

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

До захисту допущено

Завідувач кафедри

_____ Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2023 р.

Дипломний проект

на здобуття ступеня бакалавра

зі спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему: «Рульовий привід безпілотної»

Виконав студент групи

IV курсу, групи МВ-92

_____ Раджа Алі Іштіак Ахмедович

_____ (прізвище ім'я по батькові)

_____ (підпис)

Керівник проекту

Ст. викладач, к.т.н. Проценко
П.Ю

_____ (вчена ступінь та звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

КОНСУЛЬТАНТИ:

РЕЦЕНЗЕНТ:

_____ (посада, наукова ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

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

Студент _____

(підпис)

Київ – 2023

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 СТУДЕНТУ

_____ Раджа Алі Іштіак Ахмедович _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту: _____ Рульовий привід безпілотної _____.

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

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

затверджені наказом по університету від “ 25 ” травня 2023 року № 1951-с

2. Термін подання студентом проекту _____

3. Вихідні дані до проекту _____ Розрахунок аеродинамічної сили, що діє на
елерон БПЛА, площа аеродинамічного руля 0,12 м², швидкість польоту
160 км/год.

4. Зміст пояснювальної записки :

1. Огляд відомих конструкцій рульових приводів для органів управління
БПЛА. 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 редуктора рульового приводу, 3D

модель рульового приводу, складальне креслення редуктора рульового приводу, складальне креслення рульового приводу, складальне креслення шарико-гвинтового механізму, креслення деталей редуктора рульового приводу.

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 рульового приводу органів управління БПЛА	до 22.02.2023	
2	Розробка кінематичної схеми рульового приводу БПЛА, розрахунок та вибір електродвигуна	до 03.03.2023	
3	Кінематичний та силовий розрахунок рульового приводу	до 12.03.2023	
4	Проектний розрахунок передач рульового приводу	до 31.03.2023	
5	Розрахунок валів та підшипників передач рульового приводу. Розробка 3D моделі та складального креслення редуктора рульового приводу БПЛА.	до 30.04.2023	
6	Розробка 3D моделі та складального креслення рульового приводу БПЛА. Складальне креслення приводу.	до 19.05.2023	
7	Розробка робочих креслень деталей редуктора. оформлення записки та графічної частини проекту	до 01.06.2023	

Студенту _____
(підпис)

Раджа Алі
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту _____ Проценко П.Ю.

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 «Рульовий привід безпілотної літачки»

Дипломний проект містить пояснювальну записку на 55 сторінках і графічний матеріал на 5 аркушах формату А1 та на 7 аркушах формату А3. Матеріали пояснювальної записки містять 17 ілюстрацій, 2 таблиці, перелік посилань з 7 найменувань і додатків на 4 сторінках.

Мета дипломного проекту – розробка приводу аеродинамічних рулів БПЛА на базі планетарного редуктора.

Перелік вирішених задач в дипломному проекті: проаналізовано компоновку рульових приводів безпілотної літачки; розроблена кінематична схема приводу; виконано розрахунок навантаження від набігаючого потоку повітря на аеродинамічні органи управління безпілотної літачки; виконано розрахунок потужності електродвигуна, кінематичні та силові розрахунки приводу безпілотної літачки; виконано розрахунок та проектування планетарного редуктора 3-го типу; було обрано та розраховано шарико-гвинтовий механізм; 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 планетарного редуктора та шарико-гвинтового механізму, що дозволило візуалізувати їх конструкції та взаємодію компонентів; розроблений загальний вид рульового приводу БПЛА; виконані робочі креслення деталей головного редуктора.

Ключові слова: безпілотної літачки, БПЛА, планетарний редуктор, шарико-гвинтова передача, вали, колеса та привід.

Дипломний проект виконаний українською мовою.

Автор дипломного проекту: студент групи МВ-92 Раджа А.І.А.

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

Abstract

Diploma project of the educational qualification level "Bachelor" in the field of study 131 - "Applied Mechanics", professional direction "Technologies of computer-aided design of machine tools, robots and machines" on the topic "Steering drive of the drone".

The diploma project contains an explanatory note on 56 pages and graphic material on 5 sheets of A1 format and 7 sheets of A3 format. The explanatory note contains 16 illustrations, 2 tables, a list of 7 references and 4 pages of appendices. The purpose of the thesis project is to develop a UAV drive with an optimal transmission module.

List of tasks solved in the diploma project: analysed the layout of the UAV steering drives; developed a kinematic diagram of the drive; calculated the load from the incoming air flow on the aerodynamic controls of the UAV; calculated the power of the electric motor, kinematic and power calculations of the UAV drive; calculated and designed a planetary gearbox of type 3; selected and calculated the ball screw mechanism; preliminary calculation and design of shafts, assessment of their static and fatigue strength; verification calculation of rolling bearings in shaft supports for durability; verification calculation of keys; 3D models of the planetary gearbox and ball screw mechanism were built, which allowed visualising their structures and interaction of components; a general view of the UAV steering drive was developed; working drawings of the main gearbox parts were made.

Keywords: unmanned aerial vehicle, UAV, planetary gearbox, ball screw transmission, shafts, wheels and drive.

Пояснювальна записка до дипломного проекту

на тему: **«Рульовий привід безпілотноїка»**

Київ – 2023

ЗМІСТ

	ст.
Вступ.....	3
1. АНАЛІЗ РУЛЬОВИХ ПРИВОДІВ ДЛЯ УПРАВЛІННЯ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ.....	4
2. РОЗРОБКА КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ РУЛЬОВОГО ПРИВОДА.....	9
3. РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖЕННЯ ВІД НАБІГАЮЧОГО ПОТОКУ ПОВІТРЯ НА АЕРОДИНАМІЧНІ ОРГАНИ УПРАВЛІННЯ БЕЗПІЛОТНОГО АПАРАТУ.....	10
4. РОЗРАХУНОК РУЛЬОВОГО ПРИВОДУ.....	12
4.1 Розрахунок параметрів двигуна.....	12
4.2 Визначення чисел зубців планетарної передачі.....	13
4.3. Вибір та розрахунок шарико-гвинтової передачі.....	15
4.4. Визначення модулю коліс планетарної передачі та розрахунок коліс на контактну міцність	19
4.5 Силовий розрахунок планетарної передачі.....	25
4.6 Сили в зачепленнях планетарного редуктора.....	26
5. ВИЗНАЧЕННЯ РЕАКЦІЙ В ПІДШИПНИКАХ, ПОБУДОВА ЕПЮР ЗГИНАЛЬНИХ ТА КРУТНИХ МОМЕНТІВ.....	27
5.1 Побудова епюр згинальних моментів осі сателіта планетарного редуктора.....	27
5.2 Побудова епюр згинальних та крутних моментів вала-шестерні планетарного редуктора.....	30
5.3 Побудова епюр згинальних та крутних моментів водила планетарного редуктора.....	34
РОЗДІЛ 6. РОЗРАХУНОК ВАЛІВ НА МІЦНІСТЬ.....	39
6.1 Розрахунок на міцність осі сателітів.....	39
6.1.1 Розрахунок на статичну осі сателітів.....	39
6.1.2 Розрахунок на втомну міцність осі сателіта.....	40

6.2 Розрахунок на міцність швидкохідного валу.....	41
6.2.1 Розрахунок на статичну міцність швидкохідного валу.....	41
6.2.2 Розрахунок на втомну міцність швидкохідного валу.....	42
6.3 Розрахунок на міцність водила.....	43
6.3.1 Розрахунок на статичну міцність водила.....	43
6.3.2 Розрахунок на втомну міцність водила.....	44
РОЗДІЛ 7. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ.....	45
7.1 Розрахунок підшипників осі сателіта.....	45
7.2 Розрахунок підшипників швидкохідного валу.....	46
7.3 Розрахунок підшипників водила.....	48
7.4 Розрахунок підшипників в опорах шарико-гвинтової передачі.....	49
8. РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ ТА МУФТИ.....	50
8.1 Перевірний розрахунок швидкохідного валу.....	50
8.2 Перевірний розрахунок водила.....	51
8.3 Перевірний розрахунок муфти.....	51
Висновки.....	53
Список використаної літератури.....	54
Додаток.....	56

ВСТУП

Безпілотний літальний апарат (БПЛА) – це літальний апарат, який керується дистанційним керуванням або бортовим комп'ютером. Говорячи, що літальний апарат є “безпілотним” це стосується того фактору, що апарат здійснює свій виліт без жодного пілота, екіпажу чи пасажирів на борту. БПЛА спершу розроблялися і використовувалися для військових місій. На даний час також часто використовують в не військових сферах, таких як: аерофотозйомка, моніторинг лісових пожеж, допомога поліції, доставка продуктів, зйомка в кінематографі і т.д.

Утримання парку БПЛА та їх технічне обслуговування дешевше по відношенню до пілотованої авіації, що обумовлює активну заміну пілотованої авіації на безпілотну в багатьох сферах діяльності людини.

БПЛА активно використовуються Збройними Силами України для виконання як розвідувальних, так і ударних операцій. Завдяки активному насиченню підрозділів ЗСУ БПЛА вдається успішно стримувати російських агресорів на фронтах російсько-української війни.

Широка область застосування БПЛА робить їх розробку актуальною задачею на сьогоднішній день. Важливим є також розробка, вдосконалення та уніфікація складових БПЛА для забезпечення їх масового виробництва.

Одним з важливих елементів БПЛА є рульовий привід, що приводить в дію органи управління БПЛА, такі як: елерони, рулі висоти, закрилки, рулі напрямку, тощо.

В даній роботі саме рульовому приводу для роботи органів управління БПЛА приділена основна увага.

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

1. АНАЛІЗ РУЛЬОВИХ ПРИВОДІВ ДЛЯ УПРАВЛІННЯ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ

Конструкція безпілотників з фіксованим крилом схожа на конструкцію літака. І для того щоб рухатися в поперечному напрямку, БПЛА використовують елерони.

Елерони – аеродинамічні рулі крила, які здійснюють одночасне відхилення в протилежні сторони. За рахунок відхилення одного елерона вгору, а іншого вниз створюється поперечний момент, що викликає крен апарату. Для їх в дію використовується рульовий привід.

Він поділяється на такі типи:

- З електромеханічним механізмом (рис. 1.1)

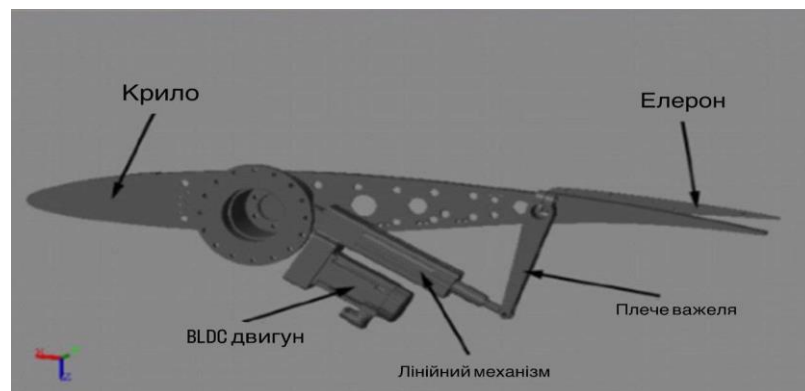


Рисунок 1.1 - Рульовий привід з лінійним електромеханічним механізмом

Лінійних обертальний рух двигуна перетворюється на лінійний рух за допомогою механічного вузла, такого як кульково- або роликотвинтовий механізм, потім передається на плече важеля, який керує елероном.

- З гідравлічним механізмом

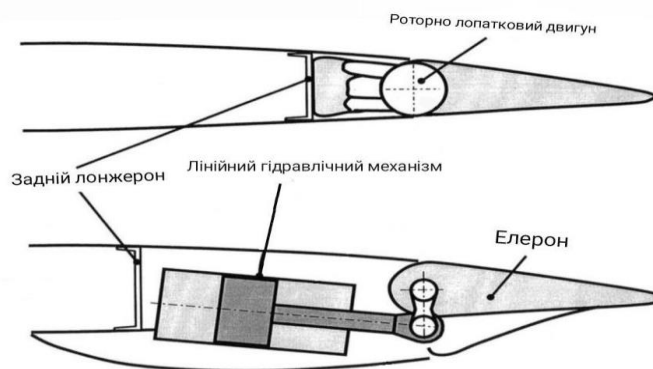


Рисунок 1.2 - Рульовий привід з гідравлічним механізмом

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю.				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

На рис 1.2 зображений приклад приводу з гідравлічним механізмом з роторним лопатковим двигуном. В таких механізмах швидкість двигуна знижується за допомогою коробки передач, яка з'єднана з поверхнею або безпосередньо до шарнірної лінії, або за допомогою шатуна.

