

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет

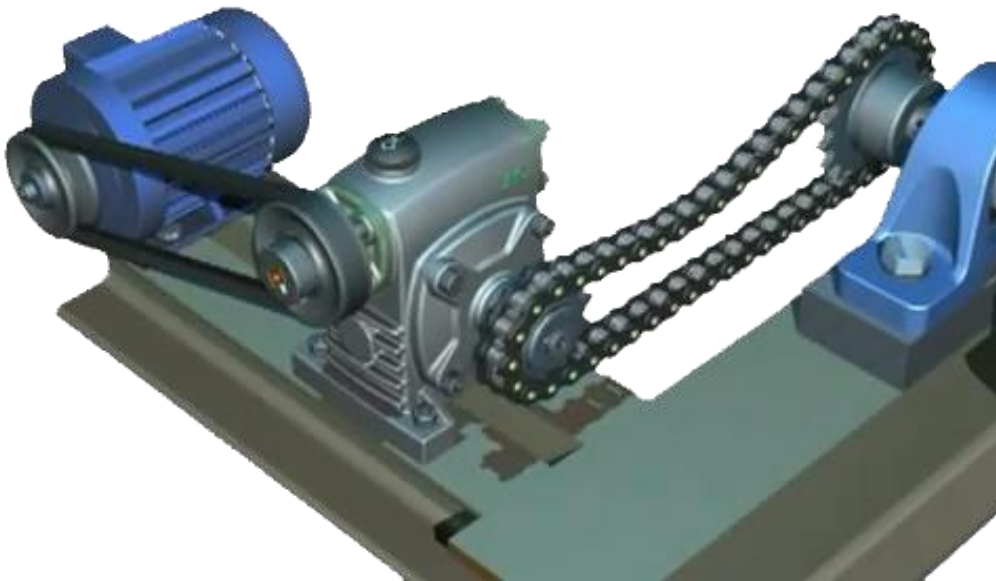
Кафедра “Деталі машин та прикладна механіка”

Деталі машин та основи конструювання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для студентів механічних спеціальностей

**ЗРАЗОК ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН НА ПРИКЛАДІ
ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДА ВОРУШОЧА КОРМІВ**



Кропивницький 2019

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет

Кафедра “Деталі машин та прикладна механіка”

Деталі машин та основи конструювання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для студентів механічних спеціальностей

**ЗРАЗОК ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН НА ПРИКЛАДІ
ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДА ВОРУШОЧА КОРМІВ**

Затвержено
на засіданні кафедри “ДМ та ПМ”
Протокол № 9 від 5. 04. 2019 р.

Кропивницький 2019

Методичні вказівки: Зразок виконання курсового проекту по деталям машин на прикладі проектування привода воружоча кормів для студентів механічних спеціальностей. / Укл. к.т.н., доц. Невдаха Ю.А., к.т.н., доц. Невдаха А.Ю., к.т.н., доц. Пирогов В.В. Кропивницький; ЦНТУ, 2019.- 52 с.

Відповідальний за випуск

к.т.н., доц. Невдаха Ю.А.

Рецензент

д.т.н. проф., проф. каф. ДМ та ПМ Філімоніхін Г.Б.

Зміст

Передмова.....	5
Вказівки до виконання та захисту курсового проекту.....	6
Титульний лист курсового проекту.....	10
Технічне завдання.....	11
Опис альбому.....	12
Відомість проекту.....	13
1. Вступ.....	15
2. Призначення та область використання спроектованого виробу.....	15
3. Технічна характеристика.....	15
4. Опис та обґрунтування вибраної конструкції та розрахунки, що підтверджують її надійність та довговічність.....	16
4.1. Кінематичний розрахунок привода.....	16
4.2. Розрахунок плоскопасової передачі.....	20
4.3. Розрахунок черв'ячної передачі.....	23
4.4. Розрахунок ланцюгової передачі.....	28
4.5. Попередній розрахунок валів.....	32
4.6. Конструктивні розміри корпусу та кришки редуктора	32
4.7. Перший етап компоновки редуктора.....	33
4.8. Перевірочний розрахунок тихохідного вала редуктора та перевірка довговічності підшипників	34
4.9. Перевірочний розрахунок тихохідного вала редуктора	37
4.10. Перевірка довговічності підшипників	40
4.11. Посадки черв'ячного колеса та підшипників.....	41
4.12. Вибір та перевірка міцності шпонкових з'єднань	41
4.13. Вибір сорту мастила	43
4.14. Тепловий розрахунок редуктора.....	43
5. Література.....	44
Специфікація редуктора черв'ячного	45

Специфікація вала тихохідного	47
Робоче креслення черв'ячного редуктора	48
Робоче креслення тихохідного вала	49
Робоче креслення корпусу редуктора.....	50
Робоче креслення загального виду привода.....	51

Передмова

Проектування по курсу «Деталі машин» входить в навчальні плани всіх механічних спеціальностей. Воно є завершальним етапом в циклі базових загальнотехнічних дисциплін.

В основу методики роботи над проектом покладено його ділення на ряд послідовно розв'язуваних задач. Це систематизує роботу над проектом; створюється необхідна ритмічність його виконання, яка забезпечує своєчасність як здавання окремих завдань, так і захисту проекту.

Мета курсового проектування:

систематизувати, закріпити і розширити теоретичні знання, а також розвинути розрахунково-графічні навички студентів;

ознайомити студентів з конструкціями типових деталей і вузлів і прищепити навички самостійного вирішення інженерно-технічних задач, уміння розрахувати і сконструювати механізми і деталі загального призначення;

допомогти опанувати технікою розробки конструкторських документів на різних стадіях проектування і конструювання;

навчити захищати самостійно прийняте технічне рішення.

Вказівки до виконання та захисту курсового проекту

Вказівки до виконання курсового проекту.

Рішення задач в рекомендованій послідовності забезпечує правильність процесу проектування та поступове накопичення навиків конструкторської роботи.

Всі розрахунки виконуються в одиницях СІ. При цьому для зручності розрахунків використовуються похідні одиниці довжини (мм) і напруження (Н/мм²). Точність розрахунків залежить від величини яка визначається і, як правило, не перевищує одного-двох знаків після коми.

Графічні роботи виконуються у відповідності з вимогами на складання та оформлення креслень по ЕСКД.

Проект складається з 4 аркушів формату А1 і пояснювальної записки обсягом 25-30 сторінок формату А4. Він спрямований на розрахунок та проектування приводів транспортувальних машин.

Критерії оцінки курсового проекту:

- | | |
|---------------------------------------|--------|
| - рівень знань, показаний при захисті | 4 бали |
| - якість виконання | 1 бал |

Захист курсового проекту

Захист проекту проходить за графіком за 2-3 тижні до закінчення семестру перед спеціально створеною комісією у складі двох-трьох викладачів кафедри за безпосередньою участю керівника курсового проектування. Всемірно заохочується достроковий захист проектів. Рішення про достроковий захисті приймає керівник проекту. При цьому береться до уваги поточна успішність студента його здатність якісно виконати весь обсяг робіт раніше встановленого терміну.

Перед захистом студент повинен чітко уявляти будову, призначення і роботу розробленого привода, обґрунтувати прийняті конструктивні і технологічні рішення, вибір матеріалів і вид термообробки, пояснити будь-яку розрахункову формулу в записці. Проектант повинен представляти значення кожної лінії і позначення свого креслення, знати всі подробиці конструкції приводу, призначення кожної деталі, а також представляти порядок складання і розбирання, регулювання вузла і т.п.

Захист складається з двох етапів.

Перший етап - доповідь на 3-4 хв.

Другий етап - відповіді студента на запитання, що задаються членами комісії.

Більшість поширених питань розглядаються на консультаціях або на інших видах занять з деталей машин і що раніше вивчалися на загальнотехнічних дисциплінах.

Відкритий захист дозволяє оцінити здатність студента до самостійного вирішення найпростіших інженерних задач, складання доповіді та відповідей на запитання.

У доповіді студента при захисті викладається зміст проекту, його методи розрахунку, відмітні особливості розробленого проекту і т.п. У доповіді необхідно дати обґрунтування прийнятих конструктивних рішень, пояснити пристрій спроектованого привода, показати його позитивні якості.

Бажамо відзначити достоїнства і недоліки проекту. Не рекомендується будувати свою доповідь на перерахування послідовності розрахунку.

У висновку доповіді необхідно зробити короткі висновки по роботі і дати оцінку результатів роботи.

Після закінчення доповіді студент відповідає на запитання членів комісії. Питання на захисті, як правило, задаються по темі курсового проекту, проте для виявлення загальної підготовленості студента як майбутнього інженера можуть бути задані питання з тематики курсу «Деталі машин та основи конструювання», а також раніше вивчених технічних дисциплін.

Відповідь має бути конкретною і небагатослівною. При необхідності підкріпити відповідь схемою, малюнком або математичним записом.

Отже, студент повинен показати свої знання не тільки в області деталей машин, але і в області дисциплін, які є базою курсу «Деталі машин»: технології металів, опору матеріалів, теоретичної механіки, теорії машин і механізмів та ін

Підсумкова оцінка по курсовому проекту враховує якість доповіді, графічне і текстове оформлення, відповіді на питання.

При оцінці, поряд з якістю проекту та знань враховуються терміни виконання проекту, самостійність, творча ініціатива при проектуванні, поведінка студента під час захисту, його вміння аргументовано захищати свої рішення. Доповідати необхідно чітко і ясно, послідовно демонструвати графічну частину проекту, переходячи від одного креслення до іншого.

Незадовільна оцінка ставиться за погану якість проекту та незадовільну захист. Серед основних ознак поганого проекту вважається:

- Наявність грубих помилок у розрахунках;
- Недотримання при оформленні графічної частини і пояснювальної записки вимог ЕСКД;
- Невідповідність змісту розрахунково-пояснювальної записки кресленнями;

- Неузгодженість розмірів і графічного зображення деталей (вузлів) на кресленнях;
- Невідповідність змісту курсу проекту розробки технічного завдання,
- Недостатня глибина опрацювання і повнота розробки поставлених вимог;
- Низька ступінь самостійності;
- Низький рівень загальної та спеціальної грамотності;
- Неповні, невірні відповіді на запитання при захисті;
- Найхарактерніші помилки в графічній частині проекту.

При незадовільною захисту допускається повторний захист у тій же комісії. При незадовільною повторної захисті втретє захист проводиться у присутності завідувача кафедри або його заступника.

Студент, не представив у встановлений термін курсовий проект до захисту або не захистив його з неповажних причин, вважається як академічна заборгованість.

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра: Деталей машин та прикладної механіки

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ
з деталей машин та основ конструювання
на тему: Привод ворушоча кормів
ПВК 01.01.00.00.00

Студента III курсу ГМ 09 - 1 групи
напрямку підготовки дорожні машини
Іванова І.І.

Керівник к.т.н., доц. Петров П.П.

