} + \frac{1}{1,81} - 1 \right) \frac{1}{2} = 1,31;$$

$$K_{rD} = \left(\frac{K_r}{\varepsilon_r} + \frac{1}{K_{Fr}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} = \left(\frac{1,55}{0,71} + \frac{1}{1,891} - 1 \right) \frac{1}{2} = 1,15;$$

Де $K_{\sigma}=1,7$; $K_r=1,55$ - ефективні коефіцієнти напруг для зубчастих (шліцьових) відрізків вала (табл. 11.24, /10/) при $\sigma_{m\tau}=900$ МПа,

$\varepsilon_{\sigma}=0,71$ і $\varepsilon_{\tau}=0,71$ (табл. 11.27, /10/), для вала $d_{f_1} = 47,79$ мм;

$K_{F\sigma}=0,81$ - коефіцієнт впливу якості обробки поверхні при розрахунку на згинання, для механічної обробки поверхні - точкою при

$R_a=0,8 \dots 3,2$ мкм, при $\sigma_{m\tau}=900$ МПа (табл. 11.29);

$K_{Fr} = 0,575K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,81 + 0,425 = 0,891$ - коефіцієнт впливу якості обробки поверхні при розрахунку на крутіння;

$K_V=2,0$ – коефіцієнт впливу зміцнення при поверхневій обробці для випадку, коли поверхня вала зміцнюється (табл. 11.28), бо маємо вал-шестірню.

Коефіцієнти, які характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напруг, відповідно при згинанні і крутінні:

$$\psi_{\sigma} = \frac{0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_{\text{мц}}}{K_{\sigma D}} = \frac{0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 900}{1,31} = 0,153;$$

$$\psi_{\tau} = \frac{0,5\psi_{\sigma}}{K_{\tau D}} = \frac{0,5 \cdot 0,153}{1,15} = 0,0664.$$

Амплітуда напруг циклу при згинанні і крутінні:

$$\sigma_a = \frac{M_C}{W_{зГС}} = \frac{48021}{10715,5} = 4,48 \text{ МПа};$$

$$\tau_a \frac{\tau_k}{2} = \frac{T_i}{2W_{кС}} = \frac{35380}{2 \cdot 21431} = 0,825 \text{ МПа}.$$

Середня напруга циклу при згинанні і крутінні:

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 0,825 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на витривалість відповідно за нормальними і дотичними напругами:

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{410}{1,31 \cdot 4,48 + 0,153 \cdot 0} = 69,8;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{240}{1,15 \cdot 0,825 + 0,0664 \cdot 0,825} = 239,3.$$

Загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{68,9 \cdot 239,3}{\sqrt{69,8^2 + 239,3^2}} = 67.$$

Для режиму роботи $R=V$ допустимий запас міцності за границею витривалості $S^{adm}=1,5$ (табл. 11.18, /10/).

Втомна міцність вала забезпечена, оскільки

$$S=67 > S^{adm}=1,5.$$

Розрахунок на жорсткість робити не будемо.

5. Розрахунок проміжного вала редуктора і вибір вольниць

5.1. Вихідні дані для розрахунку

обертний момент на валі $T_2 = 192,18 \text{ Нм}$;

частота обертання вала $n_2 = 169,6 \text{ хв}^{-1}$;

сили, що діють на косозубе колесо першого ступеня:

колова сила $F_{t_2} = 1158,7 \text{ Н}$;

радіальна сила $F_{r_2} = 429,2 \text{ Н}$;

вісева сила $F_{a_2} = 219,6 \text{ Н}$;

сили, що діють на циліндричну прямозубу шестірню другого ступеня редуктора:

колова сила $F_{t_3} = 4245 \text{ Н}$;

радіальна сила $F_{r_3} = F_{t_3} \cdot \text{tg} \alpha_w = 4245 \cdot \text{tg} 20^\circ = 1545 \text{ Н}$;

діаметр початкового обводу колеса $d_{w_2} = 338,93 \text{ мм}$;

діаметр початкового обводу шестірні $d_{w_3} = 88 \text{ мм}$;

ширина колеса $b_2 = 60 \text{ мм}$;

ширина шестірні $b_3 = 84 \text{ мм}$;

коефіцієнт можливої перевантаги $K = 2,2$;

довговічність роботи привода конвеєра $L_h = 4000 \text{ год}$;

типовий режим роботи $R = V$.

5.2. Вибір матеріалу

Беремо сталь 45 за ГОСТ 1050, термообробка - поліпшення, твердість - 260...280НВ (табл. 11.1, /10/). Механічні характеристики сталі, покладаючи, що діаметр заготовки не перевищує 80мм;

$\sigma_{мц} = 900 \text{ МПа}$; $\sigma_{нл} = 650 \text{ МПа}$; $\tau_{нл} = 390 \text{ МПа}$;

$\sigma_{-1} = 380 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 230 \text{ МПа}$.

Усі ці механічні характеристики розшифровані в п. 4.2. (див. вище).

5.3. Проектний розрахунок вала

Діаметр вала під колесом або шестірнею:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi\tau^{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 192 \cdot 10^3}{23}} = 34,3 \text{ мм},$$

Де $\tau^{adm} \approx (0,025 \dots 0,03)\sigma_{мц} = (0,025 \dots 0,03)900 = 22,5 \dots 27 \text{ МПа}$ - умовна

гранична напруга при крутінні; приймаємо $\tau^{adm} \approx 23 \text{ МПа}$. За ГОСТ 6636 (табл. 11.3, /10/) приймаємо діаметр вала під колесом і шестірнею $d = 42 \text{ мм}$ (рис. 6).

5.4. Розробка конструкції вала

Конструкція вала показана на рис. 6. Попередньо для проміжного вала вибираємо вальниці кулькові радіальні однорядні середньої серії 308 за ГОСТ 8338 (табл. 11.9, /10/) з параметрами $dxDxB = 40 \times 90 \times 23 \text{ мм}, C = 41,0 \text{ кН}; C_0 = 22,4 \text{ кН}$.

Отже, $d_B = 40 \text{ мм}$ - діаметр відрізків вала під вальницями.

Діаметр буртика для упору колеса і шестірні:

$$d_B = d + 2f = 42 + 2 \cdot 2,8 = 47,5 \text{ мм} \approx 48 \text{ мм},$$

де $f = 2,8 \text{ мм}$ - висота буртика сусіднього відрізка вала (табл. 11.4, /10/).

Лінійні розміри вала (рис. 6) визначаються з ескізної компоновки редуктора.

Перевірка: $670,43 - 485,56 - 1815,42 + 1630,55 = 0$.

$$M_{A_6} = 0; M_{B_6} = 0; M_C^{ліб} = A_6 l_k = 670,43 \cdot 44,5 = 29834,14 \text{ Нм};$$

$$M_{C_6}^{np} = A_6 l_k + F_{a_2} (d_{w_3} / 2) = 29834,14 + 50547,395 = 80381,33 \text{ Нм},$$