- З кулачковий механізмом (рис. 1.3) [1]

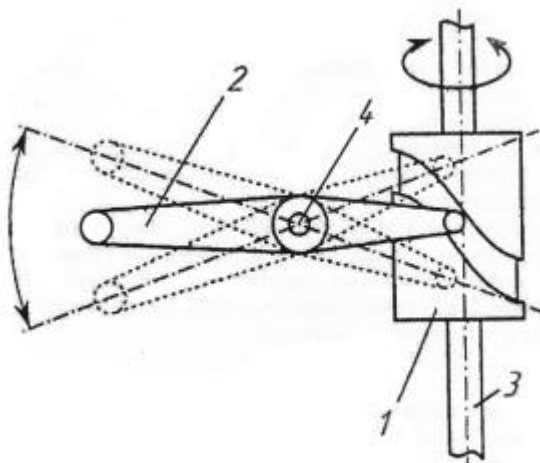


Рисунок 1.3 - Кулачковий рульовий привід [1]

Такий механізм складається з кулачка 1, що жорстко закріплений на осі 3. Вісь 3 з'єднана з віссю двигуна і передає обертальний момент на качалку 2.

В свою чергу рульові електромеханічні приводи поділяють на лінійні та обертові [2], див рис 1.4

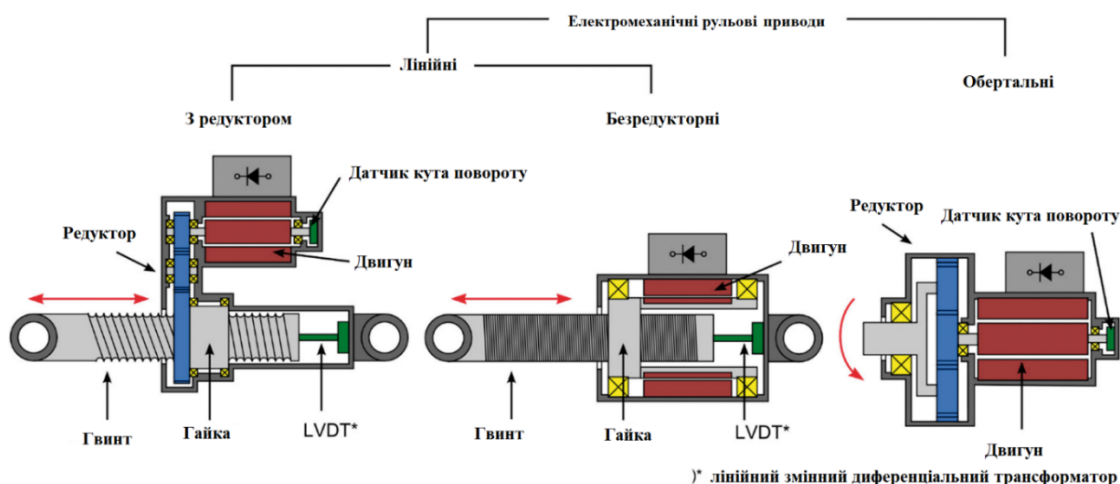


Рисунок 1.4 - Електромеханічні рульові приводи [2]

Лінійні мають в своєму складі гвинт, що під'єднується через важелі до елерона. Викручуванням / закручуванням гвинта управляють зміною кута атаки

		Раджа А.І.А.		
		Проценка П.Ю		
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ

Аркуш

елерона (кут його повороту), що в свою чергу забезпечує управління літальним апаратом. Обертальні напрями забезпечують зміну кута атаки елерона.

Залежно від зусилля, яке має забезпечити рульовий привід на виході, в його складі може бути присутній редуктор, що дозволяє підвищити крутний момент від двигуна.

Важливою задачею для інженера є забезпечення мінімальних габаритів і маси рульового приводу, відповідно, і його складових, що позитивно вплине на габарити і вартість літального апарату, зробить його більш компактнішим, зменшить витрату пального або вагу акумуляторних батарей, які можуть жити електричний привід літального апарату.

В роботі [3] були встановлені масогабаритні показники різних варіантів компоновки рульових приводів літальних апаратів. У разі виконання редуктора рульового приводу на базі багатоступінчастої циліндричної передачі, було встановлено оптимальну величину передаточного числа однієї ступені зачеплення, яка складає 2,4 [3]. При цьому, число зубчатих пар в редукторі буде складати не більше п'яти.

При використанні компоновки на базі шарико-гвинтової передачі (рис. 1.5) передаточне число однієї ступені циліндричного зачеплення може бути зменшене до 2 [3].

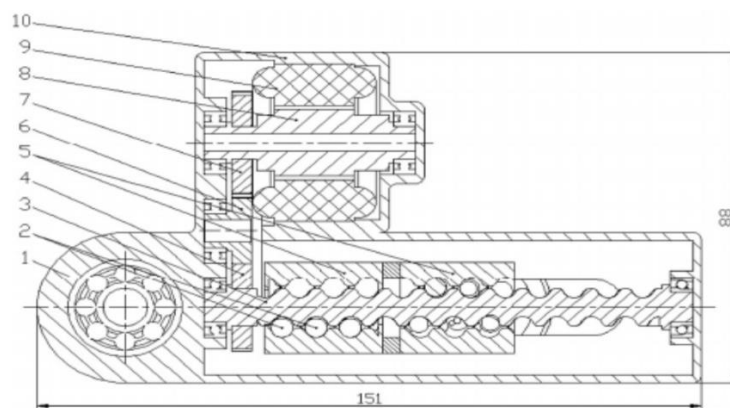


Рисунок 1.5 - Рульовий привід з шарико-гвинтовою передачею: 1 – корпус, 2 – кульки, 3 – гвинт, 4, 6, 7 - колеса циліндричного зачеплення, 5 – гайки, 8- ротор електродвигуна, 9 – статор електродвигуна, 10 – корпус двигуна

При передачі великих зусиль рульовий привід краще виконати на базі ролико-гвинтової передачі (Рис 1.6-1.7), яка, за рахунок більшої кількості точок контакту різьбового ролика з гвинтом та гайкою, забезпечує більші допустимі граничні навантаження. Це, в свою чергу, також дозволяє зменшити габарити рульового приводу [3].

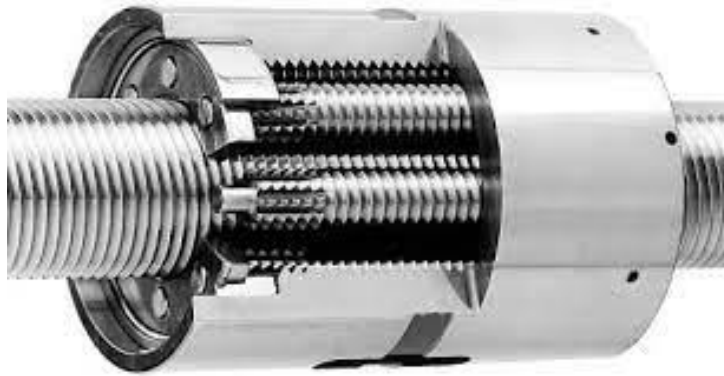


Рисунок 1.6 - Ролико-гвинтова передача.

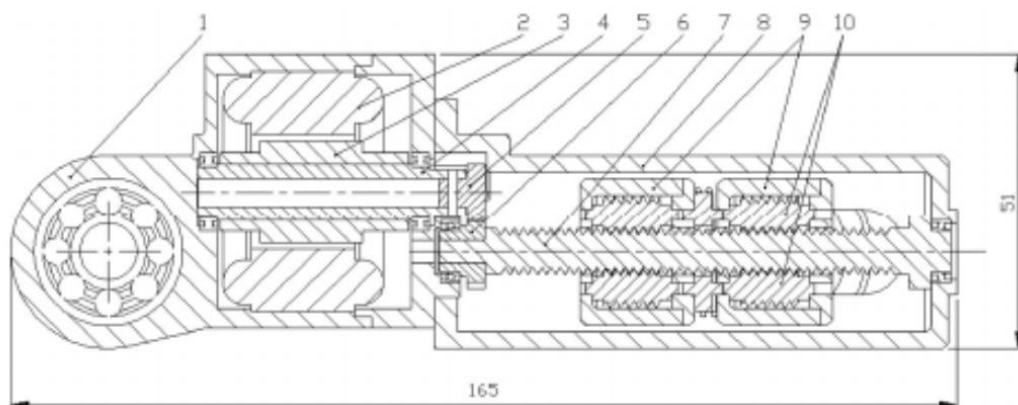


Рисунок 1.7 - Рульовий привід з ролико-гвинтовою передачею: 1 – корпус, 2 – статор електродвигуна, 3 – ротор електродвигуна, 4 – підшипник, 5, 6 – колеса циліндричного зачеплення, 7 – гвинт, 8 – корпус, 9 – гайка, 10 – ролики

Найменша маса рульового приводу буде досягнута за рахунок використання в його компоновці планетарної або хвильової передач [3].

Відомі конструкції приводів з гвинтовою передачею для забезпечення лінійного переміщення вихідної ланки, в складі яких присутня планетарна передача [2-4]. Наприклад, привід затиску патрона токарного верстату, що показаний на рис. 1.8.

		Раджа А.І.А.		
		Проценка П.Ю		
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ

Аркуш

7

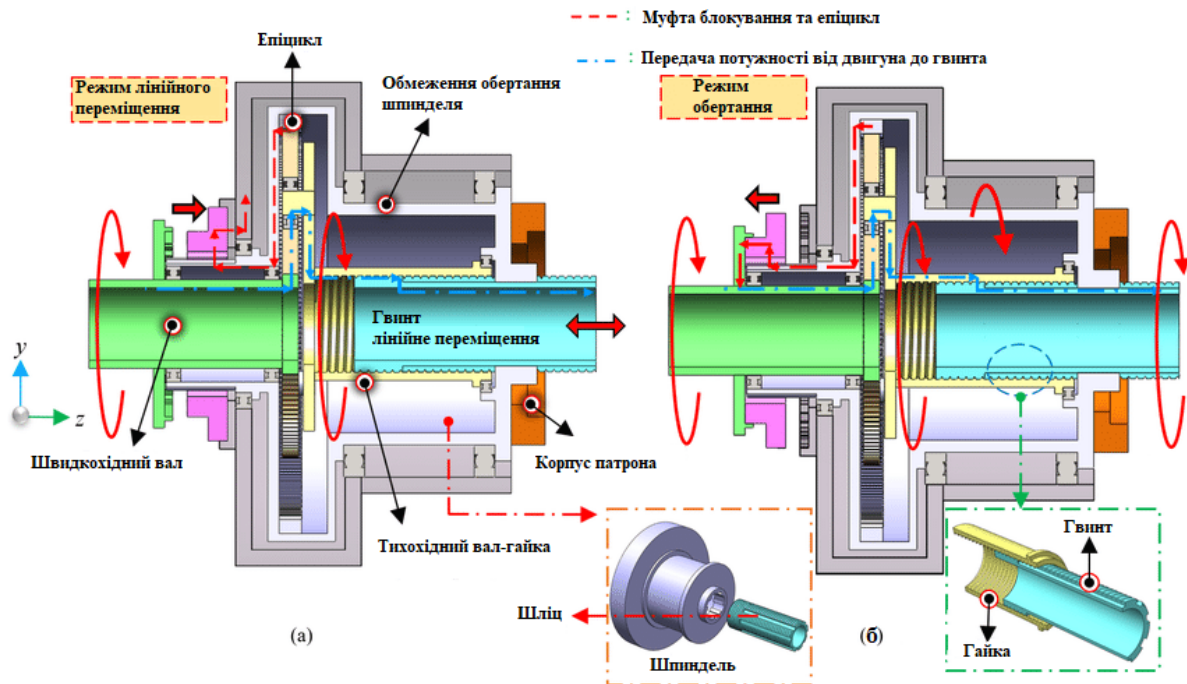


Рисунок 1.8 - Привід затиску патрона токарного верстату

Беручи до уваги наведену вище конструкцію, замінивши гвинтову передачу на кульково-гвинтову із забезпеченням тільки режиму лінійного переміщення можна отримати компактний привід для забезпечення зміни кута атаки елерона.

