

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Механіко-машинобудівний інститут

Кафедра конструювання машин

До захисту допущено:

Завідувач кафедру

_____ **Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО**

« ____ » _____ 20__ р.

Дипломний проєкт

на здобуття ступеня бакалавра

**за освітньо-професійною програмою «Технології комп'ютерного
конструювання верстатів, роботів та машин»**

спеціальності 131 «Прикладна механіка»

на тему: «Привід несучого гвинта гвинтокрила - безпілотнока»

Виконала:

студентка IV курсу, групи МВ-92

Гарник Олександра Олександрівна

Керівник:

ст.викладач, к.т.н

Проценко Павло Юрійович

Рецензент:

Засвідчую, що у цьому дипломному
проєкті немає запозичень з праць інших
авторів без відповідних посилань.

Студент _____

Київ – 2023

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
	A4		Завдання на дипломний проєкт	1	
	A4		Пояснювальна записка	95	
1	A1	MB9203.ДПБ230.001	Вал	1	
2	A1	MB9203.ДПБ230.002	Вал шестерня	1	
3	A1	MB9203.ДПБ230.003	Вал шестерня	1	
4	A1	MB9203.ДПБ230.004	Колесо зубчасте	1	
5	A1	MB9203.ДПБ230.005	Колесо зубчасте	1	
6	A1	MB9203.ДБП230.0020	Схема складання головного редуктора	1	
7	A1	MB9203.ДБП230.0021	Схема складання хвостового редуктора	1	
8	A1	B9203.ДБП230.000.СК	Редуктор кресленник складальний	1	
9	A4	MB9203.ДПБ230.009	Кришка наскрізна	1	
10	A4	MB9203.ДПБ230.011	Кришка глуха	1	
11	A4	MB9203.ДПБ230.012	Кришка глуха	1	
12	A4	MB9203.ДПБ230.013	Стакан	1	
13	A4	MB9203.ДПБ230.015	Втулка	1	
	A4	MB9203.ДПБ230.016	Втулка	1	
15	A4	MB9203.ДПБ230.017	Проставка	1	
16	A4	MB9203.ДПБ230.018	Втулка	1	
17	A4	MB9203.ДПБ230.0019	Проставка	1	
18	A1	MB9203.ДБП230.100.СК	Редуктор кресленник складальний	1	
19	A1	MB9203.ДБП230.000ВЗ	Привід кресленник складальний	1	

				MB9203ДПБ 000.000.000		
	ПБ	Підп.	Дата			
Розробн.	Гарник О.О.			Відомість дипломного проєкту	Лист	Листів
Керівн.	Проценко П.Ю.					
Консульт.					КПІ ім. Ігоря Сікорського, ННММІ,КМ, гр.МВ-92	
Н/контр.						
Зав.каф.						

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
ім. Ігоря Сікорського”
Навчально-науковий Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання машин

Рівень вищої освіти _____ перший (бакалаврський) _____

Спеціальність _____ **131 Прикладна механіка** _____
(код і назва)

Освітньо-професійна програма _____ **«Технології комп'ютерного**
конструювання верстатів, роботів та машин» _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ **Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО** _____

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2023 р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ СТУДЕНТЦІ

_____ **Гарник Олександрі Олександрівні** _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту: _____ **Привід несучого гвинта гвинтокрила-безпілотної** _____

керівник проекту: _____ **к.т.н. Проценко П.Ю.** _____

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від “ _____ ” **червня 2023 року** № _____

2. Термін подання студентом проекту _____

3. Вихідні дані до проекту _____ **Маса безпілотної гвинтокрила до 50 кг, Діаметр**
несучого гвинта до 2,5 м, діаметр рульового гвинта до 1,2 м, розрахунок
потужності електродвигуна приводу безпілотної гвинтокрила. _____

4. Зміст пояснювальної записки :

_____ **1. Огляд відомих конструкцій приводів гелікоптерів. 2. Вибір**
електродвигуна, кінематичний та силовий розрахунок приводу. 3. Проектний
розрахунок зубчастих передач. 4. Розрахунок валів. 5. Розрахунок
шпонок. _____

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо): 3D модель головного редуктора, 3D модель хвостового редуктора, складальне креслення головного редуктора, складальне креслення хвостового редуктора, складальне креслення приводу головного редуктора, креслення деталей головного редуктора.

6. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 10 січня 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Пошук літературних джерел, ознайомлення з конструкцією приводу гвинтокрила	до 20.02.2023	
2	Розробка кінематичної схеми приводу безпілотного гвинтокрила, розрахунок та вибір електродвигуна	до 01.03.2023	
3	Кінематичний та силовий розрахунок приводу	до 10.03.2023	
4	Проектний розрахунок передач приводу	до 31.03.2023	
5	Розрахунок валів та підшипників передач приводу. Розробка 3D моделі та складального креслення головного редуктора приводу безпілотного гвинтокрила.	до 30.04.2023	
6	Розробка 3D моделі та складального креслення хвостового редуктора приводу безпілотного гвинтокрила. Складальне креслення приводу.	до 19.05.2023	
7	Розробка робочих креслень деталей. оформлення записки та графічної частини проекту	до 01.06.2023	

Студентка _____

(підпис)

Гарник О.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту _____ Проценко П.Ю.

(прізвище та ініціали)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ім. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра
спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему **Привід несучого гвинта гвинтокрила - безпілотника**

Виконала студентка групи

IV курсу, групи МВ-92

Гарник О.О

(прізвище ім'я по батькові)

(підпис)

Анотація

Дипломний проект освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» за напрямом підготовки 131 – «Прикладна механіка» професійного спрямування «Технології комп'ютерного конструювання верстатів, роботів та машин» на тему «Привід несучого гвинта гвинтокрила-безпілотної»

Дипломний проект містить пояснювальну записку на 95 сторінках і графічний матеріал на 5 аркушах формату А1, та на 5 аркушах формату А3. Матеріали пояснювальної записки містять 17 ілюстрацій, перелік посилань з 14 найменувань і додатків на 2 сторінках.

Мета дипломного проекту – розробити привід гвинтокрила-безпілотної з максимальною злітною масою 50 кг за одnogвинтовою схемою несучого гвинта.

Перелік вирішених задач в дипломному проекті: проаналізовано компоновки приводів пілотованих та безпілотної гвинтокрилів; розроблена кінематична схема приводу; виконано розрахунок потужності електродвигуна, кінематичні та силові розрахунки приводу безпілотної гвинтокрила; виконано розрахунок та проектування різних типів передач приводу, зокрема циліндричної та конічної передач; проведено попередній розрахунок та конструювання валів, оцінка їх статичної та втомної міцності; здійснено перевірний розрахунок підшипників кочення в опорах валів на довговічність; проведено перевірний розрахунок шпонок; побудовано 3D-моделі головного та хвостового редуктора, що дозволило візуалізувати їх конструкцію та взаємодію компонентів; розроблені складальні креслення головного та хвостового редукторів на основі побудованих 3D-моделей; розроблений загальний вид приводу несучого гвинта гвинтокрила-безпілотної; виконані робочі креслення деталей головного редуктора.

Ключові слова: гвинтокрил, конічна передача, циліндрична передача, редуктор, вали, колеса та привід.

Дипломний проект виконаний українською мовою.

Автор дипломного проекту: студентка групи МВ-92 Гарник О.О.

Керівник дипломного проекту: к.т.н., ст. викладач Проценко П.Ю.

Abstract

Diploma project of the educational and qualification level "bachelor" according to the field of training 131 - "Applied mechanics" professional direction "Technologies of computer design of machine tools, robots and machines" on the topic "Drive of the propeller of a rotorcraft-unmanned aerial vehicle"

The diploma project contains an explanatory note on 95 pages and graphic material on 5 sheets of A1 and 5 sheets of A3 format. The materials of the explanatory note contain 17 illustrations, a list of references from 14 titles and appendices on 2 pages.

The goal of the diploma project is to develop a rotorcraft-unmanned aerial vehicle drive with a maximum take-off weight of 50 kg using a single-screw main rotor scheme.

The list of solved problems in the diploma project: the layout of manned and unmanned rotorcraft drives was analyzed; the kinematic diagram of the drive was developed; electric motor power calculation, kinematic and power calculations of the unmanned rotorcraft drive were performed; calculation and design of various types of drive gears, including cylindrical and bevel gears; preliminary calculation and construction of shafts, evaluation of their static and fatigue strength was carried out; verification calculation of rolling bearings in shaft supports for durability was carried out; a verification calculation of the pins was carried out; 3D models of the main and tail gearbox were built, which allowed to visualize their design and the interaction of components; developed assembly drawings of the main and tail gearboxes based on built 3D models; the general type of drive of the main propeller of the rotorcraft-unmanned aerial vehicle was developed; working drawings of the parts of the main gearbox have been completed.

Key words: rotor, bevel gear, cylindrical gear, reducer, shafts, wheels and drive.

**Пояснювальна записка
до дипломного проєкту
на тему:
«Привід несучого гвинта гвинтокрила-безпілотнока»**

Київ – 2023

Зміст

Вступ.....	5
1. Безпілотні гвинтокрили, варіанти виконання приводних установок цих машин.....	6
1.1 Структура та привід гвинтокрилів.....	6
1.2 Керування польотом гвинтокрила.....	14
2. Кінематичний і силовий розрахунок приводу.....	16
2.1 Розрахунок потужності двигуна приводу безпілотного гвинтокрила та частот обертання його несучого та рульового гвинта.....	16
3. Розрахунок циліндричної зубчастої передачі.....	23
3.1 Вибір матеріалів. Визначення допустимих напружень.....	23
3.2 Проектний розрахунок передачі.....	26
3.3 Визначення розрахункового контактного напруження.....	30
3.4 Перевірний розрахунок контактного напруження.....	30
3.5 Визначення сил в зачепленні.....	31
3.6 Геометричні параметри зубчастої передачі.....	31
4. Розрахунок конічної зубчастої передачі.....	33
4.1 Вибір матеріалу зубчастих коліс.....	33
4.2 Визначення еквівалентного числа напружень.....	33
4.3 Визначення допустимих напружень.....	33
4.3.1 Визначення допустимих контактних напружень.....	33
4.3.2 Допустиме граничне контактне напруження при дії максимального навантаження.....	35

4.3.3 Допустиме напруження на згин.....	35
4.3.4 Визначення граничних допустимих напружень на згин для попередження залишкових деформацій або крихкого злому зубців.....	36
4.3.5 Проектний розрахунок.....	37
4.3.6 Перевірний розрахунок на контактну витривалість.....	39
4.3.7 Перевірний розрахунок на попередження пластичних деформацій або крихкого руйнування робочих поверхонь зубців.....	40
4.3.8 Перевірний розрахунок на витривалість при згині.....	41
4.3.9 Перевірний розрахунок на згин для попередження залишкових деформацій або крихкого злому зубців максимальним навантаженням.....	41
4.3.10 Визначення геометричних параметрів конічної прямозубої зубчастої передачі.....	41
4.3.11 Визначення сил в зачепленні.....	43
4.4 Розрахунок конічного зачеплення хвостового редуктора.....	44
4.4.1 Проектний розрахунок	44
4.4.2 Перевірний розрахунок на контактну витривалість.....	46
4.4.3 Перевірний розрахунок на попередження пластичних деформацій або крихкого руйнування робочих поверхонь зубців.....	47
4.4.4 Перевірний розрахунок на витривалість при згині.....	47
4.4.5 Перевірний розрахунок на згин для попередження залишкових деформацій або крихкого злому зубців максимальним навантаженням.....	48
4.4.6 Визначення геометричних параметрів конічної прямозубої зубчастої передачі.....	48

5. Визначення реакцій в підшипниках, побудова епюр згинальних та крутних моментів.....	51
5.1 Побудова епюр згинальних крутних моментів тихохідного валу головного редуктора.....	51
5.2 Побудова епюр згинальних та крутних моментів валу-шестерні.....	55
5.3 Побудова епюр згинальних та крутних моментів швидкохідного валу-шестерні конічної.....	59
5.4 Побудова епюр згинальних та крутних моментів валу-шестерні конічної хвостового редуктора.....	64
5.5 Побудова епюр згинальних моментів валу-шестерні рульового гвинта.....	68
6. Розрахунок валів на міцність.....	73
6.1 Розрахунок на міцність тихохідного валу головного редуктора.....	73
6.1.1 Розрахунок на статичну міцність тихохідного валу головного редуктора.....	73
6.1.2 Розрахунок на втомну міцність тихохідного валу головного редуктора.....	75
6.2 Розрахунок на міцність валу-шестерні.....	75
6.2.1 Розрахунок на статичну міцність валу-шестерні.....	75
6.2.2 Розрахунок на втомну міцність валу-шестерні.....	77
6.3 Розрахунок на міцність валу-шестерні конічної.....	78
6.3.1 Розрахунок на статичну міцність валу-шестерні конічної...	78
6.3.2 Розрахунок на втомну міцність валу-шестерні конічної.....	79
6.4 Розрахунок на міцність валу-шестерні хвостового редуктора.....	80

6.4.1 Розрахунок на статичну міцність валу-шестерні конічної хвостового редуктора.....	80
6.4.2 Розрахунок на втомну міцність валу-шестерні конічної хвостового редуктора.....	81
6.5 Розрахунок на міцність валу-шестерні рульового гвинта.....	82
6.5.1 Розрахунок на статичну міцність валу-шестерні рульового гвинта.....	82
6.5.2 Розрахунок на втомну міцність валу-шестерні рульового гвинта	83
7. Розрахунок підшипників.....	85
7.1 Розрахунок підшипників тихохідного валу головного редуктора...	85
7.2 Розрахунок підшипників швидкохідного валу-шестерні.....	87
7.3 Розрахунок підшипників валу-шестерні конічної	89
7.4 Розрахунок підшипників валу-шестерні хвостового редуктора	91
7.5 Розрахунок підшипників валу-шестерні рульового гвинта	93
8. Розрахунок шпонкових з'єднань.....	95
8.1 Перевірний розрахунок для вал-шестерні циліндричної.....	95
8.2 Перевірний розрахунок для тихохідного валу.....	95
8.3 Перевірний розрахунок для вал-шестерні конічної.....	95
Висновки.....	97
Список використаної літератури.....	99
Додатки.....	100

ВСТУП

Безпілотні літальні апарати (БПЛА) є перспективним напрямком розвитку світової авіаційної науки та техніки. БПЛА зараз активно застосовуються в багатьох сферах діяльності людини, і їх сфера застосування збільшується. БПЛА дозволяють мінімізувати ризики для людей, наприклад при гасінні пожеж або військових діях, заощадити гроші на виплати зарплат пілотам і дають можливість потрапити у важкодоступні місця, де зможе пролетіти лише невеликий дрон.

Війна в Україні, розв'язана російським агресором, показала важливість розробки військових розвідувальних БПЛА. Ситуаційна обізнаність під час бою, яка може бути забезпечена розвідувальними БПЛА, дозволяє вести ефективні оборонні та наступальні операції, берегти людей та техніку під час проведення цих операцій. БПЛА дають змогу проводити бойові операції в тилу противника не ризикуючи життям особового складу. Роль БПЛА в сучасних війнах буде тільки збільшуватися, а відповідно розробка таких апаратів є надзвичайно важливою задачею.

Особливим видом БПЛА є безпілотні гвинтокрили, які мають льотні характеристики, подібні до пілотованих гвинтокрилів. Їхня основна перевага, як і в пілотованих гвинтокрилів, це здатність до вертикального зльоту, зависання в деякій точці простору та підвішування вантажу на зовнішньому підвісі.

Застосовуються безпілотні гвинтокрили здебільшого у військовій розвідці, в службах порятунку, для дослідження природи, в логістиці, тощо.

На сьогодні у світі розроблено близько сотні зразків зарубіжних безпілотних гвинтокрилів з різними схемами несучих гвинтів. В Україні такій техніці не приділяється багато уваги, здебільшого розробка ведеться БПЛА типу літак.

Дана робота приділена розробці приводу дослідного безпілотного гвинтокрила з одnogвинтовою схемою несучого гвинта.

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				5
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. БЕЗПЛОТНІ ГВИНТОКРИЛИ, ВАРІАНТИ ВИКОНАННЯ ПРИВІДНИХ УСТАНОВОК ЦИХ МАШИН

1.1 Структура та привід гвинтокрилів

Компоновка приводу гвинтокрилів, в тому числі безпілотних гвинтокрилів, залежить від ваги апарату.

Залежно від взлітної маси безпілотні гвинтокрили поділяють на [1]:

- легкі - до 200 кг;
- середні – до 1000 кг;
- важкі – більше 1000 кг.

Безпілотники середні і важкі комплектують двигунами або поршневими або газотурбінними. Легкі безпілотники можуть оснащуватись електричними двигунами, зазвичай постійного струму, живлення яких відбувається від акумуляторних батарей, що обмежує час польоту такого апарату.

Схема гвинтокрила може бути побудована на базі одного гвинта або двох.

При двогвинтовій схемі (співвісна схема) (рис. 1.1) пара встановлених паралельно гвинтів обертається у протилежних напрямках навколо загальної геометричної осі. Співвісні несучі гвинти дозволяють отримати необхідну силу тяги при відносно невеликих діаметрах лопатей, за рахунок того, що нижній гвинт підсмоктує додаткове повітря збоку. Гвинтокрил із співвісними несучими гвинтами має відносно малі габарити, досить компактний, що спрощує його обслуговування, зберігання, транспортування, розширює сферу застосування. Малі габарити, що забезпечують меншу масу, створюють малі моменти інерції, тому у гвинтокрила великі кутові швидкості обертання та висока маневреність [2].

Основними вимогами до безпіотної авіаційної техніки є низька вартість та висока оперативність проектування, виробництва та експлуатації безпілотників.

Низька вартість забезпечується при побудові гвинтокрила на базі одногвинтової схеми. Тому, як у пілотованій, так і в безпілотній вертолiтній

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

техніці близько 80-90% зразків мають одногвинтову схему, яка є більш вивченою в теоретичному плані та відпрацьованою на практиці [1].

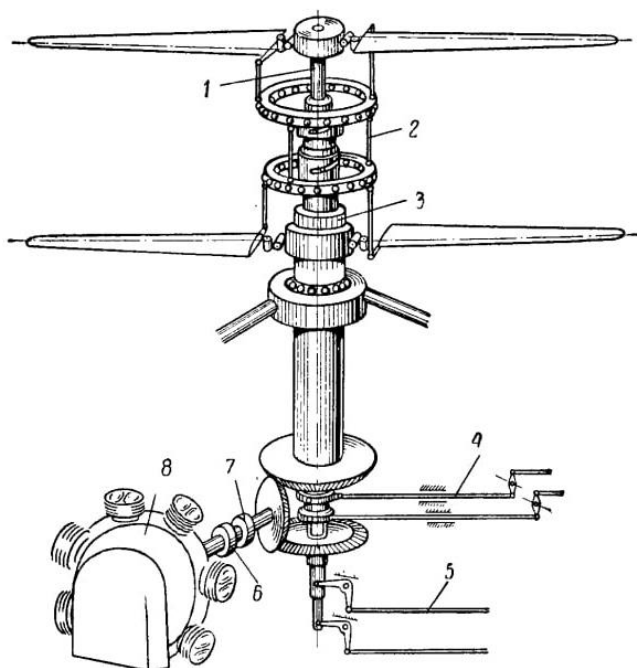


Рисунок 1.1. - Схема трансмісії гвинтокрила з співвісним розташуванням несучих гвинтів.

Конструкція одногвинтових апаратів містить наступні елементи, що показані на рис. 1.2.

Одногвинтова система безпілотного гвинтокрила включає в себе сукупність гвинтів та відповідних агрегатів управління. Несучий гвинт (НВ) створює підйомну та рушійну сили. Рульовий гвинт (РВ) призначений для зрівноваження реактивного моменту НВ, а також забезпечення управління та стійкості гвинтокрила [1].

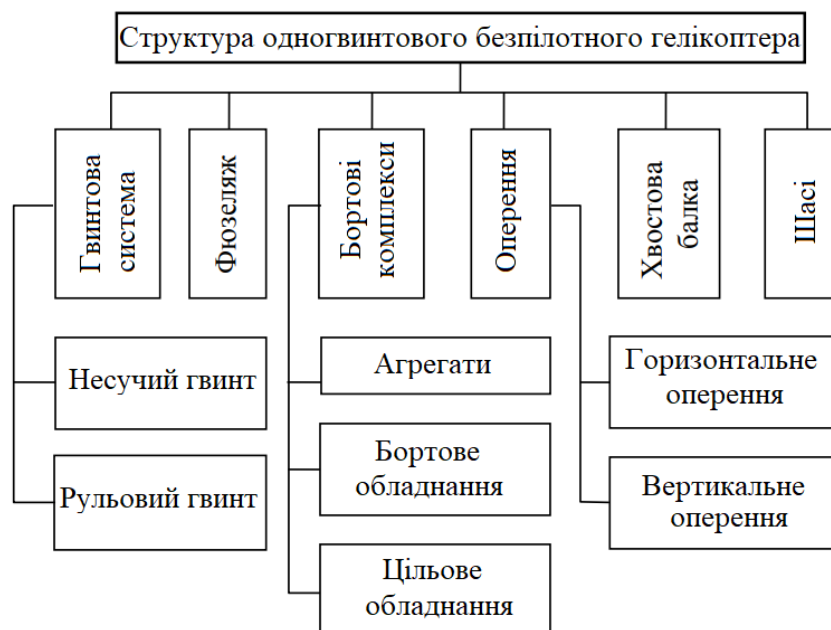


Рисунок 1.2. - Структура одновинтового безпілотного гвинтокрила [1]

Основний рушійний елемент гвинтокрила – несучий гвинт, лопаті якого можуть мати або прямокутну, або трапецієподібну форму. На сучасних пілотованих гвинтокрилах здебільшого застосовується трапецієподібна форма лопатей з відповідними закінцівками, що є більш ефективною. У безпілотній гвинтокриловій техніці для зниження трудомісткості виготовлення безпілотної гвинтокрилової техніки часто застосовують першу форму лопатей НВ. Лопаті виготовляють із вуглепластика, склопластика, або їх комбінацій.

Фюзеляж вміщує в собі наступні елементи бортових комплексів [1]:

1. Двигун та паливну систему.
2. Апаратура комплексу управління польотом.
3. Бортове радіоелектронне обладнання.
4. Автомат перекошу та гідросистема управління лопатями.
5. Трансмісія.

Трансмісія безпілотного гвинтокрила, як правило, складається з наступних агрегатів та вузлів:

- редукторів (головний, проміжний, хвостовий);

- трансмісійних валів (сполучних та синхронізуючих), муфт цих валів та їх підшипникових опор;
- приводів та агрегатів, що забезпечують роботу різних систем гвинтокрила;
- муфт зчеплення;
- вентиляторної установки.

Редуктори виконують наступну функцію:

- перетворення високої частоти обертання двигунів у низьку та створення великих крутних моментів, необхідних для обертання гвинтів;
- зміни напрямку осі обертання (наприклад, горизонтальної осі обертання двигуна у вертикальну вісь обертання несучого гвинта);
- сприймання навантажень, створюваних несучими та кермовими гвинтами;
- приводи для різних агрегатів обслуговування гвинтокрила.

Базова компоновка приводу для одногвинтового гвинтокрила показана на рис. 1.3. Двигун передає обертання на редуктор, що з'єднаний з головним редуктором, який забезпечує обертання несучого гвинта, за рахунок роботи в ньому конічної передачі. Головний редуктор оснащений валом відбору потужності на роботу рульового гвинта.

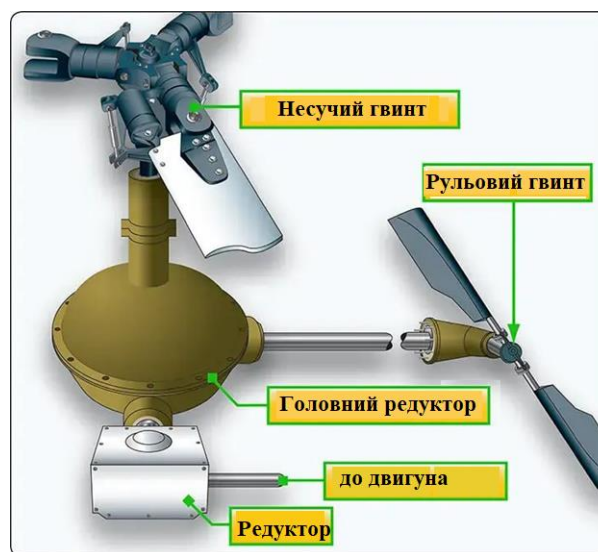


Рисунок 1.3. - Компоновка приводу одногвинтового гвинтокрила

Рульовий гвинт може бути виконаний по типу фенестрон - багатолопатевий гвинт в кільцевому каналі кіля (рис. 1.4). Діаметр фенестрона може бути в 2 рази менший за діаметр звичайного рульового гвинта. Він має ряд переваг:

- зменшується шкідливий опір гвинтокрила;
- зникає ризик зачіпання обертовими лопатями рульового гвинта за наземні предмети при маневруванні на гранично малих висотах, а також травмування людей при роботі гвинтокрила на землі;
- ефективність вище, ніж у відкритого кермового гвинта при однакових діаметрах.

Проте така схема виконання має і свої недоліки:

- значне збільшення товщини і маси кіля, що робить установку фенестрона на важкі гвинтокрили недоцільним;
- високочастотний шум;
- нелінійності в характеристиках шляхового маневру.



Рисунок 1.4. - Рульовий гвинт (фенестрон)

Присутній на ринку StarLite-2A Autonomous UAV Helicop вагою 116 кг та злітною масою до 300 кг з діаметром несучого гвинта 4,5 м оснащений двигуном внутрішнього згорання, що приводить в дію привід, показаний на рис. 1.5 [3].

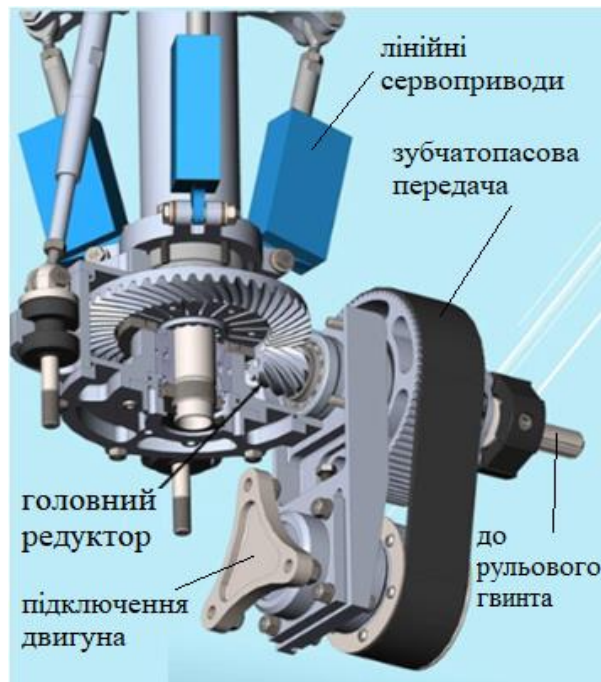


Рисунок 1.5. - Привід несучого гвинта безпілотного гвинтокрила

В приводі на рис. 1.6 крутний момент від двигуна передається через зубчастопасову передачу, далі на конічний редуктор, який забезпечує обертання несучого гвинта. В конічний редуктор, для підвищення зносостійкості поверхонь тертя, циркуляційним насосом подається мастило. Лінійні сервоприводи управляють автоматом перекосу несучого гвинта, що забезпечує управління польотом гвинтокрила. Вал шестерня передає обертання далі – на рульовий гвинт (рис. 1.5) [3].

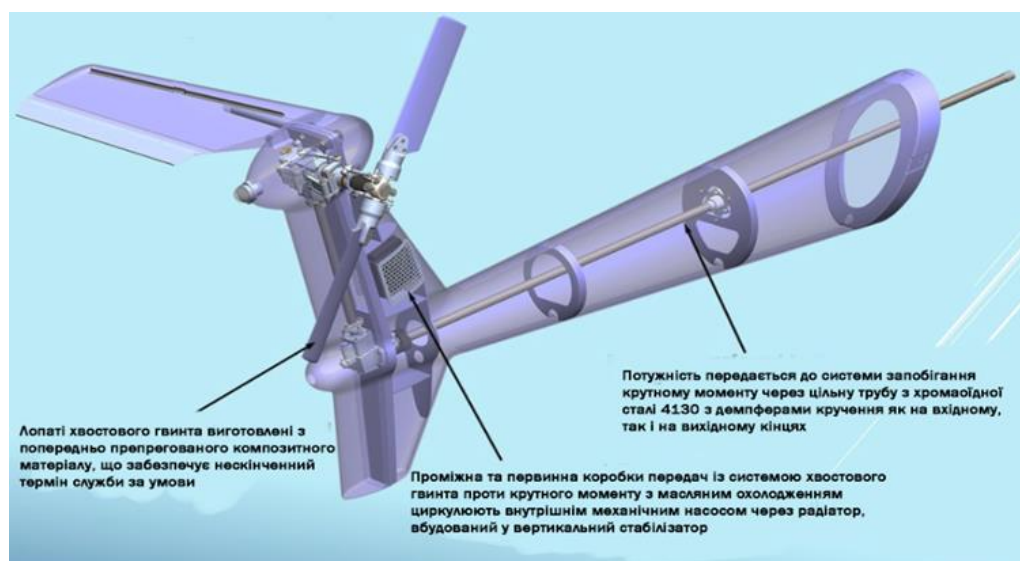


Рисунок 1.6. - Рульовий гвинт безпілотного гвинтокрила

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Подібну компоновочну схему до вищенаведеної (рис. 1.5-1.6) має схема головного редуктора гвинтокрила тренажера, що показана на рис. 1.7. Кінематична схема зображена на рис. 1.8. Редуктор приводиться в дію від двигуна через пасову передачу, ведений шків 10 якої закріплений на його швидкохідному валу. Далі оберти передаються через конічне 4 та циліндричне 5 зачеплення до несучого гвинта. Конічне 4 зачеплення дозволяє змінити напрямок передачі обертання. В лівому напрямку потужність передається на роботу рульового гвинта.