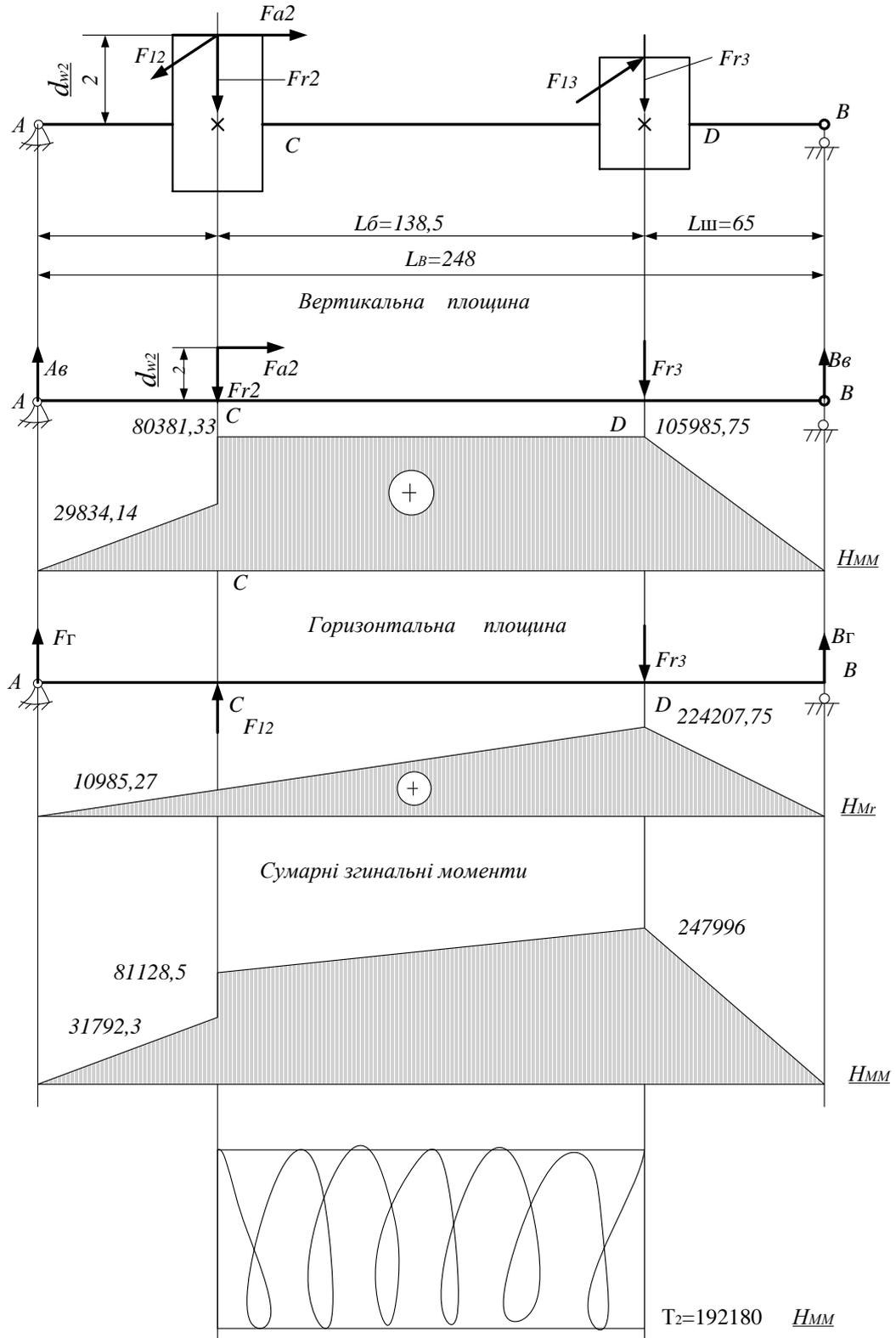


Рис. 7. Розрахункова схема вала з епюрами згинальних і обертових моментів

$$M_{D_e} = B_e l_{uu} = 1630,55 \cdot 65 = 105986,75 \text{ Нмм};$$

$$M_{C_e}^{np} = B_e (l_B + l_{uu}) - F_{t_3} l_B = 1630,55(138,5 + 65) - 1815,42 \cdot 138,5 = 80381,25 \text{ Нм};$$

Що приблизно рівне 80381,33 Нм (див. $M_{C_e}^{np}$ - вище). Це зроблено для перевірки. Будуємо епюру $M_{3Г}$ у вертикальній площині (рис. 7).

Горизонтальна площина

$$\sum_{momA} = 0; F_{t_2} l_k - F_{t_3} (l_k + l_B) + B_r l_e = 0,$$

Звідки

$$B_r = \frac{F_{t_3} (l_k + l_B) - F_{t_2} l_k}{l_e} =$$

$$\frac{4988,86(44,55 + 138,5) - 1292,65 \cdot 44,5}{248} = 3449,35 \text{ Н};$$

$$\sum_{momB} = 0; -A_r l_e - F_{t_2} (l_e + l_k) + F_{t_3} l_{uu} = 0,$$

Звідки

$$A_r = \frac{-F_{t_2} (l_e + l_k) + F_{t_3} l_{uu}}{l_e} =$$

$$\frac{-1292,65(248 - 44,5) + 4988,86 \cdot 65}{248} = 246,86 \text{ Н}.$$

Перевірка: $246,86 + 1292,65 - 4988,86 + 3449,35 = 0$.

$$M_{AГ} = 0; M_{BГ} = 0; M_{CГ} = A_r l_k = 246,86 \cdot 44,5 = 10985,27 \text{ Нмм}.$$

$$M_{DГ} = B_r l_{uu} = 3449,35 \cdot 65 = 224207,75 \text{ Нмм}.$$

Сумарні згинальні моменти:

$$M_C^{li6} = \sqrt{29834,14^2 + 10985,27^2} = 31792,3 \text{ Н};$$

$$M_C^{np} = \sqrt{80381,33^2 + 224207,27^2} = 81128,5 \text{ Н};$$

$$M_D = \sqrt{10985,27^2 + 224207,75^2} = 241996 \text{ Н}.$$

Сумарні реакції в опорах вала:

$$A = \sqrt{A_e^2 + A_r^2} = \sqrt{670,43^2 + 246,86^2} = 714,4 \text{ Н};$$

$$B = \sqrt{B_g^2 + B_r^2} = \sqrt{1630,55^2 + 3449,35^2} = 3815,3H;$$

Вісєва реакція в опорі В:

$$H_B = -F_{a_1} = -219,6H.$$

5.6. підбір вальниць котіння

Нами попередньо вибрані вальниці (п. 5.4.) (308 – радіальні кулькові середньої серії) $dxDxB=40x90x23$, $C=41,0кН$; $C_0=22,4кН$.

$$\text{Для опори В, де діє вісєва реакція } H_B, \text{ при } \frac{iF_a}{C_0} = \frac{iH_B}{C_0} = \frac{1 \cdot 220}{22400} = 0,0098;$$

за табл. 11.13 приймаємо $e=0,191$.

$$\text{Відношення } \frac{F_a}{VF_r} = \frac{H_B}{VB} = \frac{220}{1 \cdot 3815,3} = 0,0868, \text{ що менше } e=0,191;$$

Тоді для опори В $X=1; Y=0$.

$$\text{Для опори А, де відсутня вісєва навантага, відношення } \frac{iF_a}{C_0} = \frac{0}{C_0} = 0 \text{ і}$$

$$\frac{F_a}{VF_r} = 0 < e \text{ приймаємо } X=1 \text{ і } Y=0 \text{ (стор. 12).}$$

Еквівалентна динамічна радіальна навантага для опор А та В:

$$P_{EA} = (XVF_{rEA} + YF_{aEA})k_B k_T = (1 \cdot 1 \cdot 285,76 + 0) \cdot 1,5 \cdot 1 = 428,64H;$$

$$P_{EB} = (XVF_{rEB} + YF_{aEB})k_B k_T = (1 \cdot 1 \cdot 1526,12 + 0) \cdot 1,5 \cdot 1 = 2289,2H;$$

Де $F_{rEA} = k_E A = 0,4 \cdot 714,4 = 285,76H$ - еквівалентна навантага в опорі

А;

$$F_{aEA} = k_E H_A = 0;$$

$$F_{rEB} = k_E B = 0,4 \cdot 3815,3 = 1526,12H \text{ - еквівалентна навантага в опорі В;}$$

$$F_{aEB} = k_E H_B = 0,4 \cdot 331 = 132,4H \text{ - еквівалентна вісєва навантага в опорі}$$

В;

V, k_E, k_B, k_T ті ж, що й в попередньому розділі.

Подальший розрахунок ведемо для більш навантаженої опори.

Довговічність роботи вальниці

$$L = \frac{60 \cdot nL_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 169,6 \cdot 4000}{10^6} = 40,704 \text{ млн.обертів.}$$

Потрібна динамічна вантажність вальниці

$$C_{ПТ} = P_{EB} \sqrt[3]{L} = 2289,2 \sqrt[3]{40,704} = 7874,6 \text{ Н.}$$

Оскільки $C_{СП} = 7874,6 < C = 41000$, то попередньо намічена вальниця підходить, проте з великим недовантаженням.

Остаточно вибираємо вальницю надлегкої серії радіальну кулькову 108 за ГОСТ 8338 $d \times D \times B = 40 \times 68 \times 15$ із $C = 16800 \text{ Н}$ і $C_0 = 9300 \text{ Н}$ (див. /12/).

5.7. Розрахунок вала на статичну міцність

Розрахунок проводимо в точці D, геометричні параметри перерізу тут $d_D = d_w = 42 \text{ мм}$, шпонкове з'єднання шпонкою $b \times h = 12 \times 8 \text{ мм}$ (табл. 11.19).

Геометричні характеристики небезпечного перерізу в точці D.

Момент опору при згинанні:

$$W_{згD} = \frac{\pi d_D^3}{32} - \frac{bh(2d_D - h)^2}{16d_D} = \frac{\pi \cdot 42^3}{16} - \frac{12 \cdot 8(2 \cdot 42 - 8)^2}{16 \cdot 42} = 13722 \text{ мм}^3;$$

Площа перерізу:

$$A_D = \frac{\pi d_D^2}{4} - \frac{bh}{2} = \frac{\pi \cdot 42^2}{4} - \frac{12 \cdot 8}{2} = 1337,4 \text{ мм}^2.$$

Розрахункові максимальні навантаги в перерізі:

$$M_{\max D} = KM_D = 2,2 \cdot 247996 = 545591,2 \text{ Нмм};$$

$$T_{\max D} = KT_2 = 2,2 \cdot 1981150 = 435930 \text{ Нмм};$$

$$F_{\max D} = KF_{a_2} = 2,2 \cdot 331 = 728,2 \text{ Н.}$$

Максимальні напруги в розрахунковому перерізі (напруги згинання і стиску):

$$\sigma_{\max D} = \frac{M_{\max D}}{W_{згD}} + \frac{F_{\max D}}{A_D} = \frac{545591,2}{6448,4} + \frac{728,2}{1337,4} = 85,2 \text{ МПа};$$

Напруга крутіння:

$$\tau_{\max D} = \frac{T_{\max D}}{W_{KD}} = \frac{435930}{13722} = 31,8 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності за нормальними і дотичними напругами:

$$n_{T\sigma} = \frac{\sigma_{nl}}{\sigma_{\max D}} = \frac{650}{85,2} = 7,63;$$

$$n_{T\tau} = \frac{\tau_{nl}}{\tau_{\max D}} = \frac{390}{31,8} = 12,3.$$

Згинальний коефіцієнт запас міцності за границею плинності:

$$n_{nl} = \frac{n_{T\sigma} n_{T\tau}}{\sqrt{n_{T\sigma}^2 + n_{T\tau}^2}} = \frac{7,63 \cdot 12,3}{\sqrt{7,63^2 + 12,3^2}} = 6,5.$$

Для сталі 45 при $\sigma_{mц} / \sigma_{nl} = 900/650 = 1,38 < 1,4$ і режимі роботи V допустиме значення загального коефіцієнта запасу за границею плинності $n_{nl}^{adm} = 2,2$ (табл. 11.18, /10/).