2. РОЗРОБКА КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ РУЛЬОВОГО ПРИВОДА

На основі аналізу відомих конструкцій рульових приводів БПЛА, що виконаний в попередньому розділі була розроблена кінематична схема (рис. 2.1) розробляемого далі рульового приводу БПЛА, яка чітко показує його будову.

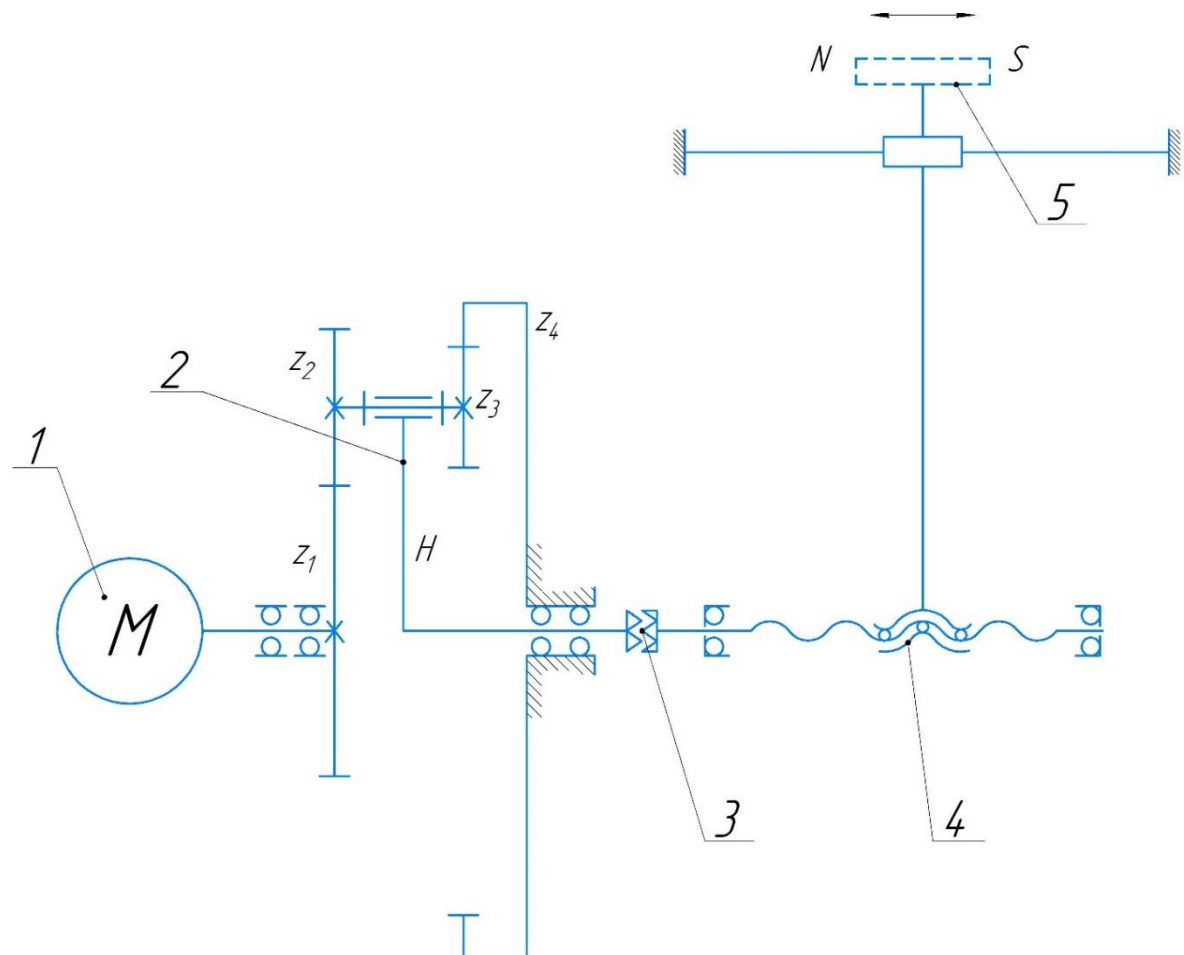


Рисунок 2.1 - Кінематична схема рульового приводу

Кінематична схема на рис. 2.1 складається з наступних елементів: 1 – низьковольтний двигун постійного струму, живлення якого відбуватиметься від акумуляторної батареї; 2 – планетарний редуктор з планетарною передачею 3-го типу, що забезпечить значне перетворення частоти обертання та крутного моменту від двигуна, при цьому габарити редуктора будуть мінімальними; 3 – муфта, яка забезпечить з'єднання редуктора з наступним елементом приводу - 4; 4 – шарико-гвинтовий механізм, до гайки якого підключені троси (на схемі не показано), що з'єднані з елеронами БПЛА; 5 – датчик кінцевого положення, в якому присутній постійний магніт, що діє на геркони, з'єднані з гайкою шарико-гвинтової передачі 4.

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				9
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖЕННЯ ВІД НАБІГАЮЧОГО ПОТОКУ ПОВІТРЯ НА АЕРОДИНАМІЧНІ ОРГАНИ УПРАВЛІННЯ БЕЗПІЛОТНОГО АПАРАТУ

Політ безпілотної літальної апарату проходить у щільних шарах атмосфери, тому важливо враховувати аеродинамічну силу та момент, що створюється силою, які діють на літальний апарат.

Навантаження, яке буде діяти на елерони внаслідок набігаючого потоку повітря (рис. 3.1), буде передаватися на рульовий механізм. Це навантаження буде виступати в ролі сили корисного опору, яку потрібно подолати рульовому механізму.

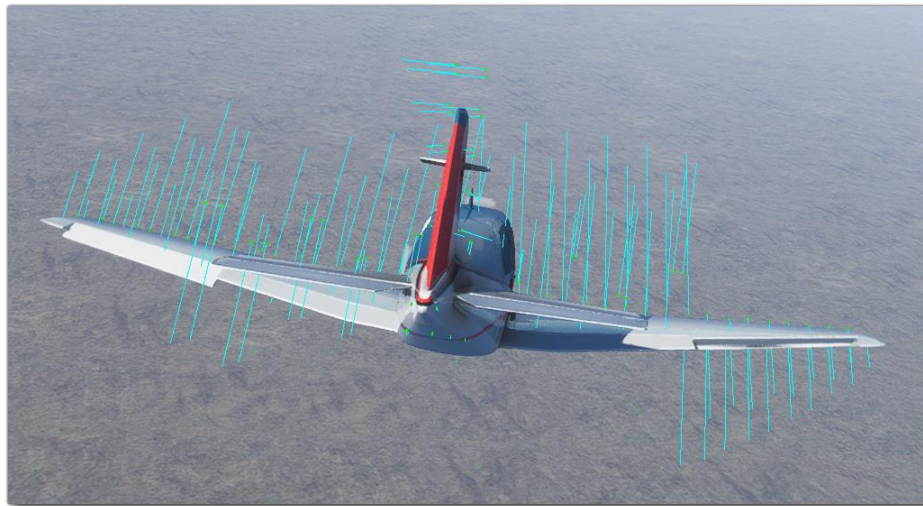


Рисунок 3.1 - Підйомні сили, що діють на ліве та праве крило літального апарату під час роботи аеродинамічних рулів

Це навантаження можна розрахувати по наступній залежності [5]:

$$F_a = c_x S \frac{\rho V^2}{2}, \quad (3.1)$$

де c_x – коефіцієнт лобового опору; S – площа поверхні, що направлена під кутом 90° до напрямку потоку, м^2 ; ρ – густина газового середовища, $\text{кг}/\text{м}^3$; V – швидкість набігаючого потоку, $\text{м}/\text{с}$.

Коефіцієнт лобового опору визначається залежно від швидкості і кута атаки елерона. В роботі [5] отримані залежності цього коефіцієнта від кута атаки елерона та швидкості потоку повітря (рис 3.2).

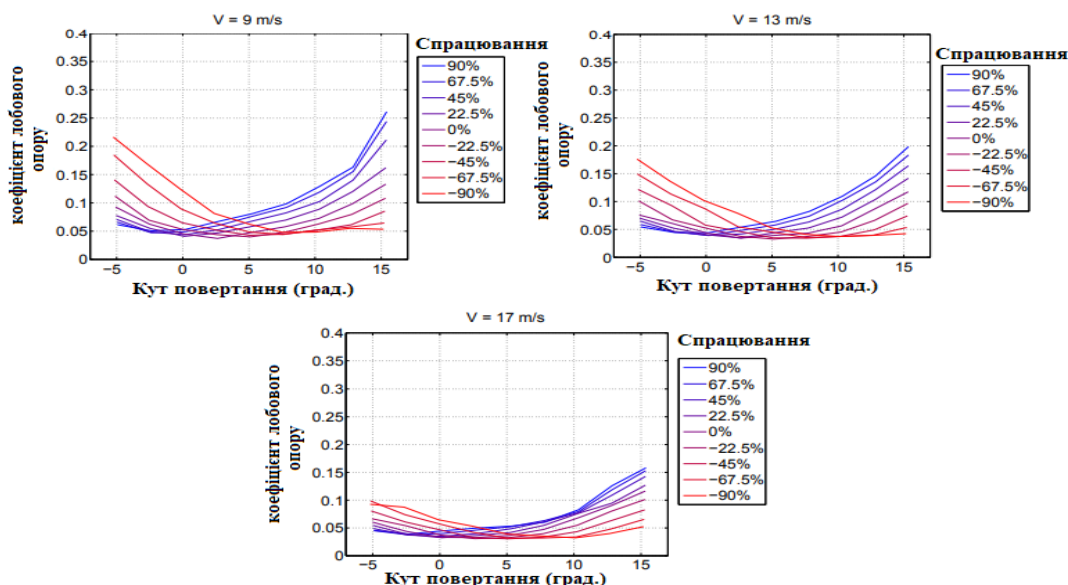


Рисунок 3.2 - Залежність величини коефіцієнта лобового опору від кута атаки аеродинамічного руля БПЛА та швидкості потоку повітря.

Отже величина коефіцієнта лежить в межах 0,05 – 0,3. Прийmemo максимальне значення $C_x = 0,3$.

При температурі 20°C густина повітря буде складати $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$. Швидкість польоту можна прийняти $V = 160 \text{ км/год} = 44,44 \text{ м/с}$. Площу поверхні елерона прийmemo $0,12 \text{ м}^2$. Розміри елерона – $800 \times 150 \text{ мм}$.

Тоді

$$F_a = 0,3 \cdot 0,12 \frac{1,225 \cdot 44,44^2}{2} = 43,54 \approx 50 \text{ Н}$$

По отриманому значенню аеродинамічної сили, враховуючи втрати в приводі рульового механізму, можна визначити потужність двигуна, що буде приводити його в дію.

4. РОЗРАХУНОК РУЛЬОВОГО ПРИВОДУ

4.1 Розрахунок параметрів двигуна

Рахуємо потужність двигуна:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{гм}}}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3}, \quad (4.1)$$

η_1 – ККД гвинтової передачі, $\eta_1 = 0,85$;

η_2 – ККД пари підшипників, $\eta_2 = 0,99$;

η_3 – ККД планетарної передачі, $\eta_3 = 0,91$;

$P_{\text{гм}}$ – потужність на кулькогвинтовому механізмі:

$$P_{\text{гм}} = 2F \cdot V, \quad (4.2)$$

F – аеродинамічне навантаження, $F = 50$ Н;

V – швидкість:

$$V = \frac{k \cdot n_1}{t}, \quad (4.3)$$

k – крок гвинта, попередньо приймемо М8×5, $k = 5$ мм = 0,005 м;

n_1 – частота обертання гвинта кулькогвинтового механізму, $n_1 = 6$ об/с;

t – час, $t = 1$ с.

$$V = \frac{0,005 \cdot 6}{1} = 0,03 \text{ м/с}$$

Отже

$$P_{\text{гм}} = 2 \cdot 50 \cdot 0,03 = 3 \text{ Вт} \quad (4.4)$$

Отже

$$P_{\text{дв}} = \frac{3}{0,85 \cdot 0,99 \cdot 0,91} = 3,92 \text{ Вт} \quad (4.5)$$

Обираємо двигун ДПМ-30-Н1-03Т з такими характеристиками:

$P_{\text{дв.мах}} = 6$ Вт, $n_{\text{мах}} = 4500$ об/хв, $T_{\text{дв}} = 24,6$ мНм.