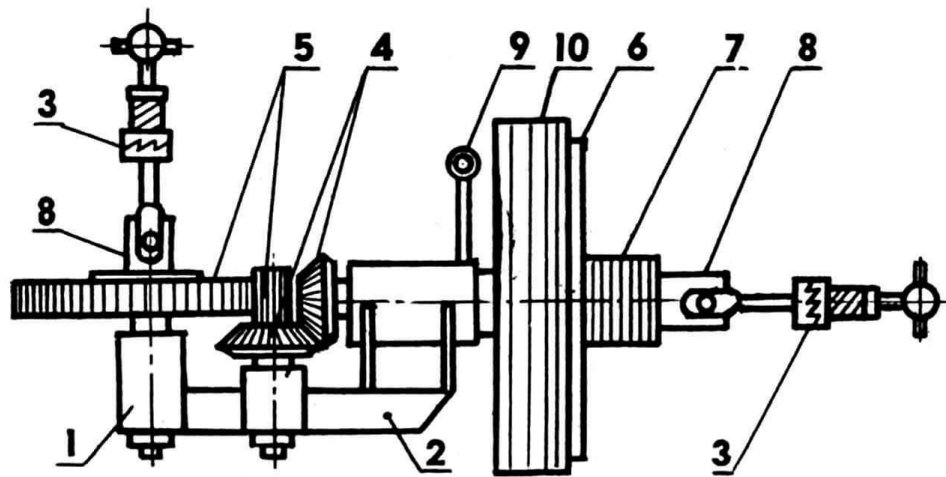


Рисунок 1.7. - Компонувальна схема головного редуктора гвинтокрила-тренажера: 1 - підшипникова опора, 2 - опорна труба, 3 - муфта вільного ходу, 4 - конічні шестерні першого ступеня редуктора, 5 - циліндричні шестерні другого ступеня редуктора, 6 – фрикційна муфта, 8 - карданний шарнір, 9 - важіль приводу фрикціону, 10 - ведений шків

Головний редуктор може бути побудований на базі планетарної передачі (рис. 1.9), яка забезпечує більшу величину передаточного числа. Наприклад, частота обертання швидкохідного валу гвинтокрила Мі-8 складає – 12000 об/хв, в той час як частота обертання несучого гвинта – 240 об/хв, що в свою чергу потребує величину передаточного числа головного редуктора – 50. Побудова редуктора на базі планетарної передачі дозволяє зменшити його габарити та масу.

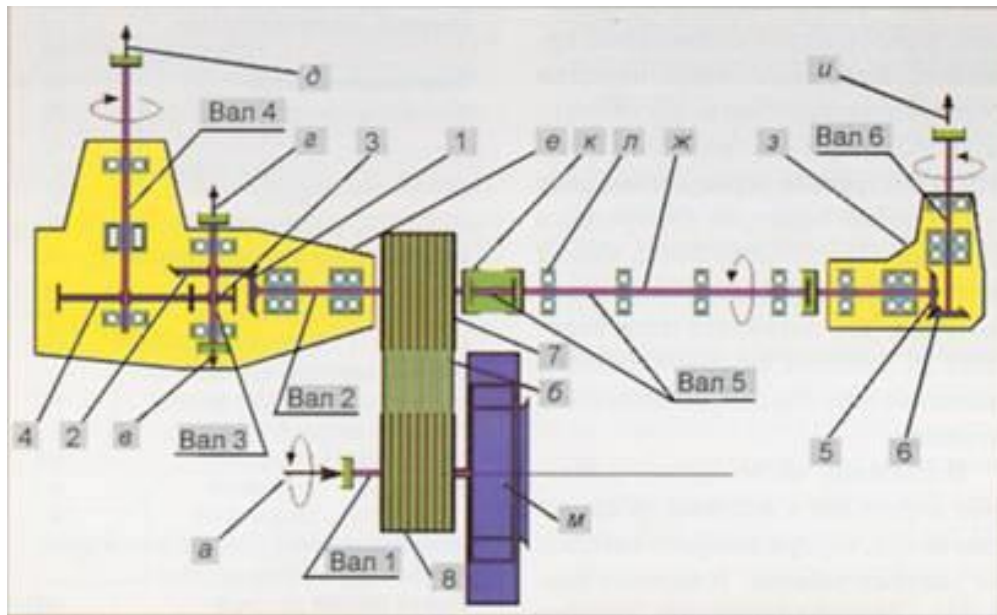


Рисунок 1.8. - Кінематична схема трансмісії гвинтокрила: а – привід від двигуна: б – клинопасова передача: в – привід маслонасоса: г – привід тахометра: д – вал несучого гвинта: е – головний редуктор: ж – трансмісійний вал; з - хвостовий редуктор; и – привід кермового гвинта; л - пружні муфти; л – опори валів; м – вентилятор; 1,2 - зубчасті колеса першого ступеня; 3, 4 – зубчасті колеса другого ступеня; 5,6 – зубчасті колеса хвостового редуктора; 7 - ведений шків клинопасової передачі; 8 – провідний шків клинопасової передачі

Кінематична схема приводу безпілотного гвинтокрила, з умови мінімізації маси, має містити якомога меншу кількість елементів (передач), та трансмісійних валів, що забезпечать роботу як несучого, так і рульового гвинтів. Редуктори легких безпілотних гвинтокрилів, які приводяться в рух від електричних двигунів, що мають меншу частоту обертання ніж поршневі або газотурбінні двигуни, можуть бути побудовані на базі простих зубчастих передач. За рахунок чого можна спростити технологію їх виробництва і вартість.

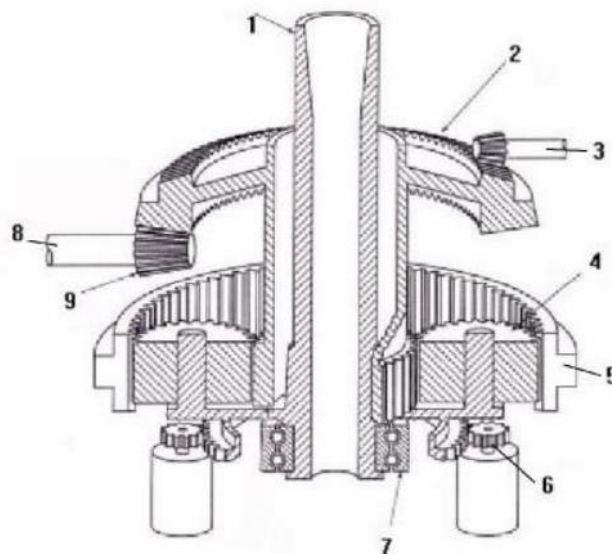


Рисунок 1.9. - Головний редуктор гвинтокрила на базі планетарної передачі[11]:

1 – тихохідний вал, 2, 9 – конічна передача, 3 – вал відбору потужності на рульовий гвинт, 4 – планетарна передача, 5 – корончасте колесо, 6 – привід гідросистеми, 7 – сферичний підшипник, 8 – швидкохідний вал

1.2 Керування польотом гвинтокрила

Основний принцип польоту гвинтокрила базується на динаміці обертання гвинтів. Гвинтокрил складається з ряду компонентів, включаючи гвинтову систему, двигун, фюзеляж та інші. Під час запуску двигуна гвинтокрила, гвинти починають обертатися і створювати підйомну силу. Ця сила спрямовується вниз і балансує вагу гвинтокрила, дозволяючи йому здійснювати політ у повітрі.

Зміна кута нахилу гвинтів є ключовим елементом у керуванні гвинтокрилом. Збільшення кута нахилу призводить до збільшення підйомної сили, що дозволяє гвинтокрилу підніматися. Зменшення кута нахилу, навпаки, зменшує підйомну силу та дозволяє гвинтокрилу опускатися. Додатково, регулювання кута нахилу гвинтів незалежно один від одного дозволяє

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

гвинтокрилу здійснювати обертання навколо своєї осі та рухатися бічним ходом.

Управління системою гвинтокрила включає систему управління, яка дозволяє пілоту контролювати швидкість, напрямок, висоту та інші параметри польоту. Ця система гарантує точне керування гвинтокрилом та дозволяє забезпечити безпеку та ефективність польотів.

Важливо зазначити, що принципи польоту гвинтокрила є результатом розумних конструкцій та використання принципів аеродинаміки. Кожен елемент гвинтокрила, від гвинтів до системи управління, працює разом, щоб забезпечити стабільний та безпечний політ гвинтокрила у повітрі.

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				15
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ

2.1 Розрахунок потужності двигуна приводу безпілотного гвинтокрила та частот обертання його несучого та рульового гвинта.

Для проектування приводу безпілотного гвинтокрила необхідно визначити вхідні параметри приводу:

- частоту обертання несучого гвинта;
- частоту обертання рульового гвинта;
- потрібну потужність двигуна;

Сьогодні, в світі, виготовляють безпілотні гвинтокрили як з приводами із двигунами внутрішнього згорання, так і на базі електродвигунів.

Сучасна тенденція з розвитку акумуляторів, пов'язана зі збільшення їх ємності при зменшенні їх маси та габаритів, дає щорічний ріст мобільної техніки, в тому числі і безпілотні літальні апарати, що приводиться в дію від електродвигунів. Тому, в дипломному проекті розробляється привід буде виконаний на базі електричного двигуна.

На світовому ринку відомі моделі безпілотних гвинтокрилів, що мають підйомну силу 40-50 кг, які відносяться до легких типів, і приводяться в дію від безколекторних електродвигунів постійного струму потужністю 5-7кВт. Такі безпілотники використовуються в різних сферах: військова розвідка, сільське господарство, служба порятунку, океанологія, метеорологія і т.д [13].

Виходячи з вищесказаного вирішено виконати проект безпілотного гвинтокрила, що здатен підняти максимальну вагу до 50 кг.

Радіус несучого гвинта має бути не менше розрахованого за наступним виразом[13]:

$$R_{нг} = \sqrt{\frac{m_3 g}{\pi p}}, \quad (2.1)$$

де m_3 – злітна маса, приймемо її рівною 50 кг, g – прискорення вільного падіння, p – питомий тиск на площину, що відкидається несучим гвинтом.

Тиск p визначається конструкцією лопатей гвинта і знаходиться в межах 140-280 Н/м².

$$R_{\text{нг}} = \sqrt{\frac{50 \cdot 9,8}{3,14 \cdot 140}} = 1,05 \text{ м}$$

Прийmemo діаметр несучого гвинта $D_{\text{н.г.}} = 2,5 \text{ м}$.

Швидкість обертання несучого гвинта має бути такою, щоб забезпечити, з точки зору безпеки польоту, колову швидкість кінців лопатей гвинта в межах 120-160 м/с[13].

Тоді, кутова швидкість і частота обертання несучого гвинта будуть:

$$\omega_{\text{нг}} = \frac{\omega_{\text{нг}} R_{\text{нг}}}{R_{\text{нг}}}; \quad n_{\text{нг}} = \frac{60 \omega_{\text{нг}}}{2\pi}; \quad (2.2)$$

Потужність, що необхідна для приведення в дію гвинтів безпілотного гвинтокрила визначається залежно від його повної ваги та сили аеродинамічного опору, яку можна розкласти на три складові:

- сили індуктивного опору, що обумовлена підйомною силою несучого гвинта;
- сили профільного опору, що пов'язана з опором тертя і тиску лопатей несучого гвинта;
- сили опору корпусу, що пов'язана з тертям і тиском рульового гвинта.

Розрахувати потужність двигуна можна також по наступній залежності[12]:

$$P = \beta \rho n_{\text{нг}}^3 D_{\text{нг}}^5, \quad (2.3)$$

де β – безрозмірний коефіцієнт потужності, $D_{\text{нг}}$ – діаметр несучого гвинта, $n_{\text{нг}}$ – частота обертання несучого гвинта, ρ – густина повітря.

Тяга несучого гвинта визначається залежністю[12]:

$$F_{\text{нг}} = \alpha \rho n_{\text{нг}}^2 D_{\text{нг}}^4, \quad (2.4)$$

де α – безрозмірний коефіцієнт потужності.

Враховуючі дві формули наведені вище, можна розрахувати тягу[12]:

$$F_{\text{нг}} = a^3 \sqrt{(P D_{\text{нг}})^2}, \quad (2.5)$$

де a – коефіцієнт, середня величина якого згідно [12] складає 8,5.

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Тоді потужність буде складати:

$$P_{\text{н.г.}} = \sqrt{\left(\frac{F_{\text{нг}}}{a}\right)^3 \left(\frac{1}{D_{\text{нг}}}\right)^2}. \quad (2.6)$$

Тоді, враховуючи, що $F_{\text{нг}} = 50$ кг, $D_{\text{нг}} = 2,5$ м, то:

$$P_{\text{н.г.}} = \sqrt{\left(\frac{50}{8,5}\right)^3 \frac{1}{2,5^2}} = 5,7 \text{ к. с.}$$

Потужність в кВт: $P_{\text{н.г.}} = 4,19$ кВт.

Визначимо потужність двигуна врахувавши втрати потужності в зубчастій передачі та частку потужності, яка йде на роботу рульового гвинта:

$$P_p = P_{\text{н.г.}}/\eta_{\text{з.п.}} + P_{\text{н.г.}} \cdot 0,1 = 4,19 \cdot 0,95 + 4,19 \cdot 0,1 = 4,83 \text{ кВт.} \quad (2.7)$$

В роботі [14] говориться про те, що частка потужності, яка йде на роботу рульового гвинта залежить від співвідношення радіусів рульового і несучого гвинтів. Наближено, потужність, що споживається рульовим гвинтом можна порахувати як $P_{\text{н.г.}} = P_{\text{н.г.}} \cdot (0,08 \div 0,2)$.

Частоту обертання несучого гвинта можна визначити за наступною залежністю [12]:

$$n_{\text{нг}} = b \sqrt[3]{\frac{P_{\text{н.г.}}}{D_{\text{н.г.}}^5}}, \quad (2.8)$$

де b – коефіцієнт, середня величина якого складає 1,4 згідно [12], $P_{\text{н.г.}}$ – потужність несучого гвинта, що підставляється в к.с.

$$n_{\text{нг}} = 1,65 \sqrt[3]{\frac{5,7}{2,5^5}} = 0,640 \text{ тис. об/хв} \quad (2.9)$$

Враховуючи, що лінійна швидкість кінця лопаті має бути в межах 120-160 м/с, то приймаємо: $n_{\text{нг}} = 652 \text{ хв}^{-1}$.

Розрахунок потужності також можна виконувати по методиці, що наведена в роботі [14]. Потужність можна визначити за наступною залежністю:

$$P = F_{\text{н.г.}} V_i,$$

де V_i – швидкість вихору, що створюється гвинтом.

$$V_i = \sqrt{\frac{F_{\text{н.г.}}}{2\rho A}},$$

де ρ – густина повітря, $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$, A – площа гвинта, прийmemo 2 м^2 . В ньютонaх тяга гвинта буде складати $F_{\text{н.г.}} = 50 \cdot 9,8 = 490 \text{ Н}$.

$$V_i = \sqrt{\frac{490}{2 \cdot 1,225 \cdot 2}} = 10 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$P = 490 \cdot 10 = 4,9 \text{ кВт}.$$

Потужність двигуна має бути $P_p = P/\eta_{\text{з.п.}} = \frac{4,9}{0,95} = 5,15 \text{ кВт}$. Отже дійсно потужність двигуна має бути в межах 5 кВт . Для надійності, повну масу гвинтокрила краще зменшити до 45 кг .

Для приведення в дію приводу гвинтокрила використаємо двигун Nova 5-50 потужністю 5 кВт при частоті обертання – 3000 хв^{-1} .

Розрахуємо параметри рульового гвинта. Швидкість обертання рульового гвинта має бути такою, щоб забезпечити, з точки зору безпеки польоту, колову швидкість кінця лопатей гвинта в межах $120\text{-}160 \text{ м/с}$.

Тоді, кутова швидкість і частота обертання рульового гвинта будуть [13]:

$$\omega_{\text{рг}} = \frac{\omega_{\text{рг}} R_{\text{рг}}}{R_{\text{рг}}}; \quad n_{\text{рг}} = \frac{60 \omega_{\text{рг}}}{2\pi} \quad (2.10), (2.11)$$

Якщо прийняти діаметр рульового гвинта $D_{\text{р.г.}} = 1,2 \text{ м}$, то:

$$\omega_{\text{рг}} = \frac{120}{0,6} = 200 \text{ с}^{-1}; \quad n_{\text{рг}} = \frac{60 \cdot 200}{2 \cdot 3,14} = 1910 \text{ хв}^{-1}. \text{ Приймаємо } 1950 \text{ хв}^{-1}.$$

Рульовий гвинт забезпечує компенсацію реактивного моменту, що створюється несучим гвинтом безпілотного гвинтокрила, та дозволяє виконати поворот гвинтокрила відносно своєї вертикальної осі.

Розташування рульового гвинта визначається величиною реактивного моменту несучого гвинта, яку можна отримати за наступною залежністю:

$$M_{\text{н.г.}} = \frac{P_{\text{н.г.}}}{\omega_{\text{н.г.}}}, \quad (2.12)$$

$$\text{де } \omega_{\text{н.г.}} = \pi n_{\text{н.г.}}/30 = 3,14 \cdot 652/30 = 68,24 \text{ с}^{-1}.$$

Тоді

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

$$M_{\text{н.г.}} = \frac{4190}{68,24} = 61,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Тяга рульового гвинта для компенсації цього моменту визначається по наступній залежності:

$$F_{\text{р.г.}} = \frac{M_{\text{н.г.}}}{L_{\text{н.г.р.}}}, \quad (2.13)$$

де $L_{\text{н.г.р.}}$ – плече між осями обертання рульового гвинта і несучого гвинта (рис.2.1).

$$L_{\text{н.г.р.}} = R_{\text{н.г.}} + R_{\text{р.г.}} + \delta, \quad (2.14)$$

де δ – зазор між гвинтами, що беруть 0,15-0,2 м.

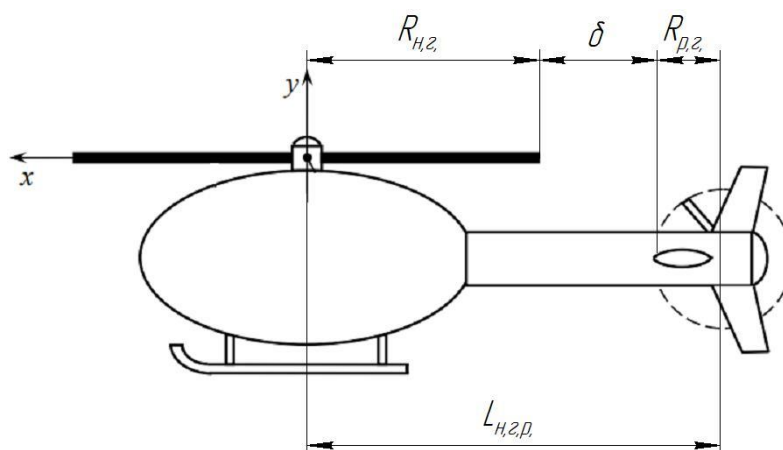


Рисунок 2.1 - Плече між осями обертання рульового та несучого гвинта

Тоді

$$L_{\text{н.г.р.}} = 1,75 + 0,6 + 0,2 = 1,55 \text{ м},$$

$$F_{\text{р.г.}} = \frac{61,4}{1,55} = 39,61 \text{ Н}.$$

$$F_{\text{р.г.}} = \frac{61,4}{1,55} = 39,61 \text{ Н}.$$

Вектор тяги рульового гвинта зрівноважує реактивний момент несучого гвинта та дозволяє виконати поворот гвинтокрила відносно осі несучого гвинта. Управління вектором тяги рульового гвинта здійснюється за рахунок зміни його кроку. Зміна кроку рульового гвинта здійснюється шляхом повороту лопатей відносно їх поздовжніх осей втулок.

На систему повороту втулок рульового гвинта буде діяти зусилля, що приблизно буде відповідати зусиллю тяги рульового гвинта. Така картина спостерігається і в роботі [14]. Прийнемо тоді, що зусилля, яке має бути в тязі механізму зміни кроку рульового гвинта має бути: $F_T = F_{p.g.} = 39,6 \text{ Н} \approx 40 \text{ Н}$.

Для виконання зміни кроку рульового гвинта використаємо в хвостовому редукторі лінійний двигун Actuonix L12-50-50-6-I, що має наступні характеристики: хід – 30 мм, максимальна швидкість – 6,5 м/с, максимальне зусилля – 80 Н.

Була розроблена кінематична схема приводу гвинтокрила – безпілотнока, на рис 2.2 та 2.3

Кінематична схема приводу головного редуктора

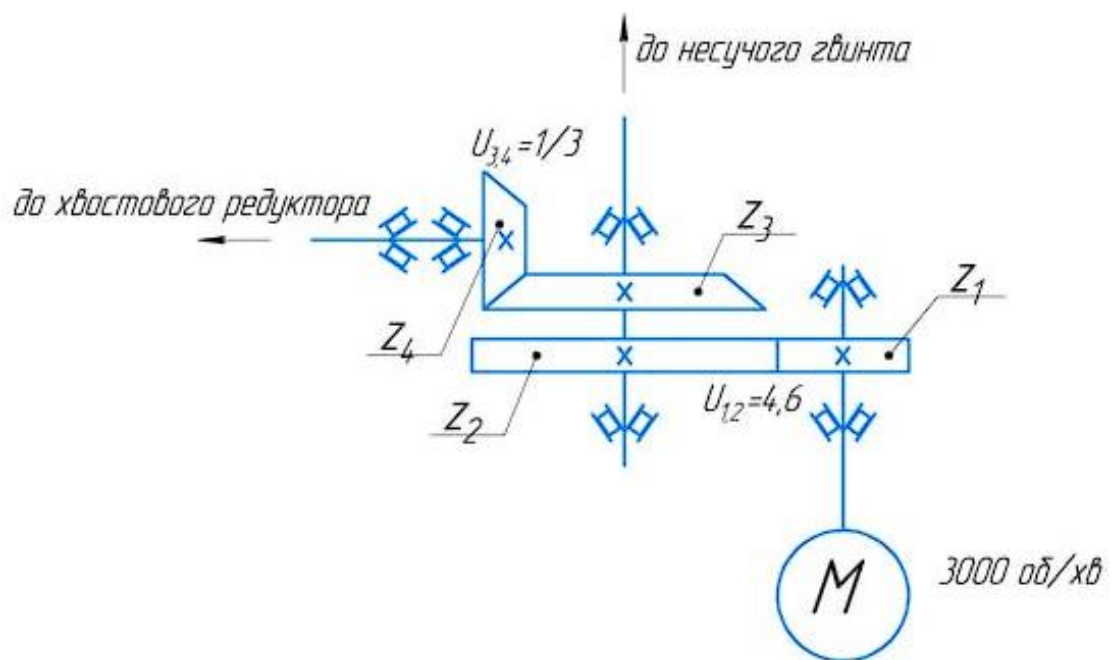


Рисунок 2.2 – Кінематична схема приводу головного редуктора

Кінематична схема хвостового редуктора

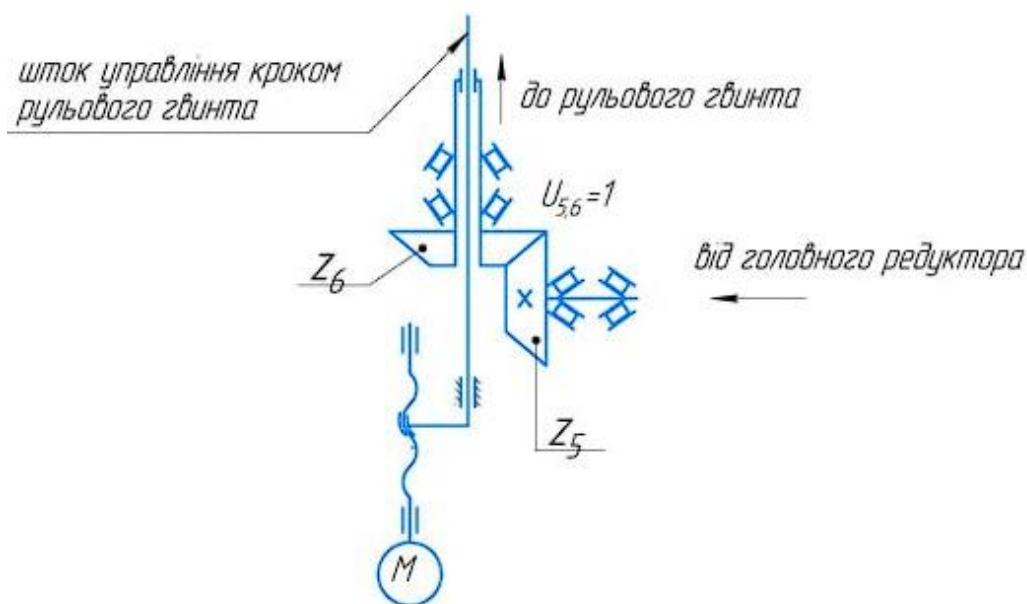


Рисунок 2.3 – Кінематична схема хвостового редуктора

Враховуючи частоту обертів обраного двигуна можна знайти передаточне число циліндричного косозубого зачеплення:

$$U_{\text{ц}} = \frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{н.г.}}} = \frac{3000}{652} = 4,6.$$

Передаточне число конічного зачеплення, що забезпечить передачу обертання на хвостовий гвинт буде: $U_{\text{к}} = \frac{n_{\text{н.г.}}}{n_{\text{х.г.}}} = \frac{652}{1950} = 1/3.$

3.РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Вихідні дані:

Крутні моменти

$$T_1 = 9550 \frac{5}{3000} = 15,9 \text{ Нм}$$

$$T_2 = 15,9 \cdot 4,6 \cdot 0,96 = 70,2 \text{ Нм}$$

Передаточне число передачі $U_{\text{ц}} = 4.6$.

3.1 Вибір матеріалів. Визначення допустимих напружень

Обираємо матеріал і термічну обробку [6]:

- для шестірні: [6. ст.5 табл.1.1]

Марка сталі – 45; ТО – нормалізація[6];

$$\sigma_B = 890 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = 650 \text{ МПа};$$

Середня твердість – HB₁ 280;

- для колеса: [6. ст.5 табл.1.1]

Марка сталі – 45; ТО – нормалізація[6];

Середня твердість – HB₂ 250;

$$\sigma_B = 890 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = 650 \text{ МПа};$$

Формула (3.2) використовується для визначення еквівалентного числа циклів контактних напружень [6]

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot n \cdot t = 60 \cdot 652 \cdot 20000 = 782400000 \quad (3.1)$$

Визначаємо коефіцієнти довговічності[7] K_{HL} і K_{FL} . При $N_{\Sigma} > 16,5 \cdot 10^6$

приймаємо $K_{HL}=1$; при $N_{\Sigma} > 4 \cdot 10^6$ приймаємо $K_{FL}=1$.

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Визначаємо граничні значення витривалості для зубців шестерні.

[6] σ_{H01} , σ_{F01} , та колеса [6] σ_{H02} , σ_{F02} .

Нормалізованих та поліпшені сталей [6]:

$$\sigma_{H0(1,2)} = 2HB_{(1,2)} + 70;$$

$$\sigma_{H01} = 2 \cdot 280 + 70 = 630;$$

$$\sigma_{H02} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F0(1,2)} = 1,8HB_{(1,2)};$$

$$\sigma_{F01} = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F02} = 1,8 \cdot 250 = 450 \text{ МПа};$$

Ми встановлюємо допустимі значення напружень для матеріалів, які використовуються у зубчастих колесах. [6]:

Для косозубих передач визначаємо розрахункове значення контактного напруження МПа [6]:

- Контактне $[\sigma]_{H(1,2)}$ для матеріалів шестерні та колеса, МПа, визначаємо за формулою [6]:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H01}}{S_H} K_{HL} = \frac{630}{1,1} 1 = 572,72 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H01}}{S_H} K_{HL} = \frac{570}{1,1} 1 = 518,18 \text{ МПа};$$

де S_H – коефіцієнт безпеки для нормалізованих а також поліпшених коліс.

Визначення контактного напруження в косозубих передачах., МПа [6]:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(572,72 + 518,18) = 490,905 \text{ МПа.} \quad (3.2)$$

Умова $[\sigma]_H < 1,23 [\sigma]_{Hmin}$ виконана : $490,905 < 1,23 \cdot 518,18 = 637,3614 \text{ МПа.}$

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				24
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згинальні $\sigma_{F(1,2)}$ матеріалу шестерні та колеса, визначаються за формулою[6] (3.3):

$$[\sigma]_{F(1,2)} = \frac{\sigma_{FO(1,2)}}{S_F} K_{FL}, \quad (3.3)$$

де $S_F = 1,8$ (для нормалізованих та поліпшених коліс)[6]:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{504}{1,8} 1 = 280 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{450}{1,8} 1 = 250 \text{ МПа};$$

Використовуємо розрахункові коефіцієнти для проведення розрахунків [6]: коефіцієнт визначення коефіцієнта ширини вінця Ψ_{bd} (по ділільному діаметру) а також враховуємо фактор симетричного розташування шестерні у відношенні до опор, твердість $\leq HB350$, обране значення $\Psi_{bd} = 0,8$.

Коефіцієнти для визначення нерівномірності навантаження при розрахунці контактної міцності[6] $K_{H\beta}$ і згинальної міцності[6] $K_{F\beta}$, а також враховуємо фактор симетричного розташування шестерні у відношенні до опор [6], твердість $\leq HB350$, обране значення $\Psi_{bd} = 0,8$, приймаємо $K_{H\beta} = 1,04$ і $K_{F\beta} = 1,07$.

3.2 Проектний розрахунок передачі

Встановлюємо міжосьову відстань, мм, за формулою[6](3.4):

$$a_w = K_a(U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{U \Psi_{ba} [\sigma]_H^2}} = 430(4,6 + 1) \sqrt[3]{\frac{15,9 \cdot 1,04}{4,6 \cdot 0,315 \cdot (490,905)^2}} = 87,41 \text{ мм}, \quad (3.4)$$

де K_a – коефіцієнт який ураховує вид коліс; $K_a = 430$ – для косозубих коліс
 $U=4,6$ – передаточне число; Ψ_{ba} - коефіцієнт відстанні[6];

$$\Psi_{ba} = \frac{2\Psi_{bd}}{U + 1} = \frac{2 \cdot 0,8}{4,6 + 1} = 0,28 = 0,315, \quad (3.5)$$

Ми округлюємо отримане значення до найближчого за ДСТ 2185-66[6].

Приймаємо

$$a_w = 90 \text{ мм}.$$

Орієнтовний модуль зачеплення, в міліметрах, ми визначаємо за формулою[6]:

$$m = m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w = (0,01 \dots 0,02)90 = 0,9 \dots 1,8 \text{ мм}.$$

Приймаємо за ДСТ 9563-60[6] $m_n = 1,5 \text{ мм}.$

Розрахуємо число зубців[6].