Статична міцність вала забезпечена, оскільки

$$n_T = 6,5 > n_{nl}^{adm} = 2,2.$$

5.8. Розрахунок вала на витривалість

Проводимо розрахунок перерізу вала в точці D (рис. 6, 7). Умови ті ж, що й в п. 5.9.

Визначення характеристик витривалості вала.

Коефіцієнти, що враховують вплив усіх факторів на витривалість, відповідно при згинанні і крутінні:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} = \left(\frac{2,2}{0,84} + \frac{1}{0,81} - 1 \right) \frac{1}{1} = 2,854;$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} = \left(\frac{2}{0,73} + \frac{1}{0,81} - 1 \right) \frac{1}{1} = 2,862,$$

Де $K_{\sigma} = 2,2$; $K_{\tau} = 2$ (табл. 11.24) для шпонкових відрізків валів при $\sigma_{mц} = 900$ МПа;

$\varepsilon_{\sigma} = 0,84$ і $\varepsilon_{\tau} = 0,73$ (табл. 11.27, /10/) для $d_D = 42$ мм, $K_{F\sigma} = 0,81$ при $R_a = 0,8$ мкм і $\sigma_{mц} = 900$ МПа (табл. 11.29).

$$K_{\tau} = 0,575 K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,81 + 0,425 = 0,891,$$

$$K_V = 1 \text{ (табл. 11.28).}$$

Пояснення параметрів див. в п. 4.9.

Коефіцієнти, які характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напруг, відповідно при згинанні і крутінні:

$$\psi_{\sigma} = \frac{0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_{\text{мц}}}{k_{\sigma D}} = \frac{0,02 + 2 \cdot 10^{-4} 900}{2,854} = 0,07;$$

$$\psi_{\tau} = \frac{0,5 \psi_{\sigma}}{k_{\tau D}} = \frac{0,5 \cdot 0,07}{2,862} = 0,0122.$$

Амплітуди напруг циклу при згинанні і крутінні:

$$\sigma_a = \frac{M_D}{W_{згD}} = \frac{247996}{6448,4} = 38,46 \text{ МПа};$$

$$\tau_a \frac{\tau_k}{2} = \frac{T_2}{2W_{кD}} = \frac{198150}{2 \cdot 13722} = 7,22 \text{ МПа}.$$

Середня напруга циклу при згинанні і крутінні:

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 7,22 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнти запасу міцності при розрахунку на витривалість відповідно за нормальними і дотичними напругами:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{380}{2,854 \cdot 38,46 + 0,07 \cdot 0} = 3,46;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau D} \sigma_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{230}{2,862 \cdot 7,22 + 0,0122 \cdot 7,22} = 11,08.$$

Загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{3,46 \cdot 11,08}{\sqrt{3,46^2 + 11,08^2}} = 3,3.$$

Для режиму роботи $R=V$ допустимий запас міцності за границею витривалості $S^{adm} = 1,5$ (табл. 11.18).

Втомна міцність вала забезпечена, оскільки

$$S = 3,3 > S^{adm} = 1,5.$$

5.9. Розрахунок вала на жорсткість

Зведений діаметр ступінчатого вала в межах опор:

$$d = \frac{1}{\sqrt[4]{\frac{1}{d_0^4} \cdot \frac{l_1}{l_e} + \frac{1}{d^4} \cdot \frac{l_2}{l_e} + \frac{1}{d_0^4} \cdot \frac{l_3}{l_e}}} =$$

$$= \frac{1}{\sqrt[4]{\frac{1}{65^4} \cdot \frac{65.5}{266.8} + \frac{1}{61^4} \cdot \frac{67.2}{266.8} + \frac{1}{73.05^4} \cdot \frac{92.6}{266.8} + \frac{1}{60^4} \cdot \frac{12.5}{266.8}}} = 67.73 \text{ мм},$$

Момент інерції перерізу:

$$I = \frac{\pi \cdot d_{np}^4}{64} = \frac{3.14 \cdot 67.73^4}{64} = 1032461.763 \text{ мм}^4.$$

Прогини вала від діючих на нього сил (колесо) (табл. 11.30):

від колової сили F_{t_2} :

$$y_{tc} = -\frac{F_{t_2} \cdot l_e^2 \cdot l_e^2}{3EI_{on}} = -\frac{735.2 \cdot 55.1^2 \cdot 211.7^2}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.763 \cdot 266.8} = -0.00057 \text{ мм},$$

де $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль пружності для сталі;

від радіальної сили F_{r_2} :

$$y_{rc} = \frac{F_{r_1} \cdot l_e^2 \cdot l_e^2}{3EI_{on}} = \frac{271.85 \cdot 55.1^2 \cdot 211.7^2}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.763 \cdot 266.8} = 0.00021 \text{ мм},$$

від осьової сили F_{a_2} :

$$y_{ac} = -\frac{F_{a_2} \cdot l_e \cdot d_{w1}}{12EI_{on}} \cdot (2 \cdot l_{on}^2 - 6 \cdot l_{on} \cdot l_k + 4 \cdot l_k^2) =$$

$$= -\frac{131.62 \cdot 55.1 \cdot 380.98}{12 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.763 \cdot 266.8} \cdot (2 \cdot 266.8^2 - 6 \cdot 266.8 \cdot 55.1 + 4 \cdot 55.1^2) =$$

$$= -0.00021 \text{ мм},$$

Сумарний прогин в точці С:

$$y_c = \sqrt{y_{tc}^2 + (y_{rc} + y_{ac})^2} = \sqrt{-0.00057^2 + (0.00021 - 0.00021)^2} = 0.00057 \text{ мм.}$$

Допустимий прогин вала для циліндричних зубчастих передач:

$$y^{adm} \approx 0.01 \cdot m_n = 0.01 \cdot 3 = 0.03 \text{ мм.}$$

Жорсткість вала забезпечена, оскільки:

$$y_c = 0.00057 \text{ мм} < y^{adm} = 0.03 \text{ мм.}$$

Прогини вала від діючих на нього сил (шестірня) (табл. 11.30):

від колової сили F_{t_3} :

$$y_{tD} = \frac{F_{t_3} \cdot l_g^2 \cdot l_g^2}{3EI_{on}} = \frac{3595.8 \cdot 66.3^2 \cdot 200.5^2}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.763 \cdot 266.8} = 0.0036 \text{ мм,}$$

від радіальної сили F_{r_3} :

$$y_{rD} = \frac{F_{r_3} \cdot l_g^2 \cdot l_g^2}{3EI_{on}} = \frac{1308.76 \cdot 66.3^2 \cdot 200.5^2}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.763 \cdot 266.8} = 0.0013 \text{ мм,}$$

Сумарний прогин в точці D:

$$y_d = \sqrt{y_{td}^2 + y_{rd}^2} = \sqrt{0.0036^2 + 0.0013^2} = 0.0038 \text{ мм.}$$

Допустимий прогин вала для циліндричних зубчастих передач:

$$y^{adm} \approx 0.01 \cdot m_n = 0.01 \cdot 3 = 0.03 \text{ мм.}$$

Жорсткість вала забезпечена, оскільки:

$$y_d = 0.0038 \text{ мм} < y^{adm} = 0.03 \text{ мм.}$$

Сумарний прогин вала:

$$y = y_c + y_d = 0.000576 + 0.0038 = 0.0043 \text{ мм.}$$

Жорсткість вала забезпечена, оскільки:

$$y_d = 0.0043 \text{ мм} < y^{adm} = 0.03 \text{ мм.}$$

Кути повороту вала у вальницях (колесо) (табл. 11.30):

в опорі А:

$$\theta_{ta} = -\frac{F_{t_2} \cdot l_g \cdot l_g (l_{on} + l_g)}{6EI l_{on}} = -\frac{735.2 \cdot 55.1 \cdot 211.7 \cdot (266.8 + 211.7)}{6 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.763 \cdot 266.8} = -1.18 \cdot 10^{-5} \text{ рад},$$

$$\theta_{ra} = \frac{F_{r_2} \cdot l_g \cdot l_g (l_{on} + l_g)}{6EI l_{on}} = \frac{271.85 \cdot 55.1 \cdot 211.7 \cdot (266.8 + 211.7)}{6 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.736 \cdot 266.8} = 0.43 \cdot 10^{-5} \text{ рад},$$

$$\begin{aligned} \theta_{aA} &= \frac{F_{a_2} \cdot d_{w_2}}{12EI l_{on}} \cdot (2l_{on}^2 - 6 \cdot l_g \cdot l_{on} + 3 \cdot l_g^2) = \\ &= \frac{131.62 \cdot 380.98}{12 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.736 \cdot 266.8} \cdot (2 \cdot 266.8^2 - 6 \cdot 55.1 \cdot 266.8 + 3 \cdot 55.1^2) = \\ &= 0.45 \cdot 10^{-5} \text{ рад}, \end{aligned}$$