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценка П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

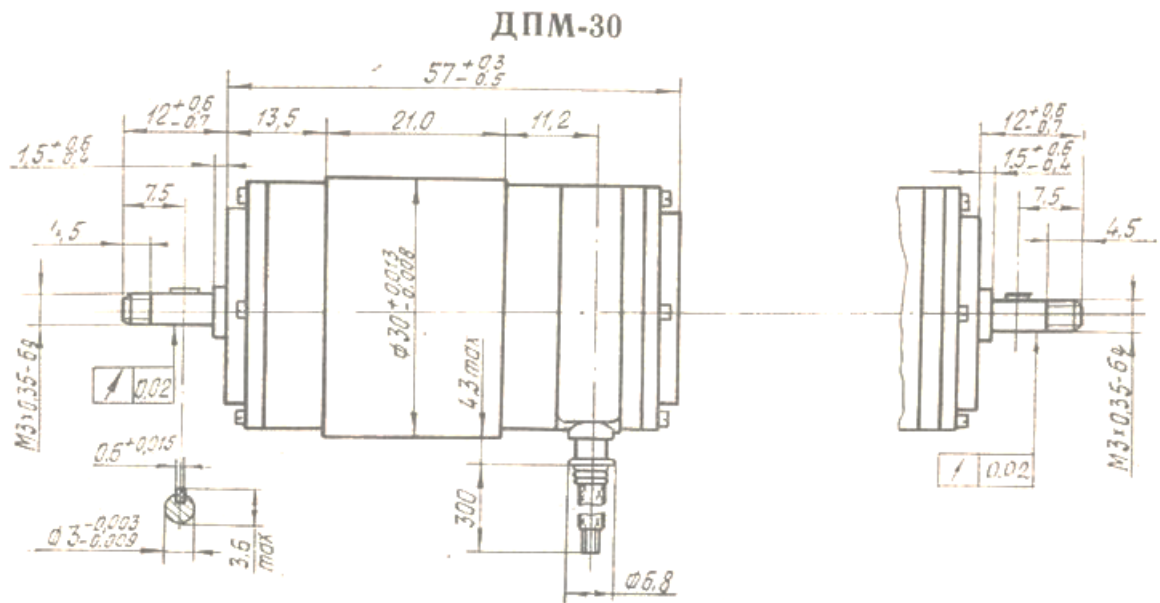


Рисунок 4.1- Двигун ДПМ-30-Н1-03Т

4.2 Визначення чисел зубців планетарної передачі

Рахуємо передаточне відношення планетарної передачі:

$$i_{п.п} = \frac{n_{дв}}{n_1} = \frac{4500}{360} = 12,5 \quad (4.5)$$

В процесі синтезу планетарної передачі 3-го типу отримуємо значення чисел зубців кожного з коліс, які входять в її склад. Число зубців вибираємо:

$$z_1 = 24, z_2 = 76, z_3 = 38, z_4 = 138. \text{ Кількість сателітів } n_c = 3.$$

Перевіряємо придатність числа зубців, для планетарної передачі, по п'яти умовам [6]:

1) Необхідне передаточне відношення:

$$i_{п.п}^{(H)} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 1 + \frac{76 \cdot 138}{24 \cdot 38} = 12,5. \quad (4.6)$$

2) Умова співвісності, що перевіряє однаковість міжосьової відстані в зачепленнях коліс 1 і 2 та 3 і 4 [6]:

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4 \quad (4.7)$$

$$24 + 76 = 138 + 38$$

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю.				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Умова виконана.

- 3) Умова збирання, за якою перевіряємо можливість збирання разом сателітів та сонячних коліс [6]:

$$\frac{z_4}{n_c} + \frac{z_1 \cdot z_3}{n_c \cdot z_2} = C, \quad (4.8)$$

де C – будь-яке ціле число.

$$\frac{138}{3} + \frac{24 \cdot 38}{3 \cdot 76} = 50$$

Умова виконана.

- 4) Умова сусідства, по якій перевіряємо чи не будуть сателіти найбільшого діаметру заважати один одному обертатися [6]:

$$\sin\left(\frac{\pi}{3}\right) > \frac{z_c^{max} + 2 \cdot h_a^*}{z_1 + z_2} \quad (4.9)$$

де h_a^* – коефіцієнт висоти головки зубця для нормальних зубців, $h_a^* = 1$;

z_c^{max} – число зубців більшого з двох сателітів, (z_2 або z_3), $z_c^{max} = z_2 = 76$;

$$\sin\left(\frac{\pi}{3}\right) > \frac{76 + 2 \cdot 1}{24 + 76}$$

$$0,87 > 0,78$$

Умова виконана.

- 5) Умова непідрізування (правильного зчеплення), для унеможливлення появи потоншення ніжки зуба в процесі виготовлення коліс:

$$z_1 \geq 17, z_2 \geq 17, z_3 \geq 20, z_4 > 85$$

$$z_1 = 24 > 17, z_2 = 76 > 17, z_3 = 38 > 20, z_4 = 138 > 85$$

Умова виконується.

Оскільки всі умови виконуються остаточно прийmemo: $z_1 = 24, z_2 = 76, z_3 = 38, z_4 = 138$.

Розраховуємо передаточні відношення зачеплень коліс 1 і 2 та 3 і 4:

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю.				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$u_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{76}{24} = 3,2 \quad (4.10)$$

$$u_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{138}{38} = 3,6 \quad (4.11)$$

4.3. Вибір та розрахунок шарико-гвинтової передачі

Враховуючи, навантаження, що мають діяти в гайці шарико-гвинтової передачі порахуємо крутний момент, що передається на ходовий гвинт.

Тоді момент на гвинті може бути розрахований за наступною залежністю [7]:

$$M_{\text{ГВ}} = \frac{Q \cdot p}{2\pi\eta_{\text{К.Г.}}}, \quad (4.12)$$

де p — крок гвинта, $\eta_{\text{К.Г.}}$ — к.к.д. кулькогвинтової передачі.

Для розрахунку крутного моменту на гвинті підберемо з каталогу найменшу кулькогвинтову передачу, що присутня на ринку.

Вибираємо шарико-гвинтову передачу R8-5B1 фірми Hiwin [8] (рис. 4.2) з параметрами шарико-гвинтової передачі, що наведені в таблицях. 4.1-4.2.

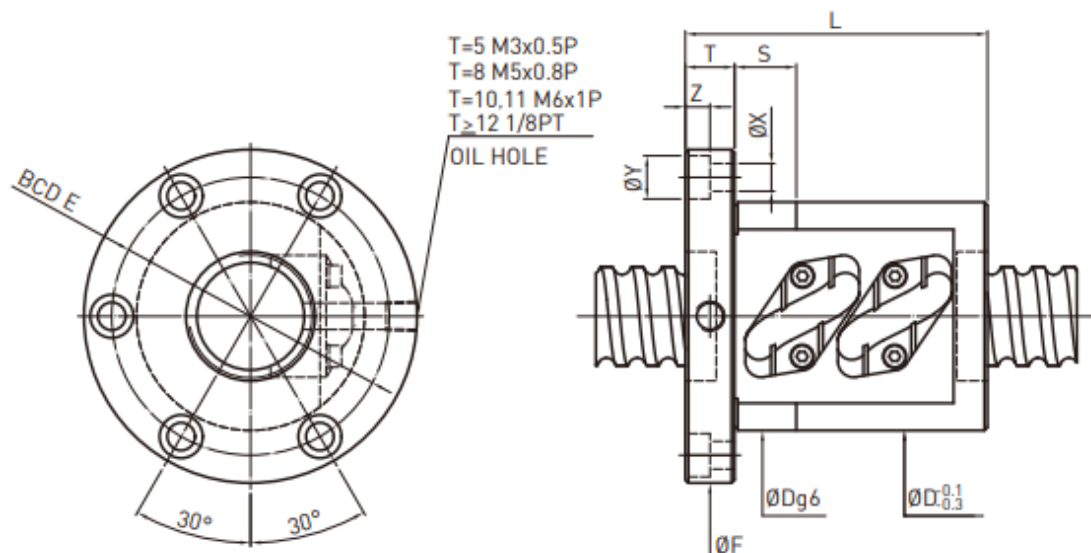


Рисунок 4.2 - Шарико-гвинтовий механізм

		Раджа А.І.А.		
		Проценко П.Ю		
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МВ-9208,ДПБ000.000.000 ПЗ

Аркуш

Таблиця. 4.1 Параметри шарико-гвинтової передачі [8]

Модель	Розміри гвинта		P.C.D., мм	RD, мм	Діам. кульки, мм	Динамічна вантажоп., кгс	Статична вантажоп., кгс		Жорсткість, кгс/мкм
	діаметр, мм	крок, мм							
R8-5B1	8	5	8,22	6,125	2	230	600		11,5

Таблиця. 4.2 Геометричні параметри гайки шарико-гвинтової передачі [8]

D, мм	D _{min} , мм	L, мм	F, мм	T, мм	B _{CD-E} , мм
24	18	37	44	8	34

Параметри шарико-гвинтової передачі, необхідні для подальших розрахунків:

- номінальний діаметр різби (P.C.D) - $d_0 = 8,22$ мм;
- число заходів різби – 1;
- крок різби – $p = 5$ мм;
- діаметр кульок – $d_k = 2$ мм;
- зовнішній діаметр різби – $d_{зв} = 8$ мм;
- внутрішній діаметр різби – $d_{вн} = 6,125$ мм

Зусилля опору, яке буде виникати через опір повітря, що діятиме на два елерони буде складати 100 Н. Вибраний двигун ДПМ-30-Н1-03Т може розвивати крутний момент $T_{дв} = 24,6$ мНм. Визначимо максимальне осьове навантаження, яке може бути передане приводом на елерони для зміни його кута атаки.

Крутний момент на двигуні можна визначити по наступній залежності:

$$M_1 = \frac{M_{гв}}{i_{пл.п} \eta_{к.г.} \eta_{п} \eta_{пл.п.}}, \quad (4.13)$$

де $i_{пл.п.}$ – передатне число планетарної передачі; $\eta_{к.г.} \approx 0,85 \div 0,9$ – коефіцієнт корисної дії шарико-гвинтової передачі; $\eta_{п}$ – к.к.д. пари підшипників гвинта кулькогвинтової передачі, $\eta_{п} = 0,99$, $\eta_{пл.п.}$ – к.к.д. планетарної передачі.

Момент на гвинті кулькогвинтової передачі буде складати:

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

$$M_{\text{ГВ}} = M_1 i_{\text{пл.п}} \eta_{\text{к.г.}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{пл.п.}} = 24,6 \cdot 12,5 \cdot 0,85 \cdot 0,99 \cdot 0,92 = 238 \text{ мНм.} \quad (4.14)$$

Тоді максимальне навантаження в гайці шарико-гвинтової передачі [7]:

$$Q_{\text{max}} = \frac{M_{\text{ГВ}} 2\pi \eta_{\text{к.г.}}}{p} = \frac{238 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,85}{5} = 255 \text{ Н} \quad (4.15)$$

Розрахуємо потрібну динамічну вантажопідйомність шарико-гвинтової передачі, враховуючи, що $Q_{\text{max}} = 255 \text{ Н}$ [7]:

$$C'_a = 1,25 \cdot \frac{Q_{\text{max}}}{K_M K_P K_A} \leq C_{ak}, \quad (4.16)$$

де K_M – коефіцієнт, що враховує якість матеріалу, при звичайній плавці приймають $K_M = 1$; K_P – коефіцієнт надійності передачі, приймаємо для 97% надійності роботи величину $K_P = 0,75$; K_A – коефіцієнт, що враховує точність передачі, приймаємо $K_A = 0,9$, C_{ak} – скоректована величина динамічної вантажопідйомності шарико-гвинтової передачі.