Національна шкала: _____
Кількість балів: _____ Оцінка: ECTS _____

Члени комісії:

_____	_____
(Підпис)	(П.І.Б.)
_____	_____
(Підпис)	(П.І.Б.)
_____	_____
(Підпис)	(П.І.Б.)

м. Кропивницький – 2019 рік

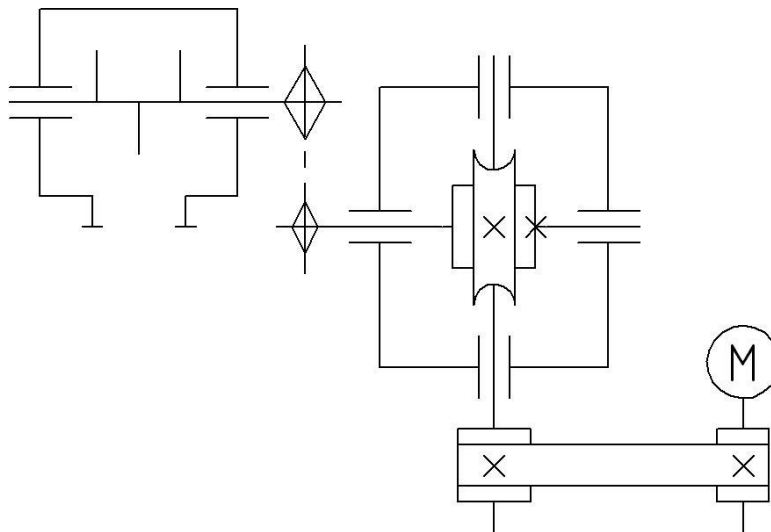
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

КАФЕДРА «ДМ та ПМ»

Технічне завдання на проект по деталям машин
студента Іванова І.І. групи ГМ 09-1

01

Спроекувати привод воруюоча кормів



Варіант	1	
$P_B, \text{ кВт}$	1,1	
$n_B, \text{ об/хв.}$	30	
Число змін	2	
Тип передачі	ПР	
Строк служби, L_h	15000	
$T_{\text{макс}} / T_{\text{ном}}$	1,6	
Розробити: 1. Редуктор 2. Загальний вид привода 3. 4. 5.	Дата видачі	
	Керівник проекту	

<i>№ряд.</i>	<i>Форм.</i>	<i>Позначення</i>	<i>Найменування</i>	<i>Кіл. ек.</i>	<i>№ Екз.</i>	<i>Місце знахо дж.</i>
1						
2	A4	ПВК 01.01	Привод воруюча кормів			
3			Технічне завдання	1		Альд.
4	A4	ПВК 01.01.00.00.00 ТП	Привод воруюча кормів			
5			Відомість проекту	1		Альд.
6	A4	ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Привод воруюча кормів			
7			Пояснювальна записка	1		Альд.
8	A4	ПВК 01.01.10.00.00	Редуктор черв'ячний			
9			одноступінчатий			
10			Специфікація	1		Альд.
11	A4	ПВК 01.01.10.20.00	Вал тихохідний			
12			Специфікація	1		Альд.
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						
						Адк.
						2
<i>Зм.</i>	<i>Адк.</i>	<i>№ докum.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>ПВК 01.01.00.00.00</i>	

№рядка	Формат	Позначення	Найменування	Кільк.	№ Екз.	Прим.
			<u>Документація</u>			
			<i>Знову розроблена</i>			
A1		<i>ПВК 01.01.00.00.00 ВЗ</i>	<i>Креслення загального виду</i>	1		
A4		<i>ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Пояснювальна записка</i>	29		
			<u>Документація по</u>			
			<u>складальним одиницям</u>			
			<i>Знову розроблена</i>			
A4		<i>ПВК 01.01.10.00.00</i>	<i>Редуктор черв'ячний</i>			
			<i>одноступінчатий</i>			
			<i>Специфікація</i>	2		
A1		<i>ПВК 01.01.10.00.00 СК</i>	<i>Редуктор черв'ячний</i>			
			<i>одноступінчатий</i>			
			<i>Складальне креслення</i>	1		
A4		<i>ПВК 01.01.10.20.00</i>	<i>Вал тихохідний</i>			
			<i>Специфікація</i>	1		
A2		<i>ПВК 01.01.10.20.00 СК</i>	<i>Вал тихохідний</i>			
			<i>Складальне креслення</i>	1		
			<i>ПВК 01.01.00.00.00 ВП</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Привод змішувача кормів Відомість проекту Літ. Аркцш Аркцішів КНТУ гр. ГМ-09-1	
<i>Розроб.</i>		<i>Іванов І.І.</i>				
<i>Перевір.</i>		<i>Петров П.П.</i>				
<i>Н. Контр.</i>						
<i>Затверд.</i>						

[illegible]

1. Вступ

Проект привода ворущача кормів розроблено на основі технічного завдання 01.01, виданого кафедрою „ДМ та ПМ” Центральноукраїнського національного технічного університету для проектування.

13 вересня 2019 року.

2. Призначення та область використання спроектованого виробу.

Виріб призначений для приводу ворущача кормів, що застосовується в різних галузях сільського та фермерського господарства при змішуванні кормів.

3. Технічна характеристика

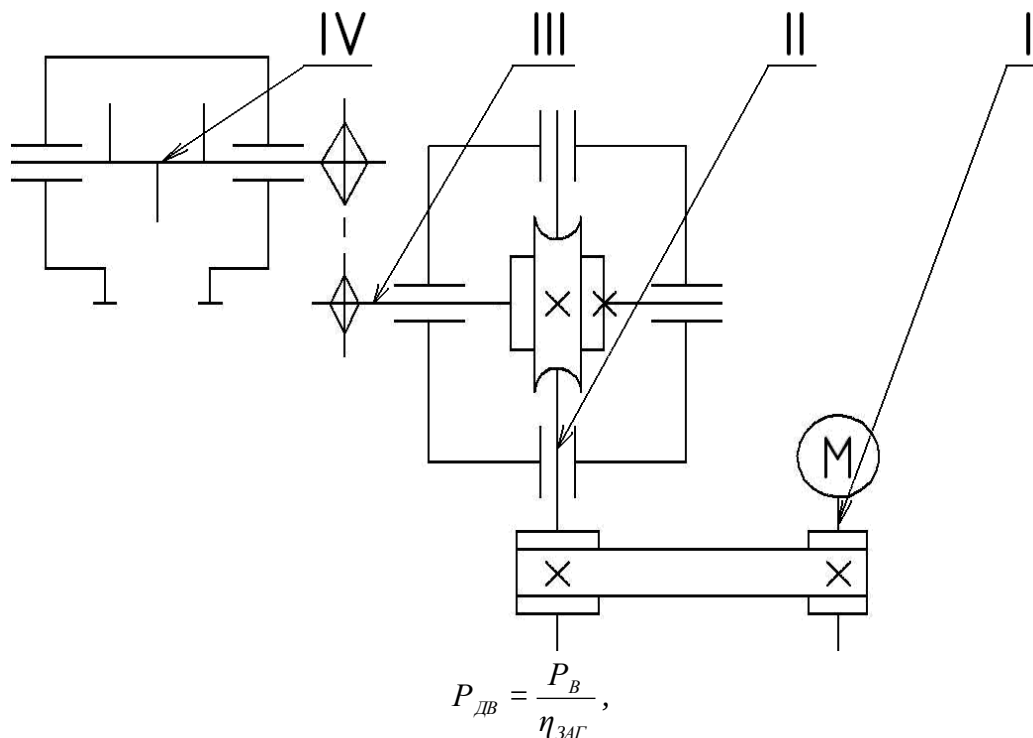
$P_{в.}$, кВт - потужність привода	1,1
$n_{в.}$, об/хв – частота обертання вала привода	30
Тип пасової передачі	ПП
L_h , год - строк служби	15000
$T_{max}/T_{ном}$ - короткочасне перевантаження	1,6
Число змін	2

					<i>ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розробив</i>	<i>Іванов І.І.</i>				<i>Привод ворущача кормів</i> <i>Пояснювальна записка</i>	<i>Літ.</i>	<i>Аркцш</i>	<i>Аркцшів</i>
<i>Перевірив</i>	<i>Петров П.П.</i>						<i>1</i>	<i>30</i>
<i>Н. Контр.</i>						<i>ЦНТУ</i> <i>гр. ГМ-09-1</i>		
<i>Затвердив</i>								

4. ОПИС ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБРАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ТА РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ЇЇ НАДІЙНІСТЬ ТА ДОВГОВІЧНІСТЬ

4.1. Вибір електродвигуна

4.1.1. Визначаємо необхідну потужність електродвигуна



де P_B – потужність на вихідному валі привода;

$\eta_{заг}$ – загальний ККД привода.

Визначаємо загальний ККД привода:

$$\eta_{заг} = \eta_{пас.п.} \cdot \eta_{чер.п.} \cdot \eta_{лан.п.} \cdot \eta_{підш.}^3.$$

де $\eta_{пас.п.}$ – ККД пасової передачі, приймаємо 0,96 табл. 1.1 стор.37 [1];

$\eta_{чер.п.}$ – ККД черв'ячної передачі, приймаємо 0,7 табл. 1.1 стор.37 [1];

$\eta_{лан.п.}$ – ККД ланцюгової передачі, приймаємо 0,95 табл. 1.1 стор.37;

$\eta_{п.п.}$ – ККД пари підшипників, приймаємо 0.99 табл. 1.1 стор.37 [1];

$$\eta_{заг} = 0,96 \cdot 0,7 \cdot 0,95 \cdot 0,99^3 = 0,619;$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Адк.	№ докум.	Підпис	Дата		2

$$P_{ДВ} = \frac{1,1}{0,619} = 1,777 \text{ кВт.}$$

4.1.2. Знаходимо діапазон частоти обертання вала електродвигуна:

$$n_{MIN} \leq n_{ДВ} \leq n_{MAX}$$

$$n_{MIN} = n_B \cdot U_{КП.П}^{MIN} \cdot U_{ЧЕР.П.}^{MIN} \cdot U_{ЛАН.П.}^{MIN} = 30 \cdot 1,8 \cdot 14 \cdot 1,8 = 1360,8 \text{ об/хв};$$

$$n_{MAX} = n_B \cdot U_{КП.П}^{MAX} \cdot U_{ЧЕР.П.}^{MAX} \cdot U_{ЛАН.П.}^{MAX} = 30 \cdot 4 \cdot 80 \cdot 6,3 = 60480 \text{ об/хв};$$

З умови $n_{MIN} \leq n_{ДВ} \leq n_{MAX}$ приймаємо за табл. 3 стор. 39 [1];

Електродвигун типу 4А80В2У3 потужністю $P = 2,2 \text{ кВт}$ та частотою обертання $n = 2850 \text{ об/хв}$;

Параметри вибраного двигуна відповідають умові:

$$1360,8 < 2850 < 60480.$$

4.1.3. Знаходимо загальне передаточне число привода:

$$U_{ЗАГ} = \frac{n_{ДВ}}{n_B} = \frac{2850}{30} = 95;$$

Розбиваємо передаточне число по степеням привода, за табл. 3 стор. 39 [1] приймаємо.