Сумарне число зубців визначається за формулою[6] (3.6):

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m_n} \cos \beta = \frac{2 \cdot 90}{1,5} \cos \beta = 118,17 = 118, \quad (3.6)$$

Кут нахилу зубців в циліндричному зачепленні[6] β :

$$\beta = \arccos \left(\frac{z_\Sigma m_n}{2a_w} \right) = \arccos \left(\frac{118 \cdot 1,5}{2 \cdot 90} \right) = 10,475$$

Ми встановлюємо число зубців за формулою[6](3.7):

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{U + 1} = \frac{118}{5,6} = 21,07, \quad (3.7)$$

Закруглюємо до цілого числа[6] $z_1 = 21 \geq z_{min} = 17$

Встановлюємо число зубців колеса за формулою[6](3.8):

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 118 - 21 = 97 \quad (3.8)$$

Передавальне число і його відхилення від раніше прийнятого значення задаємо за формулами (3.9) та (3.10)[6]:

$$U = \frac{z_2}{z_1} = \frac{97}{21} = 4,61, \quad (3.9)$$

$$\Delta U = \frac{|U' - U|}{|U|} \cdot 100\% = \frac{|4,61 - 4,6|}{|4,6|} \cdot 100\% = 0,217\% < [2,5\%], \text{ що допустимо. (3.10)}$$

Розрахунок геометричних параметрів шестерні та колеса[6].

Діаметри ділільних кіл, мм, за формулою[6]:

$$\text{- Для шестерні } d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 21}{\cos 10,475^\circ} = 32,04 \text{ мм. (3.11)}$$

$$\text{- Для колеса } d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 97}{\cos 10,475^\circ} = 147,96 \text{ мм. (3.12)}$$

Діаметри кіл вершин, в мм, визначаємо за формулою[6]:

$$\text{- Шестерні: } d_{a1} = d_1 + 2m_n = 32,04 + 2 \cdot 1,5 = 35,04 \text{ мм. (3.13)}$$

$$\text{- Колеса: } d_{a2} = d_2 + 2m_n = 147,96 + 2 \cdot 1,5 = 150,96 \text{ мм. (3.14)}$$

Діаметри кіл западин, в мм, визначаємо за формулою[6]:

$$\text{- Шестерні: } d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 32,04 - 2,5 \cdot 1,5 = 28,29 \text{ мм. (3.15)}$$

$$\text{- Колеса: } d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 147,96 - 2,5 \cdot 1,5 = 144,21 \text{ мм. (3.16)}$$

Міжосьову відстань, в мм, уточнюємо за формулою[6]:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{32,04 + 147,96}{2} = 90 \text{ мм. (3.17)}$$

Ширину вінця колеса b_2 та шестерні b_1 , мм, встановлюємо за формулами[6]:

$$b_2 = \Psi_{ba} a_w = 0,315 \cdot 90 = 28,35 \text{ мм. (3.18)}$$

За рядом R₂₀ приймаємо[6] $b_2 = 30$ мм.

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5) = 30 + (2 \dots 5) = 32 \dots 35 \text{ мм. (3.19)}$$

За рядом R₄₀ приймаємо $b_1 = 34$ мм[6].

Визначимо колову швидкість [6]:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m2} \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 147,96 \cdot 652}{60 \cdot 1000} = 5,04 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (3.20)$$

Приймаємо степінь точності 8-й[6].

Акцептуємо коефіцієнти для динамічного навантаження [6] $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$, $K_{H\beta}$.

$K_{HV} = 1$ - для будь якої твердості $V \leq 10\text{м/с}$;

$K_{H\alpha} = 1,02$;

$K_{FV} = 1,2$ – при твердості $\leq HB350$;

$K_{F\beta} = 1,07$.

Встановлюємо колову силу, Н, за формулою[6]:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 15,9}{0,03204} = 992,51\text{Н}, \quad (3.21)$$

Встановлюємо розрахункове контактне напруження, МПа, та проводимо порівняння з допустимим для матеріалу, з якого зроблене колесо [6]:

$$\sigma_H = 376 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \cdot \frac{U+1}{U}} \cdot K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{FV} \leq [\sigma]_{H2} = 376 \sqrt{\frac{992,51}{34 \cdot 32,04} \cdot \frac{4,6+1}{4,6}} 1,02 \cdot 1,04 \cdot 1 = 420 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{H2} = 518,18 \text{ МПа, що допустимо} \quad (3.22)$$

Зменшимо число зубців до $z_1 = 20$ та $z_2 = 92$ через великий запас міцності для колеса та шестерні[6].

Тоді

- Для шестерні $d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 20}{\cos 10,475^\circ} = 30,51 \text{ мм.}$
- Для колеса $d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{1,5 \cdot 92}{\cos 10,475^\circ} = 140,34 \text{ мм.}$

Далі, ми визначаємо діаметри кіл вершин, в мм, за формулами[6]:

- Шестерні: $d_{a1} = d_1 + 2m_n = 30,51 + 2 \cdot 1,5 = 33,51 \text{ мм.}$
- Колеса: $d_{a2} = d_2 + 2m_n = 140,34 + 2 \cdot 1,5 = 143,34 \text{ мм.}$

Ми визначаємо діаметри кіл западин, в мм, за формулами[6]:

- Шестерні; $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 30,51 - 2,5 \cdot 1,5 = 26,76 \text{ мм.}$
- Колеса: $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 140,34 - 2,5 \cdot 1,5 = 136,59 \text{ мм.}$

Ми визначаємо точну міжосьову відстань, в мм, за формулою[6]:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{30,51 + 140,34}{2} = 85,425 \text{ мм.}$$

Ми розраховуємо ширину вінців колеса b_2 та шестерні b_1 , мм, [6]:

$$b_2 = \Psi_{ba} a_w = 0,315 \cdot 85,425 = 26,9 \text{ мм.}$$

За рядом R_{20} приймаємо[6] $b_2 = 28 \text{ мм.}$

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5) = 30 + (2 \dots 5) = 30 \dots 33 \text{ мм.}$$

За рядом R_{40} приймаємо[6] $b_1 = 32 \text{ мм.}$

Ми визначаємо колову швидкість, скориставшись формулою[6]:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m2} \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 140,34 \cdot 652}{60 \cdot 1000} = 4,79 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Приймаємо степінь точності 8-й[6].

Акцептуємо коефіцієнти для динамічного навантаження[6] $K_{H\alpha}$, K_{FV} , $K_{H\beta}$.

$K_{HV} = 1$ -для будь – якої твердості зубів та $V \leq 10 \text{ м/с}$;

$K_{H\alpha} = 1,02$;

$K_{FV} = 1,2$ – при твердості $\leq HB350$;

$$K_{F\beta} = 1,07.$$

Встановлюємо колову силу, Н, за формулою[6]:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 15,9}{0,03051} = 1042,28 \text{ Н}$$

3.3 Визначення розрахункового контактного напруження

Ми проводимо розрахунки для визначення контактного напруження, МПа, та порівнюємо його з допустимим для матеріалу, з якого зроблене колесо за формулою[6]:

$$\sigma_H = 376 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \cdot \frac{U+1}{U}} \cdot K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{FV} \leq [\sigma]_{H2} = 376 \sqrt{\frac{1042,28}{28 \cdot 30,51} \cdot \frac{4,6+1}{4,6}} 1,02 \cdot 1,04 \cdot 1 = 486 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{H2} = 518,18 \text{ МПа, що допустимо} \quad (3.23)$$

3.4 Перевірочний розрахунок зубців на міцність та згин

Для перевірки встановлюємо коефіцієнти форми зубця γ_{F1} та γ_{F2}

Косозубі колеса γ_{F1} та γ_{F2} обраховуємо за еквівалентним числом

зубців z_{v1} та z_{v2} за формулою[6]:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 10,475^\circ} = 20,33; \quad (3.24)$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{92}{\cos^3 10,475^\circ} = 93,56. \quad (3.25)$$

Тоді $\gamma_{F1} = 4,07$; $\gamma_{F2} = 3,60$.

Порівнюємо значення $\frac{[\sigma]_{F1}}{\gamma_{F1}}$ та $\frac{[\sigma]_{F2}}{\gamma_{F2}}$.

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{\gamma_{F1}} = \frac{280}{4,07} = 68,8.$$

$$\frac{[\sigma]_{F2}}{\gamma_{F2}} = \frac{250}{3,60} = 69,4$$

$$68,8 < 69,4.$$

Проводячи розрахунки для шестерні, беремо до уваги її знижену міцність при згині. Визначаємо розрахункове напруження згину у мегапаскалях і порівнюємо його з допустимим значенням для матеріалу шестерні. [6]:

$$\sigma_{F1} = 0,9 \gamma_{F1} \cdot \frac{F_t}{b_2 m_n} K_{H\beta} K_{FV} = 0,9 \cdot 4,07 \cdot \frac{1042,28}{28 \cdot 1,5} 1,07 \cdot 1,2 = 116,7 \text{ МПа} \leq 250 \text{ МПа, що допустимо.} \quad (3.26)$$

3.5 Визначення сил в зачеплені

Обрахуємо колову силу в зачеплені, Н[6]:

$$F_t = 1042,28H, \quad (3.27)$$

Радіальна сила обраховується за формулою[6]:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} 20^\circ = 379,35H, \quad (3.28)$$

Осьова сила встановлюється за формулою[6]:

$$F_\alpha = F_t \operatorname{tg} \beta = 192,7H \quad (3.29)$$

3.6 Геометричні параметри зубчастої передачі

Для встановлення діаметрів кіл вершин ми скористаємося відповідними формулами, мм [6]:

- Шестерні: $d_{a1} = d_1 + 2m_n = 30,51 + 2 \cdot 1,5 = 33,51$ мм. (3.30)

- Колеса: $d_{a2} = d_2 + 2m_n = 140,34 + 2 \cdot 1,5 = 143,34$ мм. (3.31)

Ми визначаємо діаметри кіл западин коліс за допомогою відповідних формул, мм, [6]:

-Шестерні; $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 30,51 - 2,5 \cdot 1,5 = 26,76$ мм. (3.32)

-Колеса: $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 140,34 - 2,5 \cdot 1,5 = 136,59$ мм. (3.33)

Ми визначаємо точну відстань між осями, мм [6]:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{30,51 + 140,34}{2} = 85,425 \text{ мм.}, \quad (3.34)$$

Розміри ширини вінця колеса b_2 та шестерні b_1 , встановлюється за формулами[6]:

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0,315 \cdot 85,425 = 26,9 \text{ мм}, \quad (3.35)$$

4. РОЗРАХУНОК КОНІЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

4.1 Вибір матеріалу зубчастих коліс

Ми вибираємо для шестерні та колеса матеріал - сталь, який є економічно вигідним і містить леговані домішки, зокрема 20Х. Також проводимо термічну обробку шляхом азотування та вибираємо необхідну твердість поверхні зубців. [7]:

для шестерні $H1 = 300...400HB1$, $H1 = 400 HB1$

для колеса : $H2 = 300...400 HB2$, $H2 = 350 HB2$

4.2 Визначення еквівалентного числа напружень

Ми визначаємо кількість циклів напружень, які відповідають передбаченому терміну служби передачі [7]:

$$N_{HE1,2} = 60 \cdot n \cdot t = 60 \cdot 652 \cdot 20000 = 782400000, \quad (4.1)$$

4.3 Визначення допустимих напружень

4.3.1. Визначення допустимих контактних напружень

Встановлюємо допустимі контактні напруження шестерні [7]:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X}{S_H}; \quad (4.2)$$

де σ_{Hlimb} – границя контактної витривалості поверхні зубців, що є еквівалентом базового числа циклів напружень (величину σ_{Hlimb} визначають за допомогою відповідних залежностей, які наведені в методичних вказівках [7]); K_{HL} – коефіцієнт довговічності; Z_R - коефіцієнт, який враховує вплив шорсткості поверхонь зубців, враховується у розрахунках; Z_V - коефіцієнт, який враховує вплив колової швидкості, враховується при розрахунках. [7]; Z_X - коефіцієнт, який враховує розмір зубчастого колеса; S_H - коефіцієнт запасу міцності[7]

Де

$$\sigma_{H \lim b1} = 23HRC_1 = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа};, \quad (4.3)$$

- Для шестерні

$$\sigma_{H \lim b1} = 23HRC_1 = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа};$$

- Для колеса

$$\sigma_{H \lim b2} = 23HRC_2 = 23 \cdot 52 = 1196 \text{ МПа};$$

За умовою, що $N_{HE1} > N_{HO1}$ і $N_{HE2} > N_{HO2}$:

- для шестерні

$$K_{HL1} = \sqrt[20]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[20]{\frac{52,7 \cdot 10^6}{7,824 \cdot 10^8}} = 0,87, \quad (4.4)$$

- для колеса

$$K_{HL2} = \sqrt[20]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[20]{\frac{38,2 \cdot 10^6}{7,824 \cdot 10^8}} = 0,85 \quad (4.5)$$

Ми встановлюємо межу допустимих контактних напружень[7]:

- для шестерні

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \lim b1} \cdot K_{HL} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X}{S_H} = \frac{1380 \cdot 0,87 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1}{1,2} =$$
$$= 950,475 \text{ МПа}, \quad (4.6)$$

- для колеса

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H \lim b2} \cdot K_{HL} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X}{S_H} = \frac{1196 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1}{1,2} =$$
$$= 804,8 \text{ МПа} \quad (4.7)$$

Ми обираємо менше з двох значень для допустимого контактного напруження передачі [7]. Отже, приймаємо $[\sigma]_H = [\sigma]_{H_2} = 804,8$ Мпа

4.3.2. Допустиме граничне контактне напруження при дії максимального навантаження

Для шестерні

$$[\sigma]_{HM1} = 40HRC1 = 40 \cdot 60 = 2400 \text{ Мпа}, \quad (4.8)$$

Для колеса

$$[\sigma]_{HM2} = 40HRC2 = 40 \cdot 52 = 2080 \text{ Мпа}, \quad (4.9)$$

4.3.3. Допустиме напруження на згин

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma^0_{Flimb} K_{FC} K_{FL} Y_R Y_X Y_\sigma}{S_F}, \quad (4.10)$$

де σ^0_{Flimb} – границя витривалості при пульсуючому циклі навантажень, МПа;

K_{FC} – коефіцієнт, який враховує вплив двобічного прикладання навантаження, враховується у розрахунках; Y_R – коефіцієнт, який враховує вплив шорсткості перехідної поверхні в залежності від способу обробки, визначається під час розрахунків [7];

Y_X – коефіцієнт, який враховує розмір зубчастого колеса; Y_σ – коефіцієнт, який враховує градієнт напружень і чутливість матеріалу до концентрації напружень, беруться до уваги в розрахунках; S_F – коефіцієнт, який враховує запас міцності на згин, підраховується в процесі розрахунків. [7].

Здійснюємо обчислення границі витривалості на згин σ^0_{Flimb} за базового числа циклів напружень при пульсуючому циклі навантаження [1]. При визначенні границі контактної витривалості для вуглецевих та легованих сталей з урахуванням твердості зубців у серцевині основи зуба 180...350 НВ[7]:

- для шестірни

$$\sigma^0_{Flimb1} = 800 \text{ МПа}$$

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

- для колеса

$$\sigma^0_{Flimb2} = 800 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на згин:

- для шестерні

$$[\sigma]_{F1} = \frac{800 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1}{1,7} = 518,82 \text{ МПа}, \quad (4.11)$$

- для колеса

$$[\sigma]_{F2} = \frac{800 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1}{1,7} = 518,82 \text{ МПа}, \quad (4.12)$$

4.3.4. Визначення граничних допустимих напружень на згин для попередження залишкових деформацій або крихкого злому зубців

$$[\sigma]_{FM} = \frac{\sigma^0_{FlimbM}}{S_{FS_t}}, \quad (4.13)$$

де σ^0_{FlimbM} - задаємо базове значення граничного напруження зубців при згині під максимальним навантаженням., МПа, [7]; S_{FS_t} – коефіцієнт запасу міцності[7].

Далі, ми визначаємо базове значення граничного напруження зубців під максимальним навантаженням при згині:

- для шестерні

$$\sigma^0_{FlimbM1} = 2000 \text{ МПа}$$

- для колеса

$$\sigma^0_{FlimbM2} = 2000 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу міцності:

$$S_{FS_t} = Y_Z S_Y ,$$

де Y_Z – коефіцієнт, який враховує метод отримання заготовки.; S_Y – коефіцієнт, який враховує ймовірність безвадного функціонування. Для виробів, отриманих шляхом поковки та штампування. $Y_Z = 1$; з урахуванням ймовірності відсутності пошкоджень 0,99 коефіцієнт $S_Y = 1,75$ [7].

Граничні допустимі напруження[7]:

- для шестерні

$$[\sigma]_{FM1} = \frac{2000}{1 \cdot 1,75} = 1142,85 \text{ МПа} \quad (4.14)$$

- для колеса

$$[\sigma]_{FM2} = \frac{2000}{1 \cdot 1,75} = 1142,85 \text{ МПа} \quad (4.15)$$

4.3.5. Проектний розрахунок

Приблизно встановлюємо зовнішній діаметр колеса, проводячи орієнтовний розрахунок[7]:

$$d'_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u'}{([\sigma]_H')^2 \cdot (1 - \psi'_{bre}) \psi'_{bre}}} , \quad (4.16)$$

де K_d – допоміжний коефіцієнт; T_2 – крутний момент на колесі, Н·м; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірний розподіл навантаження по ширині вінця, перефразується так: коефіцієнт, що враховує нерівномірність навантаження по ширині поверхні вінця.;

u' – отримане, в процесі кінематичного розрахунку значення передатного числа; $[\sigma]_H'$ – попереднє значення допустимого контактного напруження, МПа; ψ'_{bre} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця[7].

$$d'_{e2} = 1000 * \sqrt[3]{\frac{70,2 * 1,12 * 3}{804,8^2 * (1 - 0,285) * 0,285}} = 121,6 = 122 \text{ мм}$$

2) Визначаємо кількість зубців колеса [7]:

Рекомендують брати $z_1 \approx 18-32$, обираємо $z_1 = 20$. Тоді:

$$z_2 = z_1 * u' = 19 * 3 = 57, \quad (4.17)$$

3) Визначаємо уточнене передаточне число [7]:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{57}{19} = 3, \quad (4.18)$$

4) Встановлюємо зовнішній коловий модуль [7] m_e :

$$m_e = \frac{d'_{e2}}{z_2} = \frac{122}{57} = 2,14, \quad (4.19)$$

згідно з ГОСТ 9563-60 округлюємо значення і приймаємо [6]

$$m_e = 2,25, \text{ мм} \quad (4.20)$$

5) Уточнюємо значення [7] d_{e2} :

$$d_{e2} = m_e z_2 = 2,25 * 57 = 128,25 \text{ мм}, \quad (4.21)$$

6) Встановлюємо зовнішню конусну відстань [7] R_e :

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 * 2,25 * \sqrt{19^2 + 57^2} = 67,6 \text{ мм}, \quad (4.22)$$

7) Визначаємо ширину вінця [7] b :

$$b = b_1 = b_2 = \psi'_{bRe} \cdot R_e = 0,285 * 67,6 = 19,27 \text{ мм}, \quad (4.23)$$

Далі, заокруглюємо до найближчого стандартного значення і отримуємо [7]: $b = 20 \text{ мм}$

8) Встановлюємо середню конусну відстань [7] R_m :

$$R_m = R_e - 0,5b = 67,6 - 0,5 * 20 = 57,6 \text{ мм}, \quad (4.24)$$

9) Встановлюємо середній коловий модуль зубців [7] m_m :

$$m_m = m_e \frac{R_m}{R_e} = 2,25 * \frac{57,6}{67,6} = 1,9, \quad (4.25)$$

10) Отримуємо середні діаметри шестерні та колеса за наступними формулами[7]:

$$d_{m1} = m_m z_1 = 1,9 * 19 = 36,1 \text{ мм}, \quad (4.26)$$

$$d_{m2} = m_m z_2 = 1,9 * 57 = 108,3 \text{ мм}, \quad (4.27)$$

11) Отримуємо значення кутів при вершині ділільних конусів шестерні та колеса за допомогою наступних залежностей [7]:

$$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} = \arctg \frac{19}{57} = 18,43^\circ, \quad (4.28)$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 18,43^\circ = 71,57^\circ, \quad (4.29)$$

12) Обчислюємо середню колову швидкість зубчастих коліс[7]:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m2} \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 * 108,3 * 652}{60 * 1000} = 3,69 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \quad (4.30)$$

Призначаємо 8-й ступінь точності зубчастої передачі[7].

13) Обчислюємо еквівалентні числа зубців конічних шестерень та коліс z_{ϑ_1} і z_{ϑ_2} , відповідно[7]:

$$z_{\vartheta_1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{19}{\cos 18,43^\circ} = 20,02, \quad (4.31)$$

$$z_{\vartheta_2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{57}{\cos 71,57^\circ} = 180,29, \quad (4.32)$$

4.3.6. Перевірний розрахунок на контактну витривалість

Розрахунок контактного напруження виконаємо за наступною залежністю[7]:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \sqrt{u^2 + 1}}{v \cdot b \cdot d_{m2}^2}} \leq [\sigma]_H, \quad (4.33)$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}} \,, \quad (4.34)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{\vartheta_1}} + \frac{1}{z_{\vartheta_2}} \right) = 1,88 - 3,2 * \left(\frac{1}{20,02} + \frac{1}{180,29} \right) = 1,54, \quad (4.35)$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{1,54}} = 0,80$$

- $K_{H\alpha} = 1$ - для прямозубої передачі[7];
- $v = 0,85$ - для прямозубих конічних передач[7];
- $K_{H\beta} = 1,12$
- $K_{HV} = 1,08$

$$\sigma_H = 190 * 2,495 * 0,8 * \sqrt{\frac{2 * 70,2 * 10^3 * 1 * 1,12 * 1,08 * \sqrt{3^2 + 1}}{0,85 * 20 * 108,3^2}}$$

$$= 622,39 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H = 622,39 < [\sigma]_H = 804,8 \text{ МПа}$$

Оцінюємо недовантаження передачі[7]:

$$\Delta = \frac{|[\sigma]_H - \sigma_H|}{[\sigma]_H} * 100\% = \frac{|804,8 - 622,39|}{804,8} * 100\% = 0,22\%, \quad (4.36)$$

4.3.7. Перевірний розрахунок на попередження пластичних деформацій або крихкого руйнування робочих поверхонь зубців

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{K_n} = 622,39 \sqrt{1,5} = 762,26 \text{ МПа} < [\sigma]_{HM} = 2080 \text{ МПа} , \quad (4.37)$$

де σ_H – діюче напруження, яке використовується для розрахунку контактної витривалості передачі; K_n – коефіцієнт перевантаження; $[\sigma]_{HM}$ – допустиме граничне контактне напруження[7].

4.3.8. Перевірний розрахунок на витривалість при згині

Розрахункові напруження при згині[7]:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{0,85 \cdot b \cdot m_m} Y_{F2} \leq [\sigma]_{F2}, \quad (4.38)$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1}, \quad (4.39)$$

Скориставшись наступною залежністю виконаємо обрахунок колової сили [7]:

$$F_t = \frac{2T_2}{m_m Z_2} = \frac{2 \cdot 70,2 \cdot 10^3}{1,9 \cdot 57} = 1296 \text{ Н}, \quad (4.40)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1296 \cdot 1,12 \cdot 1,2}{0,85 \cdot 20 \cdot 1,9} \cdot 4,2 = 226,49 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F2} = 518,82$$

$$\sigma_{F1} = 226,49 \cdot \frac{4,5}{4,2} = 242,66 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F1} = 518,82$$

4.3.9. Перевірний розрахунок на згин для попередження залишкових деформацій або крихкого злому зубців максимальним навантаженням

$$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \cdot K_n = 242,66 \cdot 1,5 = 363,99 \text{ МПа} < [\sigma]_{FM1} = 1142,85 \text{ МПа}, \quad (4.41)$$

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \cdot K_n = 226,49 \cdot 1,5 = 339,735 \text{ МПа} < [\sigma]_{FM2} = 1142,85 \text{ МПа}, \quad (4.42)$$

4.3.10. Визначення геометричних параметрів конічної прямозубої зубчастої передачі

1) Зовнішній ділительний діаметр[7]:

$$\text{шестерні} \quad d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 2,25 \cdot 19 = 42,75 = 43 \text{ мм} \quad (4.43)$$

$$\text{колеса} \quad d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 2,25 \cdot 57 = 128,25 = 129 \text{ мм} \quad (4.44)$$

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

2) Кут ділительного конуса[7]:

$$\text{шестерні} \quad \delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} = \arctg \frac{20}{57} = 18,43^\circ \quad (4.45)$$

$$\text{колеса} \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 15,5^\circ = 71,57^\circ \quad (4.46)$$

3) Зовнішня конусна відстань[7]:

$$R_e = 0,5m_e\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 * 2,25 * \sqrt{19^2 + 57^2} = 67,59\text{мм} \quad (4.47)$$

4) Ширина зубчастого вінця[7]: $b = 20$ мм

5) Середня конусна відстань[7]:

$$R_m = R_e - 0,5b = 67,59 - 0,5 * 20 = 57,59\text{мм} \quad (4.48)$$

6) Середній коловий модуль[7]:

$$m_m = m_e \frac{R_m}{R_e} = 2,25 * \frac{57,59}{67,59} = 1,9 \quad (4.49)$$

7) Середні ділительні діаметри[7]:

$$d_{m1} = m_m z_1 = 1,9 * 19 = 36,1 \text{ мм} \quad (4.50)$$

$$d_{m2} = m_m z_2 = 1,9 * 57 = 108,3 \text{ мм} \quad (4.51)$$

8) Зовнішня висота зуба[7]:

$$h_{fe} = 2,2 \cdot m_e = 2,2 * 2,25 = 4,95 \text{ мм} \quad (4.52)$$

9) Зовнішня висота головки зуба[7]:

$$h_{ae} = m_e = 2,25 \text{ мм}, \quad (4.53)$$

10) Кут головки зуба[7]:

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} \quad (4.54)$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1} \quad (4.55)$$

11) Кут ніжки зуба[7]:

$$\theta_{f1} = \theta_{f2} = \arctg \frac{h_{fe}}{R_e} = \arctg \frac{4,95}{67,59} = 4,19^\circ, \quad (4.56)$$

12) Кут конуса вершин[7]:

$$\text{шестерні} \quad \delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 18,43^\circ + 4,19^\circ = 22,62^\circ \quad (4.57)$$

$$\text{колеса} \quad \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 71,57^\circ + 4,19^\circ = 75,76^\circ \quad (4.58)$$

13) Кут конуса западин[7]:

$$\text{шестерні} \quad \delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 18,43^\circ - 4,19^\circ = 14,24^\circ \quad (4.59)$$

$$\text{колеса} \quad \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 71,57^\circ - 4,19^\circ = 67,38^\circ \quad (4.60)$$

14) Зовнішній діаметр вершин зубців[7]:

шестерні

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1 = 43 + 2 * 2,25 * \cos 18,43^\circ = 47,26 \text{ мм} \quad (4.61)$$

колеса

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos \delta_2 = 129 + 2 * 2,25 * \cos 71,57^\circ = 129,71 \text{ мм} \quad (4.62)$$

4.3.11 Зусилля в зачепленні

Радіальні зусилля[4]:

$$\text{- колеса: } F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1042,3 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(10,475^\circ)} = 385,8 \text{ Н}; \quad (4.63)$$

$$\text{- шестерні: } F_{r1} = F_{r2} = 385,8 \text{ Н} \quad (4.64)$$

- конічного колеса:

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1296 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) \cdot \sin(18,43^\circ) = 149,13 \text{ Н}; \quad (4.65)$$

- конічної шестерні:

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				43
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{r_4} = F_{t_4} \cdot tg\alpha \cdot sin\delta_1 = 1296 \cdot tg(20^\circ) \cdot \cos(18,43^\circ) = 447,51 \text{ H. (4.66)}$$

Осьові зусилля [1]:

- колеса: $F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1042,3 \cdot \operatorname{tg}(10,475^\circ) = 192,7 \text{ Н};$ (4.67)

- шестерні: $F_{a1} = F_{a2} = 192,7 \text{ Н}$ (4.68)

- конічного колеса:

$$F_{a_3} = F_{r_4} = 447,51 \text{ H}; \quad (4.70)$$

- конічної шестерні:

$$F_{q4} = F_{r3} = 149,13 \text{ H.} \quad (4.71)$$

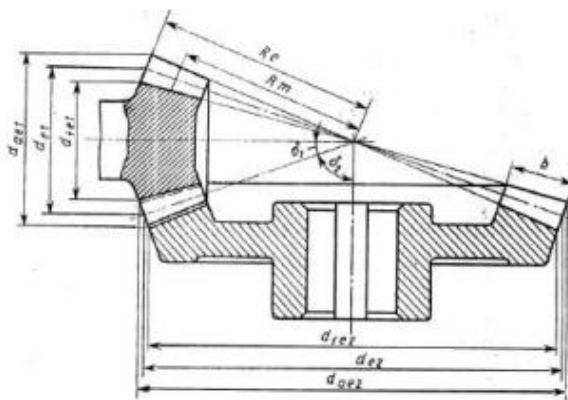


Рисунок 4.2 – Схема конічної передачі

4.4 Розрахунок кінцевого зачеплення хвостового редуктора

4.4.1 Проектний розрахунок

1) Проводимо наближений розрахунок зовнішнього діаметра ділильного колеса[4]:

$$d'_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot u'}{([\sigma]_H')^2 \cdot (1 - \psi'_{bRe}) \psi'_{bRe}}}, \quad (4.72)$$

		Гарник О.О.			<i>МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ</i>	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

$$d'_{e2} = 1000 * \sqrt[3]{\frac{22,23 * 1,07 * 1}{804,8^2 * (1 - 0,285) * 0,285}} = 56,61$$

2) Вибираємо кількість зубців колеса[4]:

Рекомендують брати $z_1 \approx 18-32$, обираємо $z_1 = 20$. Тоді[4]:

$$z_2 = z_1 * u' = 20 * 1 = 20 \quad (4.73)$$

3) Уточнюємо передаточне число:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{20}{20} = 1 \quad (4.74)$$

4) Визначаємо зовнішній коловий модуль[4] m_e :

$$m_e = \frac{d'_{e2}}{z_2} = \frac{56,61}{20} = 2,83 \quad (4.75)$$

Далі згідно з ГОСТ 9563-60 округлюємо вираховане значення та приймаємо $m_e = 2,25$ м, як в кінчному зачепленні редуктора де діє крутний момент 70,2 Нм[4].