Тоді

$$C'_a = 1,25 \cdot \frac{255}{1 \cdot 0,75 \cdot 0,9} = 473 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність вибраної шарико-гвинтової передачі складає $C_a = 2300 \text{ Н}$.

Скоректовані динамічну вантажопідйомність можна розрахувати по наступній залежності [7]:

$$C_{ak} = K_M K_P K_A C_a = 1 \cdot 0,75 \cdot 0,9 \cdot 2300 = 1552 \text{ Н.} \quad (4.17)$$

Отримане потрібне значення динамічної вантажопідйомності в передачі менше за скоректовану величину динамічної вантажопідйомності вибраної передачі: $C'_a = 473 \text{ Н} < C_{ak} = 1552 \text{ Н}$. Відповідно вибрана кулькогвинтова передача забезпечує необхідну міцність з точки зору появи втомних тріщин.

Розрахуємо довговічність шарико-гвинтової передачі. Ресурс в млн. обертів можна розрахувати за залежністю [7]:

$$L = (C_{ak}/Q_{\text{max}})^3 = (1552/255)^3 = 255 \text{ млн. об.} \quad (4.18)$$

Ресурс в годинах [7]:

$$L_{\text{год}} = \frac{10^6 L}{60 \cdot n_{\text{ГВ}}} = 10^6 \cdot \frac{255}{60 \cdot 360} = 10437 \text{ год,} \quad (4.19)$$

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю.				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

де $n_{\text{гв}}$ – частота обертання гвинта.

Перевіримо гайку на статичну міцність. Перевірка виконується по найбільшій осьовій силі, яка не має бути більшою за скоректовану осьову вантажопідйомність кулькогвинтової передачі.

Умова статичної контактної міцності має наступний вигляд [9]:

$$Q_{\text{max н}} < C_{0k} = C_0 K_{\alpha 0},$$

де C_0 – статична вантажопідйомність кулькогвинтової передачі, $C_0 = 6000\text{Н}$; $K_{\alpha 0}$ – коефіцієнт, що враховує точність розрахунків, $K_{\alpha 0} = 0,7 \div 1$; $Q_{\text{max н}}$ – найбільша осьова сила з врахуванням натягу передачі:

$$Q_{\text{max н}} = Q_{\text{Н}} + 0,65 Q_{\text{max}}. \quad (4.20)$$

Для отримання високих значень к.к.д. бажано виконати натяг [9]:

$$Q_{\text{Н}} = (0,4 \div 0,8) Q_{\text{max}} = 0,5 \cdot 255 = 128 \text{ Н}. \quad (4.21)$$

Тоді

$$Q_{\text{max н}} = 128 + 0,65 \cdot 255 = 294 \text{ Н} < 6000 \cdot 0,9 = 5400 \text{ Н}.$$

Отже умова виконується.

Виконаємо перевірку на статичну стійкість гвинта за наступною умовою:

$$Q_{\text{max}} \leq Q_{\text{кр}},$$

де $Q_{\text{кр}}$ – значення критичної сили по Ейлеру [9]:

$$Q_{\text{кр}} = \pi^3 E d_{\text{вн}}^4 / [64 S (\mu L)^2], \quad (4.22)$$

де E – модуль пружності матеріалу гвинта, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; S – коефіцієнт запасу, $S = 3$; μ – коефіцієнт, що залежить від способу кріплення гвинта, $\mu = 0,5$; L – довжина навантаженої ділянки гвинта, $L = 120$ мм.

$$Q_{\text{кр}} = 3,14^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{6,125^4}{[64 \cdot 3 \cdot (0,5 \cdot 120)^2]} = 13238 \text{ Н},$$

Тоді

$$255 \text{ Н} \leq 13238 \text{ Н}.$$

Отже умова статичної стійкості виконується.

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

4.4. Визначення оптимального модулю коліс планетарної передачі та розрахунок коліс на контактну міцність

Попередньо виберемо для зубчастих коліс матеріал сталь 40НХ, покращену, середня твердість HB 280, базове число циклів зміни напруги $N_{H0} = 2,3 \cdot 10^7$

Визначаємо робоче число циклів зміни напруги для сонячного колеса за весь термін служби [10]:

$$N_H = 60 \cdot n_c \cdot n_1^{(H)} \cdot t, \quad (4.23)$$

де $n_1^{(H)} = n_{дв} - n_1 = 4500 - 360 = 4140$ об/хв; t – термін служби, $t = 10000$ год;

$$N_H = 60 \cdot 3 \cdot 4140 \cdot 10 \cdot 10^3 = 745 \cdot 10^7$$

Оскільки $N_H > N_{H0}$, то приймаємо коефіцієнт довговічності $K_{HL} = 1$.

Подальший розрахунок планетарної передачі з сталевими колесами призведе до величини модулю передачі, що буде менше за 0,1. Виготовлення таких мікропередач є технологічно складною задачею, що вимагає застосування спеціалізованих технологій 3D друку разом з подальшою чистовою обробкою.

Для зменшення ваги планетарного редуктора в якості матеріалу зубчастих коліс можна використати пластмасу, застосування якої збільшить величину модуля, і відповідно забезпечить технологічність виготовлення планетарного редуктора.

Із запропонованих в роботі [11] пластмасових матеріалів виберемо поліамід ПА6, що має межу міцності на згин при 10^8 циклів навантажень – $\sigma_{F \lim b}^0 = 13$ МПа.

З врахуванням довговічності, температури та числа входжень в зачеплення, межа міцності на згин буде складати [11]:

$$\sigma_{F \lim b}^2 = \sigma_{F \lim b}^0 Y_N Y_T Y_\tau, \quad (4.24)$$

де Y_N – коефіцієнт довговічності, прийmemo $Y_N = 1$; Y_T – коефіцієнт, що враховує вплив температури на міцність матеріалу колеса, прийmemo при температурі 80°

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю.				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

значення коефіцієнта $Y_T = 0,7$; Y_T – коефіцієнт, що залежить від числа входжень в зачеплення. Для зуба сонячного колеса z_1 планетарного редуктора, що за один оберт має 3 зачеплення та обертається з частотою $n_1 = 4500 \text{ хв}^{-1}$, коефіцієнт $Y_T = 0,75$.

$$\text{Тоді } \sigma_{F \lim b}^2 = 13 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 0,75 = 6,8 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження при розрахунку на згин можна розрахувати за наступною залежністю [11]:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}^2}{S_{F \min}^2} Y_R Y_\delta Y_x, \quad (4.25)$$

де $S_{F \min}$ - коефіцієнт безпеки при розрахунку на згин, приймаємо $S_{F \min}^2 = 3$; Y_R – коефіцієнт, що враховує технологію виготовлення зубчастих коліс, прийmemo для литих коліс $Y_R = 1$; Y_δ і Y_x – коефіцієнти, які враховують вплив абсолютних розмірів відповідно зубців та колеса [11]:

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \lg m \quad (4.26)$$

$$Y_x = 1,05 - 1,25 \cdot 10^{-4} d. \quad (4.27)$$

Попередньо прийнявши модуль $m=0,5 \text{ мм}$ та знаючи число зубців сонячного колеса $z_1 = 24$ отримаємо:

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \lg(0,5) = 1,03;$$

$$Y_x = 1,05 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot 0,5 \cdot 24 = 1,048.$$

$$\sigma_{FP} = \frac{6,8}{3} 1 \cdot 1,03 \cdot 1,048 = 2,4 \text{ МПа.}$$

Межа контактної витривалості при 10^8 циклів навантажень [11]:

$$\sigma_{H \lim b}^2 = \sigma_{H \lim b}^0 Z_N,$$

де $\sigma_{H \lim b}^0$ – межа витривалості при базовому числі циклів, $\sigma_{H \lim b}^0 = 48 \text{ МПа}$, Z_N - коефіцієнт довговічності, прийmemo $Z_N = 1$.

$$\text{Тоді } \sigma_{H \lim b}^2 = 48 \cdot 1 = 48 \text{ МПа.}$$

Допустимі контактні напруження при розрахунку на контактну витривалість [11]:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b}^2}{S_{H \min}^2} Z_R Z_v Z_L Z_x, \quad (4.28)$$

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю.				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

де $S_{H\min}^2$ - мінімальний коефіцієнт безпеки при довготривалій експлуатації, приймаємо $S_{H\min}^2 = 3$; Z_R, Z_v, Z_L і Z_x – коефіцієнти, що враховують відповідно вплив шорсткості поверхні, колової швидкості, змащування та розмірів. Для пластмас ці коефіцієнти приймають рівними 1.

$$\sigma_{HP} = \frac{48}{3} 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 16 \text{ МПа.}$$

Виконаємо перевірку зачеплення коліс 1 та 2 на витривалість при згині. Напруження згину [11]:

$$\sigma_F = \frac{2T_1^2}{n'_c z_2 b m^2} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon, \quad (4.29)$$

де T_1 - крутний момент на шестерні; K_F – коефіцієнт навантаження; Y_{FS} – коефіцієнт, що враховує форму зуба та концентрацію напружень, $Y_{FS} = 4,2$; Y_β – коефіцієнт, що враховує нахил зуба, прийmemo $Y_\beta = 1$, Y_ε – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів, для прямозубих коліс $Y_\varepsilon = 1$.

Тоді можна знайти величину модулю для коліс з поліаміду ПА6 підставивши замість σ_F допустиме напруження на згин σ_{FP} [11]:

$$m = \sqrt{\frac{2T_1^2}{n'_c z_2 b \sigma_{FP}}} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon. \quad (4.30)$$

Коефіцієнт навантаження [11]:

$$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{F\tau}, \quad (4.31)$$

де K_A – коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження, $K_A = 1$; K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує внутрішнє динамічне навантаження, $K_{Fv} = 1,3$; $K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній; $K_{F\alpha}$ – враховує розподіл навантаження між зубцями, що обумовлено їх пружними переміщеннями та додатковими контактами, що виникають через піддатливість матеріалу; $K_{F\tau}$ – враховує залежність деформаційних властивостей матеріалу колеса від частоти деформування.

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю.				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

При розрахунках K_F може прийматися $K_F = 1,5$.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 24,6}{2,3 \cdot 76 \cdot 6 \cdot 2,4}} 1,5 \cdot 4,2 \cdot 1 \cdot 1 = 0,36.$$

Прийmemo модуль зі стандартного ряду значень рівним $m = 0,5$ мм.

Розрахункове контактне напруження в зачепленні 1 і 2 визначимо по наступній залежності [10]:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1^2 K_F (u+1)}{n_c d_2^2 b u^2}}, \quad (4.32)$$

де Z_E – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу спряжених коліс, з графіка, при модулі пружності ПА6 $E=3$ ГПа і коефіцієнті Пуассона $\mu=0,45$, прийmemo $Z_E = 20$ (МПа) $^{1/2}$; Z_H – коефіцієнт, що враховує вплив форми спряженої поверхні зубців в полюсі зачеплення [10]:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha} \left(\frac{2 \cos \beta}{\tan \alpha_w} \right)^{1/2}, \quad (4.33)$$

враховуючи, що кут профілю $\alpha=20^\circ$, кут зачеплення $\alpha_w=20^\circ$, кут нахилу зуба $\beta=0$, то:

$$Z_H = \frac{1}{\cos 20^\circ} \left(\frac{2}{\tan 20^\circ} \right)^{1/2} = 2,5;$$

Z_ε - коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}, \quad (4.34)$$

де ε_α – коефіцієнт перекриття:

$$\varepsilon_\alpha \approx 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{76} \right) = 1,7, \quad (4.35)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,7}{3}} = 0,87.$$

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Тоді розрахункове контактне напруження буде:

$$\sigma_H = 20 \cdot 2,5 \cdot 0,87 \sqrt{\frac{2 \cdot 24,6 \cdot 1,5(3,2+1)}{2,3 \cdot 38^2 \cdot 6 \cdot 3,2^2}} = 1,7 \text{ МПа},$$

що менше за допустиме контактне напруження $\sigma_{HP} = 16 \text{ МПа}$.