передаточне число черв'ячної передачі $U_{ЧЕР.П.} = 20$;

передаточне число ланцюгової передачі $U_{ЛАН.П.} = 2$;

тоді передаточне число пасової передачі $U_{КП.П.} = 2,375$.

$$U_{КП.П.} = \frac{U_{ЗАГ}}{U_{ЧЕР.П.} \cdot U_{ЛАН.П.}} = \frac{95}{20 \cdot 2} = 2,375.$$

4.1.4. Визначаємо частоту обертання кожного вала привода;

Частота обертання першого вала

$$n_I = n_{ДВ} = 2850 \text{ об/хв};$$

Частота обертання другого вала

$$n_{II} = \frac{n_I}{U_{КП.П.}} = \frac{2850}{2,375} = 1200 \text{ об/хв};$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

Частота обертання третього вала

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{U_{ЧЕР.П.}} = \frac{1200}{20} = 60 \text{ об/хв};$$

Частота обертання четвертого вала

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{U_{ЛАН.П.}} = \frac{60}{2} = 30 \text{ об/хв.}$$

4.1.5. Визначаємо кутову швидкість на кожному валу;

Кутова швидкість на першому валу

$$\omega_I = \frac{\pi \cdot n_I}{30} = \frac{3.14 \cdot 2850}{30} = 298.30 \text{ рад/с};$$

Кутова швидкість на другому валу

$$\omega_{II} = \frac{\pi \cdot n_{II}}{30} = \frac{3.14 \cdot 1200}{30} = 125,6 \text{ рад/с};$$

Кутова швидкість на третьому валу

$$\omega_{III} = \frac{\pi \cdot n_{III}}{30} = \frac{3.14 \cdot 60}{30} = 6,28 \text{ рад/с};$$

Кутова швидкість на четвертому валу

$$\omega_{IV} = \frac{\pi \cdot n_{IV}}{30} = \frac{3.14 \cdot 30}{30} = 3,14 \text{ рад/с}.$$

4.1.6. Визначаємо необхідну потужність на кожному валу

Потужність на першому валу:

$$P_I = P_{ДВ} = 1,77 \text{ кВт};$$

Потужність на другому валу:

$$P_{II} = P_{ДВ} \cdot \eta_{КП.П.} \cdot \eta_{П.П.} = 1,77 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1,68 \text{ кВт};$$

Потужність на третьому валу:

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{ЧЕР.П.} \cdot \eta_{П.П.} = 1,68 \cdot 0,7 \cdot 0,99 = 1,16 \text{ кВт};$$

Потужність на четвертому валу:

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{ЛАН.П.} \cdot \eta_{П.П.} = 1,16 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 1,1 \text{ кВт}.$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Адк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

4.1.7. Визначаємо крутний момент на кожному валу привода;

Крутний момент на першому валу

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_I} = \frac{1770}{298.30} = 5.93 \text{ Н м};$$

Крутний момент на другому валу

$$T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} = \frac{1680}{125.6} = 13.37 \text{ Н м};$$

Крутний момент на третьому валу

$$T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}} = \frac{1160}{6.28} = 184.71 \text{ Н м};$$

Крутний момент на четвертому валу

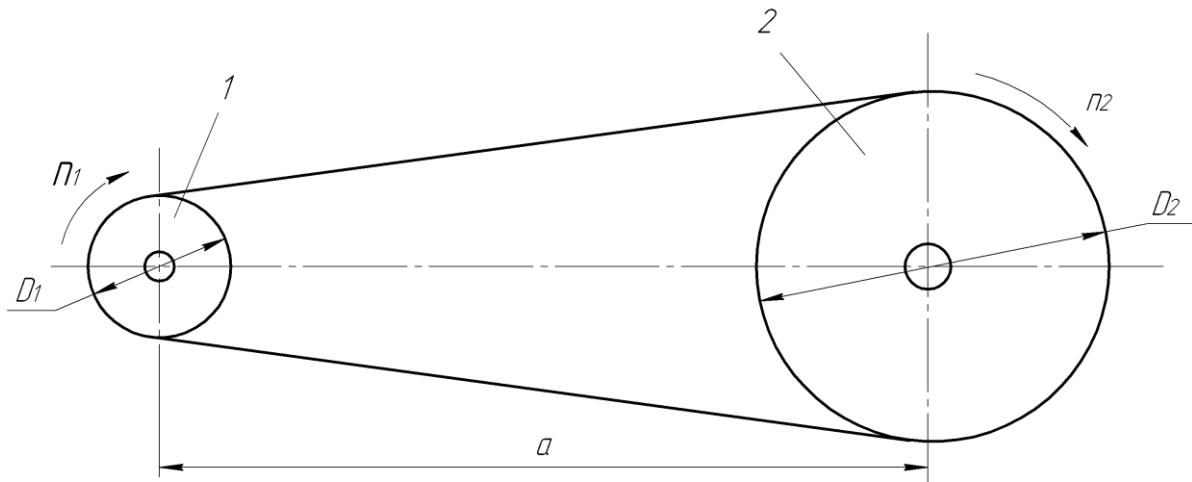
$$T_{IV} = \frac{P_{IV}}{\omega_{IV}} = \frac{1090}{3.14} = 347.13 \text{ Н м}.$$

Отримані результати заносимо в таблицю.

Вал	Потужність, Р, кВт	Частота обертання вала, п, об/ хв	Кутова швидкість ω , рад/с	Обертовий момент, Т, Нм	Передаточне число, U
I	1.77	2850	298.30	5.93	$U_{ЗАГ} = 95$ $U_{ПАС} = 2.375$ $U_{чер} = 20$ $U_{ЛАН} = 2$
II	1.68	1200	125.6	13.37	
III	1.16	60	6.28	184.71	
IV	1.1	30	3.14	347.13	

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Адк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

4.2. Розрахунок плоскопасової передачі



Вихідні дані:

потужність двигуна, *кВт*: $P_1 = 2,2$;

частота обертання вала двигуна, *об/хв*: $n_1 = 2850$;

момент на валу, *Н м*: $T_2 = 13.37$;

передаточне число пасової передачі $U = 2,375$.

4.2.1. Визначаємо діаметр меншого шківa, *мм*; стор. 11 [2]:

$$D_1 = 1200 \cdot \sqrt[3]{P_1 / n_1} = 102,38$$

по ДСТУ 17383-72 приймаємо діаметр меншого шківa $D_1 = 112$ *мм*.

4.2.2. Визначаємо діаметр більшого шківa:

$$D_2 = D_1 \cdot U_{\text{кл.п.}} \cdot (1 - \xi) = 112 \cdot 2,375 \cdot 0,99 = 263.34 \text{ мм};$$

по ДСТУ 17383-72 приймаємо діаметр меншого шківa $D_2 = 250$ *мм*.

4.2.3. Уточнюємо передаточне число:

$$U_{\text{ЕІ.І.}} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \xi)} = 2.25.$$

4.2.4. Вибираємо з табл.2.2. приймаємо тип паса Б.

4.2.5. По табл. 2.3 задаємося напруженнями в пасі від початкового натягу, визначаємо константи a та w , *Н/мм²*.

Прийнявши $\sigma_0 = 1,8$ отримали $a = 2,5$ та $w = 10$.

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

4.2.6. Для вибраного типа паса по табл. 2.4 при відношенні:

$$\frac{\sigma}{D_{min}} = \frac{1}{40}.$$

Допустиме корисне напруження $\sigma = 2,25 \text{ Н/мм}^2$

4.2.7. Міжосьова відстань:

$$a = 2 \cdot (D_1 + D_2) = 2 \cdot (112 + 250) = 724 \text{ мм};$$

4.2.8. Визначаємо довжину паса:

$$l = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} =$$

$$= 2 \cdot 724 + \frac{3.14}{2} \cdot (112 + 250) + \frac{(250 - 112)^2}{4 \cdot 724} = 2061,59 \text{ мм};$$

4.2.9. Визначаємо швидкість паса:

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3.14 \cdot 112 \cdot 2850}{60 \cdot 1000} = 16.7 \text{ м/с};$$

4.2.10. Визначаємо число пробігів паса в секунду:

$$v = \frac{V}{l \cdot 10^{-3}} = \frac{16.7}{2061.59 \cdot 10^{-3}} = 8 \text{ 1/с}, \quad v_A = 15 \text{ м/с}, \quad v < v_A;$$

4.2.11. Визначаємо кут обхвату:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{(D_2 - D_1) \cdot 57}{a} = 180^\circ - \frac{(250 - 112) \cdot 57}{724} = 169,70^\circ$$

4.2.12. Коефіцієнт кута обхвату:

$$\tilde{N}_\alpha = 1 - 0.003 \cdot (180 - \alpha) = 1 - 0.003 \cdot (180 - 169,7) = 0.969$$

4.2.13. Коефіцієнт швидкості:

$$\tilde{N}_V = 1.04 - 0.0004 \cdot V^2 = 1.05 - 0.0005 \cdot 18.64^2 = 0.928$$

По табл.2.5 вибираємо коеф. динамічності і навантаження: $C_p = 1$.

4.2.15. Коефіцієнт впливу розташування передачі та способу регулювання натягу паса і його працездатності $C_0 = 1$ табл. 2.6.

4.2.16. Розрахункове корисне допустиме напруження, Н/мм^2 :

$$\sigma_{tD} = \sigma_{tD0} \cdot C_\alpha \cdot C_V \cdot C_p = 2.25 \cdot 0.969 \cdot 0.928 \cdot 1 = 2.023$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Адк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

4.2.17. Колове зусилля:

$$F_T = \frac{1000 \cdot P_I}{V} = \frac{1000 \cdot 2,2}{16,7} = 131,73 \text{ Н},$$

4.2.18. Розрахункова площа поперечного перерізу паса, мм^2 :

$$A = \frac{F_T}{\sigma_{tD}} = \frac{131,73}{2,023} = 65,11$$

Розміри перерізу паса:

– товщина: $\sigma = \frac{D_1}{40} = \frac{112}{40} = 2,8 \text{ мм};$

– з умови $A = b \cdot \sigma$, знаходимо ширину паса: $b = \frac{A}{\sigma} = \frac{65,11}{2,8} = 23,25 \text{ мм}.$

Товщину прокладки для вибраного типа паса вибираємо по табл. 2.2, мм:

$$\sigma_1 = 1,5$$

Приймаємо число прокладок табл. 2.2 $z = 2$

Визначаємо товщину паса, мм: $\sigma = \sigma_1 \cdot z = 1,5 \cdot 2 = 30$

По табл. 2.2 приймаємо ширину паса, мм: $b = 25$

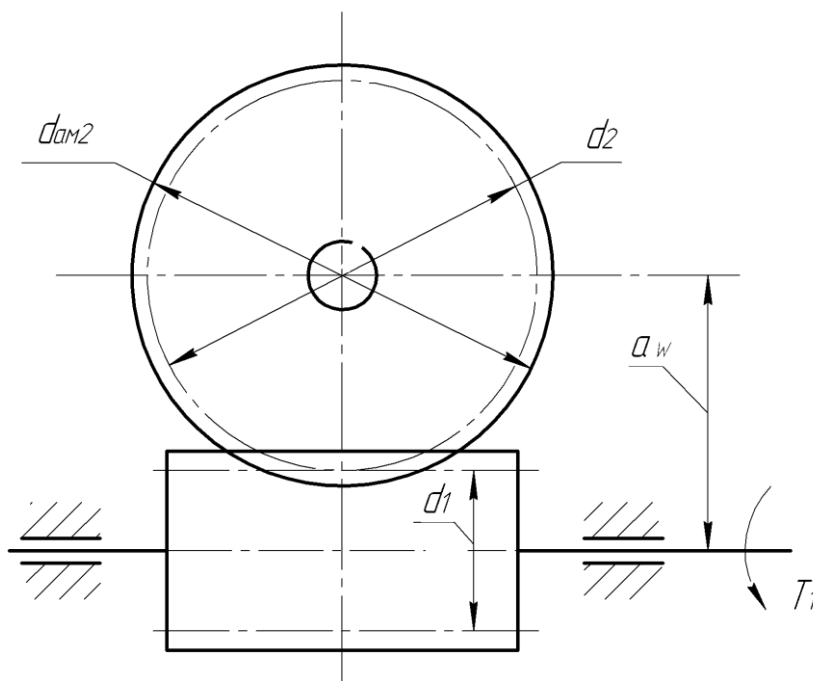
Площа поперечного перерізу паса, мм^2 : $A = b \cdot \sigma = 3 \cdot 25 = 75$

4.2.20 Сила, яка діє на вали, Н:

$$Q = 2 \cdot \sigma_O \cdot b \cdot \sigma \cdot \frac{\sin \alpha}{2} = 2 \cdot 1,8 \cdot 75 \cdot 0,9959 = 268,893$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

4.3. Розрахунок черв'ячної передачі



4.3.1. Проектний розрахунок

4.3.1.1. Вибір матеріалів черв'яка і вінця черв'ячного колеса.

Орієнтоване значення швидкості ковзання формула 2.1 стор.17 [3]:

$$V_S = 4\omega_1 \cdot \sqrt{T_2} \cdot 10^{-3} = 4 \cdot 125,6 \cdot \sqrt[3]{184,71} \cdot 10^{-3} = 2.861 \text{ м/с};$$

Вибираємо матеріал черв'яка і вінця черв'ячного колеса:

– черв'як: сталь 45;

– вінець черв'ячного колеса: бронза БрА9Ж3Л.