Сумарний кут повороту у вальниці опори (колесо) А:

$$\begin{aligned} \theta_{A_1} &= \sqrt{\theta_{tA}^2 + (\theta_{ra} + \theta_{aA})^2} = \sqrt{(-1.18 \cdot 10^{-5})^2 + (0.43 \cdot 10^{-5} + 0.45 \cdot 10^{-5})^2} = \\ &= 1.47 \cdot 10^{-5} \text{ рад}. \end{aligned}$$

Кути повороту вала у вальницях (шестірня) (табл. 11.30):

в опорі А:

$$\theta_{ta} = \frac{F_{t_3} \cdot l_g \cdot l_g (l_{on} + l_g)}{6EI l_{on}} = \frac{3595.8 \cdot 66.3 \cdot 200.5 \cdot (266.8 + 66.3)}{6 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.736 \cdot 266.8} = 4.58 \cdot 10^{-5} \text{ рад},$$

$$\theta_{ra} = \frac{F_{r_3} \cdot l_g \cdot l_g (l_{on} + l_g)}{6EI l_{on}} = \frac{1308.76 \cdot 66.3 \cdot 200.5 \cdot (266.8 + 66.3)}{6 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.736 \cdot 266.8} = 1.66 \cdot 10^{-5} \text{ рад},$$

Сумарний кут повороту у вальниці опори (шестірня) А:

$$\theta_{A_2} = \sqrt{\theta_{tA}^2 + \theta_{ra}^2} = \sqrt{(4.58 \cdot 10^{-5})^2 + (1.66 \cdot 10^{-5})^2} = 4.87 \cdot 10^{-5} \text{ рад}.$$

Сумарний кут повороту у вальниці опори А:

$$\theta = \theta_{A_1} + \theta_{A_2} = 1.47 \cdot 10^{-5} + 4.87 \cdot 10^{-5} = 6.34 \cdot 10^{-5} \text{ рад}.$$

в опорі (колесо) В:

$$\theta_{tB} = \frac{F_{t2} \cdot l_g \cdot l_g (l_{on} + l_g)}{6EI l_{on}} = \frac{735.2 \cdot 55.1 \cdot 211.7 \cdot (266.8 + 55.1)}{6 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.736 \cdot 266.8} = 0.79 \cdot 10^{-5} \text{ рад},$$

$$\theta_{rB} = -\frac{F_{r2} \cdot l_g \cdot l_g (l_{on} + l_g)}{6EI l_{on}} = -\frac{271.85 \cdot 55.1 \cdot 211.7 \cdot (266.8 + 55.1)}{6 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.736 \cdot 266.8} = -0.29 \cdot 10^{-5} \text{ рад},$$

$$\begin{aligned} \theta_{aB} &= \frac{F_{a2} \cdot d_{w2}}{12EI l_{on}} \cdot (l_{on}^2 - 3 \cdot l_g^2) = \\ &= \frac{131.62 \cdot 380.98}{12 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.736 \cdot 266.8} \cdot (266.8^2 - 3 \cdot 55.1^2) = 0.44 \cdot 10^{-5} \text{ рад}, \end{aligned}$$

Сумарний кут повороту у вальниці опори В:

$$\theta_{B_1} = \sqrt{\theta_{tB}^2 + (\theta_{rB} + \theta_{aB})^2} = \sqrt{(0.79 \cdot 10^{-5})^2 + (-0.29 \cdot 10^{-5} + 0.44 \cdot 10^{-5})^2} = 0.8 \cdot 10^{-5} \text{ рад}.$$

в опорі (шестірня) В:

$$\theta_{tB} = -\frac{F_{t3} \cdot l_g \cdot l_g (l_{on} + l_g)}{6EI l_{on}} = -\frac{3595.8 \cdot 66.3 \cdot 200.5 \cdot (266.8 + 200.5)}{6 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.736 \cdot 266.8} = -6.43 \cdot 10^{-5} \text{ рад},$$

$$\theta_{rB} = -\frac{F_{r3} \cdot l_g \cdot l_g (l_{on} + l_g)}{6EI l_{on}} = -\frac{1308.76 \cdot 66.3 \cdot 200.5 \cdot (266.8 + 200.5)}{6 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 1032461.736 \cdot 266.8} = -2.34 \cdot 10^{-5} \text{ рад},$$

Сумарний кут повороту у вальниці опори (шестірня) В:

$$\theta_{B_2} = \sqrt{\theta_{tB}^2 + (\theta_{rB})^2} = \sqrt{(-6.73 \cdot 10^{-5})^2 + (-2.34 \cdot 10^{-5})^2} = 7.12 \cdot 10^{-5} \text{ рад}.$$

Сумарний кут повороту у вальниці опори В:

$$\theta_B = \theta_{B_1} + \theta_{B_2} = 0.8 \cdot 10^{-5} + 7.12 \cdot 10^{-5} = 7.92 \cdot 10^{-5} \text{ рад}.$$

Допустимий кут повороту вала для кулькових однорядних вальниць котіння $\theta^{adm} = 0.005 \text{ рад}$.

Таким чином, умови міцності і жорсткості вала виконуються.

6. Розрахунок тихохідного вала і вибір вальниць

6.1. Вихідні дані для розрахунку:

крупний момент на валі $T_3 = 662 \text{ Нм}$;

частота обертання вала $n_3 = 47,77 \text{ хв}^{-1}$;

сили, що діють в прямозубій циліндричній передачі;

колова сила $F_{t_4} = 4245 \text{ Н}$;

радіальна сила $F_{r_4} = 1545 \text{ Н}$; ;

ширина колеса $b_{w_4} = 80 \text{ мм}$;

$K_{пер} = 2,2$;

довговічність роботи привода конвеєра $L_h = 4000 \text{ год}$; типовий режим роботи $R=V$.

редуктор встановлений у приводі стрічкового конвеєра.

6.2. Вибір матеріалу вала

Матеріал - сталь **45**.

Поліпшення, твердість 260...280НВ (табл. 11.1).

Механічні характеристики сталі (діаметр заготовки не перевищує 80мм);

$\sigma_{мц} = 900 \text{ МПа}$; $\sigma_{пл} = 650 \text{ МПа}$; $\tau_{мц} = 390 \text{ МПа}$;

$\sigma_{-1} = 380 \text{ МПа}$; $\tau_{-1} = 230 \text{ МПа}$.

6.3. Проектний розрахунок вала

Діаметр вихідного кінця вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T_3}{\pi\tau^{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 622 \cdot 10^3}{25}} = 52,3 \text{ мм},$$

Де $\tau^{adm} \approx (0,025...0,03)\sigma_{мц} = (0,025...0,3)900 = 22,5...27 \text{ МПа}$ – умовна допустима

напруга при крутіння; приймаємо $\tau^{adm} = 25 \text{ МПа}$. За ГОСТ 12080 (табл. 11.3) приймаємо циліндричний кінець вала $d = 55 \text{ мм}$ довжиною $l_d = 110 \text{ мм}$.

6.4. Розробка конструкції вала

На циліндричний кінець вала $d = 55 \text{ мм}$ встановлюється компенсна муфта – зубчаста, яка доводиться до опори в буртик сусіднього відрізка вала.

Діаметр наступного відрізка вала, на якому встановлюється вальниця котіння, визначається із співвідношення:

$$d_g \approx d + 2f = 55 + 2 \cdot 3 = 61 \text{ мм},$$

де $f = 3 \text{ мм}$ – висота буртика сусіднього відрізка вала (табл. 11.4 із /10/).

Попередньо вибираємо для вала кулькові радіальні однорядні вальниці надлегкої серії 112 за ГОСТ 8338 з параметрами $d \times D \times B = 60 \times 95 \times 18$ з $C = 29600 \text{ Н}$ і $C_o = 18300 \text{ Н}$ (/12/).

Отже, $d_g = 60 \text{ мм}$.