5) Уточнюємо значення[4] d_{e2} :

$$d_{e2} = m_e z_2 = 2,25 * 20 = 45 \text{ мм} \quad (4.76)$$

6) Визначаємо відстань між зовнішніми конусними поверхнями [4] R_e :

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 * 2,25 * \sqrt{20^2 + 20^2} = 31,82 \text{ мм} \quad (4.77)$$

7) Визначаємо ширину вінця[4] b :

$$b = b_1 = b_2 = \psi'_{bre} \cdot R_e = 0,285 * 31,82 = 9,06 \text{ мм} \quad (4.78)$$

Далі заокруглюємо до найближчого стандартного значення та отримуємо $b = 10 \text{ мм}$ [4]

8) Встановлюємо середню конусну відстань[4] R_m :

$$R_m = R_e - 0,5b = 31,82 - 0,5 * 10 = 26,82 \text{ мм} \quad (4.79)$$

9) Встановлюємо середній коловий модуль зубців[4] m_m :

$$m_m = m_e \frac{R_m}{R_e} = 2,25 * \frac{26,82}{31,82} = 1,9 \quad (4.80)$$

10) Виконуємо розрахунок середніх ділильних діаметрів для шестерні та колеса d_{m1} і d_{m2} , відповідно[4]:

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$d_{m1} = m_m z_1 = 1,9 * 20 = 38 \text{ мм} \quad (4.81)$$

$$d_{m2} = m_m z_2 = 1,9 * 20 = 38 \text{ мм} \quad (4.82)$$

11) Виконуємо розрахунок кутів при вершині ділительних конусів для шестерні та колеса[4]:

$$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} = \arctg \frac{20}{20} = 45^\circ \quad (4.83)$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 45^\circ = 45^\circ \quad (4.84)$$

12) Обчислюємо середню колову швидкість зубчастих коліс[4]:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m2} \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 38 \cdot 652}{60 \cdot 1000} = 1,29 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (4.85)$$

13) Встановлюємо еквівалентні числа зубців конічних шестерні на колеса z_{ϑ_1} і z_{ϑ_2} , відповідно[4]:

$$z_{\vartheta_1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 45^\circ} = 28,28 \quad (4.86)$$

$$z_{\vartheta_2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{20}{\cos 45^\circ} = 28,28 \quad (4.87)$$

4.4.2Перевірний розрахунок на контактну витривалість

Розрахункове контактне напруження[4]:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \sqrt{u^2 + 1}}{v \cdot b \cdot d_{m2}^2}} \leq [\sigma]_H \quad (4.88)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}, \quad (4.89)$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{\vartheta_1}} + \frac{1}{z_{\vartheta_2}} \right) = 1,88 - 3,2 * \left(\frac{1}{28,28} + \frac{1}{28,28} \right) = 1,65 \quad (4.90)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,65}} = 0,78$$

- $K_{H\alpha} = 1$ - для прямозубої передачі[4];
- $v = 0,85$ - для прямозубих конічних передач[4];
- $K_{H\beta} = 1,12$

$$- K_{HV} = 1,08$$

$$\sigma_H = 190 * 2,495 * 0,78 * \sqrt{\frac{2 * 22,23 * 10^3 * 1 * 1,07 * 1,08 * \sqrt{1^2 + 1}}{0,85 * 10 * 38^2}}$$

$$= 486,12 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H = 756,5 < [\sigma]_H = 804,8 \text{ МПа}$$

4.4.3 Перевірний розрахунок на попередження пластичних деформацій або крихкого руйнування робочих поверхонь зубців

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{K_n} = 756,5 \sqrt{1,5} = 956,5 \text{ МПа} < [\sigma]_{HM} = 2080 \text{ МПа} \quad (4.91)$$

де σ_H – визначаємо напруження, яке діє під час розрахунку на контактну витривалість.; K_n – коефіцієнт, який враховує перевантаження; $[\sigma]_{HM}$ – допустиме граничне контактне напруження[4].

4.4.4 Перевірний розрахунок на витривалість при згині

Розрахункові напруження при згині[4]:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{0,85 \cdot b \cdot m_m} Y_{F2} \leq [\sigma]_{F2} \quad (4.92)$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1} \quad (4.93)$$

Розраховуємо силу взаємодії на ділянці ділильного перерізу[4]:

$$F_t = \frac{2T_2}{m_m Z_2} = \frac{2 * 22,23 * 10^3}{1,9 * 20} = 1170 \text{ Н} \quad (4.94)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1170 * 1,12 * 1,2}{0,85 * 10 * 1,9} * 4,2 = 408,94 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F2} = 518,82 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F1} = 408,94 * \frac{4,2}{4,2} = 408,94 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F1} = 518,82 \text{ МПа}$$

4.4.5 Перевірний розрахунок на згин для попередження залишкових деформацій або крихкого злому зубців максимальним навантаженням

$$\sigma_{FM1} = \sigma_{F1} \cdot K_n = 408,94 \cdot 1,5 = 613,41 \text{ МПа} < [\sigma]_{FM1} = 1142,85 \text{ МПа} \quad (4.95)$$

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \cdot K_n = 408,94 \cdot 1,5 = 613,41 \text{ МПа} < [\sigma]_{FM2} = 1142,85 \text{ МПа} \quad (4.96)$$

4.4.6 Визначення геометричних параметрів конічної прямозубої зубчастої передачі

1) Зовнішній ділильний діаметр[4]:

$$\text{шестерні} \quad d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 2,25 \cdot 20 = 45 \text{ мм} \quad (4.97)$$

$$\text{колеса} \quad d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 2,25 \cdot 20 = 45 \text{ мм} \quad (4.98)$$

2) Кут ділильного конуса[4]:

$$\text{шестерні} \quad \delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2} = \arctg \frac{20}{20} = 45^\circ \quad (4.99)$$

$$\text{колеса} \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 45^\circ = 45^\circ \quad (4.100)$$

3) Зовнішня конусна відстань[4]:

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 2,25 \cdot \sqrt{20^2 + 20^2} = 31,82 \text{ мм} \quad (4.101)$$

4) Ширина зубчастого вінця[4]:

$$b = 10 \text{ мм}$$

5) Середня конусна відстань[4]:

$$R_m = R_e - 0,5b = 31,82 - 0,5 \cdot 10 = 26,82 \text{ мм} \quad (4.102)$$

6) Середній коловий модуль[4]:

$$m_m = m_e \frac{R_m}{R_e} = 2,25 \cdot \frac{26,82}{31,82} = 1,9 \quad (4.103)$$

7) Середні ділильні діаметри[4]:

$$d_{m1} = m_m z_1 = 1,9 \cdot 20 = 38 \text{ мм} \quad (4.104)$$

$$d_{m2} = m_m z_2 = 1,9 \cdot 20 = 38 \text{ мм} \quad (4.105)$$

8) Зовнішня висота зуба[4]:

$$h_{fe} = 2,2 \cdot m_e = 2,2 \cdot 2,25 = 4,95 \text{ мм} \quad (4.106)$$

9) Зовнішня висота головки зуба[4]:

$$h_{ae} = m_e = 2,25 \text{ мм} \quad (4.107)$$

10) Кут головки зуба[4]:

$$\theta_{a1} = \theta_f, \quad (4.107)$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1}, \quad (4.108)$$

11) Кут ніжки зуба[4]:

$$\theta_{f1} = \theta_{f2} = \arctg \frac{h_{fe}}{R_e} = \arctg \frac{4,95}{31,82} = 8,81^\circ, \quad (4.109)$$

12) Кут конуса вершин[4]:

шестерні

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 45^\circ + 8,81^\circ = 53,81^\circ, \quad (4.110)$$

колеса

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 45^\circ + 8,81^\circ = 53,81^\circ, \quad (4.111)$$

13) Кут конуса западин[4]:

шестерні

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 45^\circ - 8,81^\circ = 36,19^\circ, \quad (4.112)$$

колеса

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 45^\circ - 8,81^\circ = 36,19^\circ, \quad (4.113)$$

14) Зовнішній діаметр вершин зубців[4]:

- шестерні $d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1 = 45 + 2 * 2,25 * \cos 45^\circ = 48,18 \text{ мм},$

- колеса $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos \delta_2 = 45 + 2 * 2,25 * \cos 45^\circ = 48,18 \text{ мм}$

Зусилля в зачепленні головного редуктора

Радіальні зусилля [4]:

- колеса: $F_{r2} = F_{t2} \cdot \frac{\tg \alpha}{\cos \beta} = 1042,3 \cdot \frac{\tg(20^\circ)}{\cos(10,475^\circ)} = 385,8 \text{ Н};$

- шестерні: $F_{r1} = F_{r2} = 385,8 \text{ Н}$

- кінцевого колеса:

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				49
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1296 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) \cdot \sin(18,43^\circ) = 149,13 \text{ Н};$$

- конічної шестерні:

$$F_{r4} = F_{t4} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1296 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) \cdot \cos(18,43^\circ) = 447,51 \text{ Н.}$$

Осьові зусилля [1]:

- колеса: $F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1042,3 \cdot \operatorname{tg}(10,475^\circ) = 192,7 \text{ Н};$
- шестерні: $F_{a1} = F_{a2} = 192,7 \text{ Н}$
- конічного колеса:

$$F_{a3} = F_{r4} = 447,51 \text{ Н};$$

- конічної шестерні:

$$F_{a4} = F_{r3} = 149,13 \text{ Н.}$$

Зусилля в зачепленні хвостового редуктора

Осьові зусилля:

- обох конічних шестерень: $F_{t5} = F_{t6} = 1170 \text{ Н.}$

Радіальні зусилля [1]:

- конічної шестерні 1:

$$F_{r5} = F_{t5} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1170 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) \cdot \sin(45^\circ) = 301,1 \text{ Н};$$

- конічної шестерні 2:

$$F_{r6} = F_{t6} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 = 1170 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) \cdot \cos(45^\circ) = 301,1 \text{ Н.}$$

Осьові зусилля [1]:

- конічної шестерні 1:

$$F_{a5} = F_{r6} = 301,1 \text{ Н};$$

- конічної шестерні 2:

$$F_{a6} = F_{r5} = 301,1 \text{ Н.}$$

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				50
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для розрахунку підшипників необхідно встановити реакції в підшипникових опорах. А та Б (див. рис. 5.1, а). В розділах 2-4 даної роботи були розраховані наступні сили та моменти:

$$F_{t2} = 1042,3 \text{ Н}; F_{r2} = 385,8 \text{ Н}; F_{a2} = 192,7 \text{ Н}; F_{t3} = 1296 \text{ Н}; F_{r3} = 149,13 \text{ Н}; F_{a3} = 447,51 \text{ Н}; T_2 = 70,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Для визначення реакцій в опорах А та Б розкладемо їх на складові: вертикальну і горизонтальну. Визначимо ці складові розглянувши вертикальну і горизонтальну площину та склавши рівняння рівноваги в цих площинах.

1. Спершу розглянемо вертикальну площину.

а) З рівнянь рівноваги визначаємо реакції в опорах, Н:

$$\sum M_B = 0;$$

$$R_{Ay}(l_1 + l_2) - F_{r2}l_2 + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r3}(l_2 - l') + F_{a3} \frac{d_{m3}}{2} = 0; \quad (5.1)$$

$$\begin{aligned} \text{звідки } R_{Ay} &= \frac{F_{r2}l_2 - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r3}(l_2 - l') - F_{a3} \frac{d_{m3}}{2}}{(l_1 + l_2)} = \\ &= \frac{385,8 \cdot 35,7 - 192,7 \cdot \frac{140,34}{2} - 149,13(35,7 - 23,3) - 447,51 \frac{108,3}{2}}{29 + 35,7} = 399,2 \text{ Н} \end{aligned}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{r2}l_1 + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r3}(l_1 + l') + F_{a3} \frac{d_{m3}}{2} - R_{By}(l_1 + l_2) = 0; \quad (5.2)$$

$$\begin{aligned} \text{звідки } R_{By} &= \frac{-F_{r3}(l_1 + l') + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{a3} \cdot \frac{d_{m3}}{2} + F_{r2}l_1}{(l_1 + l_2)} = \\ &= \frac{-149,13 \cdot (29 + 23,3) + 192,7 \cdot \frac{140,34}{2} + 447,51 \frac{108,3}{2} + 385,8 \cdot 29}{29 + 35,7} = 635,77 \text{ Н} \end{aligned}$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_y = 0;$$

$$R_{Ay} - R_{By} - F_{r3} + F_{r2} = 0; \quad (5.3)$$

$$399,2 - 635,77 - 149,13 + 385,8 = 0.$$

Відповідно, результати розрахунків, що наведені вище є правильними.

б) Для подальших розрахунків валу на статичну міцність і втому виконаємо побудову епюри моментів згину відносно осі Х шляхом розрахунку моменту у визначених характерних перерізах. 1...5.

Ліворуч:

$$M_{x1} = 0; M_{x2} = R_{Ay} \cdot l_1 = 399,2 \cdot 29 = 11576,8 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 11,58 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Праворуч:

$$M_{x5} = M_{x4} = 0;$$

$$M_{x3} = R_{By} \cdot (l_2 - l') = 635,77 \cdot (35,7 - 23,3) = 7883,548 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 7,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Далі розглянемо горизонтальну площину.

а) З рівнянь рівноваги визначаємо реакції в опорах, Н:

$$\sum M_A = 0;$$

$$F_M(l_1 + l_2 + l_3) - F_{t2}l_1 + F_{t3}(l_1 + l') - R_{Bx}(l_1 + l_2) = 0; \quad (5.4)$$

Тут маємо додаткову силу, яку створює муфта [3]

$$F_{M1} = 125\sqrt{T_1} = 125\sqrt{15,9} = 498,4 \text{ Н} \quad (5.5)$$

$$\begin{aligned} \text{звідки} \quad R_{Bx} &= \frac{-F_{t2}l_1 + F_M(l_1 + l_2 + l_3) + F_{t3} \cdot (l_1 + l')}{(l_1 + l_2)} = \\ &= \frac{-1042,3 \cdot 29 + 498,4 \cdot (29 + 35,7 + 71,5) + 1296 \cdot (29 + 23,3)}{29 + 35,7} = 1629,6 \text{ Н} \end{aligned}$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$F_M l_3 - F_{t3}(l_2 - l') + F_{t2}l_2 - R_{Ax}(l_2 + l_3) = 0; \quad (5.6)$$

звідки

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				53
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_{Ax} = \frac{F_{t2}l_2 + F_M \cdot l_3 - F_{t3}(l_2 - l')}{(l_1 + l_2)} = \frac{1042,3 \cdot 35,7 + 498,4 \cdot 71,5 - 1296 \cdot (35,7 - 23,3)}{29 + 35,7} = 877,52 \text{ Н}$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_x = 0;$$

$$R_{Ax} - R_{Bx} - F_{t2} + F_{t3} + F_M = 0; \quad (5.7)$$

$$877,5 - 1629,6 - 1042,3 + 1296 + 498,4 = 0.$$

Відповідно, результати розрахунків, що наведені вище є правильними.

б) Для подальших розрахунків валу на статичну міцність і втому виконаємо побудову епюри моментів згину відносно осі Y шляхом розрахунку моменту у визначених характерних перерізах 1...5.

Ліворуч:

$$M_{Y1} = 0; M_{Y2} = R_{Ax} \cdot l_1 = 877,52 \cdot 29 = 25448 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 25,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Праворуч:

$$M_{Y3} = F_M(l_3 + l_2 - l') - R_{Bx} \cdot (l_2 - l') = 498,4 \cdot (71,5 + 35,7 - 23,3) - 1629,6 \cdot (35,7 - 23,3) = 21608 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 21,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{Y5} = 0; M_{Y4} = F_M \cdot l_3 = 498,4 \cdot 71,5 = 35635 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 35,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Епюру крутних моментів можна побудувати знаючи величину крутного моменту на валу колеса:

$$T_2 = 70,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Виконаємо розрахунок загального моменту у найбільш навантаженому перерізі - 2.

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{M_{X2}^2 + M_{Y2}^2} = \sqrt{11,58^2 + 25,4^2} = 27,9 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.8)$$

5. Розраховуємо приведенний момент згину у найбільш навантаженому перерізі - 2.

		Гарник О.О.			МВ-9203, ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				54
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{\text{пр2}} = \sqrt{M_{\text{з2}}^2 + (\alpha T_2)^2} = \sqrt{27,9^2 + (0,6 \cdot 70,2)^2} = 50,5 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (5.9)$$

де α – коефіцієнт, що залежить від характеру руху в передачі, та у випадку, коли передача є нереверсивною, то $\alpha = [\sigma_{-1}] / [\sigma_0] = 65/110 = 0,6$.

6. Визначаємо сумарні реакції.

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{877,52^2 + 399,2^2} = 964 \text{ Н}; \quad (5.10)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{1629,6^2 + 635,77^2} = 1749,2 \text{ Н}. \quad (5.11)$$

7. Для формування схеми навантаження на підшипники А і Б виділимо їх числовими позначеннями 1 та 2 і надамо числові позначення для відповідних радіальних навантажень, що діють на них. $F_1 = R_A$ і $F_2 = R_B$, А а також для осьової сили, що діє на вал у точці зачеплення. – $F_{x2} = F_{a2} - F_{a3} = 192,7 - 447,51 = -254,81 \text{ Н}$.

5.2 Побудова епюр згинальних та крутних моментів валу-шестерні

Розрахункова схема валу-шестерні представлена на рис. 5.2, а.

В розділах 2-4 даної роботи були розраховані наступні сили та моменти:

$$F_{r1} = F_{r2} = 385,8 \text{ Н}; F_{a1} = F_{a2} = 192,7 \text{ Н}; F_{t1} = 1042,3 \text{ Н}; T_1 = 15,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для визначення реакцій в опорах В та Г розкладемо їх на складові: вертикальну і горизонтальну. Визначимо ці складові розглянувши вертикальну і горизонтальну площину та склавши рівняння рівноваги в цих площинах.

1. Спершу розглянемо вертикальну площину.

а) З рівнянь рівноваги визначаємо реакції в опорах, Н:

$$\sum M_G = 0;$$

$$R_{\Gamma y} = \frac{F_{r1}l_2 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{(l_3 + l_2)} = \frac{385,8 \cdot 39,2 - 192,7 \cdot \frac{30,51}{2}}{39,8 + 39,2} = 154,22 \text{ Н}.$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_y = 0;$$

$$R_{By} + R_{\Gamma y} - F_{r1} = 0; \quad (5.14)$$

$$231,6 + 154,22 - 385,8 = 0.$$

Відповідно, результати розрахунків, що наведені вище є правильними.

б) Для подальших розрахунків валу на статичну міцність і втому виконаємо побудову епюри моментів згину відносно осі Х шляхом розрахунку моменту у визначених характерних перерізах. 1...4.

Ліворуч:

$$M_{x1} = 0; \quad M_{x2} = 0.$$

Праворуч:

$$M_{x4} = 0; \quad M_{x3} = R_{\Gamma y} \cdot l_3 = 154,22 \cdot 39,8 = 6137,9 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 6,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Далі розглянемо горизонтальну площину.

а) З рівнянь рівноваги визначаємо реакції в опорах, Н:

$$\sum M_r = 0;$$

$$F_{M1}(l_1 + l_2 + l_3) + R_{Bx}(l_2 + l_3) - F_{t1}l_3 = 0; \quad (5.15)$$

тут маємо додаткову силу, яка йде від муфти[3]

$$F_{M1} = 50\sqrt{T_1} = 50\sqrt{15,9} = 199,7 \text{ Н}$$

звідки

$$R_{Bx} = \frac{-F_{M1}(l_1 + l_2 + l_3) + F_{t1}l_3}{(l_2 + l_3)} = \frac{199,7 \cdot (57,5 + 39,2 + 39,8) - 1042,3 \cdot 39,8}{39,2 + 39,8} = 180 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$-R_{Гх}(l_3 + l_2) + F_{т1}l_2 + F_{M1}l_1 = 0; \quad (5.16)$$

звідки

$$R_{Гх} = \frac{F_{т1}l_2 + F_{M1}l_1}{(l_3 + l_2)} = \frac{1042,3 \cdot 39,2 + 199,7 \cdot 57,5}{39,2 + 39,8} = 662,5 \text{ Н}.$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_x = 0;$$

$$F_{M1} + R_{Бх} + R_{Гх} - F_{т1} = 0; \quad (3.17)$$

$$199,7 + 180 + 662,5 - 1042,3 = 0.$$

Відповідно, результати розрахунків, що наведені вище є правильними.

б) Для подальших розрахунків валу на статичну міцність і втому виконаємо побудову епюри моментів згину відносно осі Y шляхом розрахунку моменту у визначених характерних перерізах 1...4.

Ліворуч:

$$M_{Y1} = 0; \quad M_{Y2} = F_{M1} \cdot l_1 = 199,7 \cdot 57,5 = 11482 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 11,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Праворуч:

$$M_{Y4} = 0; \quad M_{Y3} = R_{Гх} \cdot l_3 = 662,5 \cdot 39,8 = 26367 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 26,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Епюру крутних моментів можна побудувати знаючи величину крутного моменту на валу-шестерні:

$$T_1 = 15,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Виконаємо розрахунок загального моменту у найбільш навантаженому перерізі - 3.

$$M_{зг3} = \sqrt{M_{ХЗ}^2 + M_{Y3}^2} = \sqrt{9,1^2 + 26,4^2} = 27,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

5. Розраховуємо приведений момент згину у найбільш навантаженому перерізі - 3.

$$M_{\text{пр}3} = \sqrt{M_{\text{з}3}^2 + (\alpha T_1)^2} = \sqrt{27,9^2 + (0,6 \cdot 15,9)^2} = 29,5 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

6. Визначаємо сумарні реакції.

$$R_{\Gamma} = \sqrt{R_{\Gamma x}^2 + R_{\Gamma y}^2} = \sqrt{662,5^2 + 154,22^2} = 680 \text{ Н} ; \quad (5.17)$$

$$R_{\text{В}} = \sqrt{R_{\text{В}x}^2 + R_{\text{В}y}^2} = \sqrt{180^2 + 231,6^2} = 293,3 \text{ Н} .$$

7. Для формування схеми навантаження на підшипники В і Г позначимо їх цифрами 3 та 4 і надамо числові позначення для відповідних радіальних навантажень, що діють на них $F_3 = R_{\text{В}}$ і $F_4 = R_{\Gamma}$, а також для осьової сили, що діє на вал у точці зачеплення – $F_{x1} = F_{a1} = 192,7 \text{ Н}$.

5.3 Побудова епюр згинальних та крутних моментів швидкохідного вала-шестерні конічної

Розрахункова схема вала-шестерні показана на рис. 5.3, а.

Проведемо пошук реакції в підшипникових опорах Д та Е (див. рис. 5.3, а). В розділах 2-4 даної роботи були розраховані наступні сили та моменти:

$$F_{r4} = 447,51 \text{ Н}, F_{a4} = 149,13 \text{ Н}, F_{t4} = 1296 \text{ Н}; T_3 = 22,23 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для визначення реакцій в опорах Д та Е розкладемо їх на складові: вертикальну і горизонтальну. Визначимо ці складові розглянувши вертикальну і горизонтальну площину та склавши рівняння рівноваги в цих площинах.

$$-R_{Дy}l_2 + F_{r4}(l_1 + l_2) - F_{a2} \cdot \frac{d_{m4}}{2} = 0; \quad (5.18)$$

$$\text{звідки } R_{Дy} = \frac{F_{r4}(l_1 + l_2) - F_{a4} \cdot \frac{d_{m4}}{2}}{l_2} = \frac{447,51 \cdot (40,2 + 29,6) - 149,13 \cdot \frac{36,1}{2}}{29,6} = 964 \text{ Н}.$$

$$\sum M_{Д} = 0$$

$$F_{r4}l_1 - F_{a4} \cdot \frac{d_{m4}}{2} - R_{Ey}l_2 = 0; \quad (5.19)$$

$$\text{звідки } R_{Ey} = \frac{F_{r4}l_1 - F_{a4} \cdot \frac{d_{m4}}{2}}{l_2} = \frac{447,51 \cdot 40,2 - 149,13 \cdot \frac{36,1}{2}}{29,6} = 516,8 \text{ Н}.$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_y = 0;$$

$$R_{Дy} - R_{Ey} - F_{r4} = 0; \quad (5.20)$$

$$964 - 516,8 - 447,51 = 0.$$

Відповідно, результати розрахунків, що наведені вище є правильними.

б) Для подальших розрахунків валу на статичну міцність і втому виконаємо побудову епюри моментів згину відносно осі Х шляхом розрахунку моменту у визначених характерних перерізах. 1...4.

Праворуч:

$$M_{x1} = F_{a4} \cdot \frac{d_{m4}}{2} = 149,13 \cdot \frac{36,1}{2} = 2691 \text{ Нмм} = 2,7 \text{ Нм};$$

$$M_{x2} = F_{a4} \cdot \frac{d_{m4}}{2} - F_{r4} \cdot l_1 = 149,13 \cdot \frac{36,1}{2} - 447,51 \cdot 40,2 = -15298 \text{ Н} \cdot \text{мм} = -15,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Ліворуч:

$$M_{x4} = 0; M_{x3} = 0.$$

2. Далі розглянемо горизонтальну площину.

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

а) З рівнянь рівноваги визначаємо реакції в опорах, Н:

$$\sum M_D = 0;$$

$$F_{M4}(l_3 + l_2) + F_{t4}l_1 - R_{Ex}l_2 = 0; \quad (5.21)$$

тут, додаткова сила від муфти $F_{M4} = 50\sqrt{T_3} = 50\sqrt{22,23} = 235,7 \text{ Н}$ (5.22)

звідки $R_{Ex} = \frac{F_{M4}(l_3 + l_2) + F_{t4}l_1}{l_2} = \frac{235,7 \cdot (50,5 + 29,6) + 1296 \cdot 40,2}{29,6} = 2397 \text{ Н}.$

$$\sum M_E = 0;$$

$$F_{M4}l_3 + F_{t4}(l_1 + l_2) - R_{Dx}l_2 = 0; \quad (5.23)$$

звідки

$$R_{Dx} = \frac{F_{M4}l_3 + F_{t4}(l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{235,7 \cdot 50,5 + 1296(40,2 + 29,6)}{29,6} = 3458 \text{ Н}.$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_x = 0;$$

$$R_{Dx} - R_{Ex} - F_{t2} + F_{M4} = 0; \quad (5.24)$$

$$3458 - 2397 - 1296 + 235 = 0.$$

Відповідно, результати розрахунків, що наведені вище є правильними.

б) Для подальших розрахунків валу на статичну міцність і втому виконаємо побудову епюри моментів згину відносно осі Y шляхом розрахунку моменту у визначених характерних перерізах 1...4.

Праворуч:

$$M_{Y1} = 0; M_{Y2} = F_{t4} \cdot l_1 = 1296 \cdot 40,2 = 52099 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 52,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Ліворуч:

$$M_{Y4} = 0; M_{Y3} = F_{M4} \cdot l_3 = 235,7 \cdot 50,5 = 11902 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 11,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

3. Епюру крутних моментів можна побудувати знаючи величину крутного моменту на валу-шестерні.

$$T_2 = 22,23 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Розраховуємо сумарний момент згину який діє в найбільш навантаженому перерізі. - 2.

$$M_{зг2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{15,3^2 + 52,1^2} = 54,3 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.25)$$

5. Визначаємо приведений згинальний момент для найбільш навантаженого перерізу вала - 2.

$$M_{пр2} = \sqrt{M_{зг2}^2 + (\alpha T_2)^2} = \sqrt{54,3^2 + (0,6 \cdot 22,23)^2} = 55,9 \text{ Н} \cdot \text{м} . \quad (5.26)$$

6. Визначаємо сумарні реакції.

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{3458^2 + 964^2} = 3589 \text{ Н} ; \quad (5.27)$$

$$R_E = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{2397^2 + 516,8^2} = 2452 \text{ Н} . \quad (3.28)$$

7. Для формування схеми навантаження на підшипники Д і Е виділимо їх числовими позначеннями 5 та 6 і надамо числові позначення для відповідних радіальних навантажень, що діють на них $F_4 = R_D$ і $F_5 = R_E$ а також для осьової сили, що діє на вал у точці зачеплення – $F_{x4} = F_{a4}$.

вертикальну і горизонтальну площину та склавши рівняння рівноваги в цих площинах.

1. Спершу розглянемо вертикальну площину.

а) З рівнянь рівноваги визначаємо реакції в опорах, Н:

$$\sum M_{\text{Ж}} = 0;$$

$$R_{3y}l_2 - F_{r5}l_1 + F_{a5} \cdot \frac{d_{m5}}{2} = 0;$$

$$\text{звідки } R_{3y} = \frac{F_{r5}l_1 - F_{a5} \cdot \frac{d_{m5}}{2}}{l_2} = \frac{301,1 \cdot 32 - 301,1 \cdot \frac{38}{2}}{19} = 206 \text{ Н}.$$

$$\sum M_3 = 0$$

$$F_{r5}(l_1 + l_2) - F_{a5} \cdot \frac{d_{m5}}{2} - R_{\text{Жу}}l_2 = 0; \quad (5.28)$$

$$\text{звідки } R_{\text{Жу}} = \frac{F_{r5}(l_1 + l_2) - F_{a5} \cdot \frac{d_{m5}}{2}}{l_2} = \frac{301,1 \cdot (32 + 19) - 301,1 \cdot \frac{38}{2}}{19} = 507,1 \text{ Н}.$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_y = 0;$$

$$R_{\text{Жу}} - R_{3y} - F_{r5} = 0; \quad (5.29)$$

$$507,1 - 206 - 301,1 = 0.$$

Відповідно, результати розрахунків, що наведені вище є правильними.

б) Для подальших розрахунків валу на статичну міцність і втому виконаємо побудову епюри моментів згину відносно осі Х шляхом розрахунку моменту у визначених характерних перерізах. 1...4.

Ліворуч:

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

$$M_{x1} = F_{a5} \cdot \frac{d_{m5}}{2} = 301,1 \frac{38}{2} = 5720,9 \text{ Нмм} = 5,7 \text{ Нм};$$

$$M_{x2} = F_{a5} \cdot \frac{d_{m5}}{2} - F_{r5} \cdot l_1 = 301,1 \frac{38}{2} - 301,1 \cdot 32 = -3914 \text{ Н} \cdot \text{мм} = -3,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Праворуч:

$$M_{x4} = M_{x3} = 0.$$

2. Далі розглянемо горизонтальну площину.

а) З рівнянь рівноваги визначаємо реакції в опорах, Н:

$$\sum M_{ж} = 0;$$

$$F_{M5}(l_2 + l_3) + F_{t5}l_1 - R_{ж}l_2 = 0; \quad (5.30)$$

тут, додаткова сила від муфти [8] $F_{M5} = 50\sqrt{T_3} = 50\sqrt{22,23} = 235,7 \text{ Н}$

$$(5.31), \text{ тоді } R_{ж} = \frac{F_{M5}(l_2 + l_3) + F_{t5}l_1}{l_2} = \frac{235,7 \cdot (19 + 57,9) + 1170 \cdot 32}{19} = 2924 \text{ Н}.$$

$$\sum M_3 = 0;$$

$$F_{M5}l_3 + F_{t5}(l_1 + l_2) - R_{ж}l_2 = 0; \quad (5.32)$$

звідки

$$R_{ж} = \frac{F_{M5}l_3 + F_{t5}(l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{235,7 \cdot 57,9 + 1170 \cdot (32 + 19)}{19} = 3859 \text{ Н}$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_x = 0;$$

$$R_{ж} - R_{ж} - F_{t5} + F_{M5} = 0; \quad (5.33)$$

$$3859 - 2924 - 1170 + 235 = 0.$$

Відповідно, результати розрахунків, що наведені вище є правильними.