4.3.1.2. Обчислюємо допустимі напруження:

4.3.1.3. Допустиме контактне напруження:

Для зубців черв'ячних коліс виготовлених з безолов'яних бронз, допустиме контактне напруження визначають із умови опору заїданню залежно від швидкості ковзання V_S і приймають за табл. 2.1 стор. 20 [3] $[\sigma_H] = [\sigma_H]_0$

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 = 300 - 25 \cdot V_S = 300 - 25 \cdot 2,861 = 228.475 \text{ Н};$$

4.3.1.4. Допустиме напруження на втомний злам:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL}$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ док.им.	Підпис	Дата		9

де $[\sigma_F]_0$ – допустиме напруження для бази випробувань N_{FO} , Н/мм², яке залежить від границь міцності σ_B та текучості σ_T ;

$$K_{FL} \text{ – коефіцієнт довговічності: } K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$$

де N_{FE} – еквівалентне число циклів навантаження зубців за строк служби;

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma}$$

де N_{Σ} – загальне число циклів за строк служби при постійному навантаженні; $K_{FE} = 1$;

$$N_{\Sigma} = 573 \cdot w_2 \cdot t = 60 \cdot 6,28 \cdot 15000 = 53976600;$$

$$N_{FE} = N_{\Sigma};$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{100000}{53976600}} = 0,642;$$

$$[\sigma_F]_0 = 0,16 \cdot \sigma_A = 0,16 \cdot 500 = 80 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_F] = 80 \cdot 0,642 = 51,36 \text{ Н/мм}^2$$

Визначаємо гранично допустимі напруження $[\sigma_H]_{MAX}$ та $[\sigma_F]_{MAX}$:

$$[\sigma_H]_{MAX} = 2 \cdot \sigma_T = 2 \cdot 230 = 460 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_F]_{MAX} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 230 = 184 \text{ Н/мм}^2.$$

4.3.1.5. Призначаємо число заходів черв'яка (Z_1) і обчислюємо число зубців черв'ячного колеса (Z_2): приймаємо $z_1 = 2$; тоді

$$z_2 = z_1 \cdot U_{\text{чerp.л.}} = 2 \cdot 20 = 40$$

4.3.1.6. Орієнтовно задаємося коефіцієнтом діаметра черв'яка стор.21 [3]

приймаємо $q = 10$.

4.3.1.7. Задаємося коефіцієнтом навантаження:

$$K_H = K_{\beta} \cdot K_V = 1,2 \dots 1,4 \quad \text{приймаємо} \quad K_H = 1,2$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

де K_β – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв’ячного колеса;

K_V – коефіцієнт динамічного навантаження;

4.3.1.8. Обчислюємо міжосьову відстань з умови міцності за контактними напруженнями:

$$a_w = 31 \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H}{([\sigma_H] \cdot z_2 / q)^2}} = 31 \left(\frac{40}{10} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{184710 \cdot 1,2}{(228,475 \cdot 40 / 10)^2}} = 99,607 \text{ мм.}$$

Одержане розрахункове значення округлюємо до найближчого більшого стандартного значення за ДСТУ 2144-76 табл. 2.2 стор. 22 [3].

Приймаємо $a_w = 100 \text{ мм}$.

4.3.1.9. За стандартним значенням a_w і номінальному передаточному числу приймаємо основні параметри передачі табл. 2.2 стор. 22 [3].

– число зубців черв’ячного колеса: $z_2 = 40$;

– модуль: $m = 4 \text{ мм}$;

– коефіцієнт діаметра черв’яка: $q = 10$;

– коефіцієнт зміщення: $x = 0$;

– фактичне передаточне число: $U = 20$.

4.3.1.10. Визначаємо кут підйому витка табл. 2.3 стор. 27 [3].

$$\gamma = 11^\circ 18' 36'' = 11.310^\circ;$$

4.3.1.11. Обчислюємо швидкість ковзання:

$$V_s = \frac{\pi \cdot q \cdot m \cdot n_1}{60000 \cdot \cos \gamma} = \frac{3,14 \cdot 10 \cdot 4 \cdot 1200}{60000 \cdot 0.9805} = 2,562 \text{ м/с.}$$

4.3.1.12. Визначаємо основні розміри черв’яка і черв’ячного колеса

Черв’як:

– ділильний діаметр: $d_1 = m \cdot q = 4 \cdot 10 = 40 \text{ мм}$;

– діаметр вершин витків: $d_{a1} = m \cdot (q + 2) = 4 \cdot (10 + 2) = 48 \text{ мм}$;

– діаметр впадин: $d_{f1} = m \cdot (q - 2) = 4 \cdot (10 - 2) = 38 \text{ мм}$;

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

– довжина черв'яка: $b_1 = (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m = 53,6 \text{ мм}$
приймаємо 60 мм .

Черв'ячне колесо:

- ділильний діаметр: $d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 40 = 160 \text{ мм}$;
- діаметр вершин витків: $d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot x) = 4 \cdot (40 + 2 + 2 \cdot 0) = 168 \text{ мм}$;
- діаметр впадин: $d_{f1} = m \cdot (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x) = 4 \cdot (40 - 2,4 + 2 \cdot 0) = 150,4 \text{ мм}$;
- найбільший діаметр: $d_{am2} \leq d_{a2} + 1,5 \cdot m = 174 \text{ мм}$;
- ширина черв'ячного колеса: $b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 48 = 36 \text{ мм}$
приймаємо $b_2 = 36 \text{ мм}$.

4.3.1.13. Визначаємо сили, що діють в передачі:

Колова сила черв'яка, що дорівнює осьовій силі черв'ячного колеса:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 13,37}{40 \cdot 10^{-3}} = 668,5 \text{ Н};$$

Колова сила черв'ячного колеса, що дорівнює осьовій силі черв'яка:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 184,71}{160 \cdot 10^{-3}} = 2309 \text{ Н};$$

Радіальні сили:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2309 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 840,24 \text{ Н};$$

α – профільний кут черв'яка в осьовому перерізі: $\alpha = 20^\circ$.

4.3.2. Перевірочні розрахунки

4.3.2.1. Розрахунок за контактними напруженнями:

У відповідності з швидкістю ковзання за ДСТУ 3675-81 призначаємо ступінь точності за табл. 2.5 стор. 29 [3] приймаємо 8 ст. точності.

4.3.2.2. Уточнюємо значення допустимих контактних напружень, враховуючи фактичне значення $V_S = 2,562$:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 = 300 - 25 \cdot V_S = 300 - 25 \cdot 2,562 = 235,95 \text{ Н/мм}^2;$$

4.3.2.3. Уточнюємо коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_F = K_\beta \cdot K_V$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Коефіцієнт концентрації навантаження:

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - x)$$

де Q – коефіцієнт деформації черв'яка (табл. 2.6): $Q = 86$;

x – коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи: $x = 1$;

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{40}{86} \right)^3 \cdot (1 - 1) = 1$$

Коефіцієнт динамічного навантаження визначають залежно від ступеня точності і швидкості ковзання табл. 2.7 стор. 30 [3] приймаємо $K_V = 1,25$.

$$K_H = K_F = 1 \cdot 1,25 = 1,25$$

4.3.2.4. Перевіряємо умову контактної міцності:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{170}{z_2 / q} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot (z_2 / q + 1)^3}{a_w^3}} = \\ &= \frac{170}{40/10} \cdot \sqrt{\frac{184710 \cdot 1,25 \cdot (40/10 + 1)^3}{100^3}} = 228,32 < 235,95 \text{ Н/мм}^2; \end{aligned}$$

Умова міцності виконується.

4.3.3. Розрахунок на втомний згин:

4.3.3.1. Обчислити еквівалентне число зубців черв'ячного колеса:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{0,9805^3} = 43$$

4.3.3.2. Коефіцієнт форми зубців черв'ячного колеса табл. 2.8 стор. 31 [3]. Приймаємо $Y_F = 1,51$;

4.3.3.3. Перевіряємо додержання умови міцності на згин зубців черв'ячного колеса:

$$\begin{aligned} \sigma_F &= 1,4 \cdot Y_F \cdot \frac{T_2 \cdot K_F}{d_2 \cdot b_2 \cdot m \cdot \cos \gamma} = \\ &= 1,4 \cdot 1,51 \cdot \frac{184710 \cdot 1,25}{160 \cdot 35 \cdot 4 \cdot 0,9805} = 22,22 < 51,36 \text{ Н/мм}^2; \end{aligned}$$

Умову виконано.

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

4.3.4. Перевірочні розрахунки на перевантаження:

Ці розрахунки виконують на статичну (контактну і на згин) міцності при дії короточасних перевантажень.

Умова міцності:

$$\sigma_{HMAX} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{\Pi}} \leq [\sigma_H]_{MAX} ;$$

$$\sigma_{FMAX} = \sigma_F \cdot K_{\Pi} \leq [\sigma_F]_{MAX} ;$$

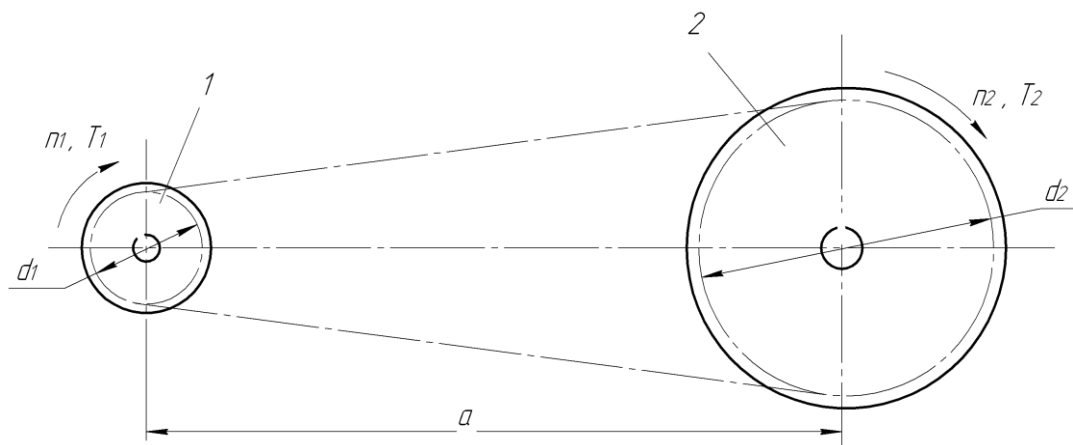
де $K_{\Pi} = \frac{T_{MAX}}{T_{НОМ}} = 1,6$ - коефіцієнт перенавантаження;

σ_H і σ_F - розрахункові напруження, контактні і згину.

$$\sigma_{HMAX} = 228,32 \cdot \sqrt{1,6} = 288,80 < 460 \text{ Н/мм}^2 ;$$

$$\sigma_{FMAX} = 22,22 \cdot 1,6 = 35,55 < 184 \text{ Н/мм}^2 ;$$

4.4. Розрахунок ланцюгової передачі



4.4.1. Проектний розрахунок

Початкові дані розрахунку:

Потужність на валу ведучої зірочки: $P_1 = 1160 \text{ Вт}$;

Обертний момент на валу ведучої зірочки: $T_1 = 184710 \text{ Н·мм}$;

Кутова швидкість на валу ведучої зірочки: $\omega_1 = 6,28 \text{ рад/с}$;

Передаточне число ланцюгової передачі: $U = 2$.

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

4.4.1.1. Приймаємо число зубців ведучої зірочки по табл. 4.1 стор.