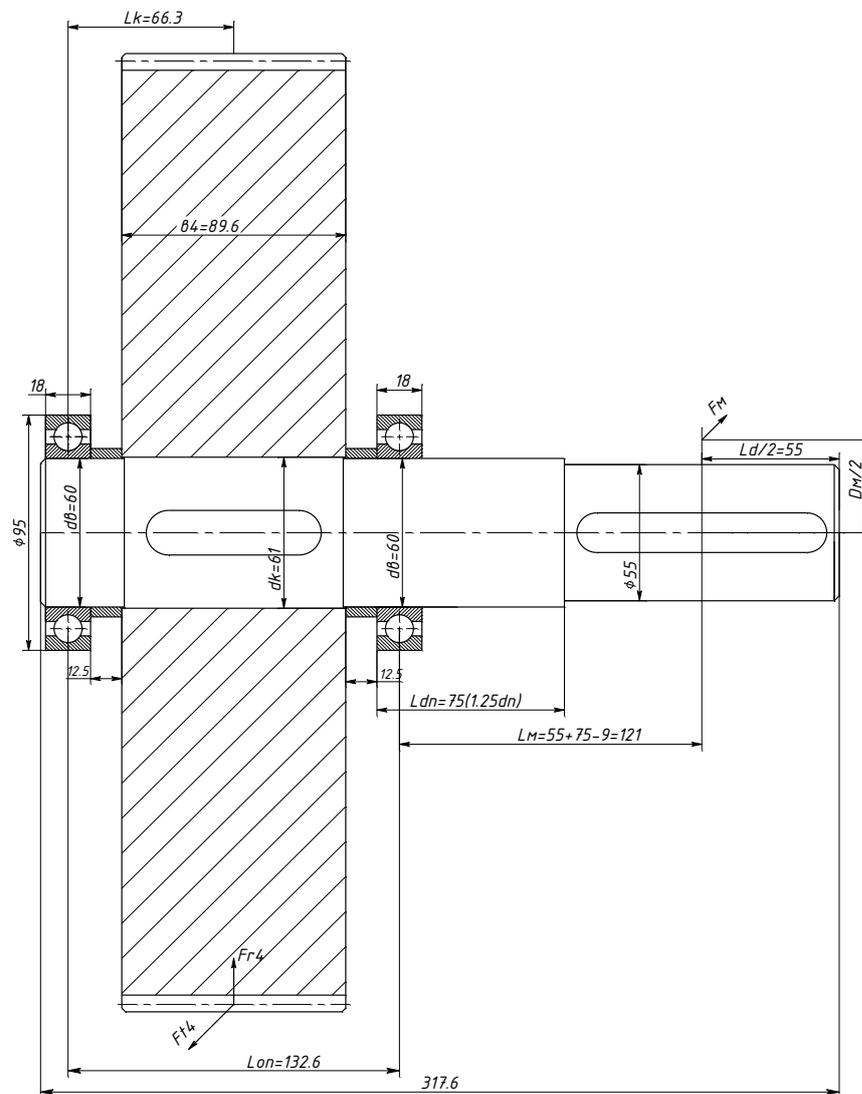


Рис. 7. Конструкція тихохідного вала редуктора

Інші параметри вибираємо конструктивно, зважаючи на простоту конструкції та технологічність (с.261-263, /14/).

6.5. Вибір муфти і визначення консольної навантаги від муфти

Розрахунковий момент для вибору муфти:

$$T_p = K_p T_3 = 1.5 \cdot 685 = 1027.5 \text{ Нм},$$

де $K_p = 1.5$ – коефіцієнт режиму роботи для стрічкового конвеєра (транспортера) (табл.11.20, /10/).

З врахуванням $T_p = 1027.5 \text{ Нм}$, $d = 40 \text{ мм}$ вибираємо зубчасту муфту за ДСТУ 2142-94 (ГОСТ 5006-94) (табл. 11.22), для якої:

$$T = 1000 \text{ Нм}; m = 2.5 \text{ мм}; z = 30 \text{ зубців}; D_1 = 105 \text{ мм}; D = 145 \text{ мм}; L = 174 \text{ мм},$$

де T – номінальний момент; D_1 – зовнішній діаметр муфти; D – зовнішній діаметр фланця муфти; L – довжина муфти; D_o – ділильний діаметр зубців; $D_o = mz = 2.5 \cdot 30 = 75 \text{ мм}$.

Консольна навантага при передачі обертового моменту муфтою (табл.11.23, /10/):

$$F_m = (0.15 \dots 0.2) \frac{2T_3}{D_o} = (0.15 \dots 0.2) \frac{2 \cdot 685}{0.075} = 2648 \dots 3531 \text{ Н}.$$

Приймаємо $F_m = 3000 \text{ Н}$.

6.6. Визначення реакцій в опорах і побудова епюр моментів

Визначаємо реакції в опорах.

$$A_e = B_e = F_{r4} / 2 = 1308.76 / 2 = 654.38 \text{ Н};$$

$$M_C = -A_e \cdot l_k = -654.38 \cdot 66.3 = -43385.394 \text{ Нмм}.$$

Будуємо епюру згинальних моментів.

Горизонтальна площина:

$$\sum_{\text{mom}A\Gamma} = F_{t4} \cdot l_k + B_{\Gamma} l_{on} (132.6) - F_m \cdot (l_m + l_{on}) = 0,$$

звідки

$$B_{\Gamma} = \frac{F_M \cdot (l_M + l_{on}) - F_{t_4} l_k}{l_{on}} = \frac{3000 \cdot (132.6 + 121) - 3595.8 \cdot 66.3}{132.6} = 3939.65 H.$$

$$\sum_{momB} = A_{\Gamma} \cdot l_{on} - F_{t_4} (l_{on} / 2) - F_M \cdot l_M = 0,$$

$$\text{Звідки } A_{\Gamma} = \frac{F_{t_4} (l_{on} / 2) + F_M \cdot l_M}{l_{on}} = \frac{3595.8 \cdot 66.3 + 3000 \cdot 121}{132.6} = 4535.45 H.$$

$$\text{Перевірка: } -4535.45 + 3595.8 + 3939.65 - 3000 = 0.$$

$$M_c^{лів} = -A_{\Gamma} (l_{on} / 2) = -4535.45 \cdot 66.3 = -300700.335 Hмм;$$

$$M_c^{np} = -F_M \cdot l_M = -3000 \cdot 121 = -363000 Hмм.$$

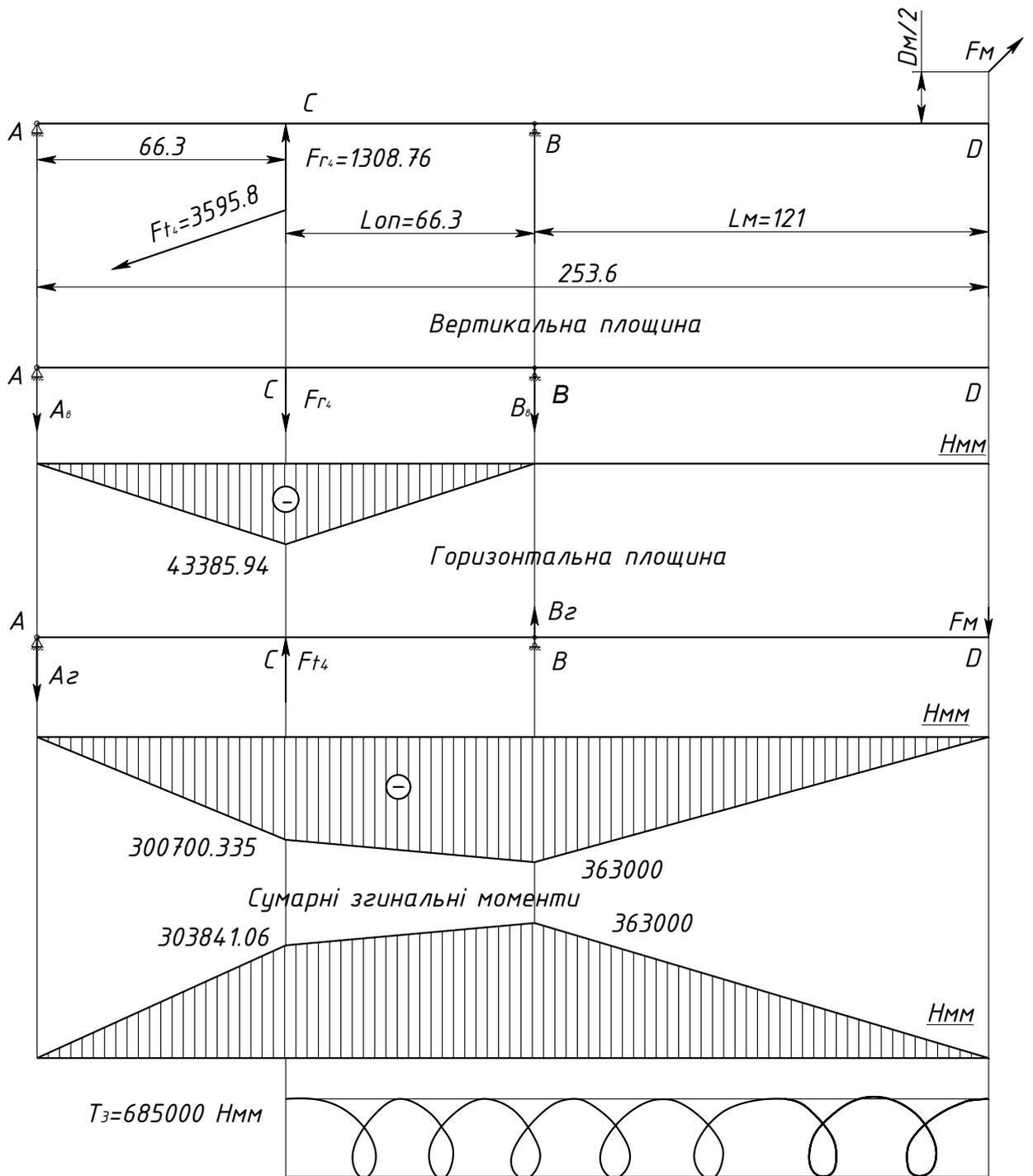


Рис.8. Розрахункова схема вала з епорами згинальних і обертових моментів.