б) Для подальших розрахунків валу на статичну міцність і втому виконаємо побудову епюри моментів згину відносно осі Y шляхом розрахунку моменту у визначених характерних перерізах 1...4.

Ліворуч:

$$M_{Y1} = 0; M_{Y2} = F_{t5} \cdot l_1 = 1170 \cdot 32 = 37440 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 37,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Праворуч:

$$M_{Y3} = F_M l_3 = 236 \cdot 57,9 = 13664 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 13,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{Y4} = 0.$$

3. Епюру крутних моментів можна побудувати знаючи величину крутного моменту на валу-шестерні.

$$T_3 = 22,23 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Визначаємо сумарний момент згину для найбільш навантаженого перерізу валу-шестерні - 2.

$$M_{зг2} = \sqrt{M_{X2}^2 + M_{Y2}^2} = \sqrt{3,9^2 + 37,4^2} = 37,6 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.34)$$

5. Розраховуємо приведений момент згину для найбільш навантаженого перерізу валу-шестерні - 2.

$$M_{пр2} = \sqrt{M_{зг2}^2 + (\alpha T_3)^2} = \sqrt{37,6^2 + (0,6 \cdot 22,23)^2} = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (5.35)$$

де α – коефіцієнт, що залежить від характеру руху в передачі, та у випадку, коли передача є нереверсивною, то $\alpha = [\sigma_{-1}] / [\sigma_0] = 65/110 = 0,6$.

6. Визначаємо сумарні реакції.

$$R_{ж} = \sqrt{R_{жx}^2 + R_{жy}^2} = \sqrt{3859^2 + 507,1^2} = 3892 \text{ Н}; \quad (5.36)$$

$$R_3 = \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} = \sqrt{2924^2 + 206^2} = 2931 \text{ Н}. \quad (3.37)$$

7. Для формування схеми навантаження на підшипники Ж і З виділимо їх числовими позначеннями 7 та 8 і надамо числові позначення для відповідних радіальних навантажень, що діють на них $F_7 = R_{\text{Ж}}$ і $F_8 = R_{\text{З}}$, а також для осьової сили, що діє на вал у точці зачеплення – $F_{x5} = 301 \text{ Н}$.

5.5 Побудова епюр згинальних моментів вала-шестерні рульового гвинта

На рисунку 5.5, а показана схема розрахунку вала-шестерні.

В розділах 2-4 даної роботи були розраховані наступні сили та моменти: $F_{r6} = 301,1 \text{ Н}$; $F_{a6} = 301,1 \text{ Н}$; $F_{t6} = 1170 \text{ Н}$; $T_3 = 22,23 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Для визначення реакцій в опорах І та К розкладемо їх на складові: вертикальну і горизонтальну. Визначимо ці складові розглянувши вертикальну і горизонтальну площину та склавши рівняння рівноваги в цих площинах.

1. Спершу розглянемо вертикальну площину.

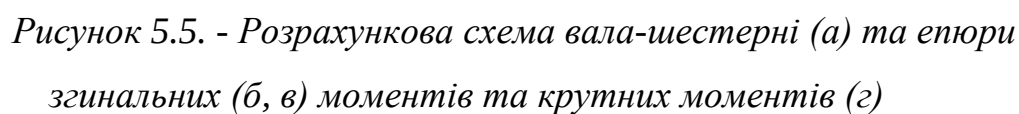
а) З рівнянь рівноваги визначаємо реакції в опорах, Н:

$$\sum M_I = 0;$$

$$R_{\text{Ку}} l_2 - F_{r6} l_1 + F_{a6} \cdot \frac{d_{m6}}{2} = 0; \quad (5.38)$$

звідки

$$R_{\text{Ку}} = \frac{F_{r6} l_1 - F_{a6} \cdot \frac{d_{m6}}{2}}{l_2} = \frac{301,1 \cdot 28,8 - 301,1 \cdot \frac{38}{2}}{18} = 163,9 \text{ Н}$$



$$R_{ly}l_2 - F_{r6}(l_1 + l_2) + F_{a6} \cdot \frac{d_{m6}}{2} = 0; \quad (5.39)$$

$$R_{Iy} = \frac{F_{r6}(l_1 + l_2) + F_{a6} \cdot \frac{d_{m6}}{2}}{l_2} = \frac{301,1 \cdot (28,8 + 18) - 301,1 \frac{38}{2}}{18} = 465 H.$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_y = 0;$$

$$R_{Iy} - R_{Ky} - F_{r6} = 0; \quad (5.40)$$

$$465 - 163,9 - 301,1 = 0.$$

Відповідно, результати розрахунків, що наведені вище є правильними.

б) Для подальших розрахунків валу на статичну міцність і втому виконаємо побудову епюри моментів згину відносно осі Х шляхом розрахунку моменту у визначених характерних перерізах. 1...4.

Ліворуч:

$$M_{x1} = F_{a6} \cdot \frac{d_{m6}}{2} = 301,1 \frac{38}{2} = 5720,9 \text{ Нмм} = 5,7 \text{ Нм};$$

$$M_{x2} = F_{a6} \cdot \frac{d_{m6}}{2} - F_{r6} \cdot l_1 = 301,1 \frac{38}{2} - 301,1 \cdot 28,8 = -2950 \text{ Н} \cdot \text{мм} = -2,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Праворуч:

$$M_{x4} = 0; M_{x3} = 0.$$

2. Далі розглянемо горизонтальну площину.

а) З рівнянь рівноваги визначаємо реакції в опорах, Н:

$$\sum M_I = 0;$$

$$R_{Kx} l_2 - F_{t6} l_1 = 0; \quad (5.41)$$

звідки

$$R_{Kx} = \frac{F_{t6} l_1}{l_2} = \frac{1170 \cdot 28,8}{18} = 1872 \text{ Н}.$$

$$\sum M_K = 0;$$

$$-R_{Kx} l_2 + F_{t6} (l_1 + l_2) = 0; \quad (5.42)$$

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				70
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

звідки

$$R_{Ix} = \frac{F_{t6}(l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{1170 \cdot (28,8 + 18)}{18} = 3042 \text{ Н.}$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_x = 0;$$

$$R_{Ix} - R_{Kx} - F_{t6} = 0; \quad (5.43)$$

$$3042 - 1872 - 1170 = 0.$$

Відповідно, результати розрахунків, що наведені вище є правильними.

б) Для подальших розрахунків валу на статичну міцність і втому виконаємо побудову епюри моментів згину відносно осі Y шляхом розрахунку моменту у визначених характерних перерізах 1...4.

Ліворуч:

$$M_{Y1} = 0; M_{Y2} = F_{t6} \cdot l_1 = 1170 \cdot 28,8 = 33696 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 33,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Праворуч:

$$M_{Y4} = 0; M_{Y3} = 0.$$

3. Епюру крутних моментів можна побудувати знаючи величину крутного моменту на валу-шестерні.

$$T_3 = 22,23 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Визначаємо сумарний момент згину для найбільш навантаженого перерізу валу-шестерні - 2.

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{M_{X2}^2 + M_{Y2}^2} = \sqrt{2,9^2 + 33,7^2} = 33,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

4. Розраховуємо приведений момент згину для найбільш навантаженого перерізу валу-шестерні - 2.

$$M_{\text{пр2}} = \sqrt{M_{\text{з2}}^2 + (\alpha T_3)^2} = \sqrt{33,8^2 + (0,6 \cdot 22,23)^2} = 36,3 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

5. Визначаємо сумарні реакції.

$$R_I = \sqrt{R_{Ix}^2 + R_{Iy}^2} = \sqrt{3042^2 + 465^2} = 3077 \text{ Н} ; \quad (5.44)$$

$$R_K = \sqrt{R_{Kx}^2 + R_{Ky}^2} = \sqrt{1872^2 + 163,9^2} = 1879 \text{ Н} .$$

6. Для формування схеми навантаження на підшипники І і К позначимо їх цифрами 9 та 10 і надамо числові позначення для відповідних радіальних навантажень, що діють на них $F_9 = R_I$ і $F_{10} = R_K$, а також для осьової сили, що діє на вал у точці зачеплення – $F_{x6} = F_{a6} = 301 \text{ Н}$.

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				72
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 6. РОЗРАХУНОК ВАЛІВ НА МІЦНІСТЬ

6.1 Розрахунок на міцність тихохідного валу головного редуктора

6.1.1 Розрахунок на статичну міцність тихохідного валу головного редуктора

Виконуємо, на основі отриманих значень в попередньому розділі згинального і крутного моменту в найбільш небезпечному перерізі валу, перевірку його статичної міцності з метою уникнення пластичних деформацій валу при короточасних та пікових навантаженнях. Перевірку виконаємо на основі еквівалентного напруження в небезпечному перерізі валу [8, 9]:

$$\sigma_{екв.} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2}, \quad (6.1)$$

де $\sigma_{\max}$ – максимальне напруження розтягу, $\tau_{\max}$ – максимальне дотичне напруження.

Найбільш критичним перерізом тихохідного валу є переріз 2 (див. рис. 3.1 розділу 3 п.3.1).

Максимальне напруження розтягу [8]:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{зг.2}}}{W_{\text{т.в.о.}}} + \frac{F_{\text{х2}}}{S_{\text{т.2}}}, \quad (6.2)$$

де $W_{\text{т.в.о.}}$ – осьовий момент опору, який діє в найбільш небезпечному перерізі 2 тихохідного валу, $S_{\text{т.2}}$ – площа перерізу тихохідного валу в перерізі 2.

$$W_{\text{т.в.о.}} = \frac{\pi d_{\text{зг.2}}^3}{32}, \quad (6.3)$$

де $d_{\text{зг.2}}$ – діаметр тихохідного валу в найбільш небезпечному перерізі 2, $d_{\text{зг.2}} = 32 \text{ мм}$.

$$W_{\text{т.в.о.}} = \frac{3,14 \cdot 32^3}{32} = 3215,36 \text{ мм}^3.$$

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				73
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S_{т.2} = \frac{\pi d_{\text{зв}2}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 32^2}{4} = 803,8 \text{ мм}^2. \quad (6.4)$$

Тоді

$$\sigma_{\max} = \frac{27,9 \cdot 10^3}{3215,36} + \frac{254,81}{803,8} = 9 \text{ МПа}.$$

Максимальне дотичне напруження [3, 4]:

$$\tau_{\max} = \frac{T_2}{W_{\text{т.в.п.}}}, \quad (6.5)$$

де $W_{\text{т.в.п.}}$ – полярний момент опору для найбільш небезпечного перерізу 2 тихохідного валу.

$$W_{\text{т.в.п.}} = \frac{\pi d_{\text{зв}2}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 32^3}{16} = 6430 \text{ мм}^3. \quad (6.6)$$

$$\tau_{\max} = \frac{70,2 \cdot 10^3}{6430} = 10,9 \text{ МПа}.$$

Встановимо величину допустимого еквівалентного напруження за наступною залежністю [3]:

$$[\sigma_{\text{екв}}] = \frac{\sigma_{0,2}}{[n_n]}, \quad (6.7)$$

де $\sigma_{0,2}$ – умовна межа текучості матеріалу, для сталі 45 $\sigma_{0,2} = 800 \text{ МПа}$;

$[n_n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності, який обирається з залежності від співвідношення $\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_B} = \frac{800}{1000} = 0,8$ ($\sigma_B = 1000 \text{ МПа}$ – межа міцності сталі 45), отже $[n_n] = 1,6$.

$$[\sigma_{\text{екв}}] = \frac{800}{1,6} = 500 \text{ МПа}.$$

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				74
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді, отримаємо еквівалентне напруження для найбільш небезпечного перерізу 2 тихохідного валу:

$$\sigma_{екв.} = \sqrt{9^2 + 3 \cdot 10,9^2} = 20,8 \text{ МПа} < [\sigma_{екв.}] = 500 \text{ МПа}.$$

З нерівності видно, що тихохідний вал коле успішно пройшов перевірку на статичну міцність.

6.1.2 Розрахунок на втомну міцність тихохідного валу головного редуктора

Розрахунок проводиться шляхом перевірки коефіцієнтів запасу міцності в небезпечних перерізах валів згідно з встановленою умовою $n \geq [n] = 1,5 \dots 2,5$.

У разі задоволення наступної умови, розрахунок на втому може бути пропущений:

$$\sigma_{екв.} \leq \frac{\varepsilon_{\sigma} \cdot \sigma_{-1}}{k_{\sigma}[n]}$$

$$20,8 \leq \frac{0,88 \cdot 400}{2,3 \cdot 1,6} = 95,6 \text{ МПа}.$$

Розрахунок на втому може бути пропущений в даному випадку.

6.2 Розрахунок на міцність валу-шестерні

6.2.1 Розрахунок на статичну міцність валу-шестерні

Виконуємо, на основі отриманих значень в попередньому розділі згинального і крутного моменту в найбільш небезпечному перерізі валу, перевірку його статичної міцності з метою уникнення пластичних деформацій валу при короточасних та пікових навантаженнях. Перевірку виконаємо на

		Гарник О.О.			МВ-9203, ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				75
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

основі еквівалентного напруження в небезпечному перерізі валу [8, 9] (див. рис. 5.2 розділу 5 п. 5.2).

Максимальне напруження розтягу [8, 9]:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{зг3}}}{W_{\text{ш.о.}}} + \frac{F_{\text{х1}}}{S_{\text{ш.3}}}, \quad (6.29)$$

де $W_{\text{ш.о.}}$ – осьовий момент опору, який діє в найбільш небезпечному перерізі 3 валу-шестерні, $S_{\text{ш.3}}$ – площа перерізу валу-шестерні в перерізі 3.

$$W_{\text{ш.о.}} = \frac{\pi d_{\text{зг1}}^3}{32}, \quad (6.30)$$

де $d_{\text{зг1}}$ – діаметр вала-шестерні для найбільш небезпечного перерізу 3, $d_{\text{зг1}} = 26,7 \text{ мм}$.

$$W_{\text{ш.о.}} = \frac{3,14 \cdot 26,7^3}{32} = 1867,7 \text{ мм}^3.$$

$$S_{\text{ш.3}} = \frac{\pi d_{\text{зг1}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 26,7^2}{4} = 559,6 \text{ мм}^2. \quad (6.31)$$

Тоді

$$\sigma_{\max} = \frac{27,9 \cdot 10^3}{1867,7} + \frac{192,7}{559,6} = 15,3 \text{ МПа}.$$

Максимальне дотичне напруження [8, 9]:

$$\tau_{\max} = \frac{T_1}{W_{\text{ш.п.}}}, \quad (6.5)$$

де $W_{\text{ш.п.}}$ – полярний момент опору для найбільш небезпечного перерізу 3 валу-шестерні.

$$W_{\text{ш.п.}} = \frac{\pi d_{\text{зг1}}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 26,7^3}{16} = 3735 \text{ мм}^3. \quad (6.6)$$

$$\tau_{\max} = \frac{15,9 \cdot 10^3}{3735} = 4,25 \text{ МПа.}$$

Значення допустимого еквівалентного напруження розрахуємо за наступною залежністю [8]:

$$[\sigma_{\text{екв}}] = \frac{\sigma_{0,2}}{[n_n]}, \quad (6.7)$$

де $\sigma_{0,2}$ – межа текучості матеріалу сталь 45, $\sigma_{0,2} = 800 \text{ МПа}$; $[n_n]$ – коефіцієнт запасу міцності визначається залежно від відношення: $\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_B} = \frac{800}{1000} = 0,8$ ($\sigma_B = 1000 \text{ МПа}$ – межа міцності сталі 45), отже $[n_n] = 1,6$.

$$[\sigma_{\text{екв}}] = \frac{800}{1,6} = 500 \text{ МПа.}$$

Еквівалентне напруження для найбільш небезпечного перерізу 3 валу-шестерні:

$$\sigma_{\text{екв.}} = \sqrt{15,3^2 + 3 \cdot 4,25^2} = 17 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{екв}}] = 500 \text{ МПа.}$$

Результат перевірки статичної міцності валу-шестерні є задовільним.

6.2.2 Розрахунок на втомну міцність вала-шестерні

Розрахунок здійснюється шляхом перевірки коефіцієнтів запасу міцності в небезпечних перерізах валу-шестерні згідно встановленої умови $n \geq [n] = 1,5 \dots 2,5$.

Якщо виконується наступна умова, розрахунок на втому можна не проводити:

$$\sigma_{\text{екв.}} \leq \frac{\varepsilon_{\sigma} \cdot \sigma_{-1}}{k_{\sigma} [n]}$$

$$17 \leq \frac{0,88 \cdot 400}{2,3 \cdot 1,6} = 95,6 \text{ МПа} .$$

Так як умова виконується, розрахунок на втому може бути знехтуваний.

6.3 Розрахунок на міцність валу-шестерні конічної

6.3.1 Розрахунок на статичну міцність валу-шестерні конічної

Перевірка на статичну міцність вала-шестерні конічної виконується аналогічно перевірці тихохідного валу. (п.6.1.1).

Перевірку виконаємо на основі еквівалентного напруження в небезпечному перерізі валу (див. рис. 5.3 розділу 5 п. 5.3).

Максимальне напруження розтягу [3, 4]:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{ш.к.2}}}{W_{\text{ш.к.о.}}} + \frac{F_{a4}}{S_{\text{ш.к.2}}}, \quad (6.37)$$

де $W_{\text{ш.к.о.}}$ – осьовий момент опору, який діє в найбільш небезпечному перерізі 2 валу-шестерні конічної, $S_{\text{ш.к.2}}$ – площа перерізу валу-шестерні конічної для найбільш небезпечного перерізу 2.

$$W_{\text{ш.к.о.}} = \frac{\pi d_{\text{ш.к.2}}^3}{32}, \quad (6.38)$$

де $d_{\text{ш.к.2}}$ – діаметр валу-шестерні для найбільш небезпечного перерізу 2, $d_{\text{ш.к.2}} = 20 \text{ мм}$.

$$W_{\text{ш.к.о.}} = \frac{3,14 \cdot 20^3}{32} = 785 \text{ мм}^3.$$

$$S_{\text{ш.к.2}} = \frac{\pi d_{\text{ш.к.2}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 20^2}{4} = 314 \text{ мм}^2. \quad (6.39)$$

Тоді

$$\sigma_{\max} = \frac{54,3 \cdot 10^3}{785} + \frac{149,13}{314} = 69,6 \text{ МПа}.$$

Максимальне дотичне напруження [8, 9]:

$$\tau_{\max} = \frac{T_3}{W_{\text{ш.к.п.}}}, \quad (6.40)$$

де $W_{\text{ш.к.п.}}$ – полярний момент опору для найбільш небезпечного перерізу 2 валу-шестерні конічної.

$$W_{\text{ш.к.п.}} = \frac{\pi d_{\text{в2}}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 20^3}{16} = 1570 \text{ мм}^3. \quad (6.41)$$

$$\tau_{\max} = \frac{22,23 \cdot 10^3}{1570} = 14,15 \text{ МПа}.$$

Вал-шестерня, так як і тихохідний вал, виготовляється з вуглецевої сталі марки 45. Отже допустиме значення еквівалентного напруження $[\sigma_{\text{екв}}] = 500 \text{ МПа}$.

Еквівалентне напруження для найбільш небезпечного перерізу 2 валу-шестерні конічної [3, 4]:

$$\sigma_{\text{екв.}} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2} = \sqrt{69,6^2 + 3 \cdot 14,15^2} = 73,8 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{екв}}] = 500 \text{ МПа}.$$

Вал-шестерня конічна успішно пройшла перевірку на статичну міцність.

6.3.2 Розрахунок на втомну міцність валу-шестерні конічної

Розрахунок проводиться шляхом перевірки коефіцієнтів запасу міцності в критичних перерізах валу згідно встановленої умови $n \geq [n] = 1,5 \dots 2,5$.

Якщо вказана умова виконується, розрахунок на втому може бути знехтуваний

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				79
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{екв.} \leq \frac{\varepsilon_{\sigma} \cdot \sigma_{-1}}{k_{\sigma}[n]}$$

$$73,8 \leq \frac{0,88 \cdot 400}{2,3 \cdot 1,6} = 95,6 \text{ МПа} .$$

В даному випадку розрахунок на втому може бути пропущений.

6.4 Розрахунок на міцність валу-шестерні хвостового редуктора

6.4.1 Розрахунок на статичну міцність валу-шестерні хвостового редуктора

Перевірка на статичну міцність валу-шестерні проводиться аналогічно перевірці тихохідного валу (п.6.1.1).

Перевірку виконаємо на основі еквівалентного напруження в небезпечному перерізі 2 валу (див. рис. 5.4 розділу 5 п. 5.4).

Максимальне напруження розтягу [8, 9]:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{ш.к.о.}}}{W_{\text{ш.к.о.}}} + \frac{F_{a5}}{S_{\text{ш.к5}}}, \quad (6.37)$$

де $W_{\text{ш.к.о.}}$ – осьовий момент опору, який діє в найбільш небезпечному перерізі 2 валу-шестерні, $S_{\text{ш.к5}}$ – площа перерізу вала-шестерні в перерізі 2.

$$W_{\text{ш.к.о.}} = \frac{\pi d_{\text{ш5}}^3}{32}, \quad (6.38)$$

де $d_{\text{ш5}}$ - діаметр валу-шестерні для найбільш небезпечного перерізу 2, $d_{\text{ш5}} = 26 \text{ мм} .$

$$W_{\text{ш.к.о.}} = \frac{3,14 \cdot 26^3}{32} = 1724 \text{ мм}^3 .$$

$$S_{\text{ш.к5}} = \frac{\pi d_{\text{ш5}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 26^2}{4} = 530 \text{ мм}^2 . \quad (6.39)$$

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				80
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді

$$\sigma_{\max} = \frac{37,6 \cdot 10^3}{1724} + \frac{301}{530} = 22,4 \text{ МПа}.$$

Максимальне дотичне напруження [8, 9]:

$$\tau_{\max} = \frac{T_3}{W_{\text{ш.к.п.}}}, \quad (6.40)$$

де $W_{\text{ш.к.п.}}$ – полярний момент опору для найбільш небезпечного перерізу 2 о валу-шестерні.

$$W_{\text{ш.к.п.}} = \frac{\pi d_{365}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 26^3}{16} = 3449 \text{ мм}^3. \quad (6.41)$$

$$\tau_{\max} = \frac{22,23 \cdot 10^3}{3449} = 6,44 \text{ МПа}.$$

Вал-шестерня, так само як і вал-колесо, виготовлена зі сталі 45. Відповідно, допустиме значення еквівалентного напруження: $[\sigma_{\text{екв}}] = 500 \text{ МПа}$.

Тоді, еквівалентне напруження для найбільш небезпечного перерізу 2 валу-шестерні [8, 9]:

$$\sigma_{\text{екв.}} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2} = \sqrt{22,4^2 + 3 \cdot 6,44^2} = 25 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{екв}}] = 500 \text{ МПа}.$$

Умова виконується. Отже, статична міцність буде забезпечена.

6.4.2 Розрахунок на втомну міцність валу-шестерні хвостового редуктора

Розрахунок проводиться шляхом перевірки коефіцієнтів запасу міцності в критичних перерізах валу відповідно до заданої умови $n \geq [n] = 1,5 \dots 2,5$.

У разі виконання даної умови, розрахунок на втому може бути пропущений:

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

$$\sigma_{екв.} \leq \frac{\varepsilon_{\sigma} \cdot \sigma_{-1}}{k_{\sigma}[n]}$$

$$25 \leq \frac{0,88 \cdot 400}{2,3 \cdot 1,6} = 95,6 \text{ МПа}.$$

Якщо дана умова виконується, розрахунок на втому може бути знехтуваний.

6.5 Розрахунок на міцність валу-шестерні рульового гвинта

6.5.1 Розрахунок на статичну міцність валу-шестерні рульового гвинта

Перевірка на статичну міцність вала-шестерні конічної проводиться аналогічно до тихохідного валу (п.6.1.1).

Перевірку виконаємо на основі еквівалентного напруження в небезпечному перерізі 2 валу (див. рис. 5.5 розділу 5 п. 5.5).

Максимальне напруження розтягу [8, 9]:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{зг6}}{W_{ш.к.о.}} + \frac{F_{a6}}{S_{ш.к6}}, \quad (6.37)$$

де $W_{ш.к.о.}$ – осьовий момент опору, який діє в найбільш небезпечному перерізі 2 валу-шестерні, $S_{ш.к6}$ – площа перерізу валу-шестерні в перерізі 2.

$$W_{ш.к.о.} = \frac{\pi(d_{зг6}^4 - d_{вн6}^4)}{32 \cdot d_{зг6}}, \quad (6.38)$$

де $d_{зг6}$ – зовнішній діаметр валу-шестерні в перерізі 2, $d_{зг6} = 32 \text{ мм}$; $d_{вн6}$ – внутрішній діаметр валу-шестерні в перерізі 2, $d_{вн6} = 13 \text{ мм}$.

$$W_{ш.к.о.} = \frac{3,14(32^4 - 13^4)}{32 \cdot 32} = 3127,7 \text{ мм}^3.$$

$$S_{ш.к6} = \frac{\pi(d_{зг6}^2 - d_{вн6}^2)}{4} = \frac{3,14(32^2 - 13^2)}{4} = 671 \text{ мм}^2. \quad (6.39)$$

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

Тоді

$$\sigma_{\max} = \frac{33,8 \cdot 10^3}{3127,7} + \frac{301}{671} = 11,2 \text{ МПа}.$$

Максимальне дотичне напруження [8, 9]:

$$\tau_{\max} = \frac{T_3}{W_{\text{ш.к.п.}}}, \quad (6.40)$$

де $W_{\text{ш.к.п.}}$ – полярний момент опору в перерізі 2 валу-шестерні.

$$W_{\text{ш.к.п.}} = \frac{\pi(d_{\text{зг6}}^4 - d_{\text{вн6}}^4)}{16 \cdot d_{\text{зг6}}} = \frac{3,14(32^4 - 13^4)}{16 \cdot 32} = 6255 \text{ мм}^3. \quad (6.41)$$

$$\tau_{\max} = \frac{22,23 \cdot 10^3}{6255} = 3,55 \text{ МПа}.$$

Вал-шестерня має буде виготовлюється із сталі 45. Відповідно допустиме еквівалентного напруження: $[\sigma_{\text{екв}}] = 500 \text{ МПа}$.

Тоді, еквівалентне напруження для найбільш небезпечного перерізу 2 валу-шестерні [8, 9]:

$$\sigma_{\text{екв.}} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2} = \sqrt{11,2^2 + 3 \cdot 3,55^2} = 12,8 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{екв}}] = 500 \text{ МПа}.$$

Вал-шестерня 2 конічна перевірку статичної міцності пройшла успішно.

6.5.2 Розрахунок на втомну міцність валу-шестерні рульового гвинта

Розрахунок проводиться шляхом перевірки коефіцієнтів запасу міцності в критичних перерізах валу відповідно до заданої умови $n \geq [n] = 1,5 \dots 2,5$.

У разі виконання наступної умови, розрахунком на втому можна нехтувати:

$$\sigma_{\text{екв.}} \leq \frac{\varepsilon_{\sigma} \cdot \sigma_{-1}}{k_{\sigma}[n]}$$

$$12,8 \leq \frac{0,88 \cdot 400}{2,3 \cdot 1,6} = 95,6 \text{ МПа} .$$

Розрахунком на втому можна нехтувати.

		Гарник О.О.			МВ-9203,ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				84
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 7. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ

7.1 Розрахунок підшипників тихохідного валу головного редуктора

Під час конструктивного опрацювання в опорах тихохідного валу були установлені в опорах А та Б – роликові радіально-упорні підшипники 7205.

З характеристик підшипника 7205 можна отримати його динамічну вантажопідйомність $C_A = 24000$ Н та статичну вантажопідйомність $C_{A0} = 17500$ Н. Радіальні навантаження (розділ 5 п. 5.1):

- на підшипник в опорі А – $F_1 = 964$ Н;
- на підшипник в опорі Б – $F_2 = 1749,2$ Н.

Осьове зовнішнє навантаження на підшипники $F_X = 254,81$ Н.

Виконаємо розрахунок еквівалентного динамічного навантаження на підшипники, використовуючи наступну формулу [8, 9]:

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\delta K_T, \quad (7.1)$$

де V – коефіцієнт обертання, $V=1$ через обертання внутрішнього кільця; X і Y – коефіцієнти для радіального та осьового навантаження відповідно; F_r і F_a – радіальне і повне осьове навантаження на підшипник; K_δ – коефіцієнт безпеки, приймаємо $K_\delta = 1,3$; K_T – температурний коефіцієнт, приймаємо $K_T = 1,1$.

Найбільша радіальна сила діє в опорі Б, і тому по ній ми будемо рахувати підшипники.

Із каталогу по підшипнику 7205 видно, що коефіцієнт $e = 0,35$.

Через це осьова складова сили, що діє на підшипники в опорах А і Б:

$$F_{sA} = e \cdot F_1 = 0,35 \cdot 964 = 337,4 \text{ Н.}$$

$$F_{sB} = e \cdot F_2 = 0,35 \cdot 1749,2 = 612,22 \text{ Н.} \quad (7.2)$$

Повне осьове навантаження, що діє на підшипник в опорі А:

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

$$F_{aB} = F_{sB} = 612,22; \quad (7.3)$$

$$F_{aA} = 612,22 - 254,81 = 357,41 \text{ Н.}$$

Виконаємо перевірку $\sum F_a = 0$;

$$F_{aB} - F_{aA} - F_X = 612,22 - 254,81 - 357,41 = 0.$$

Найбільш навантажений підшипник в опорі Б

Визначаємо відношення

$$\frac{F_{aB}}{F_2} = \frac{612,22}{1749,2} = 0,35 = e = 0,35. \quad (7.5)$$

Тоді приймаємо коефіцієнти радіальних та осьових навантажень:
 $X = 1$; $Y = 0$.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник 2 в опорі Б можна розрахувати скориставшись наступною формулою:

$$P_B = (XVF_2 + YF_{aB})K_\sigma K_T = (1 \cdot 1 \cdot 1749,2 + 0 \cdot 612,22) \cdot 1,3 \cdot 1,1 = 2501 \text{ Н.}$$

Приймаємо, що довговічність підшипників в годинах має складати
 $L_h = 10000 \text{ год}$ [8].

Тоді необхідний ресурс роботи підшипника вала колеса [8]:

$$L_2 = \frac{60 \cdot n_2 \cdot L_h}{10^6}, \quad (7.6)$$

де n_1 – частота обертів вала колеса, $n_2 = 652 \text{ хв}^{-1}$.

$$L_2 = \frac{60 \cdot 652 \cdot 10000}{10^6} = 391 \text{ млн. об.}$$

Тоді потрібна динамічна вантажопідйомність [8]:

$$C = P_{3,33} \sqrt{\frac{L_2}{a_1 a_{23}}}, \quad (7.7)$$

де a_1 – коефіцієнт, що при 95% надійності $a_1 = 0,62$; a_{23} – коефіцієнт, який враховує умови експлуатації підшипників та якість матеріалу підшипника, приймаємо $a_{23} = 1$ [8].