38[3]. Приймаємо $z_1 = 27$;

4.4.1.2. Визначаємо число зубців веденої зірочки:

$$z_2 = z_1 \cdot U = 27 \cdot 2 = 54;$$

Перевіряємо умову: $z_2 \leq z_{MAX} = 100...120$; $54 < 100...120$;

4.4.1.3. Обчислюємо коефіцієнт експлуатації по табл. 4.2 стор. 39[3].

$$K_E = K_D \cdot K_A \cdot K_H \cdot K_{PG} \cdot K_3 \cdot K_P,$$

де $K_D = 1$ – динамічний коефіцієнт приймаємо по табл. 4.1 стор. 38[3];

$K_A = 1$ – коефіцієнт міжосьової відстані приймаємо по табл. 4.1 стор.

38[3];

$K_H = 1$ – коефіцієнт нахилу лінії центрів приймаємо по табл. 4.1 стор.

38[3];

$K_{PG} = 1$ – коефіцієнт натягу ланцюга приймаємо по табл.4.1 стор. 38 [3];

$K_3 = 1$ – коефіцієнт змащуванні приймаємо по табл. 4.1 стор. 38[3];

$K_P = 1,25$ – коефіцієнт тривалість роботи приймаємо по табл. 4.1

стор.38[3].

$$K_E = 1,25.$$

4.4.1.4. Орієнтовно задаємося допустимим тиском в шарнірах ланцюга по табл.4.3 стор. 40 [3] приймаємо $[q] = 33 \text{ Н/мм}^2$;

4.4.1.5. Обчислюємо необхідний крок ланцюга:

$$P \geq 2.82 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_E}{z_1 \cdot [q]}} = 2.82 \cdot 3 \sqrt{\frac{184710 \cdot 1,25}{27 \cdot 33}} = 17,979 \text{ мм};$$

4.4.1.6. Вибираємо ланцюг з відповідним кроком табл.4.4 стор. 41 [3]

ПР-19,05-3180: $P = 19,05 \text{ мм}$; $F_P = 31800 \text{ Н}$; $A = 106 \text{ мм}^2$; $m = 1,90 \text{ кг}$.

4.4.1.7. Визначаємо довжину ланцюга в кроках:

$$l_P = 2a_P + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{a_P} = 2 \cdot 30 + \frac{27 + 54}{2} + \left(\frac{54 - 27}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{30} \approx 100 \text{ мм}.$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

4.4.1.8. Уточнюємо розрахункову міжосьову відстань:

$$\begin{aligned} a &= \frac{P}{4} \cdot \left[l_P - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(l_P - \frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{19.05}{4} \cdot \left[100 - \frac{27 + 54}{2} + \sqrt{\left(100 - \frac{54 - 27}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{54 - 27}{2 \cdot 3.14} \right)^2} \right] \approx 560 \text{ мм.} \end{aligned}$$

4.4.1.9 Визначаємо основні розміри зірочок:

Ділильні діаметри зірочок:

$$d = \frac{P}{\sin \frac{180}{z}}; \quad d_1 = \frac{19.05}{\sin \frac{180}{27}} = 164.22 \text{ мм}; \quad d_2 = \frac{19.05}{\sin \frac{180}{54}} = 328.44 \text{ мм.}$$

Діаметри кола виступів зірочок:

$$\begin{aligned} d_a &= \frac{P}{\operatorname{tg} \frac{180}{z}} + 0.5 \cdot P; \\ d_{a1} &= \frac{19.05}{\operatorname{tg} \frac{180}{27}} + 0.5 \cdot 19.05 = 172.49 \text{ мм}; \\ d_{a2} &= \frac{19.05}{\operatorname{tg} \frac{180}{54}} + 0.5 \cdot 19.05 = 337.41 \text{ мм.} \end{aligned}$$

4.4.2. Перевірочні розрахунки.

4.4.2.1. Перевіряємо виконання умови, що до кутової швидкості

табл.4.5 стор. 42 [3] $\omega_1 \leq \omega_{\text{MAX}}; \quad 6,28 \text{ рад/с} < 90 \text{ рад/с.}$

4.4.2.2. Визначаємо середню кутову швидкість:

$$V = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 6.28 \cdot \frac{0.164}{2} = 0.515 \text{ м/с};$$

4.4.2.3. Визначаємо колову силу:

$$F_T = \frac{P_1}{V} = \frac{1160}{0.515} = 2252,42 \text{ Н};$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

4.4.2.4. Перевіряємо ланцюг на зносостійкість:

$$q = \frac{F_T \cdot K_E}{A} = \frac{2252,42 \cdot 1,25}{106} = 26,56 < 33 \text{ Н/мм}^2$$

4.4.2.5. Обчислюємо натяг ланцюга від відцентрових сил:

Для передач у яких $V < 5 \text{ м/с}$ силу F_V можна не визначати і не враховувати в подальших розрахунках.

4.4.2.6. Визначити натяг від власної ваги:

$$F_O = K_f \cdot a \cdot m \cdot g,$$

де K_f – коефіцієнт провисання ланцюга: $K_f = 4$;

g – прискорення вільно падаючого тіла, м/с^2 ;

$$F_O = 4 \cdot 0,56 \cdot 1,9 \cdot 9,8 = 417,5 \text{ Н};$$

4.4.2.7. Перевіряємо ланцюг за запасом міцності табл.4.6 стор. 43 [3]

$$S = \frac{F_P}{F_T \cdot K_A + F_O} = \frac{31800}{2252,42 + 417,5} = 11,9 > 8,2;$$

4.4.2.8. Визначаємо наближений розрахунок ланцюга на довговічність за допустимим числом ударів в секунду по табл.4.7 стор. 44 [3]

$$v = \frac{z_1 \cdot \omega_1}{\pi \cdot l_p} = \frac{27 \cdot 6,28}{3,14 \cdot 100} = 0,54 < 18 \text{ 1/с};$$

4.4.2.9 Перевіряємо ланцюг на резонанс:

$$\omega_{1D} = \frac{\pi}{z_1 \cdot a} \cdot \sqrt{\frac{F_T}{m}} = \frac{3,14}{27 \cdot 0,56} \cdot \sqrt{\frac{2252,42}{1,9}} = 7,15 \text{ рад/с};$$

$\omega_{1P} \neq \omega_1$ – умова виконується;

4.4.2.10. Визначаємо навантаження на вали зірочок:

$$F_B = K_B \cdot F_t,$$

де K_B – коефіцієнт навантаження вала: $K_B = 1,05$;

$$F_B = 1,05 \cdot 2252,42 = 2365,04 \text{ Н}.$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

4.5. Попередній розрахунок валів

4.5.1. Розраховуємо швидкохідний вал редуктора:

Діаметр вихідного кінця при допустимому дотичному напруженні

$$[\tau_K] = 15 \text{ МПа} :$$

$$d_{B1} = 3 \sqrt{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau_K]}} = 3 \sqrt{\frac{13370}{0,2 \cdot 15}} = 16,45 \text{ мм}, \quad \text{приймаємо } d_{B1} = 17 \text{ мм};$$

Діаметр під підшипники: $d_{II} = 20 \text{ мм}$.

Черв'як з валом виконуємо як одне ціле.

4.5.2. Розрахунок тихохідного вала редуктора:

Діаметр вихідного кінця при допустимім напруженні $[\tau_K] = 25 \text{ МПа}$:

$$d_{B2} = 3 \sqrt{\frac{T_3}{0,2 \cdot [\tau_K]}} = 3 \sqrt{\frac{184710}{0,2 \cdot 25}} = 33,3 \text{ мм}, \quad \text{приймаємо } d_{B2} = 35 \text{ мм};$$

Діаметр вала під підшипники $d_{II2} = 40 \text{ мм}$;

Діаметр під зубчатим колесом $d_K = 45 \text{ мм}$;

4.5.3. Розрахунок вала ворующога кормів:

Діаметр вихідного кінця при допустимім напруженні $[\tau_K] = 30 \text{ МПа}$:

$$d_{B3} = 3 \sqrt{\frac{T_4}{0,02 \cdot [\tau_K]}} = 3 \sqrt{\frac{347130}{0,02 \cdot 35}} = 36,7 \text{ мм}, \quad \text{приймаємо } 38 \text{ мм};$$

Діаметр вала під підшипники; $d_{II3} = 40 \text{ мм}$;

Діаметри останніх частин валів назначають виходячи з конструктивних міркувань при компоновці редуктора.

4.6. Конструктивні розміри корпусу та кришки редуктора

Конструктивні розміри редуктора визначаємо за атласом редукторів табл.4.3 стор.12 [5].

Товщина стінок корпусу та кришки:

$$\delta = 0,04 \cdot a + 2 = 0,04 \cdot 100 + 2 = 6 \text{ мм} \quad \text{приймаємо } \delta = 8 \text{ мм};$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$\delta_1 = 0.032 \cdot a + 2 = 0.032 \cdot 100 + 2 = 6,2 \text{ мм} \text{ приймаємо } \delta_1 = 8 \text{ мм};$$

Товщина фланців поясів корпусу та кришки

Верхнього пояса корпусу та пояса кришки:

$$b = 1.5 \cdot \delta = 1.5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}; \quad b_1 = 1.5 \cdot \delta_1 = 1.5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

Нижнього пояса редуктора:

$$p = 2.35 \cdot \delta = 2.35 \cdot 8 = 18.8 \text{ мм} \text{ приймаємо } p = 20 \text{ мм};$$

Діаметр болтів

Фундаментних:

$$d_1 = (0.03 \div 0.036)a + 12 = (0.03 \div 0.036) \cdot 100 + 12 = (15 \div 15.6) \text{ мм};$$

Приймаємо болти з різьбою М16.

Кріплячи кришку до корпусу у підшипників:

$$d_2 = (0.7 \div 0.75) \cdot d_1 = (0.7 \div 0.75) \cdot 16 = (11.2 \div 12) \text{ мм};$$

Приймаємо болти з різьбою М12.

З'єднуючих кришку з корпусом:

$$d_3 = (0.5 \div 0.6) \cdot d_1 = (0.5 \div 0.6) \cdot 16 = (8 \div 9.6) \text{ мм};$$

Приймаємо болти з різьбою М8.

4.7. Перший етап компоновки редуктора

Компоновочне креслення виконуємо в 2-х проекціях – розріз по вісі колеса і розріз по вісі черв'яка; масштаб 1:1.

Приблизно посередині листа паралельно його довгій стороні проводимо осьову лінію; другу осьову, паралельно першій, проводимо на відстані $a_w = 100 \text{ мм}$. Потім проводимо вертикальні осьові лінії, одну для головного вигляду, іншу для вигляду збоку.

Викреслюємо на 2-х проекціях черв'як і черв'ячне колесо.

Окреслюємо внутрішню стінку корпусу, приймаючи зазор між стінкою і черв'ячним колесом та між стінкою і маточиною черв'ячного колеса приблизно 10 мм.

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Викреслюємо підшипники черв'яка на відстані $l_1 = d_{aM2} = 174 \text{ мм}$ один від одного, розміщуючи симетрично відносно середнього розрізу черв'яка.

Також симетрично розміщуємо підшипники вала черв'ячного колеса. Відстань між ними заміряємо по кресленню $l_2 = 104 \text{ мм}$.

В зв'язку з тим, що в черв'ячному зачепленні виникають значні осьові зусилля, приймаємо роликові конічні підшипники середньої серії.

Швидкохідний вал:

$d_{III} = 20 \text{ мм}$: номер підшипника 46304; $d = 20 \text{ мм}$; $D = 52 \text{ мм}$; $B = 15 \text{ мм}$; $C = 17.8 \text{ кН}$; $C_o = 9.0 \text{ кН}$;

Тихохідний вал:

$d_{II2} = 40 \text{ мм}$: номер підшипника 7308А; $d = 40 \text{ мм}$; $D = 80 \text{ мм}$; $B = 19 \text{ мм}$; $T = 19,25 \text{ мм}$; $C = 46,5 \text{ кН}$; $C_o = 46,5 \text{ кН}$; $e = 0,38$.