Сумарна епора згинальних моментів будується після визначення:

$$M_C = \sqrt{43385.394^2 + 300700.335^2} = 303814.06 \text{ Нмм};$$

$$M_B = \sqrt{0^2 + 363000^2} = 363000 \text{ Нмм}.$$

Аналіз епюр вала (рис. 8) показує, що найнебезпечнішим є переріз в точці В.

6.7. вибір вольниць котіння

Нами попередньо вибрані кулькові радіальні вальниці 112 за ГОСТ 8338 з параметрами $d \times D \times B = 60 \times 95 \times 18$ мм з $C = 29600$ Н і $C_0 = 18300$ Н (див. п. 7.4.).

Сумарні реакції в опорах вала:

$$A = \sqrt{A_b^2 + Ar^2} = \sqrt{907,71^2 + 4430,43^2} = 4522 \text{ Н},$$

$$B = \sqrt{B_b^2 + Br^2} = \sqrt{907,71^2 + 1441,57^2} = 1704 \text{ Н}$$

Найважливішою є опора А.

Оскільки навантага тільки радіальна, тобто $P_{EA} = A = 4522$ Н – еквівалентна динамічна навантага, то довговічність вальці /номінальна/

$$L = \left(\frac{C}{P_{EA}} \right)^3 = \left(\frac{29600}{4522} \right)^3 = 280,5 \text{ млн. обертів},$$

Або

$$L_n = \frac{10^6 L}{60 n_3} = \frac{10^6 \cdot 280,5}{60 \cdot 47,77} = 97865 \text{ годин},$$

А задана довговічність 400 годин, тобто вибрані вальниці з великим запасом.

Отже, вальниця 112 задовольняє роботу привода стрічкового конвеєра.

6.8. розрахунок вала на статичну міцність.

Розрахунок проведемо в перерізі С, де геометричні параметри будуть $d_c = d_k = 61$ мм, шпонкове з'єднання шпонкою $b \cdot h = 18 \cdot 11$ мм /табл. 11.19, /10/.

Момент опору при згинанні

$$W_{згс} = \frac{\pi d_c^3}{32} = \frac{bh(2d_c - h)^2}{16d_c} = \frac{\pi \cdot 61^3}{32} - \frac{18 \cdot 11(2 \cdot 61 - 11)^2}{16 \cdot 61} = 19784 \text{ мм}^3.$$

Момент опору при крутінні

$$W_{кк} = \frac{\pi d_c^3}{16} = \frac{bh(2d_c - h)^2}{16d_c} = \frac{\pi \cdot 61^3}{16} - \frac{18 \cdot 11(2 \cdot 61 - 11)^2}{16 \cdot 61} = 42068 \text{ мм}^3.$$

Площа перерізу:

$$A_c = \frac{\pi d_c^2}{4} - \frac{bh}{2} = \frac{\pi \cdot 61^2}{4} - \frac{18 \cdot 11}{2} = 2524 \text{ мм}^3$$

Розрахункові максимальні навантаги в перерізі:

максимальний згинальний момент:

$$M_{\max c} = KM_B = 2,2 \cdot 363000 = 798600 \text{ Нмм};$$

максимальний обертовий момент:

$$T_{\max c} = KT_3 = 2,2 \cdot 662000 = 1456400 \text{ Нмм}.$$

Максимальні напруги в розрахунковому перерізі:

Напруга згинання:

$$Q_{\max} = \frac{M_{\max c}}{W_{зГС}} = \frac{798600}{19784} = 40,4 \text{ МПа};$$

Напруга крутіння

$$\tau_{\max c} = \frac{T_{\max c}}{W_{кС}} = \frac{14565400}{2068} = 34,6 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності за нормальними і дотичними напругами:

$$n_{нл\sigma} = \frac{\sigma}{\sigma_{\max B}} = \frac{650}{40,4} = 16,1;$$

$$n_{нл\tau} = \frac{\tau_t}{\tau_{\max B}} = \frac{390}{34,6} = 11,3.$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності за границею плинності:

$$n_{нл} = \frac{n_{нл\sigma} \cdot n_{нл\tau}}{\sqrt{n_{нл\sigma}^2 + n_{нл\tau}^2}} = \frac{16,1 \cdot 11,3}{\sqrt{16,1^2 + 11,3^2}} = 9,2.$$

Для сталі при $\sigma_{мц} / \sigma_{нл} = 900/650 = 1,38 < 1,4$ і режимі роботи V допустиме значення загального коефіцієнта запасу за границею плинності $n_{нл}^{adm} = 2,2$ (табл. 11.18, /10/).

Статична міцність вала забезпечена, бо

$$n_{нл} = 9,2 > n_{нл}^{adm} = 2,2.$$

Оскільки маємо в попередніх випадках стосовно розрахунку валів на витривалість, де результати надто задовільні, то й в даному пункті можна не сумніватись, що розрахунок задовольняє проектні характеристики вала,

8. Розрахунок вала приводного барабана

8.1 Постановка задачі. Вибір матеріалів та визначення розмірів ва вала.

Компенсна муфта вибрана в п.п. 7.5, а в завданні на проектування дається діаметр барабана $D_B=320\text{мм}$ і ширина стрічки конвеєра $B=400\text{мм}$.

За шириною стрічки визначаємо ширину барабана:

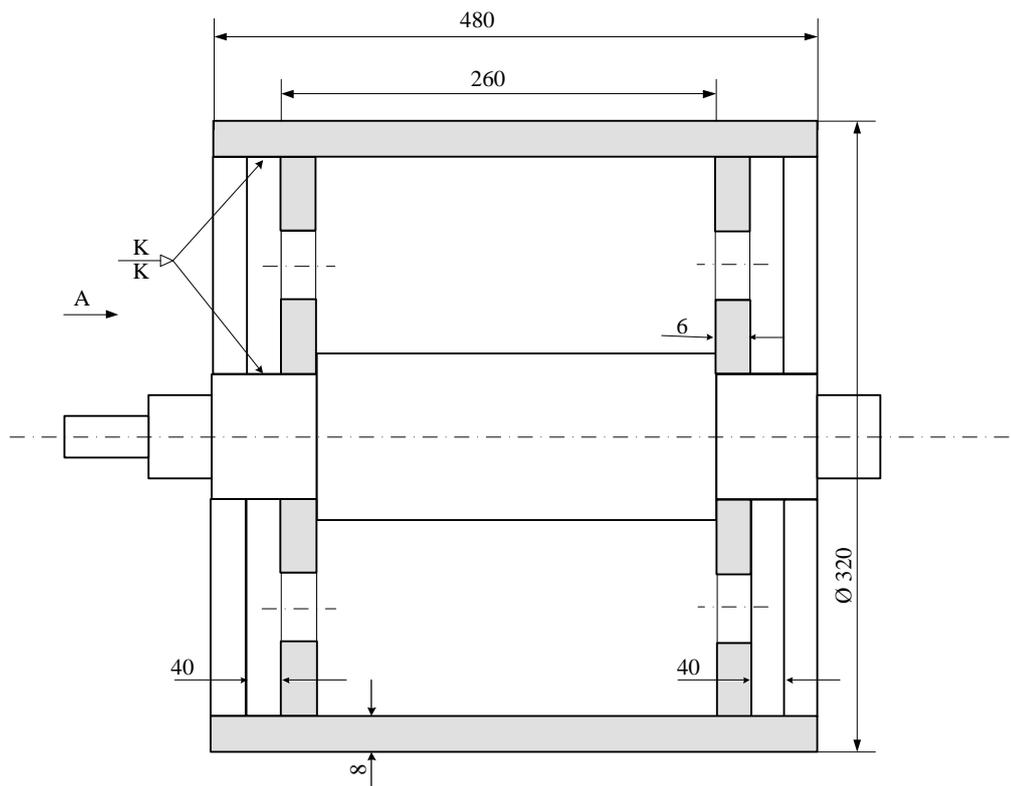
$$B_B = B + (50 \div 100) \text{ мм};$$

$$B_B = 400 + (50 \div 100) = 450 \dots 500 \text{ мм}.$$

Приймаємо остаточно $B_B = 480 \text{ мм}$.

Вибираємо прототип конструкції барабана і визначаємо параметри його елементів.

Беремо зварний прототип згідно рис. 14.9, /14/, с. 489.