Тоді для підшипників в опорі Б:

$$C_B = 2501^{3,33} \sqrt{\frac{391}{0,62 \cdot 1}} = 17300 \text{ Н.}$$

Це менше за динамічну вантажопідйомність підшипника в опорі Б ($C_B = 21600 \text{ Н}$). Отже приймаємо остаточно, що в опорах А та Б будуть встановлені роликові радіально-упорні підшипники 7205.

7.2 Розрахунок підшипників швидкохідного вала-шестерні

Під час конструктивного опрацювання валу-шестерні в його опорах було встановлено два радіально-упорних підшипника 7204.

З характеристик підшипника 7204 можна отримати, що його динамічна вантажопідйомність $C_{пр} = 21600 \text{ Н}$, статична вантажопідйомність $C_{пр0} = 15400 \text{ Н}$.

Радіальні навантаження (розділ 5 п. 5.2):

- на підшипник в опорі В – $F_3 = 293,3 \text{ Н}$;
- на підшипник в опорі Г – $F_4 = 680 \text{ Н}$.

Осьове зовнішнє навантаження на підшипники $F_{Х1} = 192,7 \text{ Н}$.

Із каталогу по підшипнику 7204 видно, що коефіцієнт $e = 0,35$.

Тоді осьові складові сили, що діятимуть на підшипники в опорах В і Г:

$$F_{sB} = e \cdot F_3 = 0,35 \cdot 293,3 = 118,1 \text{ Н.}$$

$$F_{sГ} = e \cdot F_4 = 0,35 \cdot 680 = 238 \text{ Н.} \quad (7.8)$$

Повне осьове навантаження на підшипники:

		Гарник О.О.			МВ-9203, ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

$$F_{aB} = F_{sB} = 118,1 \text{ Н}; \quad (7.8)$$

$$F_{a\Gamma} = 118,1 + 192,7 = 310,8 \text{ Н}.$$

Виконаємо перевірку $\sum F_a = 0$;

$$F_{a\Gamma} - F_{aB} - F_X = 310,8 - 118,1 - 192,7 = 0.$$

Найбільш навантажений підшипник в опорі Г

Визначаємо відношення

$$\frac{F_{aB}}{F_2} = \frac{310,8}{680} = 0,46 > e = 0,35. \quad (7.10)$$

Тоді приймаємо коефіцієнти радіальних та осьових навантажень:
 $X = 0,45$; $Y = 1,22$.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник в опорі Г можна розрахувати скориставшись наступною формулою:

$$P_{\Gamma} = (XVF_3 + YF_{a\Gamma})K_{\sigma}K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 680 + 1,22 \cdot 310,8) \cdot 1,3 \cdot 1,1 = 979,8 \text{ Н}.$$

Приймаємо, що довговічність підшипників у годинах складатиме
 $L_h = 10000 \text{ год}$ [8].

Тоді необхідний ресурс роботи підшипника вала-шестерні [3]:

$$L_1 = \frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}, \quad (7.11)$$

де n_1 – частота обертів вала-шестерні, $n_1 = 3000 \text{ хв}^{-1}$.

$$L_1 = \frac{60 \cdot 3000 \cdot 10000}{10^6} = 1800 \text{ млн. об.}$$

Тоді потрібна динамічна вантажопідйомність [8]:

$$C = P_{3,33} \sqrt{\frac{L_1}{a_1 a_{23}}}, \quad (7.12)$$

де a_1 – коефіцієнт, що приймаємо при 95% надійності $a_1 = 0,62$; a_{23} – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації підшипників та якість матеріалу деталей підшипника, приймаємо $a_{23} = 1$ [8].

Тоді для підшипників в опорі Г:

$$C_B = 979,8^{3,33} \sqrt{\frac{1800}{0,62 \cdot 1}} = 10715 \text{ Н.}$$

Що є менше за динамічну вантажопідйомність підшипника в опорі Г ($C_B = 21600 \text{ Н}$). Отже приймаємо остаточно, що в опорах В та Г будуть встановлені роликові радіально-упорні підшипники 7204.

7.3 Розрахунок підшипників валу-шестерні конічної

Під час конструктивного опрацювання в опорах валу-шестерні були встановлені підшипники SKF 32205.

Радіальні навантаження (розділ 5 п. 5.3):

- на підшипник в опорі Е – $F_5 = 3589 \text{ Н}$;
- на підшипник в опорі Д – $F_4 = 2452 \text{ Н}$.

Осьове зовнішнє навантаження на підшипники $F_{x4} = 149,13 \text{ Н}$.

Коефіцієнт $e = 0,35$.

Тоді осьові сили:

$$F_{sE} = e \cdot F_5 = 0,35 \cdot 3589 = 1256 \text{ Н,}$$

$$F_{sD} = e \cdot F_5 = 0,35 \cdot 2452 = 858,2 \text{ Н.}$$

Повне осьове навантаження на підшипники:

$$F_{aD} = 1256 - 149,13 = 1109 \text{ Н;} \quad (7.13)$$

$$F_{aE} = 1256 \text{ Н.}$$

Виконаємо перевірку $\sum F_a = 0$;

$$F_{aE} - F_{aD} - F_X = 1256 - 149,13 - 1109 = 0.$$

Найбільш навантажений підшипник в опорі E

Визначасмо відношення

$$\frac{F_{aE}}{F_5} = \frac{1256}{3589} = 0,349 < e = 0,35. \quad (7.14)$$

Коефіцієнти радіальних та осьових навантажень: $X = 1$; $Y = 0$.

В опорі E еквівалентне динамічне навантаження на підшипник розраховується за формулою:

$$P_E = (XVF_3 + YF_{aE})K_\sigma K_T = (1 \cdot 1 \cdot 3589 + 0 \cdot 1256) \cdot 1,1 \cdot 1 = 3947 \text{ Н}.$$

Приймаємо, що довговічність підшипників в годинах має складати $L_h = 10000$ год [8].

Тоді необхідний ресурс роботи підшипника валу-шестерні [8]:

$$L_3 = \frac{60 \cdot n_3 \cdot L_h}{10^6}, \quad (7.15)$$

де n_3 – частота обертів валу-шестерні конічної, $n_3 = 1910 \text{ хв}^{-1}$.

$$L_3 = \frac{60 \cdot 1910 \cdot 10000}{10^6} = 1146 \text{ млн. об.}$$

Тоді потрібна динамічна вантажопідйомність [8]:

$$C = P_{3,33} \sqrt{\frac{L_3}{a_1 a_{23}}}, \quad (7.16)$$

де a_1 – коефіцієнт, що приймаємо при 95% надійності $a_1 = 0,62$; a_{23} – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації підшипників та якість матеріалу деталей підшипника, приймаємо $a_{23} = 1$ [8].

Тоді для підшипників в опорі E:

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		90

$$C_E = 3947^{3,33} \sqrt{\frac{1146}{0,62 \cdot 1}} = 37696 \text{ Н.}$$

Що є менше за динамічну вантажопідйомність підшипника в опорі Е ($C_E = 38100 \text{ Н}$). Тоді остаточно приймаємо, що в опорах Е та Д будуть встановлені роликові радіально-упорні підшипники SKF 32205.

7.4 Розрахунок підшипників валу-шестерні конічної хвостового редуктора

Під час конструктивного опрацювання в опорах валу-шестерні хвостового редуктора були встановлені підшипники SKF 33205.

Радіальні навантаження (розділ 5 п. 5.4):

- на підшипник в опорі Ж – $F_7 = 3892 \text{ Н}$;
- на підшипник в опорі З – $F_8 = 2931 \text{ Н}$.

Осьове зовнішнє навантаження на підшипники $F_{X4} = 301 \text{ Н}$.

Коефіцієнт $e = 0,35$.

Осьові сили:

$$F_{sЖ} = e \cdot F_5 = 0,35 \cdot 3892 = 1362 \text{ Н,}$$

$$F_{sЗ} = e \cdot F_5 = 0,35 \cdot 2931 = 1026 \text{ Н.}$$

Повне осьове навантаження на підшипники:

$$F_{aЗ} = 1362 - 301 = 1061 \text{ Н;} \quad (7.17)$$

$$F_{aЖ} = 1362 \text{ Н.}$$

Виконаємо перевірку $\sum F_a = 0$;

$$F_{aЖ} - F_{aЗ} - F_X = 1362 - 1061 - 301 = 0.$$

Найбільш навантажений підшипник в опорі Ж

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				91
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо відношення

$$\frac{F_{a\text{ж}}}{F_7} = \frac{1362}{3892} = 0,349 < e = 0,35. \quad (7.18)$$

Тоді приймаємо коефіцієнти радіальних та осьових навантажень:
 $X = 1; Y = 0.$

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник в опорі Ж можна розрахувати скориставшись наступною формулою:

$$P_{\text{ж}} = (XVF_7 + YF_{a\text{ж}})K_o K_T = (1 \cdot 1 \cdot 3892 + 0 \cdot 1362) \cdot 1,3 \cdot 1,1 = 5565 \text{ Н}.$$

Приймаємо, що довговічність підшипників в годинах має складати
 $L_h = 10000 \text{ год [8].}$

Необхідний ресурс роботи підшипника валу-шестерні [8]:

$$L_5 = \frac{60 \cdot n_3 \cdot L_h}{10^6}, \quad (7.19)$$

де n_3 – частота обертів валу-шестерні конічної, $n_3 = 1910 \text{ хв}^{-1}$.

$$L_5 = \frac{60 \cdot 1910 \cdot 10000}{10^6} = 1146 \text{ млн. об.}$$

Тоді потрібна динамічна вантажопідйомність [8]:

$$C = P_{3,33} \sqrt{\frac{L_5}{a_1 a_{23}}}, \quad (7.10)$$

де a_1 – коефіцієнт, що приймаємо при 95% надійності $a_1 = 0,62$; a_{23} – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації підшипників та якість матеріалу деталей підшипника, приймаємо $a_{23} = 1$ [8].

Тоді для підшипників в опорі Ж:

$$C_{\text{ж}} = 5565^{3,33} \sqrt{\frac{1146}{0,62 \cdot 1}} = 53149 \text{ Н}.$$

Що є менше за динамічну вантажопідйомність підшипника в опорі Ж ($C_{\text{ж}} = 57900 \text{ Н}$). Отже приймаємо остаточно, що в опорах Ж та З будуть встановлені роликові радіально-упорні підшипники SKF 33205.

7.5 Розрахунок підшипників валу-шестерні рульового гвинта

Під час конструктивного опрацювання в опорах валу-шестерні рульового гвинта були встановлені підшипники SKF 320/32 X.

Радіальні навантаження (розділ 5 п. 5.5):

на підшипник в опорі І – $F_9 = 3077 \text{ Н}$;

на підшипник в опорі К – $F_{10} = 1879 \text{ Н}$.

Осьове зовнішнє навантаження на підшипники $F_{\text{Х6}} = 301 \text{ Н}$.

Коефіцієнт $e = 0,46$.

Тоді осьові сили:

$$F_{sI} = e \cdot F_5 = 0,46 \cdot 3077 = 1415 \text{ Н},$$

$$F_{sK} = e \cdot F_5 = 0,46 \cdot 1879 = 864 \text{ Н}.$$

Повне осьове навантаження на підшипники:

$$F_{aK} = 1415 - 301 = 1114 \text{ Н}; \quad (7.21)$$

$$F_{aI} = 1415 \text{ Н}.$$

Виконаємо перевірку $\sum F_a = 0$;

$$F_{aЖ} - F_{aЗ} - F_{\text{Х}} = 1415 - 1114 - 301 = 0.$$

Найбільш навантажений підшипник в опорі І

Визначаємо відношення

$$\frac{F_{aI}}{F_9} = \frac{1415}{3077} = 0,459 < e = 0,46. \quad (7.22)$$

Маємо наступні коефіцієнти радіальних та осьових навантажень:
 $X = 1; Y = 0.$

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник в опорі І можна розрахувати скориставшись формулою:

$$P_I = (XVF_9 + YF_{at})K_\theta K_T = (1 \cdot 1 \cdot 3077 + 0 \cdot 1415) \cdot 1,3 \cdot 1,1 = 4400 \text{ Н}.$$

Приймаємо, що довговічність підшипників в годинах має складати
 $L_h = 10000 \text{ год [8].}$

Тоді необхідний ресурс роботи підшипника валу-шестерні [8]:

$$L_6 = \frac{60 \cdot n_3 \cdot L_h}{10^6}, \quad (7.23)$$

де n_3 – частота обертів валу-шестерні конічної, $n_3 = 1910 \text{ хв}^{-1}$.

$$L_6 = \frac{60 \cdot 1910 \cdot 10000}{10^6} = 1146 \text{ млн. об.}$$

Потрібна динамічна вантажопідйомність [8]:

$$C = P^{3,33} \sqrt{\frac{L_6}{a_1 a_{23}}}, \quad (7.24)$$

де a_1 – коефіцієнт, що приймаємо при 95% надійності $a_1 = 0,62$; a_{23} – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації підшипників та якість матеріалу деталей підшипника, приймаємо $a_{23} = 1$ [8].

Тоді для підшипників в опорі І:

$$C_I = 4400^{3,33} \sqrt{\frac{1146}{0,62 \cdot 1}} = 42023 \text{ Н}.$$

Що є менше за динамічну вантажопідйомність підшипника в опорі І ($C_I = 45100 \text{ Н}$). Тоді приймаємо остаточно, що в опорах І та К валу-шестерні рульового гвинта будуть встановлені роликові радіально-упорні підшипники SKF 320/32 X.

		Гарник О.О.			МВ-9203, ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				94
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ

8.1 Перевірний розрахунок для вал-шестерні циліндричної

Допустиме напруження зминання для шпонкових з'єднань складає $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 120$ МПа.

Напруження зминання шпонки [9]:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d_{ш} \cdot h_{ш} \cdot l_p} \leq [\sigma_{зм}], \quad (8.1)$$

де $d_{ш}$ – діаметр осі де розміщена шпонка, $d_{ш} = 15$ мм; $h_{ш}$ – висота шпонки, $h_{ш} = 3$ мм; l_p – робоча довжина шпонки, $l_p = l - b = 36 - 5 = 31$ мм ($l = 36$ мм і $b = 5$ мм відповідно, довжина і ширина шпонки)[9].

$$\sigma_{зм} = \frac{4T_1}{d_{ш} \cdot h_{ш} \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 15,9 \cdot 10^3}{15 \cdot 3 \cdot 31} = 45,29 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 100 \text{ МПа.}$$

Отже, шпонкове з'єднання перевірку на міцність пройшло[4].

8.2 Перевірний розрахунок для тихохідного валу

Допустиме напруження зминання шпонкових з'єднань складає $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 120$ МПа.

Напруження зминання шпонки [9]:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d_{ш} \cdot h_{ш} \cdot l_p} \div 2 \leq [\sigma_{зм}], \quad (8.2)$$

де $d_{ш}$ – діаметр осі де розміщена шпонка, $d_{ш} = 32$ мм; $h_{ш}$ – висота шпонки, $h_{ш} = 5$ мм; l_p – робоча довжина шпонки, $l_p = l - b = 32 - 10 = 22$ мм ($l = 32$ мм і $b = 10$ мм відповідно, довжина і ширина шпонки)[9].

$$\sigma_{зм} = \frac{4T_1}{d_{ш} \cdot h_{ш} \cdot l_p} \div 2 = \frac{4 \cdot 70,2 \cdot 10^3}{32 \cdot 5 \cdot 22} \div 2 = 54,48 \div 2 = 27,24 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 100 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження зминання для шпонкових з'єднань складає $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 120 \text{ МПа}$.

Напруження зминання шпонки [9]:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d_{ш} \cdot h_{ш} \cdot l_p} \leq [\sigma_{зм}], \quad (8.3)$$

де $d_{ш}$ – діаметр осі де розміщена шпонка, $d_{ш} = 18 \text{ мм}$; $h_{ш}$ – висота шпонки, $h_{ш} = 3.5 \text{ мм}$; l_p – робоча довжина шпонки, $l_p = l - b = 50 - 6 = 44 \text{ мм}$ ($l = 50 \text{ мм}$ і $b = 6 \text{ мм}$ відповідно, довжина і ширина шпонки)[9].

$$\sigma_{зм} = \frac{4T_1}{d_{ш} \cdot h_{ш} \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 70,2 \cdot 10^3}{18 \cdot 3.5 \cdot 44} = 101,29 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 120 \text{ МПа}.$$

Отже, шпонкове з'єднання перевірку на міцність пройшло[4].

8.3 Перевірний розрахунок для вал-шестерні конічної

Допустиме напруження зминання для шпонкових з'єднань складає $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 120 \text{ МПа}$.

Напруження зминання шпонки [9]:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d_{ш} \cdot h_{ш} \cdot l_p} \leq [\sigma_{зм}], \quad (8.4)$$

де $d_{ш}$ – діаметр осі де розміщена шпонка, $d_{ш} = 15 \text{ мм}$; $h_{ш}$ – висота шпонки, $h_{ш} = 3 \text{ мм}$; l_p – робоча довжина шпонки, $l_p = l - b = 36 - 5 = 31 \text{ мм}$ ($l = 36 \text{ мм}$ і $b = 5 \text{ мм}$ відповідно, довжина і ширина шпонки)[9].

$$\sigma_{зм} = \frac{4T_1}{d_{ш} \cdot h_{ш} \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 22,23 \cdot 10^3}{15 \cdot 3 \cdot 31} = 63,74 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 100 \text{ МПа}.$$

Отже, шпонкове з'єднання перевірку на міцність пройшло.

Висновок

Дипломний проєкт присвячений розробці приводу несучого гвинта гвинтокрила і включає аналіз структури та проектування приводу такої машини. В проєкті проведено кінематичний і силовий розрахунок приводу гвинтокрила, визначено параметри зубчастих передач (циліндричної і конічної), а також проведено розрахунок конічного зачеплення хвостового редуктора.

Також в дипломному проєкті виконано аналіз реакцій в підшипниках і побудову епюр згинальних та крутних моментів для різних валів. Проведений розрахунок валів на міцність для різних частин системи, включаючи тихохідний вал головного редуктора, вал-шестерні, вал-шестерні конічної та валів хвостового редуктора.

Для забезпечення надійності системи було виконано розрахунок підшипників для кожної з перелічених частин. Крім того, проведений розрахунок шпонкових з'єднань.

Дипломний проєкт надає комплексний підхід до розробки приводу несучого гвинта безпілотних гвинтокрилів, включаючи розрахунки приводу, передач, валів, підшипників та з'єднань. Результати проєкту можуть бути використані в практичних додатках для розробки та вдосконалення подібних безпілотних систем.

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Моисеев В. С. Прикладная теория управления беспилотными летательными аппаратами / В. С. Моисеев., 2013. – 768 с.
2. Співвісна схема гвинтів [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://uk.wikipedia.org/wiki/Співвісна_схема_гвинтів.
3. UAV HELICOPTERS. Fetters AeroSpace [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://fetttersaerospace.com/uav-helicopters.html>.
4. Авакумов М. В. Расчет цилиндрических зубчатых передач: методические указания / М. В. Авакумов, А. Б. Коновалов. – СПб ГТУРП. – СПб., 2012. – 45 с.
5. Печников А. Ф. Ваньшин А.И. Детали машин. Расчет механических передач: Пособие / А. Ф. Печников, А. И. Ваньшин. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2003. – 140 с.
6. Кірієнко, О. А. Теорія механізмів і машин. Деталі машин. Розрахунки механічних передач: навчальний посібник для студентів, які навчаються за технічними спеціальностями / О. А. Кірієнко, Ю. М. Гузенко ; НТУУ «КПІ» ; відп. ред. Ю. М. Данильченко. НТУУ «КПІ», 2016. – 188 с.
7. Стадник В. А. Розрахунок та конструювання зубчастих передач: методичні вказівки до виконання домашніх контрольних робіт з дисципліни «Деталі машин» для студентів машинобудівних і механічних спеціальностей усіх форм навчання / В. А. Стадник. – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – 112 с.
8. Стадник В. А. Розрахунок та конструювання валів. Вибір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю: Метод. вказівки до викон. розрахунково-графічних робіт з дисципліни “Деталі машин” для суд. машинобудівних спец. усіх форм навчання / В. А. Стадник. – Київ: ІВЦ “Видавництво “Політехніка””, 2004. – 108 с.
9. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. – 3-изд., перераб. и доп. – Х. Основа, 1991 – 276 с.
10. Чернавський С. О. Курсове проектування деталей машин: Навчальний посібник для технікумів / С. О. Чернавський. – Київ, 2004. – 265с.
11. Дудник В. В. Конструкция вертолетов / В. В. Дудник., 2005. – 157с.
12. IV Всесоюзный смотр-конкурс сверхлегких летательных аппаратов самодеятельной постройки [Текст] : [Москва, 19-30 авг. 1987 г.]: Отчет техн. комис. / Всесоюзный смотр-конкурс сверхлегких летательных аппаратов

самостоятельной постройки (4 ; 1987 ; Москва). - Новосибирск : СибНИА, 1990. - 255 с.

13. Моисеев В. С. Беспилотные Вертолеты Современное Состояние И Перспективы Развития / В. С. Моисеев., 2019. – 126 с.

14. Design and application of an Electric Tail Rotor Drive Control (ETRDC) for helicopters with performance tests [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа до ресурсу: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1000936118302383#e0025>.

		Гарник О.О.			МВ-9203.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				99
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТКИ

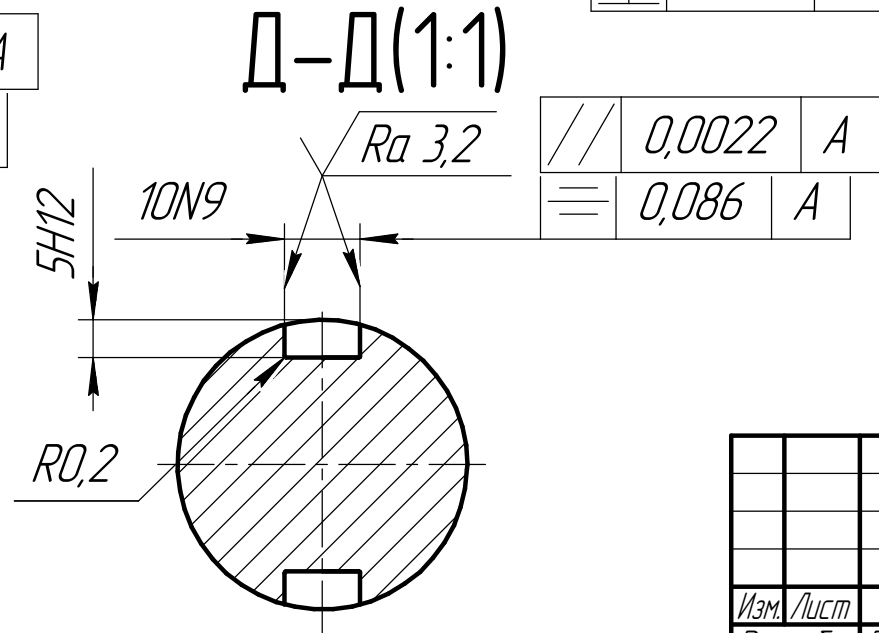
		Гарник О.О.			МВ-9203,ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		100

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме- чание
						Документация		
		A1			MB9203.ДБП230.000.СК	Редуктор кресленик складальний		
						Детали		
		A3	1		MB9203.ДБП230.001	Вал	1	
		A3	2		MB9203.ДБП230.002	Вал шестерня	1	
		A3	3		MB9203.ДБП230.003	Вал шестерня	1	
		A3	4		MB9203.ДБП230.004	Колесо зубчасте	1	
		A3	5		MB9203.ДБП230.005	Колесо зубчасте	1	
		A1	6		MB9203.ДБП230.006	Корпус передній	1	
		A1	7		MB9203.ДБП230.007	Корпус середній	1	
		A1	8		MB9203.ДБП230.008	Корпус задній	1	
		A4	9		MB9203.ДБП230.009	Кришка наскрізна	2	
		A4	10		MB9203.ДБП230.010	Кришка наскрізна	1	
		A4	11		MB9203.ДБП230.011	Кришка глуха	1	
		A4	12		MB9203.ДБП230.012	Кришка глуха	1	
		A4	13		MB9203.ДБП230.013	Стакан	1	
		A4	14		MB9203.ДБП230.014	Диск	1	
		A4	15		MB9203.ДБП230.015	Втулка	1	
		A4	16		MB9203.ДБП230.016	Втулка	1	
		A4	17		MB9203.ДБП230.017	Проставка	1	
		A4	18		MB9203.ДБП230.018	Втулка	1	
		A4	19		MB9203.ДБП230.019	Проставка	1	

Перв. примен.		Справ. №		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание			
								Документация					
				A1			MB9203.ДБП230.100.СК	Редуктор кресленик складальный					
								Детали					
				A1	1		MB9203.ДБП230.101	Вал-шестерня	1				
				A1	2		MB9203.ДБП230.102	Вал-шестерня	1				
				A1	3		MB9203.ДБП230.103	Корпус	1				
				A4	4		MB9203.ДБП230.104	Кришка наскрізна	1				
				A4	5		MB9203.ДБП230.105	Кришка наскрізна	1				
				A4	6		MB9203.ДБП230.106	Кришка наскрізна	1				
				A4	7		MB9203.ДБП230.107	Стакан	1				
				A4	8		MB9203.ДБП230.108	Стакан	1				
				A1	9		MB9203.ДБП230.109	Опора лінійного двигуна	1				
				A4	10		MB9203.ДБП230.110	Втулка	1				
				A4	11		MB9203.ДБП230.111	Втулка	1				
				A1	12		MB9203.ДБП230.112	Шток	1				
				A4	13		MB9203.ДБП230.113	Втулка	1				
				A4	14		MB9203.ДБП230.114	З'єднувальний елемент	1				
				A4	20		MB9203.ДБП230.120	Астуніх L12-50-50-6-1	1				
				A1	21		MB9203.ДБП230.121	Маслопокажчик	1				
				A4	23		MB9203.ДБП230.123	Корпус	1				
				A4	24		MB9203.ДБП230.124	Манжета під вал	1				
				A4	25		MB9203.ДБП230.125	Манжета під шток					
								MB9203.ДБП230.100СП					
				Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Редуктор специфікація		Лит.	Лист	Листов
				Разраб.	Гарник О.О.							1	2
				Пров.	Проценко П.Ю.						ННТУ КПІ ім. Ігоря Сікорського гр.МВ-92		
				Н.контр.									
				Утв.									

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
						Документация			
		A1			MB9203.ДБП230.000ВЗ	Привід кресленик складальний			
						Сборочные единицы			
		A1	1		MB9203.ДБП230.000СК	Редуктор	1		
						Детали			
		A3	2		MB9203.ДБП230.020	Рама складальна	1		
		A3	3		MB9203.ДБП230.021	Муфта ГОСТ 20761-96	1		
						Стандартные изделия			
			4			Електродигун Nova 5-50 WK	1		
			5			Болт М6,5*25 ГОСТ 7798-70	6		
			6			Шайба 6,5Т.3х10 ГОСТ 6402-70	6		
			7			Гайка М6,5 ГОСТ 5916-70	6		
			8			Гвинт М4 *16 ГОСТ 11644-75	6		
			9			Гвинт М10*45 ГОСТ 11644-75	9		
						MB9203.ДБП230.001СП			
		Изм. Лист	№ докум.		Подп.	Дата			
		Разраб.	Гарник О.О.						
		Пров.	Проценко П.Ю.						
		Н.контр.							
		Утв.							
		Привід складальний кресленик					Лит.	Лист	Листов
								1	2
							НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського зр.МВ-92		

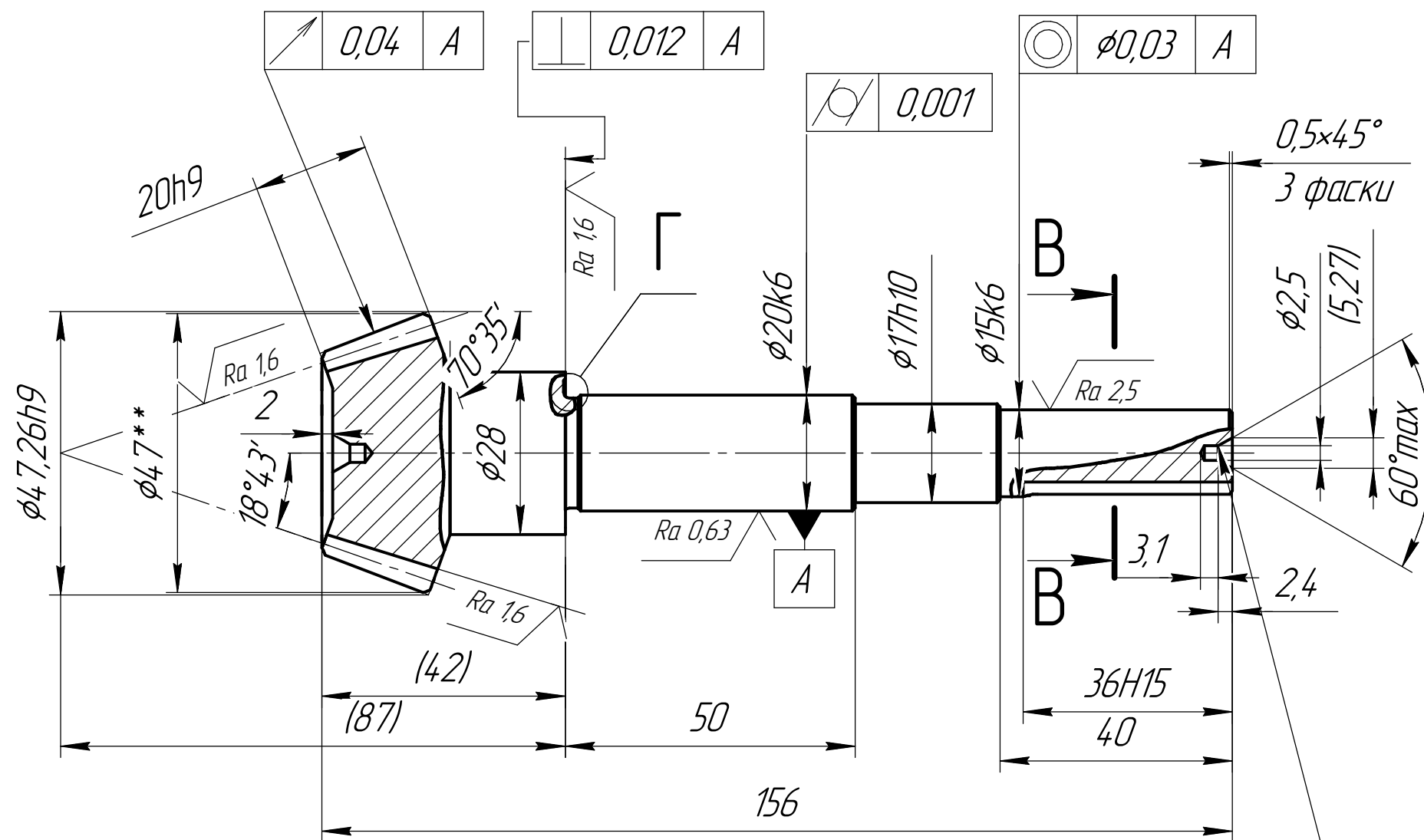
[illegible]



					МВ9203.ДБП230.001			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Вал	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Гарник О.О.							1:1
Пров.	Проценко П.Ю.							
Т.контр.						Лист	Листов	1
Н.контр.					Сталь 45 ГОСТ 1050-2013	НТУУ КІПі ім. Ізоря Сікорського гр.МВ-92		
Утв.								