Визначаємо діаметри ділільних кіл коліс планетарного редуктора [10]:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 0,5 \cdot 24 = 12 \text{ мм}; \quad (4.36)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 0,5 \cdot 76 = 38 \text{ мм}; \quad (4.37)$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 0,5 \cdot 38 = 19 \text{ мм}; \quad (4.38)$$

$$d_4 = m \cdot z_4 = 0,5 \cdot 138 = 69 \text{ мм}. \quad (4.39)$$

Розраховуємо міжосьову відстань [10]:

$$a_{w_{1,2}} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{12 + 38}{2} = 25 \text{ мм} \quad (4.40)$$

Ширину коліс приймаємо [10]:

$$b_1 = b_4 = 8 \text{ мм}, b_2 = b_3 = 6 \text{ мм}$$

3D модель рульового приводу наведена в додатку до цієї роботи.

Виконаємо оцінку залежності впливу модулю передачі на масу колеса залежно від матеріалу.

Відомо, що наближено можна визначити масу зубчастого колеса по наступній залежності [6]:

$$m_k = 1,3m_b, \quad (4.41)$$

де m_b — маса вінця:

$$m_b = \pi d_f S \rho, \quad (4.42)$$

де d_f — діаметр западин; S — площа поперечного перерізу вінця, $S = 3mb$; ρ — густина матеріалу.

Ширину вінця колеса можна визначити як [10]:

$$b = \psi_{bm} m. \quad (4.43)$$

Враховуючи вищенаведене, можна отримати величину модуля для колеса з несталевого матеріалу, що буде мати приблизно ту саму масу, що й колесо зі сталі:

$$m_x = m_{ст} \sqrt[3]{\frac{\rho_{ст}}{\rho_x}}, \quad (4.44)$$

де $m_{ст}$ – модуль колеса зі сталі, $\rho_{ст}$ – густина сталі (7700 кг/м³), ρ_x – густина несталевого матеріалу.

Для БПЛА важливо, щоб маса його складових була якомога меншою, тому краще, щоб маса неметалевих зубчастих коліс була рівна або менше маси сталевих коліс, тоді: $m_x \leq m_{ст} \sqrt[3]{\frac{\rho_{ст}}{\rho_x}}$.

Модуль зачеплення можна визначити з умови міцності на згин [10]:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2TK_F Y_F}{[\sigma_F] \psi_{bm} Z_1}} \quad (4.45)$$

Тоді можна отримати залежність з умови міцності на згин модулю колеса з пластику по відношенню до модулю сталевих колеса:

$$m_x = m_{ст} \sqrt[3]{\frac{1,5[\sigma_{Fст}] Y_{Fx}}{[\sigma_{Fx}] K_{Fст} Y_{Fст}}}, \quad (4.46)$$

де $[\sigma_{Fст}]$ – допустиме напруження на згин для сталі, $[\sigma_{Fx}]$ – допустиме напруження на згин для несталого матеріалу, $K_{Fст}$ – коефіцієнти навантаження відповідно для колеса зі сталі, $Y_{Fст}$ і Y_{Fx} – коефіцієнти, що враховують форму зуба відповідно для колеса зі сталі та пластмасового колеса.

Користуючись вищенаведеними залежностями можна оцінити спочатку модуль, який має мати пластикове колесо порівняно зі сталевим з точки зору міцності на згин, далі оцінити отриманий модуль з точки зору рівності мас

сталю колеса і пластмасового. Крім цього потрібно врахувати й те, що з точки зору технологічності модуль зачеплення має бути не менше 0,1 мм. Ця процедура дасть можливість виконати оцінку чи варто замінити сталь на пластиковий матеріал.

4.5 Силевий розрахунок планетарної передачі

Виконаємо силевий розрахунок планетарної передачі. Схема планетарної передачі та розподіл сил в ній показано на рис. 4.3

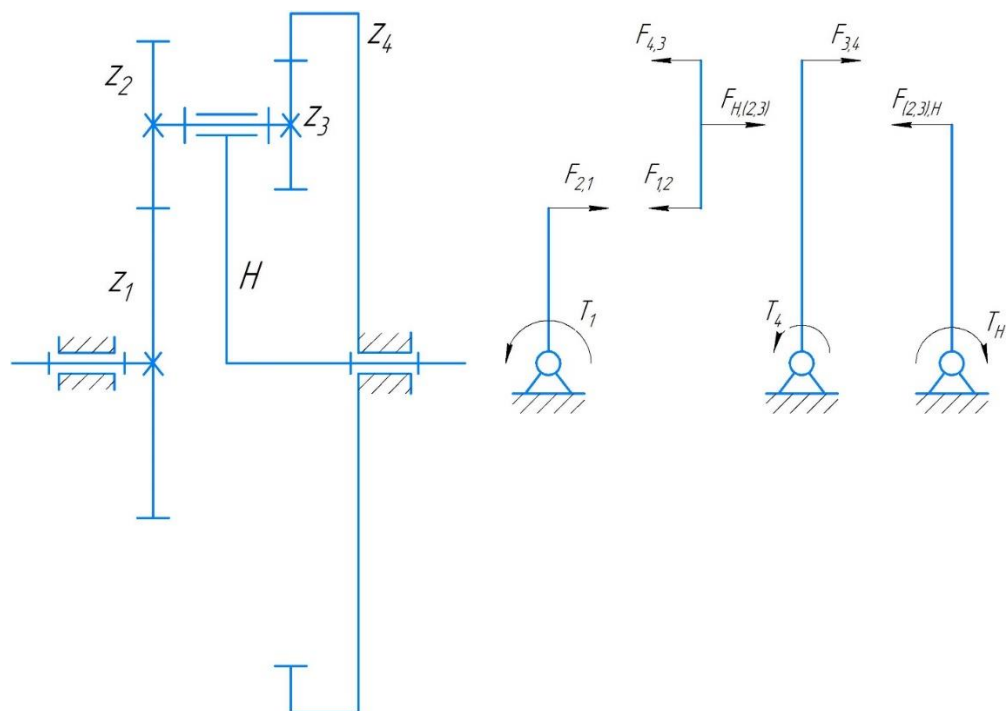


Рисунок 4.3 - Розрахункова схема до виконання силового розрахунку планетарної передачі

1. Розрахуємо силу $F_{2,1}$, що діє в зачепленні сонячного колеса z_1 та сателіта z_2 , прийнявши максимальний крутний момент на двигуні за $T_1 = 24,6$ мН·м [10]:

$$F_{2,1} = \frac{2T_1}{d_1 n'_c} = \frac{2 \cdot 24,6}{12 \cdot 2,3} = 1,78 \text{ Н.} \quad (4.47)$$

2. Розглянемо рівновагу сателіта, що входить в кінематичні пари з водилом H та зубчастими колесами z_1 та z_3 . Знайдемо сили в зачепленнях $F_{1,2}$ та $F_{4,3}$ [10]:

$$\begin{aligned} \overline{F_{1,2}} &= -\overline{F_{2,1}}, & \overline{F_{H,(2,3)}} &= \overline{F_{1,2}} + \overline{F_{4,3}} \\ \overline{F_{4,3}} &= \overline{F_{H,(2,3)}} - \overline{F_{1,2}}. \end{aligned}$$

$$\overline{F_{1,2}} = -\overline{F_{2,1}} = -1,78 \text{ Н.}$$

З умови рівноваги моменту сил відносно осі сателіта [10]:

$$F_{1,2} \frac{d_2}{2} = F_{4,3} \frac{d_3}{2}, \quad (4.48)$$

тоді
$$F_{4,3} = F_{1,2} \frac{d_2}{d_3} = 1,78 \frac{38}{19} = 3,56 \text{ Н.} \quad (4.49)$$

Розрахуємо силу, що діє в кінематичній парі сателіта та водила:

$$F_{H,(2,3)} = 1,78 + 3,56 = 5,34 \text{ Н.}$$

3. Розглянемо рівновагу колеса 4 та знайдемо момент T_4 [10]:

$$\overline{F_{3,4}} = -\overline{F_{4,3}} = -3,56 \text{ Н.}$$

$$T_3 = F_{3,4} \frac{d_4}{2} n'_c = 3,56 \cdot \frac{69}{2} 2,3 = 282,48 \text{ мН} \cdot \text{м.} \quad (4.50)$$

4. Розглянемо рівновагу водила:

$$\overline{F_{(2,3),H}} = -\overline{F_{H,(2,3)}} = -1,67 \text{ Н.}$$

$$T_4 = F_{(2,3),H} a_{w1,2} n'_c = 5,34 \cdot 25 \cdot 2,3 = 307,1 \text{ мН} \cdot \text{м.} \quad (4.51)$$

Виконаємо перевірку виконаних розрахунків:

$$T_1 + T_3 = T_H,$$

$$24,6 + 282,48 = 307,1.$$

Отже рівність моментів виконується, що говорить про правильність виконаних розрахунків.

4.6 Сили в зачепленнях планетарного редуктора

Виконаємо розрахунок сил в зачепленнях коліс планетарного редуктора.

Колові сили:

- зачеплення коліс 1 та 2: $F_{t1} = F_{t2} = F_{1,2} = 1,78 \text{ Н;}$
- зачеплення коліс 3 та 4: $F_{t3} = F_{t4} = F_{3,4} = 3,56 \text{ Н;}$

Радіальні сили [10]:

- зачеплення коліс 1 та 2: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w = 1,78 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 0,65 \text{ Н;}$
- зачеплення коліс 3 та 4: $F_{r3} = F_{r4} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w = 3,56 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 1,3 \text{ Н;}$

РОЗДІЛ 5. ВИЗНАЧЕННЯ РЕАКЦІЙ В ПІДШИПНИКАХ, ПОБУДОВА ЕПЮР ЗГИНАЛЬНИХ ТА КРУТНИХ МОМЕНТІВ

5.1 Побудова епюр згинальних моментів осі сателіта планетарного редуктора

Розрахункова схема осі сателіта зображена на рис. 5.1, а.