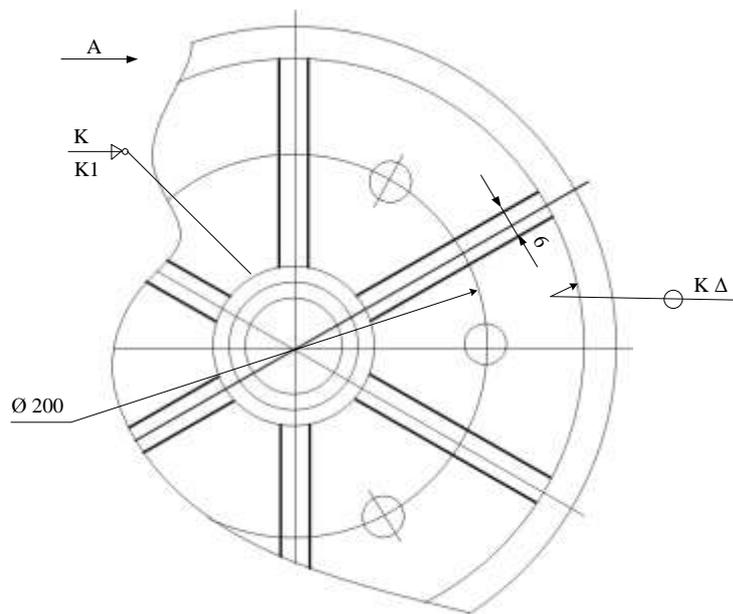


Рис. 11. Схема барабана

Обід барабана виготовляємо з листа глибиною 8мм. Припуск на обробку приймаємо 2мм. Диски виготовляємо з листа - 6мм; ребра - з штаби шириною 40мм, глибиною 6мм.

Визначаємо розміри вала.

У даному випадку вала барабана навантажений таким же обертальним моментом, як і вихідний вал редуктора, тобто $T_3 = 662 \text{ Нм}$.

Тому приймаємо діаметр вал під зубчасту муфту $d=55 \text{ мм}$ (як і діаметр вихідного кінця тихохідного вала).

Діаметр наступного ступеня з буртиком для упору вальниці приймаємо $d_6=60 \text{ мм}$. Враховуючи, що остаточно обробку кінців вала здійснюють після зварювання разом з барабаном, за ущільненням вальниці робимо ще один ступінь $\text{Ø}65 \text{ мм}$. Діаметр вала між дисками приймаємо 70мм. Поверхню $\text{Ø} 70$ не обробляємо, а тому вибираємо гарячекатану круглу сталь.

Беремо відстань між дисками 260мм. Відстань від буртика вала редуктора до буртика вала барабана складає

$$L+2C+\Delta=174+212+6=204 \text{ мм.}$$

Приймаємо остаточно довжину вихідного кінця вала по муфті $l=204-110-6=88 \text{ мм}$.

Довжини інших відрізків визначаємо з рисунка після розробки конструкції опор.

Опори приводного вала встановлюють на достатньо великій відстані (не менше 100...200мм) від кромки барабана або тягових зірочок.

Для нашого прикладу прийmemo відстань між опорами 700мм.

Опори виконаємо з вальницями котіння. Вальниці використаємо типу 1000 - радіальні кулькові дворядні сферичні самоустановні.

На валі обидві вальниці закріплюють у вісєвому напрямку. В корпусі одну вальницю також закріплюють у вісєвому напрямку, а другу залишають вільною - "плавальною" (як правило - менш навантажену). Попередньо намічаємо радіальні сферичні кулькові вальниці легкої вузької серії 1212 за ГОСТ 5720 з параметрами

$$d \times D \times B = 60 \times 110 \times 22 \text{ мм } (/10/), \text{ для яких } C = 30200H, C_0 = 15500H.$$

8.2. Розрахунок вала на статичну міцність

Виконуємо перевірковий розрахунок вала і вальниць. На рис. 12 подана розрахункова схема.

$$F_t = S_1 - S_2 = 4000H - \text{колове зусилля на барабані};$$

$$S_2 \approx 0,5S_1 - \text{натяг веденої вітки (приймаємо)};$$

$$\text{Тоді } F_t = S_1 - 0,5S_1 = 0,5S_1,$$

Звідки

$$S_1 = 2F_t = 2 \cdot 4000 = 8000H;$$

$$S_2 = 0,5S_1 = 0,5 \cdot 8000 = 4000H.$$

Сумарний натяг віток стрічки

$$2S_0 = S_1 + S_2 = 8000 + 4000 = 12000H,$$

Звідки

$$S_0 = 6000H.$$

Знаходимо реакції в опорах А і В:

$$\sum m_{omA} = 0,$$

Або

$$F_m l_2 - S_0 l_3 - S_0 (l_1 - l_3) + B l_1 = 0,$$

Звідки

$$B = \frac{S_0 l_3 + S_0 (l_1 - l_3) - F_m l_2}{l_1} = \frac{6000 \cdot 220 + 6000 \cdot 480 - 2000 \cdot 130}{700} =$$

$$= \frac{6000 \cdot 700 - 2000 \cdot 130}{700} = 5628,57 H;$$

$$\sum_{momB} = 0,$$

Або

$$F_m (l_2 - l_1) - A l_1 + S_0 (l_1 - l_3) + S_0 l_3 = 0,$$

Звідки

$$A = \frac{F_m (l_2 - l_1) + S_0 (l_1 - l_3) + S_0 l_3}{l_1} = \frac{2000 \cdot 830 + 6000 \cdot 700}{700} = 8371,43 H.$$

Перевірка: $-2000 + 8371,43 - 6000 - 6000 + 5628,57 = 0.$

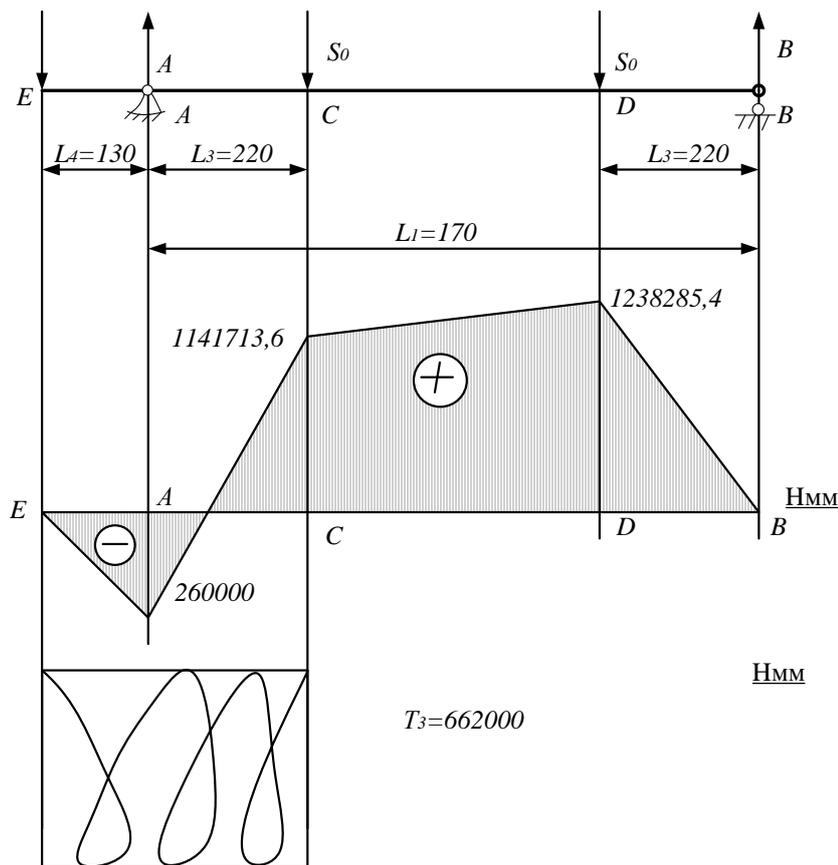


Рис. 12. Розрахункова схема і епюри вала барабана

$$M_A^{nie} = -F_m l_1 = -2000 \cdot 130 = -260000 H_{MM};$$

$$M_D^{np} = B l_3 = 5628,57 \cdot 220 = 1238285,4 H_{MM};$$

$$M_C^{np} = B(l_1 - l_3) - S_0(l_1 - 2l_3) = 5628,57 \cdot 480 - 6000 \cdot 260 = 1141713,6 \text{ Нмм.}$$

де M_A^{nie} - згинальний момент в точці А від сил ліворуч;

M_D^{np}, M_C^{np} - згинальні моменти в точках D і C від сил праворуч.

Будуємо епюри за характерними точками А, С, D, або $M_E=0$ і $M_B=0$, а також епюру обертальних моментів на відріжку ЕС.

Для виготовлення вала приймемо сталь 30ХГСА за ГОСТ 4543 (в стані відпуску) з границею міцності $\sigma_{mц} = 800 \text{ МПа}, \sigma_{nl} = 700 \text{ МПа}, \tau_{nl} = 400 \text{ МПа}$, границею витривалості $\sigma_{-1} = 280 \text{ МПа}$,. Розрахунок виконуємо для характерної точки вала С, де $M_C=114173,6 \text{ Нмм}$ і $T_3=662000 \text{ Нмм}$. Тоді D виключаємо, бо в ній відсутній T_3 (див. рис. 12).

Напруга згинання

$$\sigma_{зг}^C = \frac{M_C}{W_{зг}} = \frac{1141713,6}{33674} = 33,9 \text{ МПа},$$

де $W_{зг} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 70^3}{32} = 33764 \text{ мм}^3$ - момент опору перерізу згинання;

$d=70 \text{ мм}$ – діаметр вал під дисками.

Напруга крутіння

$$\tau = \frac{T_3}{W_{кр}} = \frac{662000}{67348} = 9,83 \text{ МПа},$$

Де $W_{кр} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 70^3}{16} = 67348 \text{ мм}^3$.