MB9203.1617230.003

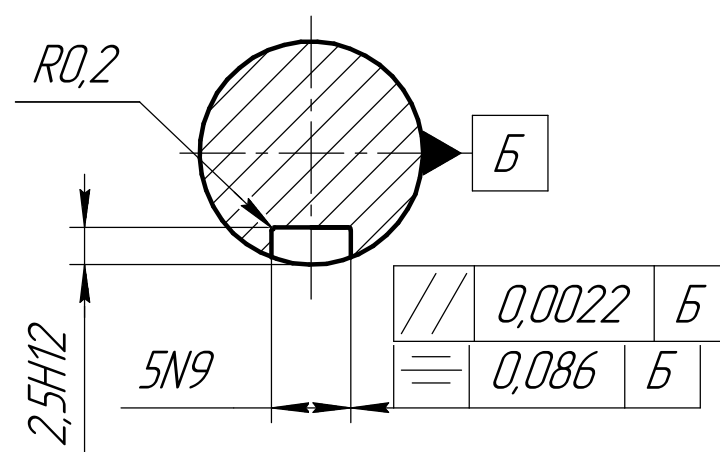
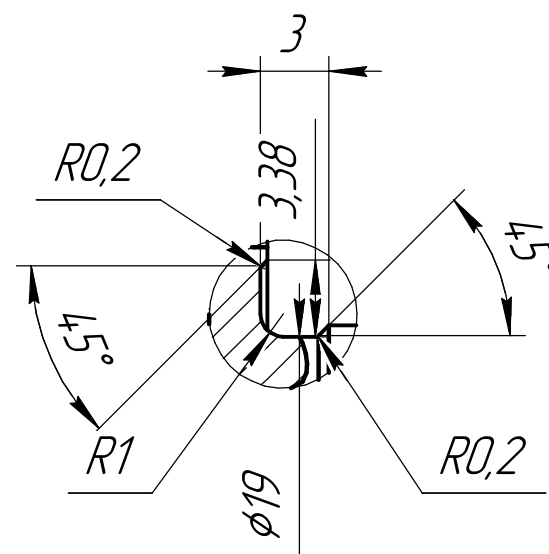
$\sqrt{Ra\ 6,3(\sqrt{1})}$



Середній нормальний модуль	m_n	2,25
Кількість зубців	z	19
Тип зуба	–	Прямозубі
Вихідний контур	–	ГОСТ 13754-81
Кут ділильного конуса	δ	18°43'
Степінь точності	–	8-B
Міжосьовий кут передачі	Σ	90°
Зовнішній коловий модуль	m_e	2,25
Зовнішня конусна відстань	R_e	67,6
Середня конусна відстань	R	57,6
Середній ділильний діаметр	d	36,1
Зовнішня висота зуба	h_e	4,95

2 отв. центр.
А2.5 ГОСТ 14034-77

Б – Б (2:1)

 $\Gamma(2.5:1)$ 

1. 220 НВ тіп.
2. () Розміри для довідок
3. * * Поверхню $\phi 47$ обробити після нарізання зубців
4. ДСТУ ISO 2768-МК
5. Радіус скруглення 1 мм. max.

					МВ9203.ДБП230.003			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Вал шестерня	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Гарник О.О.							1:1
Пров.	Проценко П.Ю.							
Т.контр.						Лист	Листов	1
Н.контр.						НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського		
Утв.					Сталь 45 ГОСТ 1050-2013	зр.МВ-92		

Копировал

Формат А3

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инд. № ауд.

Взам. инд. №

Подп. и дата

Инд. № подл.

МВ9203.ДБП230.002

√ Ra 6,3(√1)

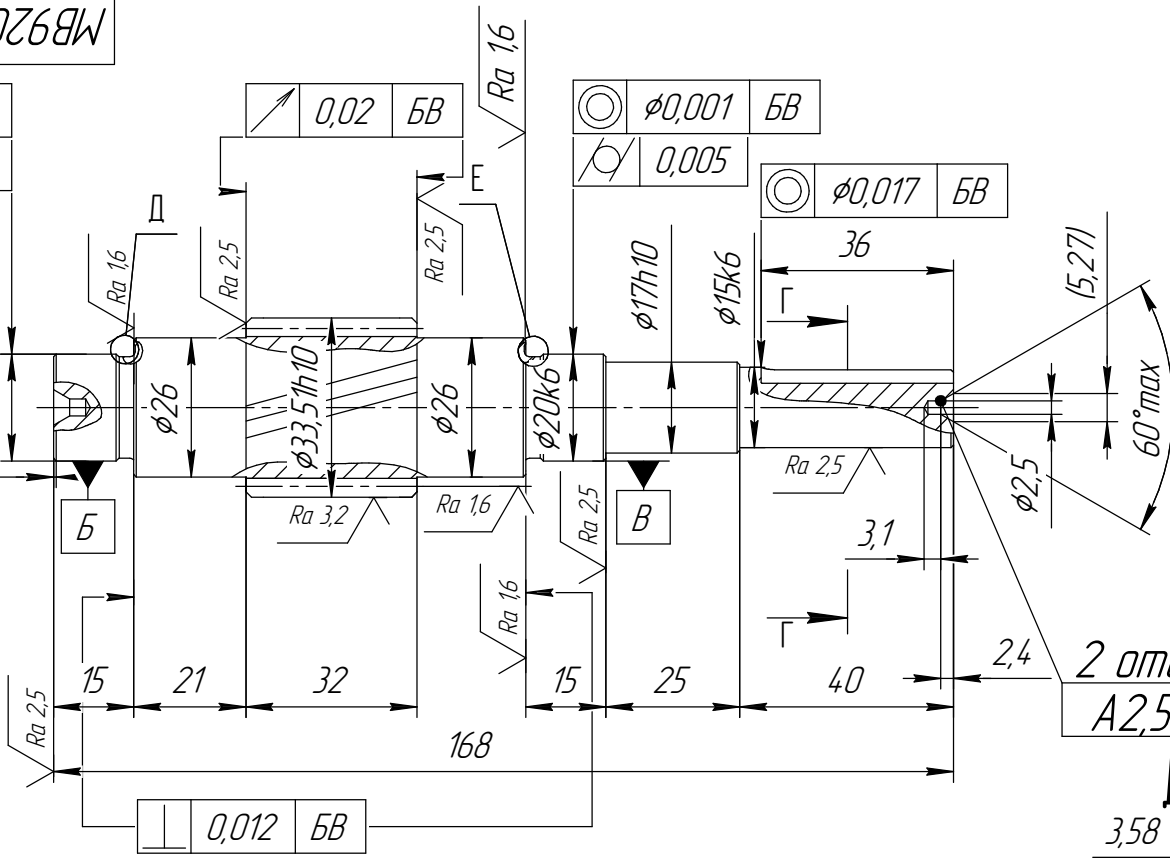
⊙	φ0,001	БВ
⊙	0,005	

⊙	0,02	БВ
---	------	----

⊙	φ0,001	БВ
⊙	0,005	

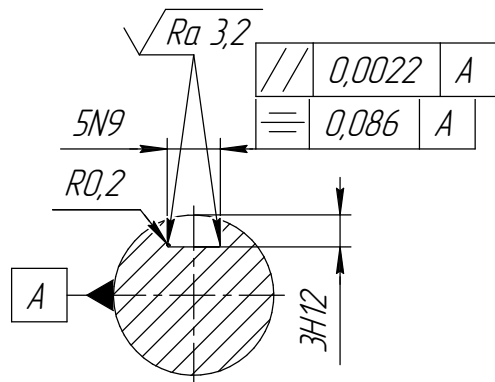
⊙	φ0,017	БВ
---	--------	----

0,5×45°
6 фасок

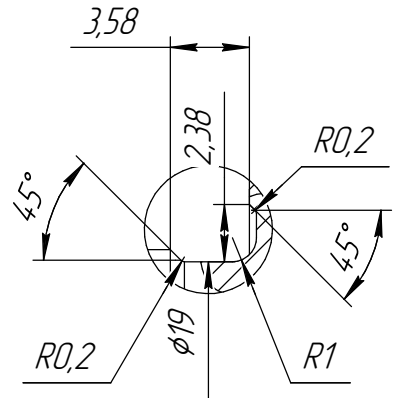
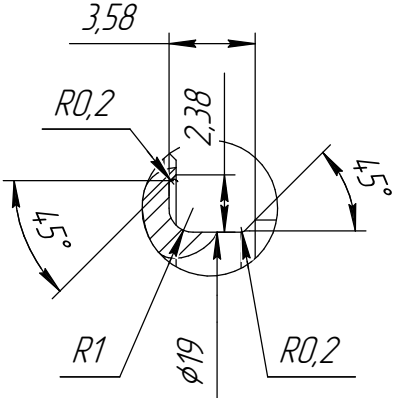


Модуль	m_n	1,5
Кількість зубців	z	20
Тип зуба	-	Косозубі
Напрямок лінії зуба	-	Лівий
Кут нахилу зуба	β	10°28'
Вихідний контур	-	ГОСТ 13755-81
Степень точності	-	8-В
Міжосьова відстань	a_w	85,425
Ділильний діаметр	d	30,51
Основний діаметр	d_b	28,67

Г-Г(2:1)



Е(4:1)



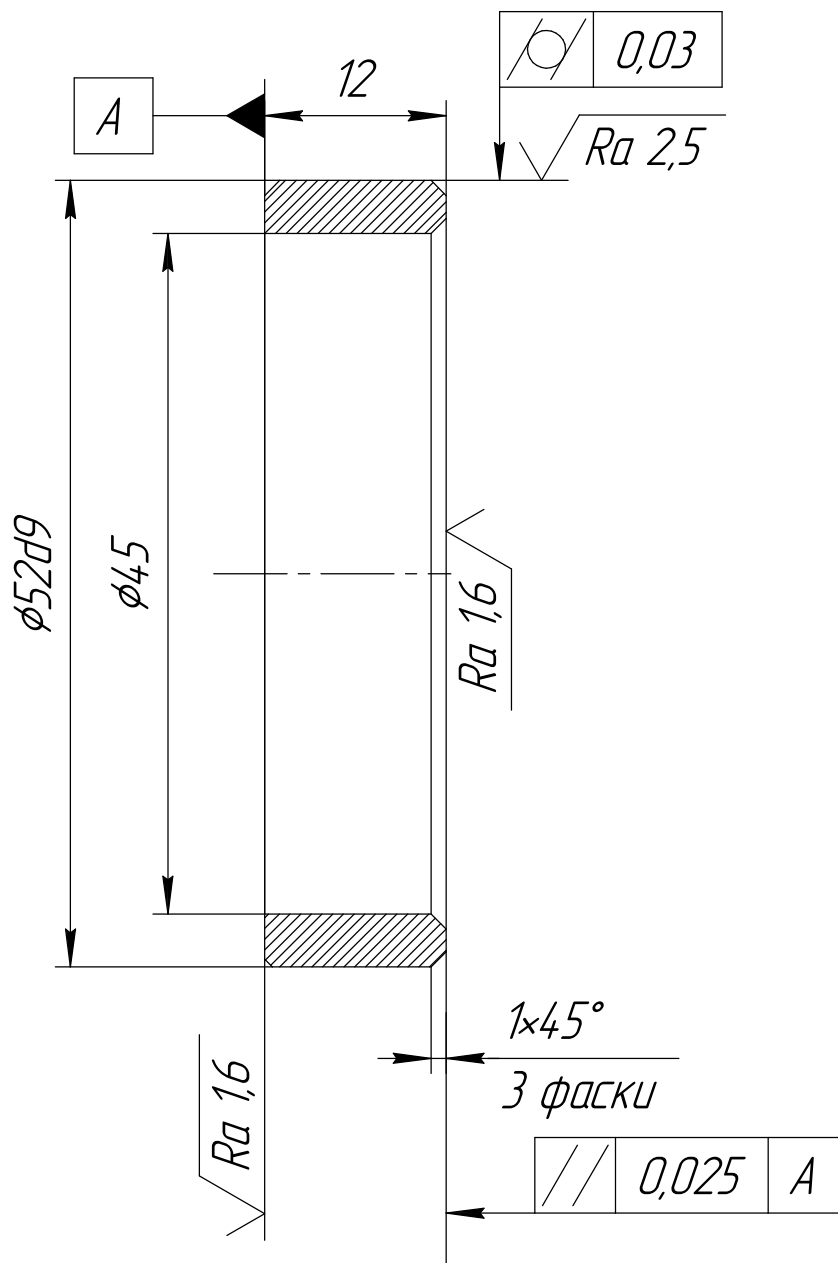
1. 269 - 303 НВ тіп.
2. () Розміри для довідок
3. ДСТУ ISO 2768-тК
4. Радіус скруглення 1 мм. тах.

МВ9203.ДБП230.002				Лист			Масса	Масштаб
Вал шестерня								1:1
Сталь 45 ГОСТ 1050-2013				Лист			Листов	1
Копировал				НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського			Формат А3	
Утв.				г.р.МВ-92				

Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Гарник О.О.		
Пров.	Проценко П.Ю.		
Т.контр.			
Н.контр.			
Утв.			

ИНВ. № подл.

$Ra \ 6,3(\sqrt{})$



ДСТУ ISO 2768-мк

MB9203.ДБП230.016

Втулка

Сталь 45 ГОСТ 1050-2013

Лут.	Маца	Мацшмад
------	------	---------

				2:1
--	--	--	--	-----

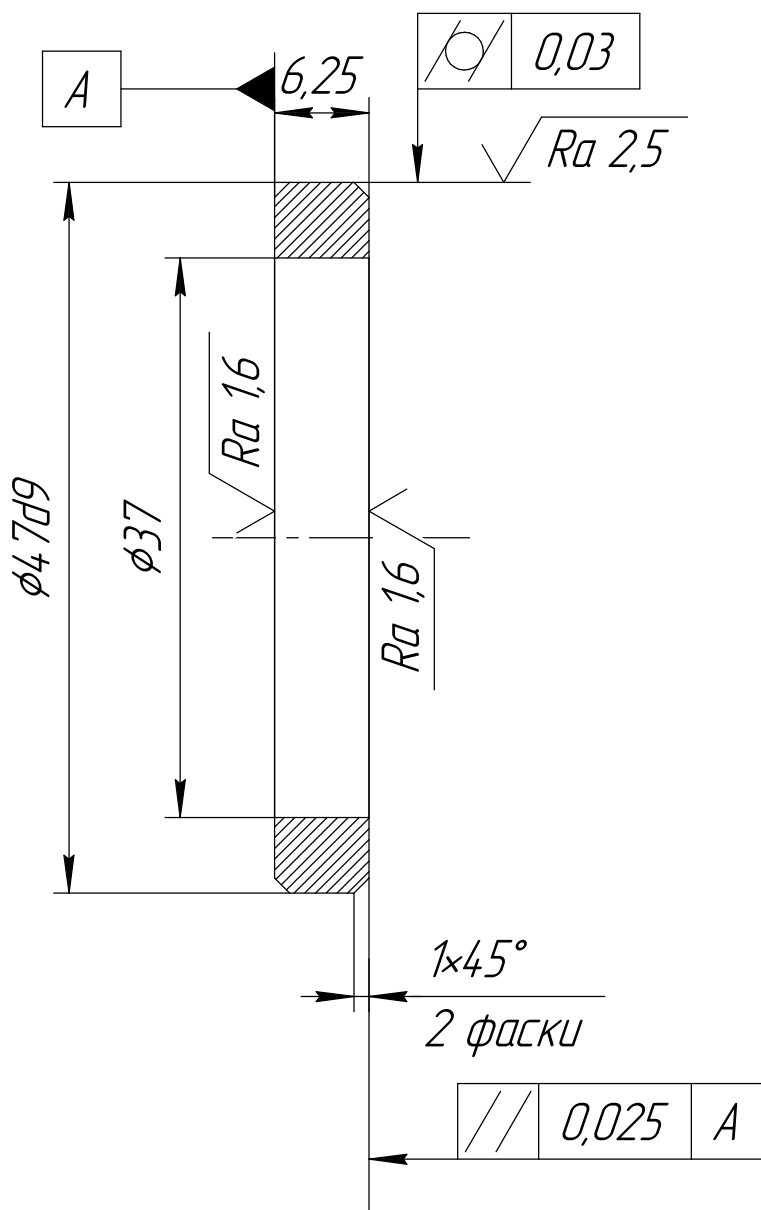
Луст	Лустов	1
------	--------	---

НТУУ КПІ ім. Ізгоря Сікорського
зр.МВ-92

Формат А4

Инв. № подл.

Инв. № подл.

$$\sqrt{Ra_{6,3}(\sqrt{})}$$


DCTY ISO 2768-mK

					МВ9203.ДБП230.018				
					Втулка	Лист.		Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					2:1
Разраб.	Гарник О.О.								
Пров.	Праценко П.Ю.								
Т.контр.						Лист	Листов		1
Н.контр.					Сталь 45 ГОСТ 1050-2013	НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського зр.МВ-92			
Утв.									

Формат А4

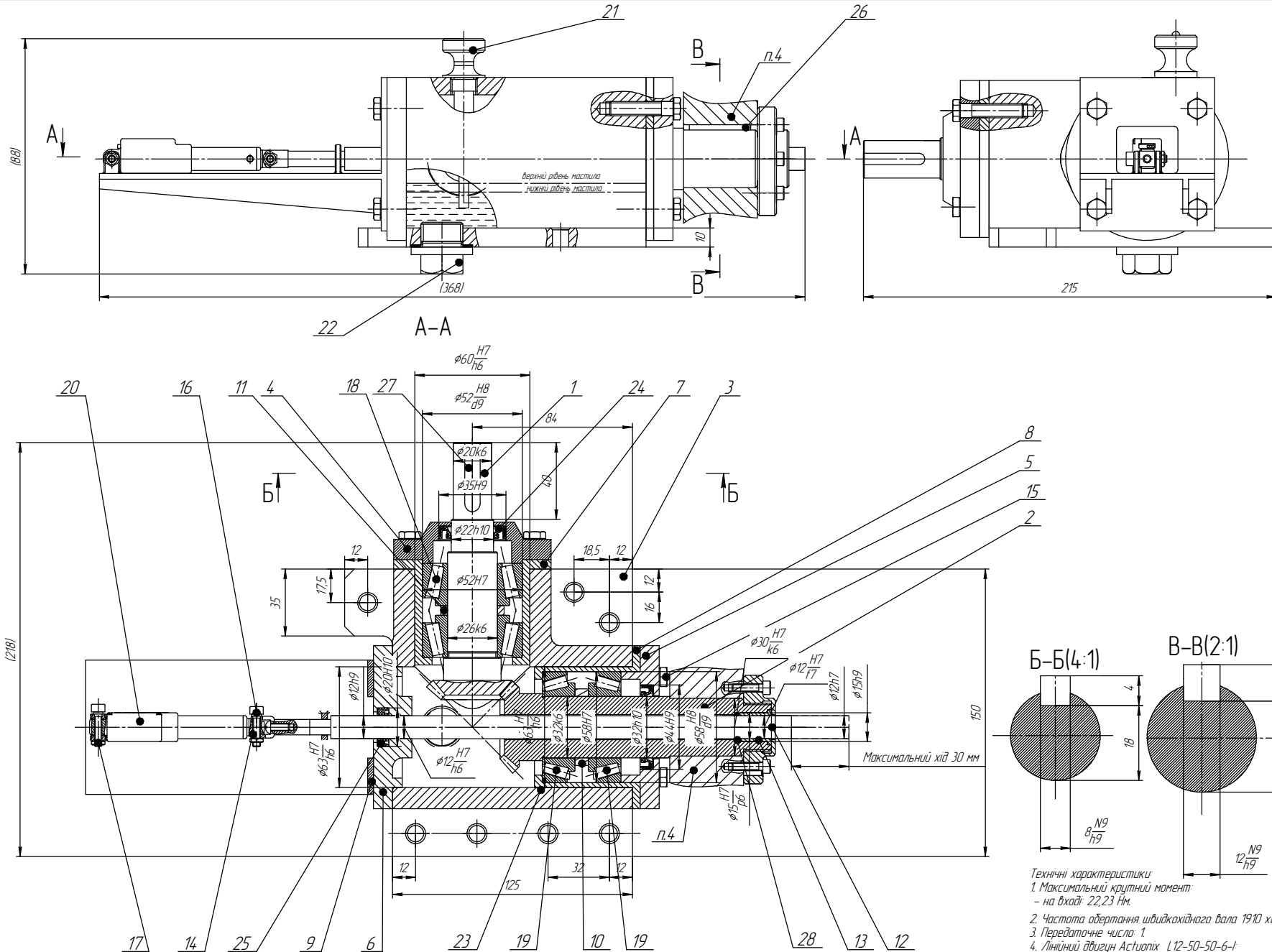
--	--

Сталь 20х ГОСТ 4543 - 71

Формат А3

Зовнішній коловий модуль	m_m	2,25
Кількість зубів	z	57
Тип зуба	–	Прямий
Вихідний контур	–	ГОСТ 13754-81
Кут ділильного конуса	δ	71°57'
Степінь точності за ГОСТ 1758-81	–	8-B
Міжосьовий кут передачі	–	90
Середній нормальний модуль	m_m	1,9
Зовнішня конусна відстань	Re	67,59
Середня конусна відстань	Rm	57,59
Середній ділильний діаметр	dm	108,3
Зовнішній ділильний діаметр	de	129

Формат А3



Технічні вимоги:

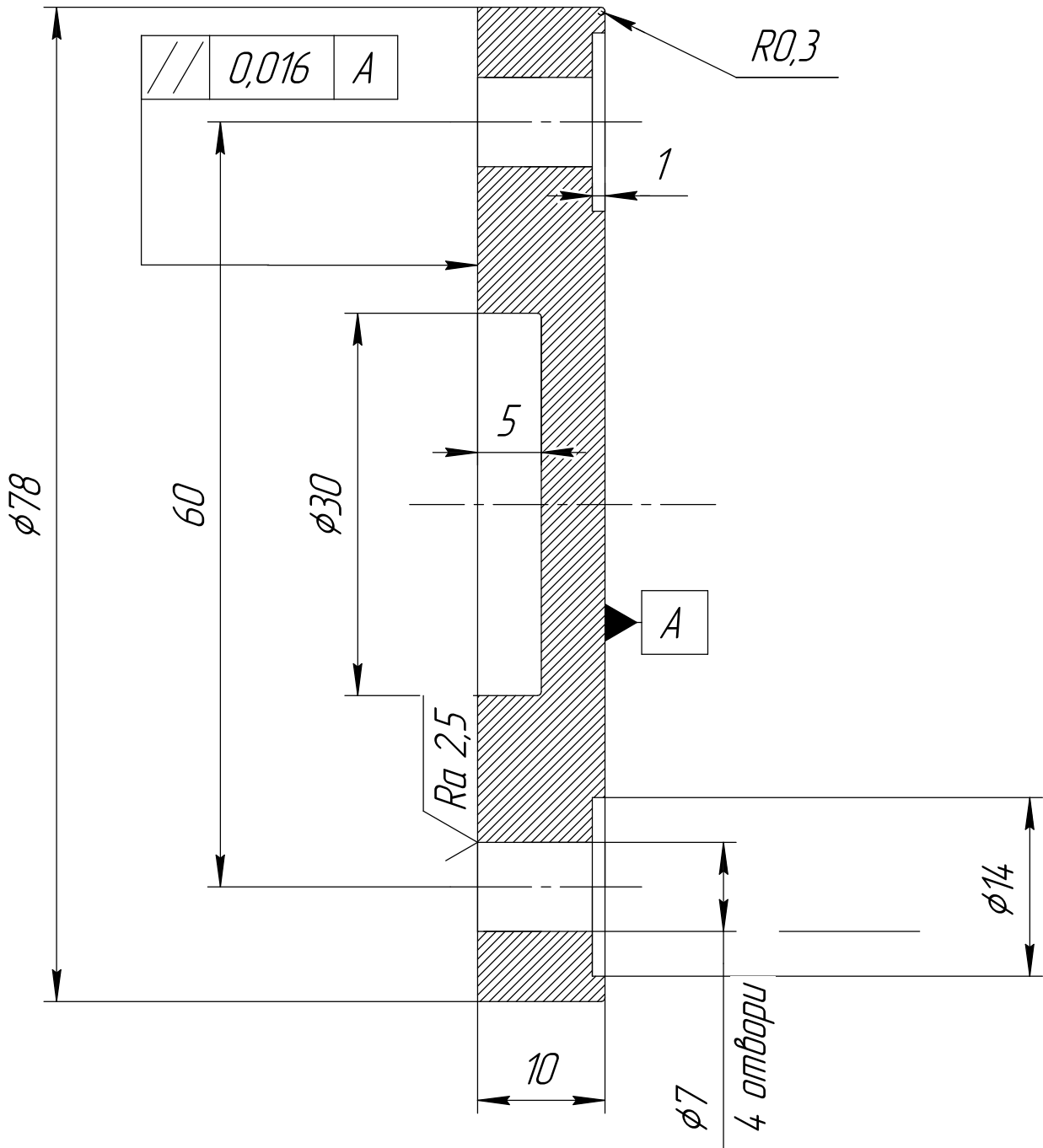
1. Зазори в кінцевому зачепленні і пляма контакту по ступеню точності 8-С ГОСТ 1758-81.
2. Осевий зазор у підшипниках повинен бути в межах 0,05...1 мм.
3. (Розміри для довідок.
4. Місце установки рульового гвинта.

- Технічні характеристики:
1. Максимальний крутний момент:
- на вході: 22,23 Нм.
 2. Частота одертання швидкохідного вала 1910 хв⁻¹.
 3. Передаточне число: 1.
 4. Лінійний двигун Асішопіх L12-50-50-6-I:
-максимальна лінійна швидкість штока 6,5 м/с;
-хід штока: 30 мм;
- максимальне зусилля на штоці: 80 Н

				МВ9203.ДБП230.100.СК		
				Редуктор креслення складальний		
Лист	Лист	№ докум.	Год	Лист	Масса	Масштаб
Резерв	Год	Год	Год	Н		11
Проб	Проб	Проб	Проб	Лист	Лист	1
Контр	Контр	Контр	Контр	Лист	Лист	1
Начерт	Начерт	Начерт	Начерт	Лист	Лист	1
Удт	Удт	Удт	Удт	Лист	Лист	1

МВ9203.ДБП230.011

√ Ra 6,3(√)

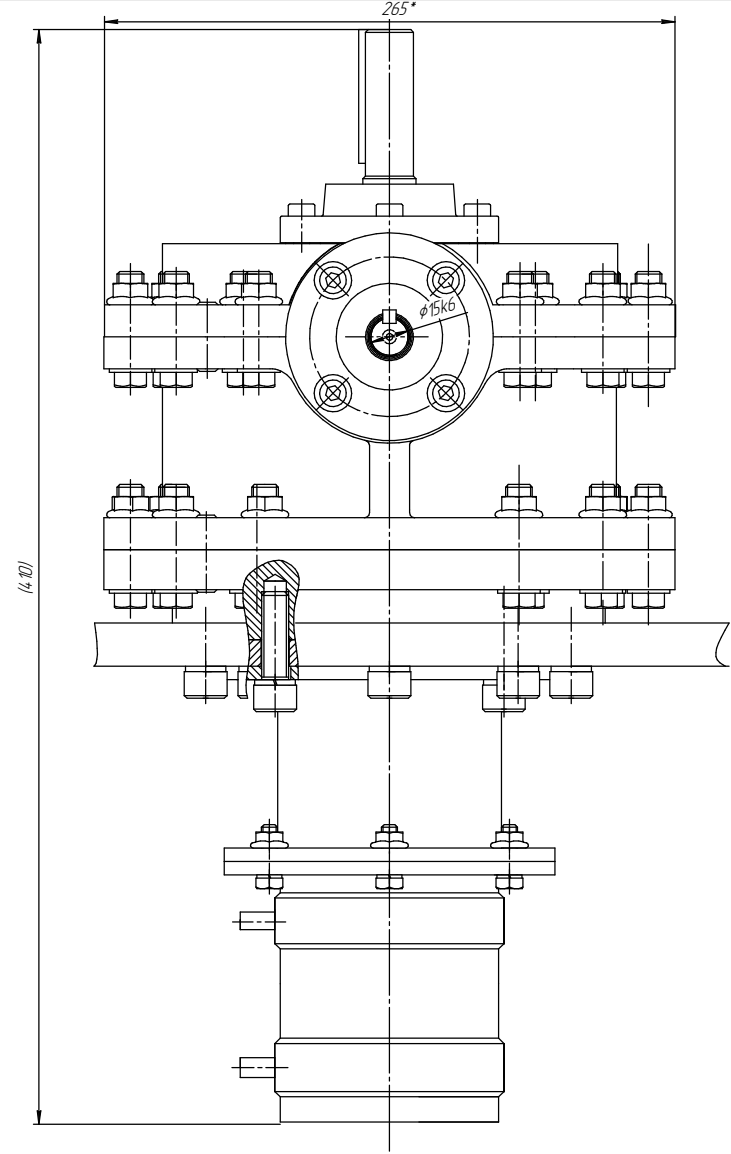
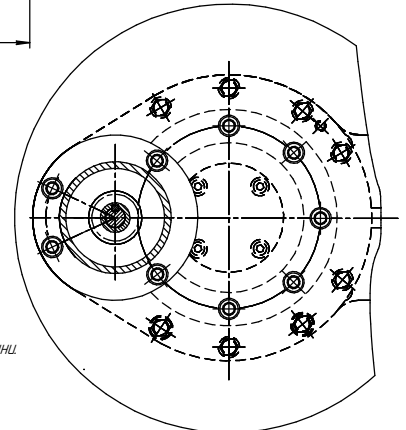
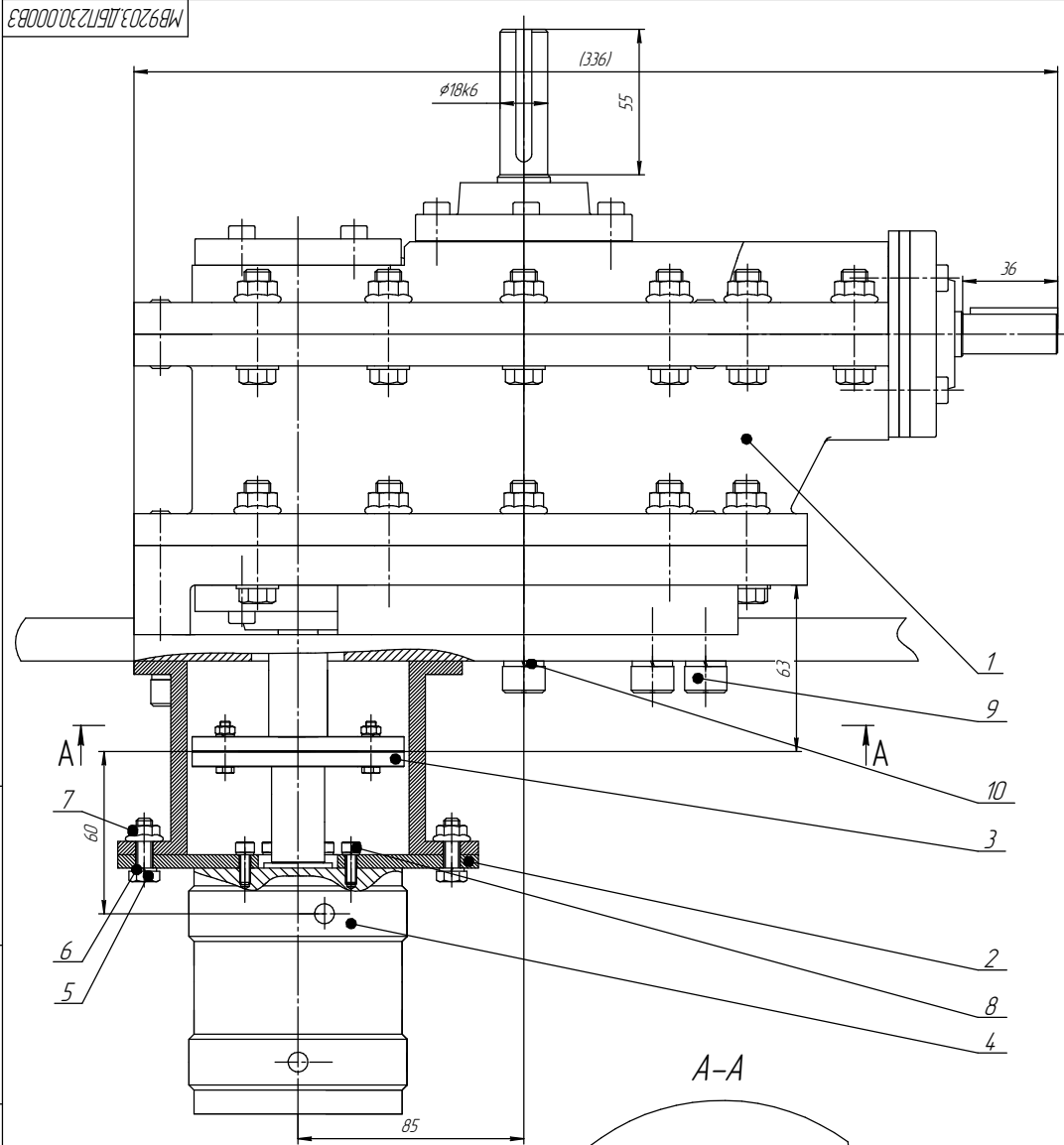