Вал ворущоча кормів:

Приймаємо ті ж самі підшипники, що й для тихохідного вала: 7308

4.8. Перевірочний розрахунок тихохідного вала редуктора та перевірка довговічності підшипників

4.8.1. Визначення реакцій в підшипниках та побудова епюр згинаючих та крутних моментів (тихохідний вал).

Дано: $F_{t2} = 2309 \text{ Н}$; $F_{r2} = 840 \text{ Н}$; $F_{a2} = 669 \text{ Н}$; $d_2 = 160 \text{ мм}$; $l_T = 104 \text{ мм}$;

$l_B = 96 \text{ мм}$;

$F_Y = F_B \cdot \sin 30^\circ = 2365 \cdot \sin 30^\circ = 1182 \text{ Н}$;

$F_X = F_B \cdot \cos 30^\circ = 2365 \cdot \cos 30^\circ = 2048 \text{ Н}$; .

4.8.2. Вертикальна площина

Визначаємо опорні реакції, Н:

$$\Sigma M_4 = 0; \quad F_Y \cdot (l_B + l_T) - R_{CY} \cdot l_T - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

$$R_{CY} = \frac{F_Y(l_B + l_T) - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{l_T} = \frac{1182 \cdot (96 + 104) - 840 \cdot 52 + 669 \cdot 80}{104} = 2368H.$$

$$\Sigma M_2 = 0; \quad F_Y \cdot l_B + F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - R_{DY} l_T = 0;$$

$$R_{DY} = \frac{F_Y l_B + F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{l_T} = \frac{1182 \cdot 96 + 840 \cdot 52 + 669 \cdot 80}{104} = 2026H.$$

Перевірка: $\Sigma Y = 0; \quad F_Y - R_{CY} - F_{r2} + R_{DY} = 0;$

$$1182 - 2368 - 840 + 2026 = 0.$$

Будуємо епюру згинаючих моментів відносно осі X в характерних перетинах 1...4, Нм:

$$M_{X1} = 0; \quad M_{X2} = F_Y l_B = 1182 \cdot 0.096 = 113.500;$$

$$M_{X3} = F_Y(l_B + \frac{l_T}{2}) - R_{CY} \cdot \frac{l_T}{2} = 1182 \cdot (0.096 + 0.052) - 2368 \cdot 0.052 = 51.800;$$

$$M_{X4} = 0;$$

$$M_{X3} = R_{DY} \cdot \frac{l_T}{2} = 2026 \cdot \frac{0.104}{2} = 105.400$$

4.8.3. Горизонтальна площина

Визначаємо опорні реакції, Н:

$$\Sigma M_4 = 0; \quad -F_X \cdot (l_B + l_T) + R_{CX} \cdot l_T + F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} = 0;$$

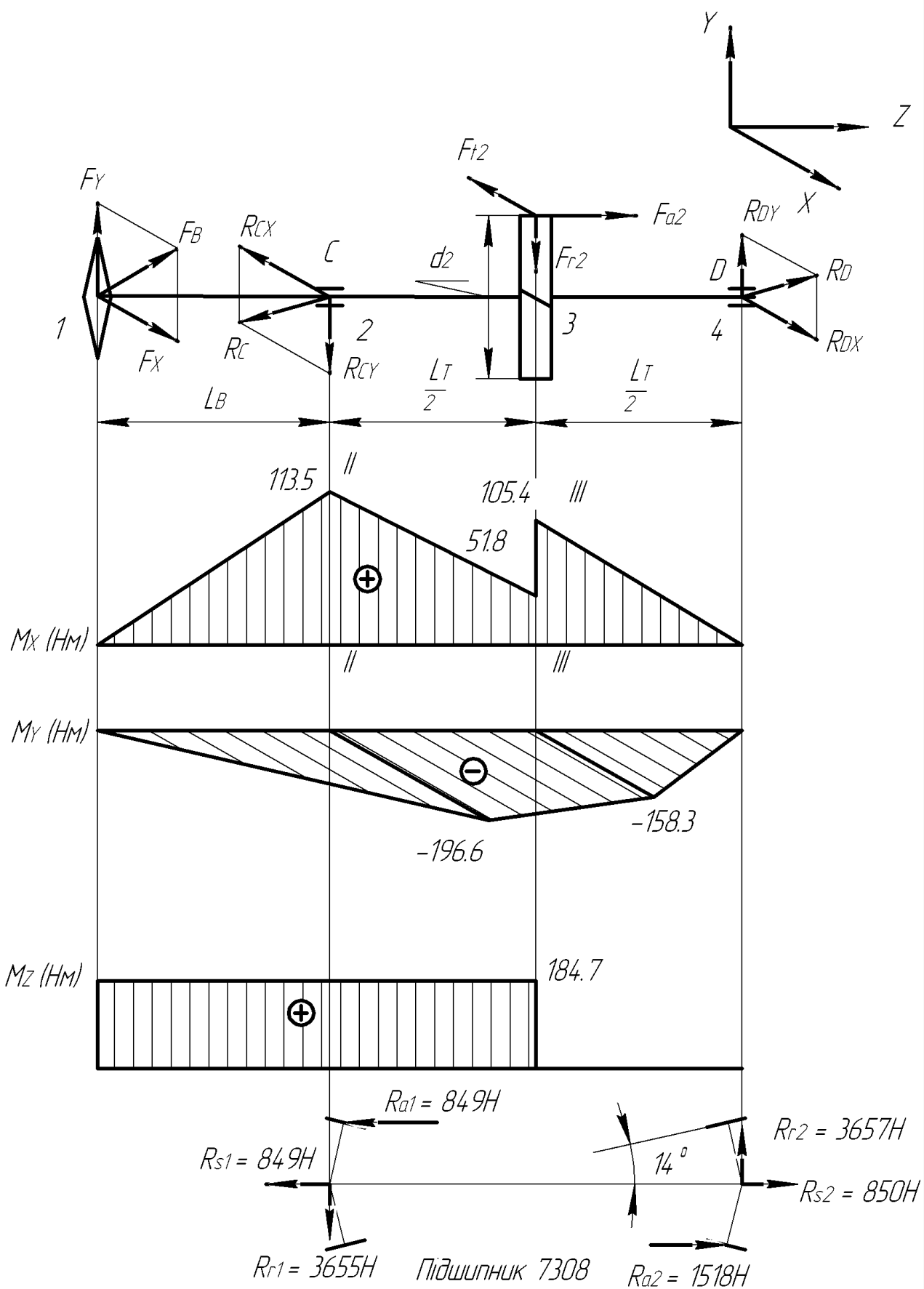
$$R_{CX} = \frac{F_X(l_B + l_T) - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{2048 \cdot (96 + 104) - 2309 \cdot 52}{104} = 2784H.$$

$$\Sigma M_2 = 0; \quad -F_X \cdot l_B - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} + R_{DX} l_T = 0;$$

$$R_{DX} = \frac{F_X l_B + F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{2048 \cdot 96 + 2309 \cdot 52}{104} = 3045H.$$

Перевірка: $\Sigma X = 0; \quad F_X - R_{CX} - F_{t2} + F_{DX} = 0; \quad 2048 - 2784 - 2309 + 3045 = 0$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Адк.	№ докум.	Підпис	Дата		21



					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арх.
Зм.	Адк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

4.8.4. Будуємо епюру згинаючих моментів відносно осі Y в характерних перетинах 1...4, Нм:

$$M_{Y1} = 0; \quad M_{Y2} = -F_X l_B = -2048 \cdot 0.096 = -196.600;$$

$$M_{Y3} = -F_X (l_B + \frac{l_T}{2}) + R_{CX} \cdot \frac{l_T}{2} = -2048 \cdot (0.096 + 0.052) + 2784 \cdot 0.052 = -158.300$$

$$; \quad M_{Y4} = 0.$$

4.8.5. Будуємо епюру крутних моментів, Нм:

$$M_K = M_Z = \frac{F_{t2} d_2}{2} = \frac{2309 \cdot 0.160}{2} = 184.700$$

4.8.6. Визначаємо сумарні радіальні реакції, Н:

для опори С $R_C = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CY}^2} = \sqrt{2784^2 + 2368^2} = 3655 \text{ Н};$

для опори D $R_D = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DY}^2} = \sqrt{3045^2 + 2026^2} = 3657 \text{ Н}.$

4.8.7. Визначаємо сумарні згині моменти в найбільш небезпечних перетинах, Нм:

$$M_{3Г2} = \sqrt{M_{X2}^2 + M_{Y2}^2} = \sqrt{113.500^2 + (-196.600)^2} = 227$$

$$M_{3Г3} = \sqrt{M_{X3}^2 + M_{Y3}^2} = \sqrt{51.800^2 + (-158.300)^2} = 166.6$$

4.9. Перевірочний розрахунок тихохідного вала редуктора.

4.9.1. Для виготовлення вала редуктора назначаємо по табл.1.1 стор. 9, [4], нормалізовану сталь 45, для якої $\sigma_T = 360 \text{ МПа}$ і $\sigma_B = 610 \text{ МПа}$. Діаметри валів та значення крутних моментів попередньо визначені.

В перерізі вала II-II згинальний момент більше ніж в перерізі III-III, перевірку на втомну міцність виконуємо для перерізу вала II-II.

4.9.2. Визначаємо номінальні напруження в перерізі II-II.

$$\sigma_{3Г} = \frac{M_{3Г2}}{W_Z} = \frac{M_{3Г2}}{0,1d^3} = \frac{227 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 40^3} = 35,5 \text{ МПа}.$$

4.9.3. Визначаємо номінальні напруження кручення в перерізі II-II.

$$\tau = \frac{T_{KP}}{W_p} = \frac{T_{KP}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{184.71 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 40^3} = 14,4 \text{ МПа}.$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

4.9.4. Визначаємо напруження стиску від осьової сили в зачепленні в перерізі II-II.

$$\sigma_C = \frac{F_{a2}}{A} = \frac{F_{a2} \cdot 4}{\pi \cdot d^2} = \frac{669 \cdot 4}{3,14 \cdot 40^2} = 0,5 \text{ МПа.}$$

4.9.5. Визначаємо еквівалентні напруження в перерізі вала II-II.

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_{3T} + \sigma_C)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(25 + 0,5)^2 + 4 \cdot 14,4^2} = 36,8 \text{ МПа.}$$

4.9.6. Визначаємо максимальне еквівалентне напруження при короткочасних перевантаженнях

$$\sigma_{E \max} = \sigma_E \cdot K_{KP} = 36,8 \cdot 1,6 = 59 \text{ МПа,}$$

де $K_{KP} = \frac{T_{MAX}}{T_{НОМ}} = 1,6$ коефіцієнт, що враховує короткочасні перенавантаження.

4.9.7. Визначаємо допустиме еквівалентне напруження,

$$[\sigma]_E = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 360 = 288 \text{ МПа,}$$

Умова статичної міцності вала в перерізі II-II виконується, оскільки

$$\sigma_{E \max} = 59 \text{ МПа} \leq [\sigma]_E = 288 \text{ МПа.}$$

4.9.1.1. Розрахунок вала на втомну міцність.

В перерізі II-II діють нормальні та дотичні напруження, тому необхідно визначити коефіцієнти запасу міцності по нормальним та дотичним напруженням.