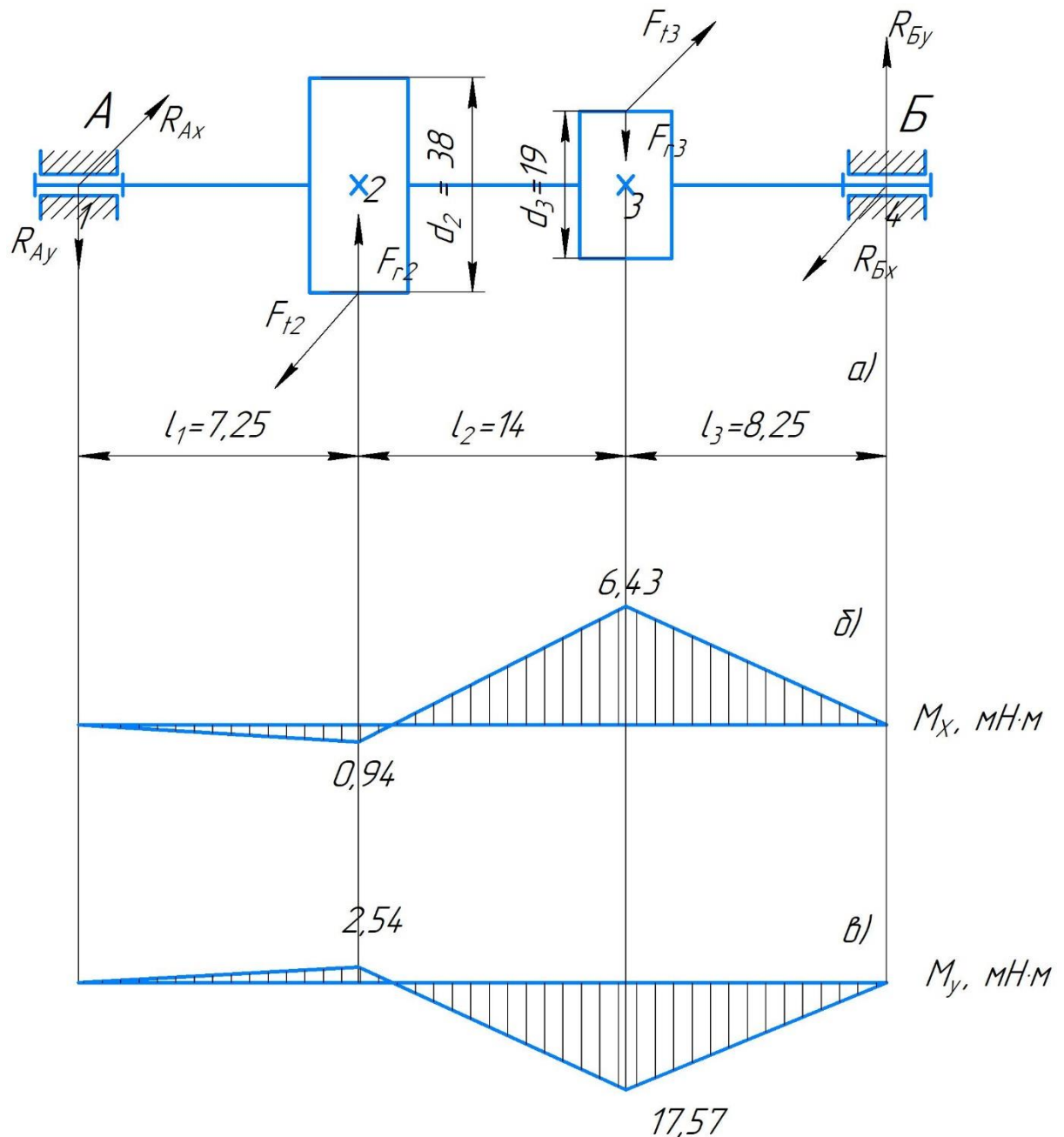


Рисунок 5.1 - Розрахункова схема осі сателіта (а) та епюри згинальних (б, в) моментів

В процесі конструкційного опрацювання осі сателіта в її опорах були встановлені радіальні підшипники, які потрібно перевірити на довговічність. Для цього необхідно знайти реакції в підшипникових опорах А та Б (див. рис. 5.1, а). При цьому, по результатам обрахунку зубчастих зачеплень в попередньому розділі були отримані наступні сили, що показані на схемі вище:

- колова сила в зачепленні 1 і 2: $F_{t2} = 1,78 \text{ Н}$;
- радіальна сила в зачепленні 1 і 2: $F_{r2} = 0,65 \text{ Н}$;
- колова сила в зачепленні 3 і 4: $F_{t3} = 3,56 \text{ Н}$;
- радіальна сила в зачепленні 3 і 4: $F_{r3} = 1,3 \text{ Н}$.

Розкладемо реакції в опорах А та Б на вертикальну та горизонтальну складові.

1. Розглянемо вертикальну площину осі сателіта.

а) Шукаємо складові реакції в опорах, складаючи рівняння рівноваги, Н:

$$\sum M_B = 0;$$

$$R_{Ay}(l_1 + l_2 + l_3) - F_{r2}(l_2 + l_3) + F_{r3}l_3 = 0;$$

$$\text{звідки } R_{Ay} = \frac{F_{r2}(l_2 + l_3) - F_{r3}l_3}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{0,65 \cdot (14 + 8,25) - 1,3 \cdot 8,25}{7,25 + 14 + 8,25} = 0,13 \text{ Н}.$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{r2}l_1 - F_{r3}(l_1 + l_2) + R_{By}(l_1 + l_2 + l_3) = 0; \quad (5.2)$$

$$\text{звідки } R_{By} = \frac{F_{r3}(l_1 + l_2) - F_{r2}l_1}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{1,3 \cdot (7,25 + 14) - 0,65 \cdot 7,25}{7,25 + 14 + 8,25} = 0,78 \text{ Н}.$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_y = 0;$$

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

$$-0,13 + 0,78 - 1,3 + 0,65 = 0.$$

Отже, отримані складові реакцій в опорах А та Б забезпечують рівновагу сил в осі сателіта.

б) Перевірка осі на міцність буде виконуватись на базі значень моментів згину та скручування в найбільш її небезпечному перерізі. Будуємо епюру моментів згину відносно осі Х в характерних перерізах осі сателіта 1...4.

Ліворуч:

$$M_{x1} = 0; M_{x2} = R_{Ay} \cdot l_1 = 0,13 \cdot 7,25 = 0,94 \text{ мН} \cdot \text{м}.$$

Праворуч:

$$M_{x4} = 0; M_{x3} = R_{By} \cdot l_3 = 0,78 \cdot 8,25 = 6,43 \text{ мН} \cdot \text{м}.$$

2. Розглянемо горизонтальну площину осі сателіта.

а) Шукаємо складові реакції в опорах, складаючи рівняння рівноваги, Н:

$$\sum M_A = 0;$$

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

$$\text{звідки } R_{Bx} = \frac{-F_{t2}l_1 + F_{t3} \cdot (l_1 + l_2)}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{-1,78 \cdot 7,25 + 3,56(7,25 + 14)}{7,25 + 14 + 8,25} = 2,13 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$-F_{t3}l_3 + F_{t2}(l_2 + l_3) - R_{Ax}(l_1 + l_2 + l_3) = 0; \quad (5.6)$$

звідки

$$R_{Ax} = \frac{F_{t2}(l_2 + l_3) - F_{t3}l_3}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{1,78(8,25 + 14) - 3,56 \cdot 8,25}{7,25 + 14 + 8,25} = 0,35 \text{ Н}$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_x = 0;$$

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

$$0,35 - 2,13 - 1,78 + 3,56 = 0.$$

Отже, отримані складові реакцій в опорах А та Б забезпечують рівновагу сил в осі сателіта.

б) Будуємо епюру моментів згину відносно осі Y в характерних перерізах осі сателіта 1...4.

Ліворуч:

$$M_{y1} = 0; M_{y2} = R_{Ax} \cdot l_1 = 0,35 \cdot 7,25 = 2,54 \text{ мН} \cdot \text{м}$$

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Праворуч:

$$M_{Y4} = 0;$$

$$M_{Y3} = R_{Bx} \cdot l_3 = 2,13 \cdot 8,25 = 17,57 \text{ мН} \cdot \text{м}.$$

3. Визначаємо сумарний момент згину, на базі якого виконаємо розрахунки на статичну міцність та втому осі сателіта, в найбільш навантаженому перерізі – 3 [12]:

$$M_{зг3} = \sqrt{M_{X3}^2 + M_{Y3}^2} = \sqrt{6,43^2 + 17,57^2} = 18,71 \text{ мН} \cdot \text{м} \quad (5.8)$$

4. Розрахуємо, на базі отриманих вище складових реакцій, сумарні реакції в опорах А та Б [12]:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{0,35^2 + 0,13^2} = 0,37 \text{ Н}; \quad (5.10)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{2,13^2 + 0,78^2} = 2,27 \text{ Н}. \quad (5.11)$$

5. Позначимо підшипники в опорах А і Б цифрами 1 та 2. Приймемо позначення радіальних навантажень на них відповідно $F_1 = R_A$ і $F_2 = R_B$.

5.2 Побудова епюр згинальних та крутних моментів швидкохідного валу планетарного редуктора

Розрахункова схема швидкохідного валу зображена на рис. 3.2, а.

В процесі конструкційного опрацювання швидкохідного валу в його опорах були встановлені радіальні підшипники, які потрібно перевірити на довговічність. Для цього необхідно знайти реакції в підшипникових опорах В та Г.

При цьому, по результатам обрахунку зубчастих зачеплень в попередньому розділі були отримані наступні сили, що показані на схемі вище:

- колова сила в зачепленні 1 і 2: $F_{t1} = 1,78 \text{ Н}$;
- радіальна сила в зачепленні 1 і 2: $F_{r1} = 0,65 \text{ Н}$;
- крутний момент на шестерні 1: $T_1 = 24,6 \text{ мН} \cdot \text{м}$.

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

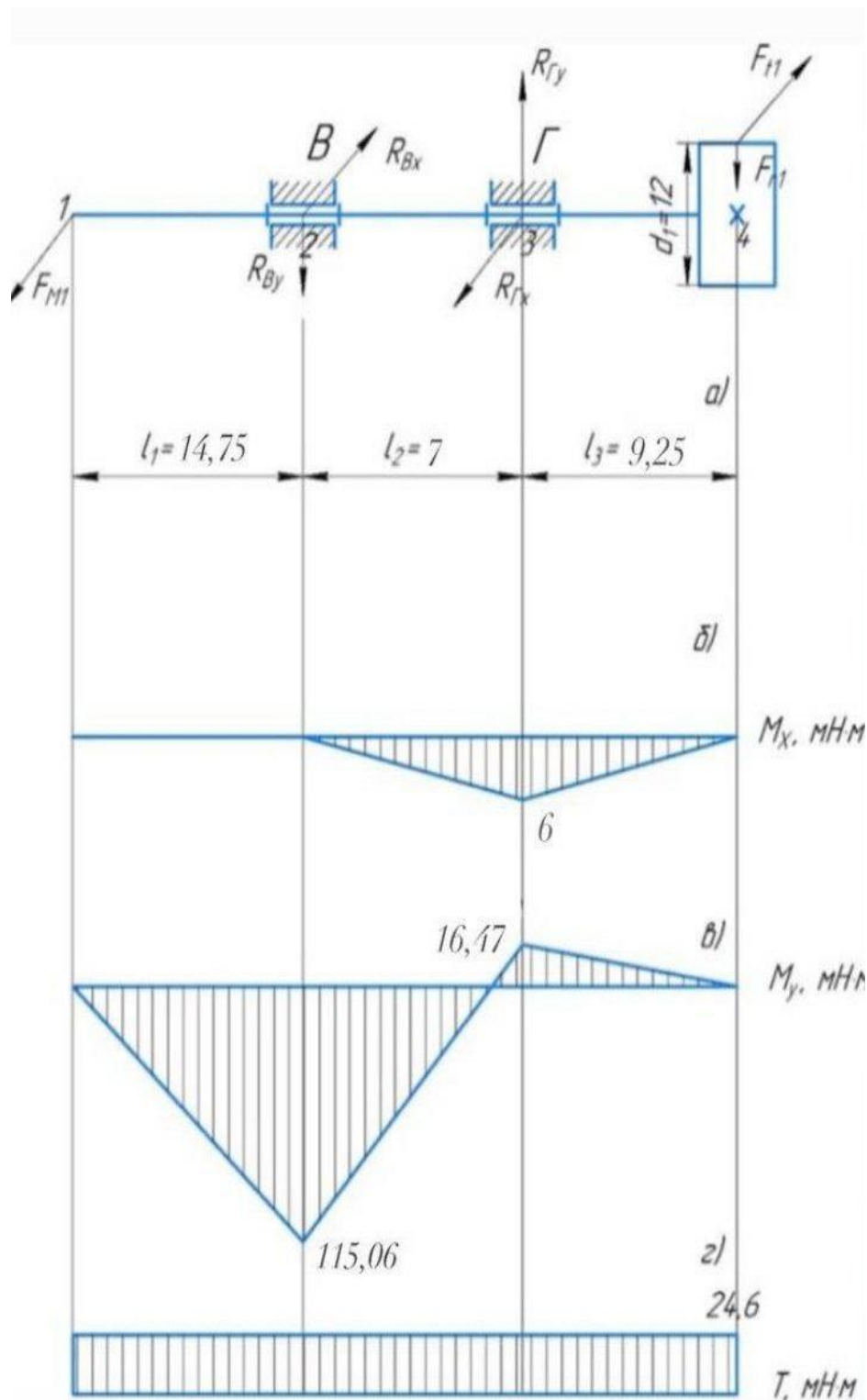


Рисунок 5.2 - Розрахункова схема швидкохідного валу (а) та епюри згинальних (б, в) моментів та крутних моментів (г)

Розкладемо реакції в опорах В та Г на вертикальну та горизонтальну складові.

1. Розглянемо вертикальну площину швидкохідного валу.