- Невказані радіуси скруглень 1 мм
- ДСТУ ISO 2768-мК

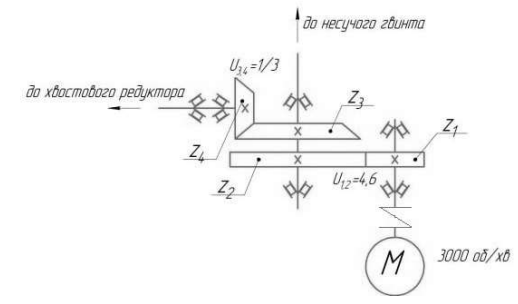
Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.	Гарник О.О.			
Пров.	Проценко П.Ю.			
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

МВ9203.ДБП230.011			
Кришка глуха			
СЧ15 ГОСТ 14 12-85			
Лист		Масса	Масштаб
			2:1
Лист		Листов	1
НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського зр.МВ-92			

Перв. примен.		Справ. №		Инв. № докум.		Взам. инв. №		Подп. и дата		Инв. № подл.		Итого	
MB9203.ДБП230.012												√ Ra 6,3(√)	
1. Невказані радіуси скруглень 1 мм 2. ДСТУ ISO 2768-МК													
MB9203.ДБП230.012													
Кришка глухая										Лист 1			
СЧ15 ГОСТ 14 12-85										Листов 1			
НТУУ КПП ім. Ігоря Сікорського зр.МВ-92										Формат А4			



Кінематична схема

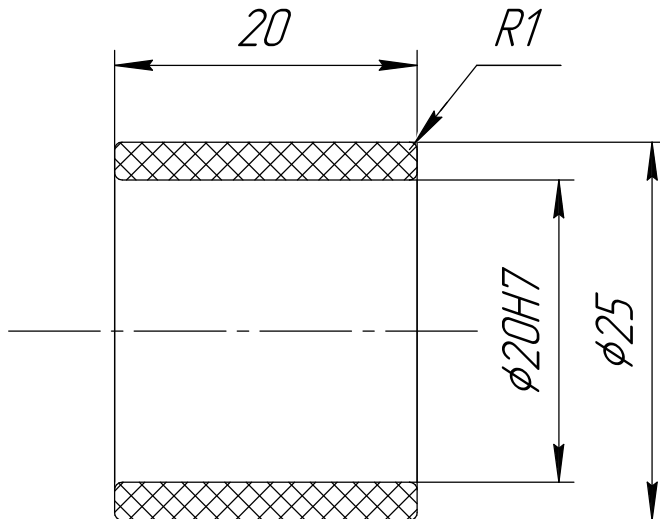


- Технічні характеристики:
- Крутні моменти:
 - на валу $\phi 18$ мм: 70,2 Нм;
 - на валу-шестерні $\phi 15$ мм: 22,23 Нм.
 - Частота обертання електродвигуна: 3000 об/хв.
 - Електродвигун Nova-5-50 потужністю 5 кВт.
 - Кутова швидкість:
 - на валу $\phi 18$ мм: 652 хв⁻¹;
 - на валу-шестерні $\phi 15$ мм: 1910 хв⁻¹.

- Технічні вимоги
- Разміри для довідок
 - Привід оджати дез навантаження протягом не менше ніж 1 години.
Стук і різкий шум не допускаються.
 - Радіальне зміщення вала редуктора не більше 0,05 мм
 - Перекіс вала двигуна і редуктора не більше 0°30'

				МВ9203.ДБП230.000В3		
				Привід креслення складальний		
Лист	№ докум.	Лист	Листа	Лист	Маса	Масштаб
Розроб.	Горюх О.О.	Лист	11	Лист		1
Проб.	Проценка П.В.	Лист		Лист		
Контр.		Лист		Лист		
Начальн.		Лист		Лист		
Утв.		Лист		Лист		
				ІНТЗУ КПІ ім. Ігоря Сікорського		
				гр МВ-92		
				Формат А1		

$Ra \ 6,3(\sqrt{\quad})$



MB9203.057230.017

Перв. примен.

Справ. №

Подн. и дана

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подн. и дана

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Гарник О.О.		
Пров.		Проценко П.Ю.		
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

MB9203.ДБП230.017

Проставка

Фторопласт Ф4, сорт 1 ГОСТ 10007-72

Лист.	Масса	Масштаб
		2:1
Лист	Листов	1

НТУУ КПІ ім. Ізгоря Сікорського
 зр.МВ-92

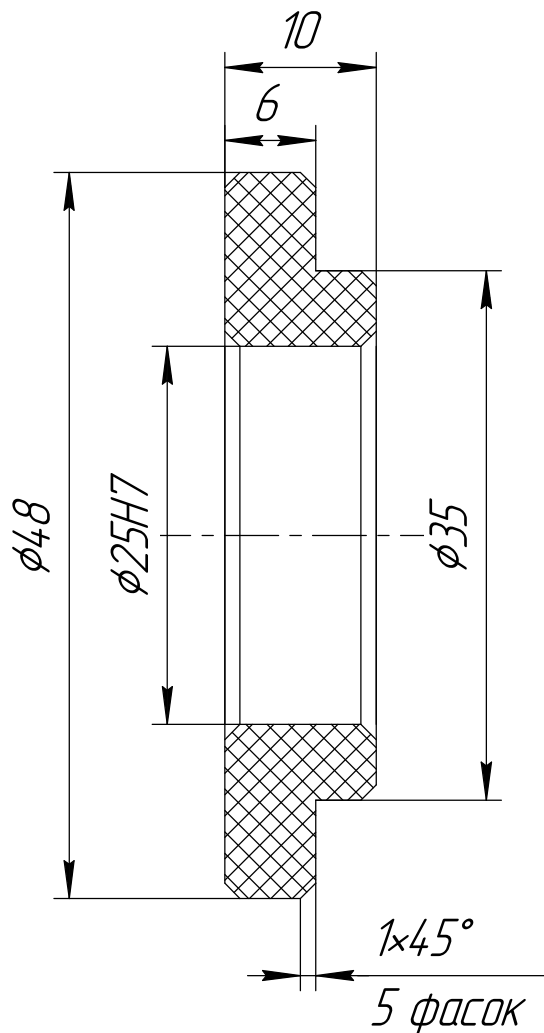
Копировал

Формат	A4
--------	----

ИНВ. № подл.

ИНВ. № подл.

$\sqrt{Ra\ 6,3(\sqrt{\quad})}$



<i>Изм. Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>	
<i>Разраб.</i>	<i>Гарник О.О.</i>			
<i>Пров.</i>	<i>Проценко П.Ю.</i>			
<i>Т.контр.</i>				
<i>Н.контр.</i>				
<i>Утв.</i>				

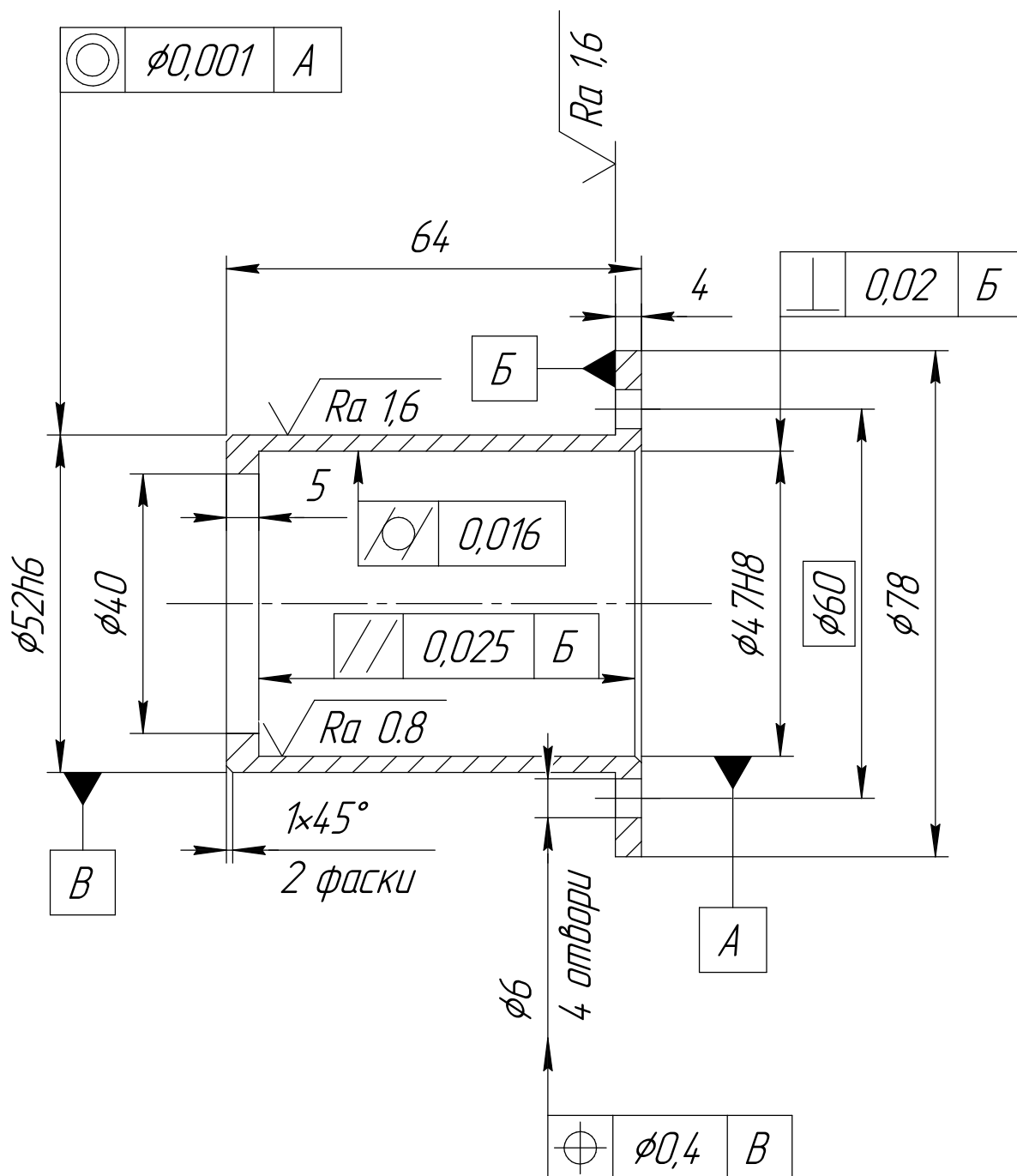
Проставка

Сталь 45 ГОСТ 1050-88

Лист.		Масса	Масштаб
			2:1
Лист		Листов 1	

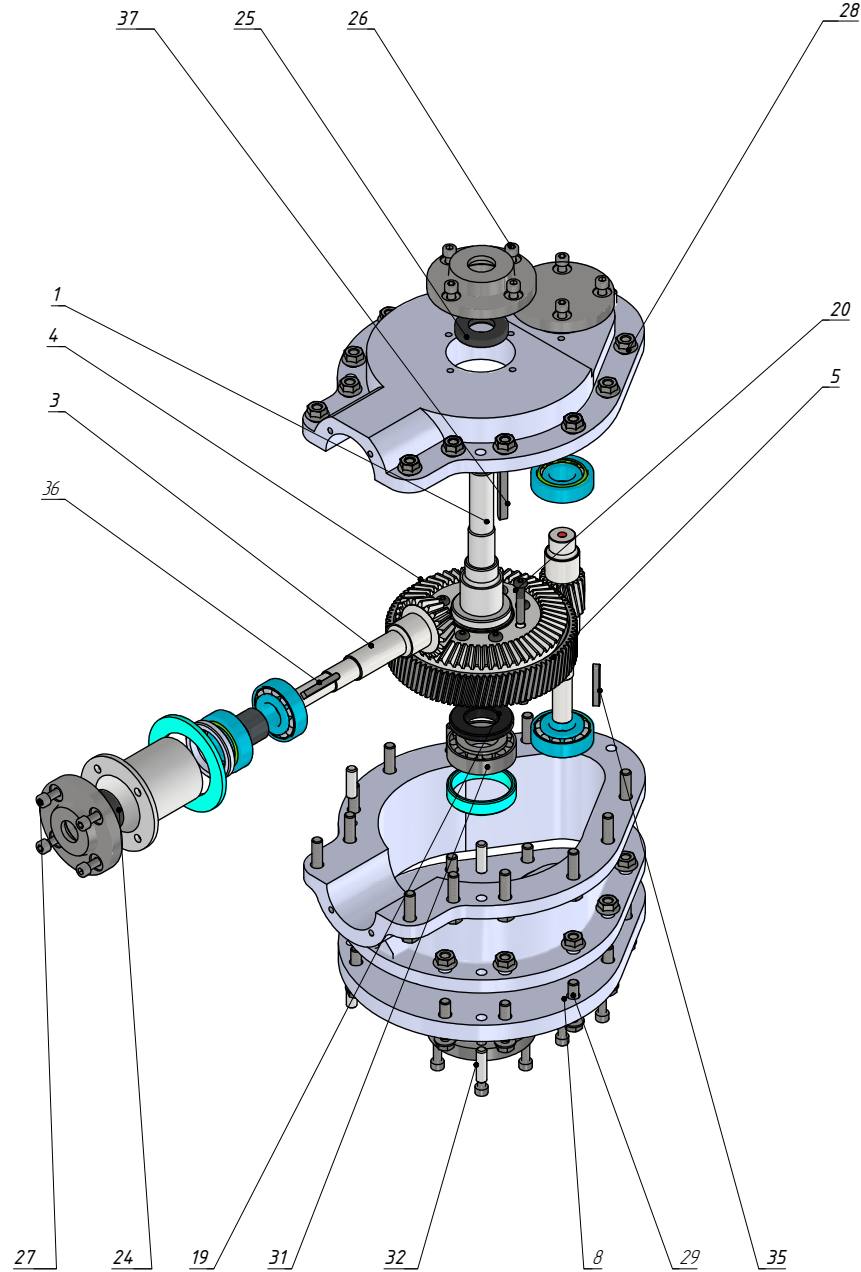
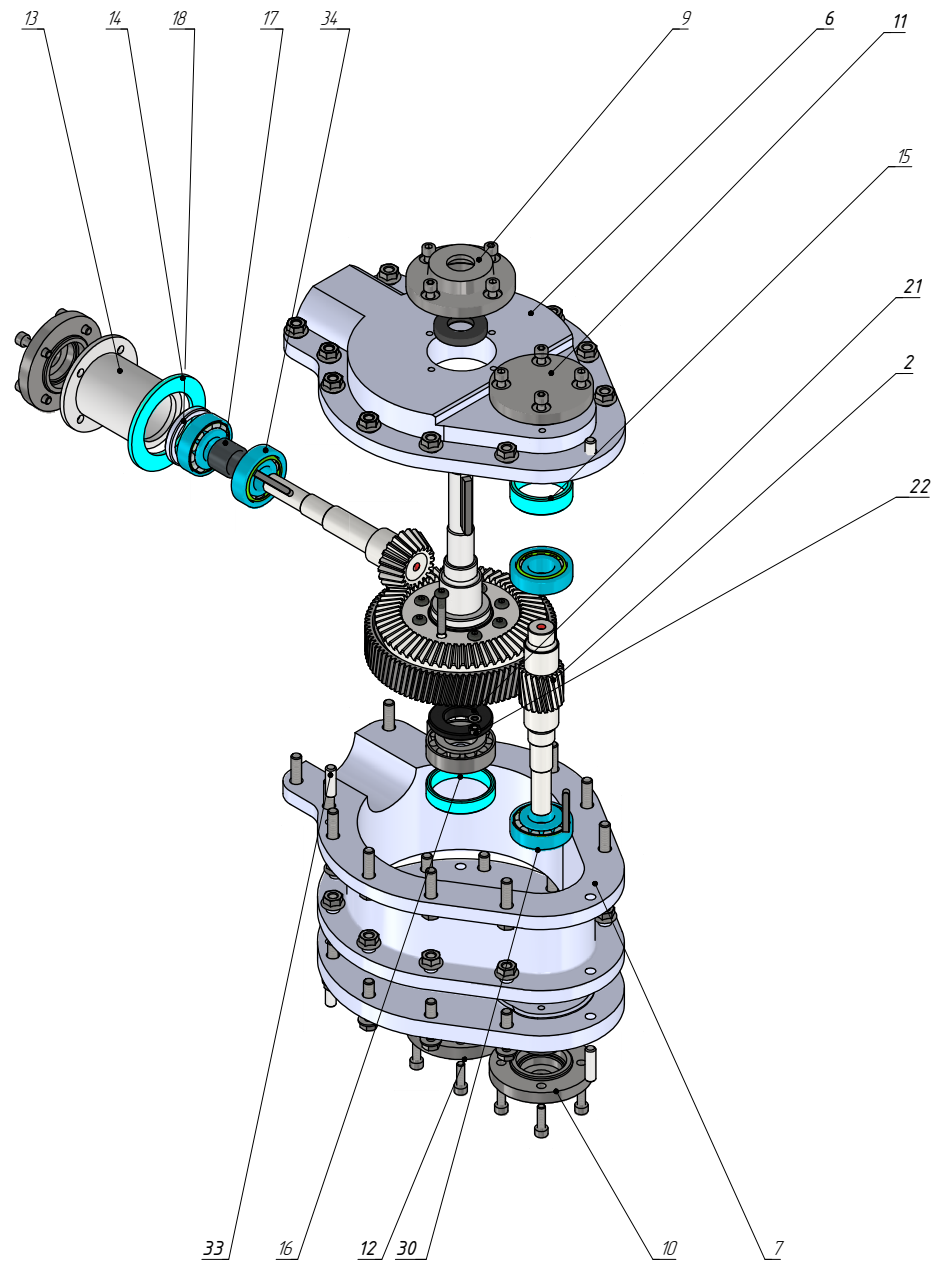
НТУУ КПІ ім. Ізгоря Сікорського
 зр.МВ-92

Формат А4

$$\sqrt{Ra\,3,2(\sqrt{})}$$


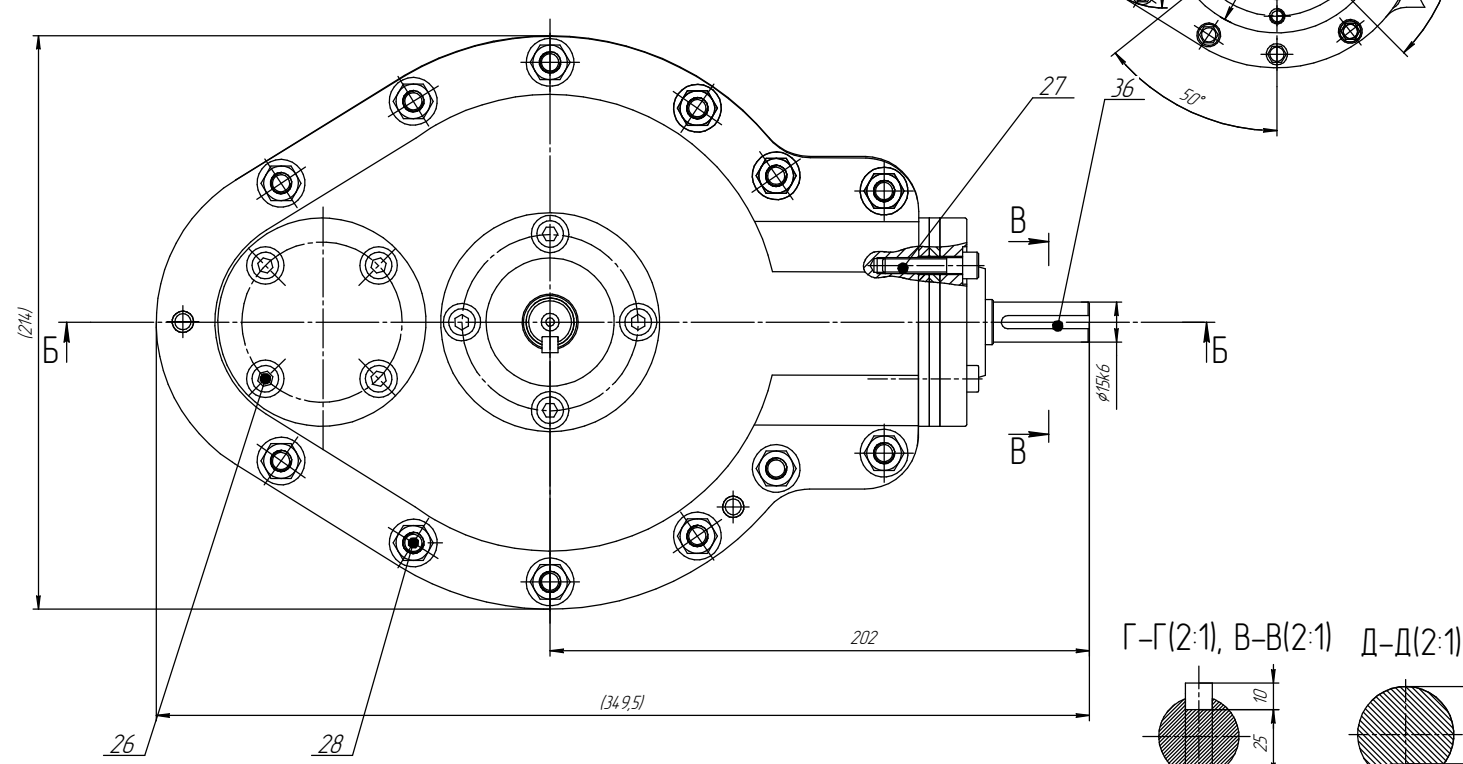
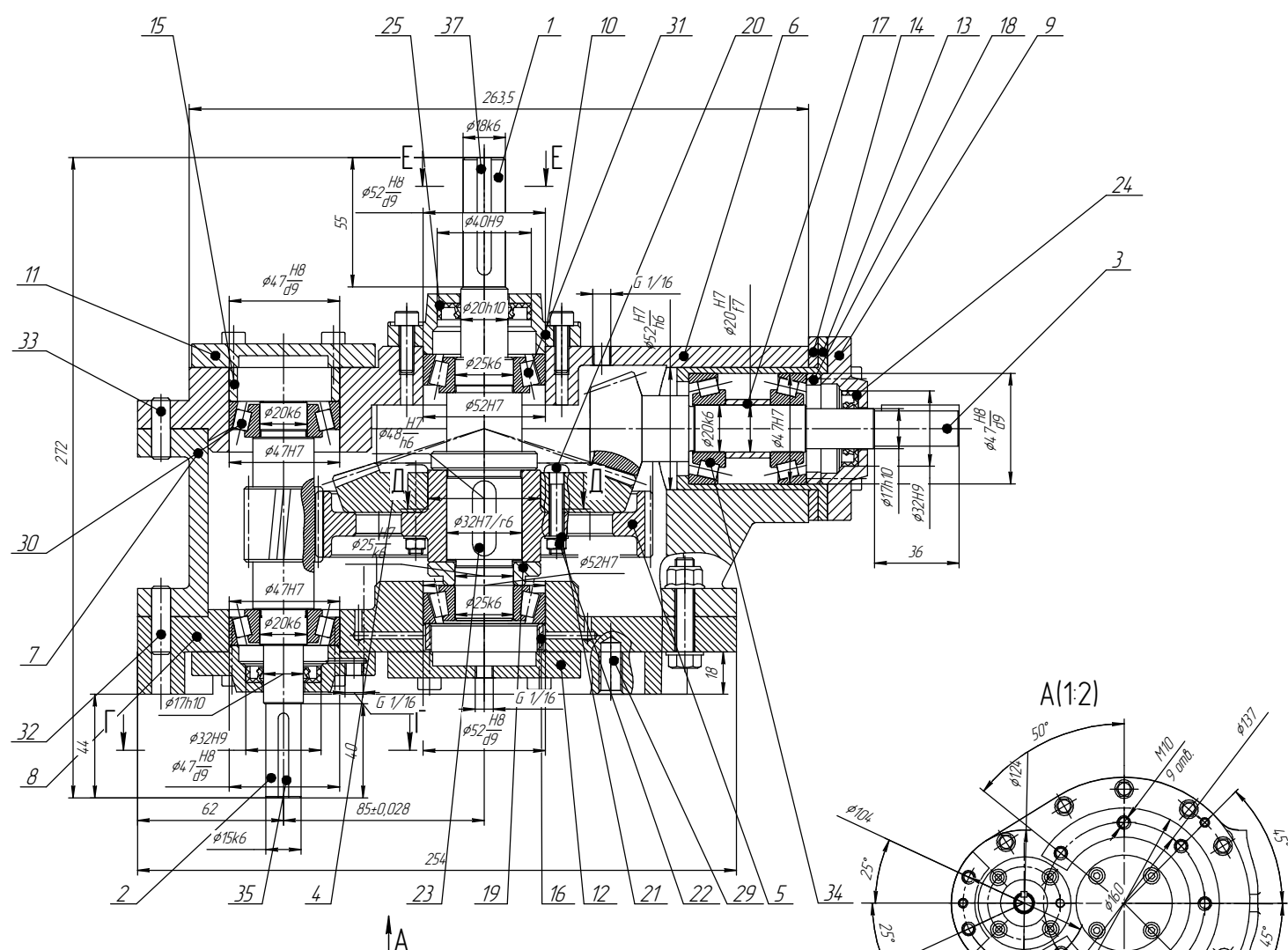
1. ДСТУ ISO 2768-мк

					МВ9203.ДБП230.013				
					Стакан	Лист		Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					1:1
Разраб.		Гарник О.О.							
Пров.		Проценко П.Ю.							
Т.контр.						Лист	Листов		1
Н.контр.					Сталь 40Х ГОСТ4543-71	НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського гр.МВ-92			
Утв.									



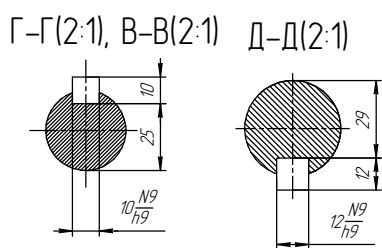
MB9203.ДБП230.0020										Лит			Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	Схема складання головного редуктора					Лист	Листов	1	1:2	
Разраб.	Провер.	Гарант	И.О.	Проценка П.Ю.						НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського зр - МБ-92				
Г. контр.	И.О. контр.	И.О. контр.	И.О. контр.	И.О. контр.						Формат А1				
И.О. контр.	И.О. контр.	И.О. контр.	И.О. контр.	И.О. контр.						1 Копирова				

Б-Б



Технічні вимоги:
1. Зовнішня поверхня редуктора фарбувати;
2. Зазори в циліндричному зацепленні і пляма контакту по ступеню точності 8С ГОСТ 1643-81;
3. Зазори в конічному зацепленні і пляма контакту по ступеню точності 8С ГОСТ 1758-81;
4. Осьовий зазор у підшипниках повинен бути в межах 0,05...1 мм;
5. (Розміри для довідки)

Технічні характеристики:
1. Крутні моменти:
- на валу з колесами: 70,2 Нм;
- на валу-шестерні кінцевій: 22,23 Нм;
2. Частота одертання швидкохідного вала 3000 об/хв;
3. Передаточні числа:
- циліндричного зацеплення: 4,6;
- конічного зацеплення: 3;
4. Потужність на вихідному валу 4,1 кВт;



МВ9203.ДБП230.000.СК				Лист		Масса	Масштаб
Редуктор				Н		11	
креслення складальний				Лист	Листов	1	
Н199 К17 м. Ізгоря Сікорського				Зр. МВ-92			
Формат А1				Копіювати			