4.9.1.2. Визначаємо границі втоми матеріалу вала:

$$\sigma_{-1} = 0,45 \cdot \sigma_B = 0,45 \cdot 610 = 275 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{-1} = 0,25 \cdot \sigma_B = 0,25 \cdot 610 = 153 \text{ МПа.}$$

4.9.1.3. Визначаємо амплітудні нормальні та дотичні напруження:

$$\sigma_a = \frac{M_{3T2}}{W_{0H}} = \frac{227 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 40^3} = 36 \text{ МПа,}$$

$$\tau_a = \frac{T_{KP}}{2 \cdot W_{PH}} = \frac{184,71 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,2 \cdot 40^3} = 7,4 \text{ МПа.}$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Адк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

4.9.1.4. Знаходимо середнє значення нормальних напружень від дії осьової сили, що стискає вал

$$\sigma_m = \frac{F_{a2}}{A} = \frac{F_{a2} \cdot 4}{\pi \cdot d^2} = \frac{669 \cdot 4}{3,14 \cdot 40^2} = 0,5 \text{ МПа},$$

Середні дотичні напруження:

$$\tau_m = \tau_a = 7,4 \text{ МПа},$$

4.9.1.5. Знаходимо ефективні коефіцієнти концентрації напружень за табл. 5.1 стор. 21. [4].

$$K_\sigma = 2,4; \quad K_\tau = 1,8$$

4.9.1.6. Визначаємо коефіцієнти, що враховують чутливість матеріалу валу до асиметрії циклу зміни напружень за формулою:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 610 = 0,14;$$

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,14 = 0,07,$$

4.9.1.7. Вибираємо коефіцієнт, що враховує вплив абсолютних розмірів перерізу валу за табл. 5.2 стор. 22, [6]. $K_d = 0,85$

4.9.1.8. Визначаємо коефіцієнти запасу втомної міцності за нормальними та дотичними напруженнями:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \cdot \sigma_a}{K_d} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{275}{\frac{2,4 \cdot 36}{0,85} + 0,14 \cdot 0,5} = 2,7 ;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \cdot \tau_a}{K_d} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{153}{\frac{1,8 \cdot 7,4}{0,85} + 0,07 \cdot 7,2} = 9,5 .$$

4.9.1.9. Визначаємо загальний розрахунковий коефіцієнт запасу втомної міцності в перерізі вала II-II.

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{2,7 \cdot 9,5}{\sqrt{2,7^2 + 9,5^2}} = 2,6 ,$$

Мінімально допустимий коефіцієнт запасу міцності для валів редукторів загального призначення $[S] = 1,5 \dots 2,5$.

Втомна міцність вала в перерізі II-II забезпечується: $S = 2,6 \geq [S] = 1,5 \dots 2,5$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

4.10. Перевірка довговічності підшипників

4.10.1. Визначаємо довговічність прийнятого роликопідшипника 7308 тихохідного вала редуктора.

Вихідні дані:

Реакції в підшипниках $R_1 = 3655 \text{ Н}$; $R_2 = 3657 \text{ Н}$;

Кутова швидкість вала, рад/с; $\omega_2 = 6.28$;

Термін служби редуктора, год; $L_h = 15000$;

Осьова сила в зачепленні, Н; $F_{a2} = 669$;

Характеристика підшипника: $C = 61000 \text{ Н}$; $e = 0.28$; $Y = 2.16$; табл. 11 стор.43 [6] $V = 1$; $K_\sigma = 1.2$; $K_T = 1$; $X = 0.4$. табл. 1 стор.20. [6]

Підшипники встановлені в розпір.

4.10.2. Визначаємо осьові складові радіальних реакцій:

$$F_{S1} = 0.83eF_{r1} = 0.83 \cdot 0.28 \cdot 3655 = 849 \text{ Н};$$

$$F_{S2} = 0.83eF_{r2} = 0.83 \cdot 0.28 \cdot 3658 = 850 \text{ Н}.$$

4.10.3. Визначаємо осьові навантаження підшипників.

Так як $R_{S1} < R_{S2}$ і $F_a > R_{S2} - R_{S1}$, то $R_{a1} = F_{S1} = 849 \text{ Н}$,

$$R_{a2} = F_{S1} + F_a = 849 + 669 = 1518 \text{ Н}.$$

4.10.4. Визначаємо відношення:

$$\frac{R_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{849}{1 \cdot 3655} = 0.23 < e = 0.28; \quad \frac{R_{a2}}{VF_{r2}} = \frac{1518}{1 \cdot 3657} = 0.42 > e = 0.28.$$

4.10.5. Знаходимо еквівалентне навантаження

$$R_{E1} = VF_{r1} K_\sigma K_T = 1 \cdot 3655 \cdot 1.2 \cdot 1 = 4386 \text{ Н};$$

$$R_{E2} = (XVF_{r2} + YR_{a2}) K_\sigma K_T = (0.4 \cdot 1 \cdot 3657 + 2.16 \cdot 1518) \cdot 1.2 \cdot 1 = 5690 \text{ Н}.$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Адк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

4.10.6. Визначаємо довговічність по більшому значенню еквівалентного навантаження:

$$L_h = \frac{10^6}{573 \cdot \omega_2} \cdot \left(\frac{C}{R_{E2}} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{573 \cdot 6.28} \cdot \left(\frac{61000}{5690} \right)^{\frac{10}{3}} = 749000 \text{ годин} > L_h = 15000$$

годин.

Довговічність підшипника забезпечена.

4.11. Посадки черв'ячного колеса та підшипників

Посадки назначаємо в відповідності з вказівками, даними в табл. 10.13 [8].

Посадка черв'ячного колеса на вал $\frac{H7}{p6}$ по ГОСТ 25347-82.

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

Посадка шківів клинопасової передачі на вал редуктора $\frac{H7}{h6}$.

Шийки валів під підшипники виконуємо з відхиленнями вала $k6$.
Відхилення отворів в корпусі під зовнішні кільця по $H7$.

Останні посадки назначаємо, користуючись даними табл. 10.13 [8].

4.12. Вибір та перевірка міцності шпонкових з'єднань.

4.12.1. Шпонки призматичні з округленими торцями. Розміри перерізів шпонок та їх довжини по ДСТУ 23360-78.

Матеріал шпонок: сталь 45 нормалізована.

Напруження змину і умова міцності:

$$\sigma_{3M}^{\max} = \frac{2 \cdot T}{d(h - t_1) \cdot (l - b)};$$

Допустимі напруження зминання при сталевій маточині $[\sigma_{3M}] = 100 \div 120 \text{ МПа}$.

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

4.12.2. Швидкохідний вал:

$d_{B1} = 17\text{мм}$, $b \times h = 6 \times 6$, $t_1 = 3,5\text{мм}$; довжина шпонки $l = 20\text{мм}$; момент на швидкохідному валу $T_2 = 13,37\text{Нм}$.

$$\sigma_{3M}^{\max} = \frac{2 \cdot 13370}{17(6 - 3,5) \cdot (20 - 6)} = 44,94\text{МПа} < 100 \dots 120\text{МПа};$$

4.12.3. Тихохідний вал:

$d_{B2} = 35\text{мм}$, $b \times h = 10 \times 8$, $t_1 = 5\text{мм}$; довжина шпонки $l = 52\text{мм}$; момент на тихохідному валу $T_3 = 184,71\text{Нм}$.

$$\sigma_{3M}^{\max} = \frac{2 \cdot 184710}{35(8 - 5) \cdot (52 - 10)} = 83,76\text{МПа} < 100 \dots 120\text{МПа};$$

$d_K = 45\text{мм}$, $b \times h = 14 \times 9$, $t_1 = 5,5\text{мм}$; довжина шпонки $l = 45\text{мм}$; момент на тихохідному валу $T_3 = 184,71\text{Нм}$.

$$\sigma_{3M}^{\max} = \frac{2 \cdot 184710}{45(14 - 5,5) \cdot (56 - 14)} = 75,66\text{МПа} < 100 \dots 120\text{МПа};$$

4.12.4. Вал ворущоча кормів:

$d_{B3} = 40\text{мм}$, $b \times h = 12 \times 8$, $t_1 = 5\text{мм}$; довжина шпонки $l = 63\text{мм}$; момент на тихохідному валу $T_4 = 347,13\text{Нм}$.

$$\sigma_{3M}^{\max} = \frac{2 \cdot 347130}{40(8 - 5) \cdot (63 - 12)} = 113\text{МПа} > 100 \dots 120\text{МПа};$$

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

4.13. Вибір сорту мастила

Змазування черв'ячного зачеплення та підшипників виконується розбризкуванням рідкого мастила.

Об'єм масляної ванни з розрахунку $0,25 \text{ дм}^3$ мастила на 1 кВт наданої потужності: $V = 0,25 \cdot 2,2 = 0,55 \text{ дм}^3$.

По табл. 10.9 [8] встановлюємо в'язкість мастила. При контактних напруженнях $\sigma_H = 228,32.31 \text{ МПа}$ та швидкості $V = 2,562 \text{ м/с}$ рекомендована в'язкість мастила повинна бути приблизно $25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

По табл. 10.10 [8] приймаємо мастило авіаційне МС22 по ДСТУ 20799-75*.

4.14. Тепловий розрахунок редуктора

Для спроектованого редуктора виконуємо тепловий розрахунок, так як при тривалій роботі через низький к.к.д. ($\eta = 0,7 \dots 0,85$) та за рахунок значних сил тертя в черв'ячній передачі відбувається нагрівання редуктора, слід забезпечити умову

$$t_M < [t_M]$$

де t_M - температура мастила при усталеному режимі роботи передачі;

$[t_M]$ - допустима температура мастила, що становить $75^0 \dots 85^0 \text{C}$.

Температура мастила визначається за формулою, ^0C :

$$t_M = t_o + \frac{P_1 \cdot (1 - \eta)}{K \cdot A} = 20 + \frac{1680 \cdot (1 - 0.85)}{17 \cdot 0.33} = 65$$

де $t_o = 20$ - температура навколишнього середовища, ^0C ;

$P_1 =$ - потужність, що підводиться до поверхні, Вт;

$K = (9 \dots 17)$ - коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^0\text{C})$;

$A = 0,33$ - площа охолоджуваної поверхні корпусу, м^2 ;

$\eta = 0.85$ - ККД редуктора.

Умова виконується.

					ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

ЛІТЕРАТУРА

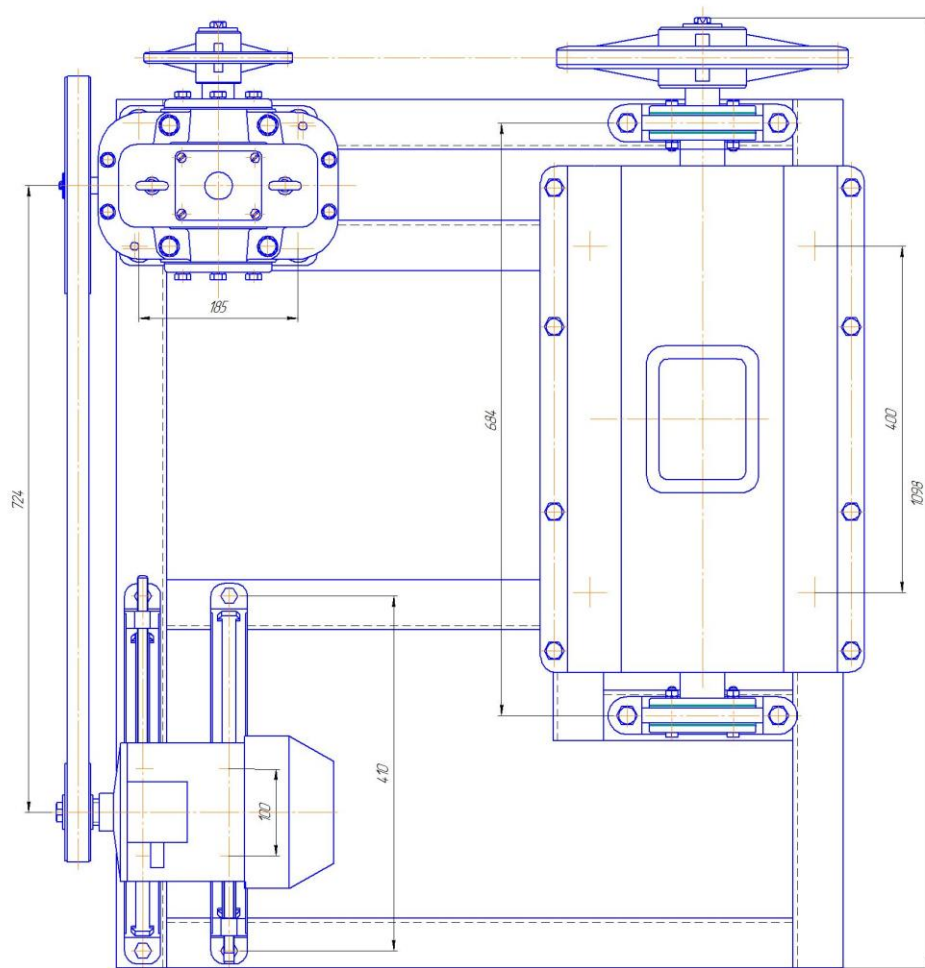
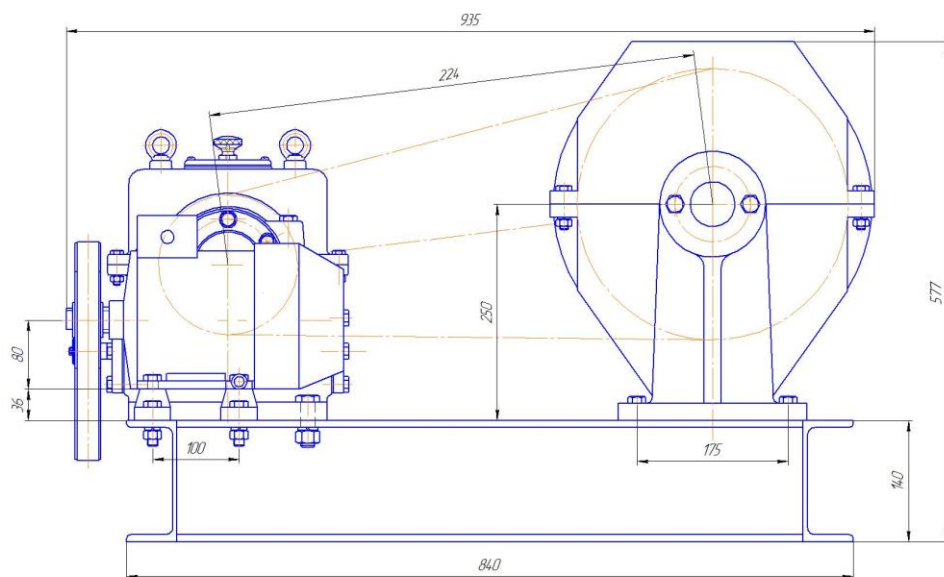
1. Методичні вказівки з застосуванням ПЕОМ до розрахунків кінематичних схем приводів загального призначення для студентів механічних спеціальностей./ Укл.: Невдаха Ю.А., Златопольський Ф.Й., Пукалов В.В., Невдаха А.Ю., Довжук С.О. Кіровоград; КНТУ, 2012 – 52с.
2. Методичні вказівки з застосуванням ПЕОМ до розрахунків пасових передач (клинопасових, плоскпасових, поліклинопасових та передач з зубчастим пасом) для студентів механічних спеціальностей. / Укл.: Невдаха Ю.А., Філімоніхін Г.Б., Златопольський Ф.Й., Маломуж Г.І. Кіровоград; КНТУ, 2004 – 44с.
3. Методичні вказівки з застосуванням ПЕОМ до розрахунків черв'ячних та ланцюгових передач для студентів механічних спеціальностей./ Укл.: Златопольський Ф.Й., Невдаха Ю.А., Маломуж Г.І. Кіровоград; КНТУ, 2008 – 48с.
4. Розрахунки валів. Методичні вказівки для самостійної роботи студентів . / Укл.: Невдаха Ю.А., Маломуж Г.І., Златопольський Ф.Й., Лушніков В.М., Невдаха А.Ю. Кіровоград; КНТУ, 2010 – 48с.
5. Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. Атлас деталей машин. – Х. : Основа, 1996. – 256 с.
6. Методичні вказівки. Розрахунок підшипників кочення для студентів механічних спеціальностей./ Укл.: Златопольський Ф.Й., Невдаха Ю.А., Довжук С.О., Невдаха А.Ю. Кіровоград; КНТУ, 2011 – 54с.
7. И.М. Чернин, А.В. Кузьмин, Г.М. Ицкович. Расчеты детали машин. - Издательство «Вышэйшая школа» 1978 г.
8. С.Н. Ничипорчик, М.И. Корженцевский, В.Ф. Калачёв и др. Детали машин в примерах задач. - Издательство «Вышэйшая школа» 1981 г.
9. Цехнович Л.И., Петриненко И.П.. Атлас конструкций редукторов. - Киев «Выща школа» 1990 г.
10. Методичні вказівки та завдання на курсовий проект по ДМ та ОК для студентів механічних спеціальностей. / Укл.: Грабенко В.К., Порубайміх І.С., Маломуж Г.І., Златопольський Ф.Й., Кіршанков А.Т., Гончаренко М.В. Кіровоград; КДТУ, 1999 – 110с

					<i>ПВК 01.01.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Прим.	
				Документація			
A1			ПВК 01.01.10.00.00 СК	Складальне креслення	1		
				Складальні одиниці			
		1	ПВК 01.01.10.10.00	Вал швидкохідний	1		
A2		2	ПВК 01.01.10.20.00	Вал тихохідний	1		
		3	ПВК 01.01.10.30.00	Кришка оглядового вікна	1		
		4	ПВК 01.01.10.40.00	Мастиловказівник	1		
				Деталі			
		5	ПВК 01.01.10.10.01	Кільце ущільнююче	1		
		6	ПВК 01.01.10.10.02	Кільце ущільнююче	1		
		7	ПВК 01.01.10.10.03	Корпус редуктора	1		
		8	ПВК 01.01.10.10.04	Кришка корпусу	1		
		9	ПВК 01.01.10.10.05	Кришка підшипника глуха	1		
		10	ПВК 01.01.10.10.06	Кришка підшипника глуха	1		
		11	ПВК 01.01.10.10.07	Кришка підшипника наскрізна	1		
		12	ПВК 01.01.10.10.08	Кришка підшипника наскрізна.	1		
		13	ПВК 01.01.10.10.09	Пробка	1		
		14	ПВК 01.01.10.10.10	Прокладка	1		
		15	ПВК 01.01.10.10.11	Прокладка	1		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дат			
Розроб.		Іванов І.І.					
Перевір.		Петров П.П.					
Н. Контр.							
Затверд.							
					ПВК 01.01.10.00.00 СК		
					Редуктор черв'ячний		
					Складальне креслення		
					Літ.	Аркиш	Акришів
						1	2
					ЦНТУ		
					гр. ГМ-09-1		

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Прим.
		16	ПВК 01.01.10.10.12	Прокладка регулююча		
				комплект	2	
		17	ПВК 01.01.10.10.13	Прокладка регулююча		
				комплект	2	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		20		Болт М8х35		
				ГОСТ 7798-70	4	
		21		Болт М10х28		
				ГОСТ 7798-70	24	
		22		Болт М12х120		
				ГОСТ 7798-70	4	
		23		Гайка М8		
				ГОСТ 5915-70	4	
		24		Гайка М12		
				ГОСТ 5915-70	4	
		25		Гвинт М6х16		
				ГОСТ 17473-80	4	
		26		Рим болт М8		
				ГОСТ 4751-73	2	
		27		Шайба пружинна 8		
				ГОСТ 6402-70	4	
		28		Шайба пружинна 10		
				ГОСТ 6402-70	24	
		29		Шайба пружинна 12		
				ГОСТ 6402-70	4	
		30		Штифт 10х36 ГОСТ 3129-70	2	
Зм.	Адж.	№ док.	Підпис	Дат	ПВК 01.01.10.00.00	
					Арк.	
					2	

[illegible]

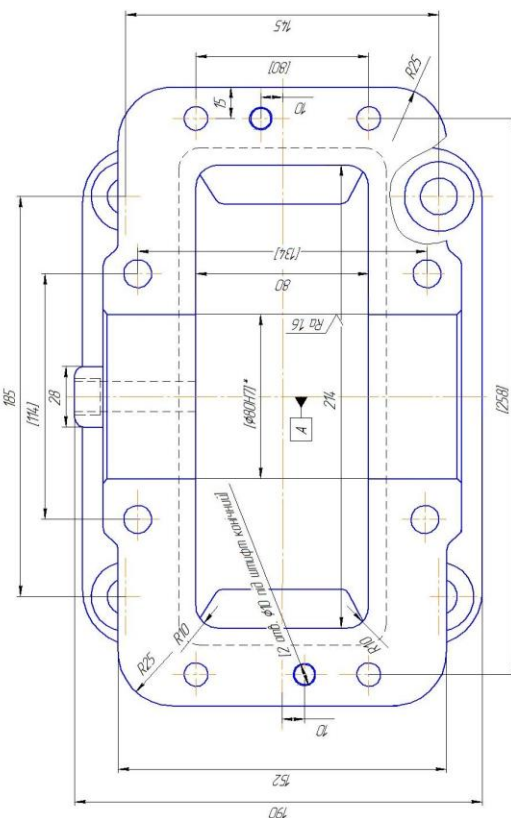


Технічна характеристика:
 1. Потужність на вихідному валу $P_{\text{в}} = 11 \text{ кВт}$
 2. Частота обертання вихідного валу $n_{\text{в}} = 30 \text{ об/хв}$
 3. Передаточне число привода $U = 95$
 4. Електродвигун типу 4А80В2У3
 Потужність двигуна $P_{\text{дв}} = 22 \text{ кВт}$
 Частота обертання вала двигуна $n_{\text{дв}} = 2850 \text{ об/хв}$

Технічні вимоги:
 1. Непаралельність осі шківів не повинна перевищувати $0,3 \text{ мм}$
 2. Зміщення робочих поверхонь шківів – не більше $0,3 \text{ мм}$
 3. Привід обкатати без навантаження на протязі двох годин – сторонні шуми, вібрація не допускаються.

ПБК 010100.00.00 3В					
Відп. інст.	М. Акуле	Підп.	Воло	Лист	Насичт.
Рисув.	Волод II	Вір.	Петрол III	Висл.	125
Інженер		Інженер		Висл.	1
Провер.		Провер.		Висл.	1
Інженер		Інженер		Висл.	1
Інст.	Інженер СС	Інженер		Висл.	1

Прилад змішувача кармів
 Загальний вигляд
 ЦНТЧ
 зр. ГМ-09-1
 Формат А1



1. Заставити картуси підійти стільки.
2. Обернути до розмітки в картонних дужках провідники сумісно з датою картуси регулятора.
3. Навісити підвіси підвіси 5,8 мм.
4. Навісити з'єднаний ділення розмір діаметр 1Н4, 1Н4 опинити з 1Н4, 2.
5. Лабіри нахили 3-5°.
6. Картус регулятора перебудувати на магнітоелектричний.

[illegible]

Навчально-методичне видання

ДЕТАЛІ МАШИН ТА ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для студентів механічних спеціальностей

Укладачі: к.т.н., доц. Невдаха Ю.А.
к.т.н., доц. Невдаха А.Ю.
к.т.н., доц. Пирогов В.В.

Підписано до друку 5.04. 2019р.

Формат А4

Папір газетний. Ум. друк. арк. 6,5 Тираж прим. Зам. №

РВЛ ЦНТУ, м. Кропивницький, пр. Університетський, 8

Тел. 390-541, 390-551, 559-245.