Запас міцності за напругами згинання

$$n_\sigma = \frac{\sigma'_{nl}}{\sigma_{зг}} = \frac{455}{33,9} = 13,4,$$

де $\sigma'_{nl} = \sigma_{nз} \varepsilon_T = 700 \cdot 0,65 = 455 \text{ МПа}$ - границя плинності матеріалу з врахуванням мірального коефіцієнта;

Ім. ε_T – міральный коефіцієнт (табл. 11.27, /10/).

Запас міцності за напругами крутіння

$$n_{\tau} = \frac{\tau'_{nl}}{\tau_{3T}} = \frac{260}{10,4} = 25,$$

$$\text{де } \tau'_{nl} = \tau_{nz} \varepsilon_T = 400 \cdot 0,65 = 260 \text{ МПа.}$$

Загальний запас міцності

$$n_T = \frac{n_n \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{13,4 \cdot 25}{\sqrt{13,4^2 + 25^2}} = 11,8 > k_T = 2,2,$$

Де $k_T = 2,2$ - допустимий запас міцності для матеріалу вала при $\sigma_{мц}$ / $\sigma_{nl} = 800/700 = 1,143 < 1,4$ та умови, що поломка вала виключає зупинку транспортувальної машини, а діючі навантаги враховуються наближено (/15/, с. 443, т. XX).

Оскільки $n_{\tau} = 11,8 > v = 7$, то перевірку вала на втомну міцність не потрібно проводити (критерій v беремо з книги /15/, с. 445, т. XXIV), бо при $\sigma_{nl} / \sigma_{-1} = 700/280 = 2,5$ і $k_{nep} = 2,2$ (та відносній напруженій посадці при зварюванні).

8.3. Остаточний вибір вальниці

Вище (п. 8.1) вже вибрана вальниця 1212 за ГОСТ 5720 з параметрами $d \times D \times B = 60 \times 110 \times 22 \text{ мм}$, $C = 30200 \text{ Н}$ і $C_0 = 15500 \text{ Н}$.

Еквівалентна навантага, яка діє на вальницю опори А як найнавантаженішої,

$$P_E = XVF_r k_B k_T = 1 \cdot 1 \cdot 8371,43 \cdot 1,5 \cdot 1 = 12557 \text{ Н},$$

Де $X = 1$ – коефіцієнт радіальної навантаги;

$V = 1$ – коефіцієнт обертання при обертанні внутрішнього кільця вальниці;

$$F_r = A = 8371,43 \text{ Н};$$

Ів k_B – коефіцієнт безпеки;

$k_{t_1} = 1$ - температурний коефіцієнт при робочій температурі вальниці $t^{\circ} < 120^{\circ} \text{C}$.

Довговічність вальниці

$$L = \frac{60n_B}{10^6} L_h = \frac{60 \cdot 47,75}{10^6} \cdot 4000 = 11,46 \text{ млн.обертів};$$

$L_h = 4000 \text{ год}$ - номінальна довговічність роботи вальниці в годинах.

Розрахункова динамічна вантажність

$$C_p = P_E \sqrt[p]{L} = 12557 \sqrt[3]{11,46} = 28310,5 \text{ Н},$$

Де $p=3$ – для кулькових вальниць.

Оскільки $C_p = 28310,5 \text{ Н} < 30200 \text{ Н} = C$, то вальниця вибрана правильно.

9. Змащення механізмів стрічкового конвеєра

Таблиця

№ п.п	Змащувальний вузол	Мастило	Періодичність мащення	Спосіб мащення
1.	Електродвигун: вальниці котіння швидкохідні	Згідно інструкції заводу-постачальника або мастило універсальне середньо-плавке УС-1 ГОСТ 1033	1 раз в 6 місяців	Через пресмазницю
2.	Зубчаста муфта	Олива індустрійна И- 50А ГОСТ 20799	1 раз на місяць	Заливання оливи
3.	Редуктор. Зубчасті передачі, вальниці котіння	Згідно інструкції заводу-постачальника або олива індустрійна И-50А ГОСТ 20799	1 раз на місяць	Заливання оливи
4.	Вальниці котіння			
4.1.	Вала приводного барабана	Мастило універсальне середньо плавке УС-3 ГОСТ 1033	1 раз в 2 тижні	Через пресмазницю
4.2.	Роликоопор	Мастило універсальне тугоплавке водостійке Т-13, жирове. ГОСТ 1631	1 раз на місяць	Через пресмазницю

Заувага. Починати змащення можна тільки після повної зупинки конвеєра.

10. Заходи щодо економії матеріалу

Використовуємо для виготовлення корпусу і кришки редуктора литі з сірого чавуну СЧ 15, як найбільш дешевої марки, вважаючи серійний характер виробництва.

Для виготовлення зубчастих коліс використана сталь з високими механічними характеристиками, що значно зменшує габарити їх, звідси й затрати матеріалу.

Для виготовлення барабана (приводного) використаний сталевий лист, для його вала - якісну леговану сталь 30ХГСА, яка добре зварюється.

11. Заувага щодо конструкції зубчастих коліс

Вал-шестірня. Саме вал-шестірня пропонується в редукторі, оскільки $d_{a_1} = 57,92 < 2d_g = 2 \cdot 42 = 84 \text{ мм}$. де $d_g = 42 \text{ мм}$ (див. рис. 4) - діаметр вала шестірні. Шестірня проміжного вала має діаметр зовнішнього обводу $d_{a_1} = 84 \text{ мм}$. Можна було б виготовити проміжний вал заодно з шестірнею тихохідного ступеня, бо $d_{a_1} = 84 = 2d_g = 2 \cdot 42 = 84 \text{ мм}$, але ми виготовили ці деталі окремо. Це допускається нормами проектування, як наприклад /13/.

Зубчасті колеса 2 і 4 мають відповідно діаметри зовнішніх обводів $d_{a_3} = 344,93 \text{ мм}$ і $d_{a_4} = 320 \text{ мм}$.

Виготовляємо їх із поковок з дисками полегшеної форми. Для зменшення маси зубчастих коліс глибину диска приймаємо значно меншою за ширину ободу. Крім того, в дисках між ободом і маточиною передбачені круглі отвори для кріплення зубчастих коліс на верстатах при обробці. Виготовляємо сталеві колеса 2 і 4 кованими з наступним точінням дисків.

На рис. 13 показаний ескіз колеса 2, а на рис. 14 - ескіз колеса 4.

Список використаної літератури:

1. Анурьев В.Н. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3-х т. Т.1.- М.: Машиностроение, 1982. - 736 с.
2. Анурьев В.Н. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.3. - М. Машиностроение, 1982. - 576 с.
3. Детали машин: Атлас /Под ред. Д.Н.Решетова - М.: Машиностроение, 1988.-370 с.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. - М.: Высшая школа, 1990. - 399 с.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Высшая школа, 1985. - 416 с.
6. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высшая школа. 1991. – 383 с.
7. Коновалюк Д.М. Гвинтові конвеєри. Навчально – методичний посібник. - Луцьк: ЛШ, 1991. - 96 с
8. Коновалюк Д.М., Ковальчук Р.М. Деталі машин. Підручник. - Луцьк: ЛДТУ, 2001. - 564 с.
9. Коновалюк Д.М., Ковальчук Р.М. Циліндричні зубчаті передачі. Навчально - методичний посібник. - Луцьк: ЛфЛШ, 1991. - 71с.
10. Кралін В.А., Коновалюк Д.М. Розрахунок і конструювання валів редукторів. - Луцьк: ЛШ, 1991. - 96с.
11. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. - К.: Вища школа, 1993. - 556с.
12. Подшипники качения: Справочник – каталог /Под ред. В.Н.Нарышкина и Р.В.Коросташевского. - М.: Машиностроение, 1984. - 280с.

ДОДАТКИ

Міністерство освіти і науки України
Любешівський технічний коледж Луцького НТУ

Розрахунково-пояснювальна записка

до курсового проекту

з дисципліни

"Технічна механіка"

**на тему: «Проектування привода з циліндричним
двоступінчастим співвісним редуктором»**

Виконав: ст. гр. _____

**Перевірив: викладач
Оласюк Я.В.**

Любешів 20__

--	--	--	--	--

<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ доким.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Матвійчук А.</i>					
<i>Пере</i>		<i>Вознюк Н. М.</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрцішів</i>
<i>Реценз.</i>						<i>70</i>	<i>72</i>
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>							

**Форма основного запису текстових конструкторських документів
першого листа**

НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНЕ ВИДАННЯ

Технічна механіка. Методичні вказівки для виконання курсового проекту для студентів спеціальності «Експлуатація та ремонт машин і обладнання агропромислового виробництва»

Комп'ютерний набір та верстка: Я.В. Оласюк

Редактор:

Підр. До друку _____. Формат 60x84/16. Папір офіс. Гарн. Таймс. Ум. друк, арк 8,0. Обл.-вид. арк. 9,5. Тираж 20 прим. Зам.
516

Редакційно-видавничий відділ
Луцького національного технічного університету

43018, м.Луцьк, вул. Львівська, 75
Друк – РВВ Луцький НТУ