а) Шукаємо складові реакції в опорах, складаючи рівняння рівноваги, Н:

		Раджа А.І.А.		
		Проценко П.Ю		
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ

Аркуш

31

$$\sum M_r = 0;$$

$$R_{By}l_2 - F_{r1}l_3 = 0; \quad (5.12)$$

звідки

$$R_{By} = \frac{F_{r1}l_3}{l_2} = \frac{0,65 \cdot 9,25}{7} = 0,85 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_{\Gamma y}l_2 - F_{r1}(l_2 + l_3) = 0; \quad (5.13)$$

звідки

$$R_{\Gamma y} = \frac{F_{r1}(l_2 + l_3)}{l_2} = \frac{0,65(7 + 9,25)}{7} = 1,5 \text{ Н}$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_y = 0;$$

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

$$0,85 - 1,5 + 0,65 = 0$$

Отже, отримані складові реакцій в опорах В та Г забезпечують рівновагу сил в осі сателіта.

б) Перевірка швидкохідного валу на міцність буде виконуватись на базі значень моментів згину та скручування в найбільш його небезпечному перерізі. Будуємо епюру моментів згину відносно осі Х в характерних перерізах швидкохідного валу 1...4.

Ліворуч:

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

Праворуч:

$$M_{x4} = 0; M_{x3} = F_{r1} \cdot l_3 = 0,65 \cdot 9,25 = 6 \text{ мН} \cdot \text{м}.$$

2. Розглянемо горизонтальну площину швидкохідного валу.

а) Шукаємо складові реакції в опорах, складаючи рівняння рівноваги, Н:

$$\sum M_r = 0;$$

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

тут , додаткова сила, що виникає внаслідок впливу муфти [12]

$$F_{M1} = 50\sqrt{T_1} = 50\sqrt{0,0246} = 7,8 \text{ Н}$$

звідки

$$R_{Bx} = \frac{F_{M1}(l_1 + l_2) + F_{t1}l_3}{l_2} = \frac{7,8(14,75 + 7) + 1,78 \cdot 9,25}{7} = 26,59 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$-R_{Гx}l_2 + F_{t1}(l_2 + l_3) + F_{M1}l_1 = 0; \quad (3.16)$$

звідки

$$R_{Гx} = \frac{F_{t1}(l_2 + l_3) + F_{M1}l_1}{l_2} = \frac{1,78(7 + 9,25) + 7,8 \cdot 14,75}{7} = 20,57 \text{ Н}$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_x = 0;$$

$$F_{M1} - R_{Bx} + R_{Гx} - F_{t1} = 0; \quad (3.17)$$

$$7,8 - 26,59 + 20,57 - 1,78 = 0.$$

Отже, отримані складові реакцій в опорах В та Г забезпечують рівновагу сил в осі сателіта.

б) Будуємо епюру моментів згину відносно осі Y в характерних перерізах швидкохідного валу 1...4.

Ліворуч:

$$M_{Y1} = 0; M_{Y2} = F_{M1} \cdot l_1 = 7,8 \cdot 14,75 = 115,05 \text{ мН} \cdot \text{м}.$$

Праворуч:

$$M_{Y4} = 0; M_{Y3} = R_{t1} \cdot l_3 = 1,78 \cdot 9,25 = 16,47 \text{ мН} \cdot \text{м}.$$

3. Врахуємо вплив крутного моменту в швидкохідному валі та побудуємо епюру крутного моменту.

$$T_1 = 24,6 \text{ мН} \cdot \text{м}.$$

4. Визначаємо сумарний момент згину, на базі якого виконаємо розрахунки на статичну міцність та втому швидкохідного валу, в найбільш навантаженому перерізі – 2 [12].

$$M_{зг2} = \sqrt{M_{X2}^2 + M_{Y2}^2} = \sqrt{0^2 + 115,05^2} = 115,05 \text{ мН} \cdot \text{м}$$

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

5. Визначаємо приведений момент згину в найбільш навантаженому перерізі швидкохідного валу – 2 [12].

$$M_{\text{пр2}} = \sqrt{M_{3\Gamma 2}^2 + (\alpha T_1)^2} = \sqrt{115,05^2 + (0,6 \cdot 24,6)^2} = 116 \text{ мН} \cdot \text{м},$$

де α – коефіцієнт, що залежить від реверсивності передачі, та як передача нереверсивна, то $\alpha = [\sigma_{-1}] / [\sigma_0] = 65/110 = 0,6$ [12].

6. Розрахуємо, на базі отриманих вище складових реакцій, сумарні реакції в опорах В та Г [12].

$$R_{\Gamma} = \sqrt{R_{\Gamma x}^2 + R_{\Gamma y}^2} = \sqrt{20,57^2 + 1,5^2} = 20,6; \quad (5.10)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{26,59^2 + 0,85^2} = 26,6.$$

7. Позначимо підшипники В і Г цифрами 3 та 4. Прийнемо позначення радіальних навантажень на них відповідно $F_3 = R_B$ і $F_4 = R_{\Gamma}$.

5.3 Побудова епюр згинальних та крутних моментів водила планетарного редуктора

Розрахункова схема водила зображена на рис. 3.3, а.

З умови рівноваги водила та осі сателіта отримаємо:

- горизонтальна складова реакції в опорі А осі сателіта, що діє на водило:

$$\overline{R'_{Ax}} = -\overline{R_{Ax}} = -0,35 \text{ Н};$$

- вертикальна складова реакції в опорі А осі сателіта, що діє на водило:

$$\overline{R'_{Ay}} = -\overline{R_{Ay}} = -0,13 \text{ Н};$$

- горизонтальна складова реакції в опорі Б осі сателіта, що діє на водило:

$$\overline{R'_{Bx}} = -\overline{R_{Bx}} = -2,13 \text{ Н};$$

- вертикальна складова реакції в опорі Б осі сателіта, що діє на водило:

$$\overline{R'_{By}} = -\overline{R_{By}} = -0,78 \text{ Н};$$

Крутний момент на водилі: $T_H = 307,1 \text{ мН} \cdot \text{м}$.

Розкладемо реакції в опорах Д та Е на вертикальну та горизонтальну складові.

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю.				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

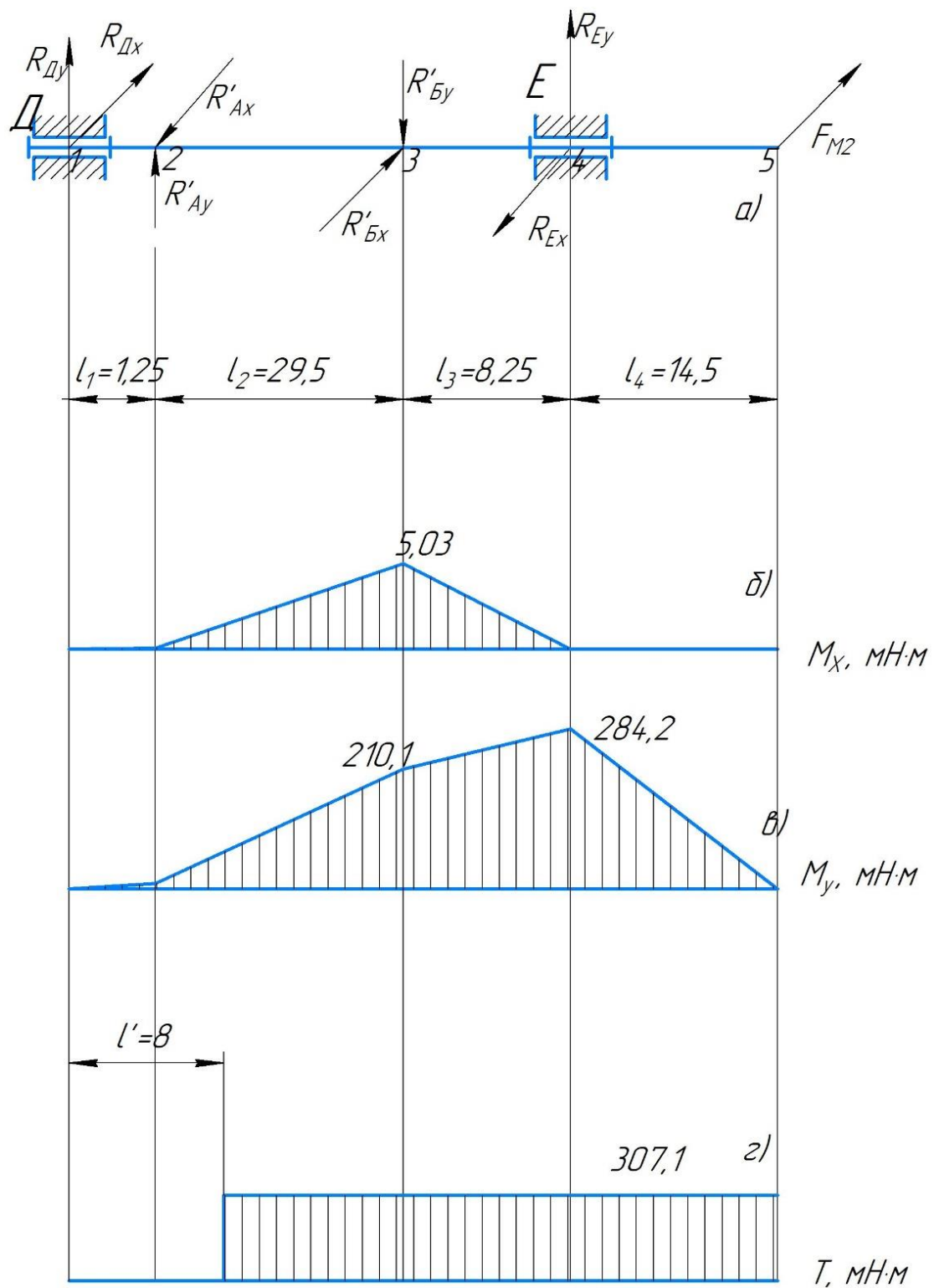


Рисунок 5.3 - Розрахункова схема водила (а) та епюри згинальних (б, в) моментів та крутних моментів (г)

1. Розглянемо вертикальну площину водила.

а) Шукаємо складові реакції в опорах, складаючи рівняння рівноваги, Н:

$$\sum M_D = 0;$$

$$R'_{Ay} l_1 - R'_{By} (l_1 + l_2) + R_{Ey} (l_1 + l_2 + l_3) = 0; \quad (5.12)$$

звідки

$$R_{Ey} = \frac{-R'_{Ay} l_1 + R'_{By} (l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{-0,13 \cdot 1,25 + 0,78 \cdot (1,25 + 29,5)}{1,25 + 29,5 + 8,25} = 0,61 \text{ H}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$R_{Dy} (l_1 + l_2 + l_3) + R'_{Ay} (l_2 + l_3) - R'_{By} l_3 = 0; \quad (5.13)$$

звідки

$$R_{Dy} = \frac{-R'_{Ay} (l_2 + l_3) + R'_{By} l_3}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{-0,13(29,5 + 8,25) + 0,78 \cdot 8,25}{1,25 + 29,5 + 8,25} = 0,04 \text{ H}.$$

Виконаємо перевірку.

$$\sum F_y = 0;$$

$$R_{Dy} + R'_{Ay} - R'_{By} + R_{Ey} = 0; \quad (5.14)$$

$$0,04 + 0,13 - 0,78 + 0,61 = 0.$$

Отже, отримані складові реакцій в опорах Д та Е забезпечують рівновагу сил в осі сателіта.

б) Будуємо епюру моментів згину відносно осі Х в характерних перерізах водила 1...5.

Ліворуч:

$$M_{x1} = 0; M_{x2} = R_{Dy} l_1 = 0,04 \cdot 1,25 = 0,05 \text{ мН} \cdot \text{м}.$$

Праворуч:

$$M_{x5} = M_{x4} = 0; M_{x3} = R_{Ey} \cdot l_3 = 0,61 \cdot 8,25 = 5,03 \text{ мН} \cdot \text{м}.$$

2. Розглянемо горизонтальну площину водила.

а) Шукаємо складові реакції в опорах, складаючи рівняння рівноваги, Н:

$$\sum M_D = 0;$$

$$R'_{Ax} l_1 - R'_{Bx} (l_1 + l_2) + R_{Ex} (l_1 + l_2 + l_3) - F_{M2} (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0; \quad (5.15)$$

тут , додаткова сила, що виникає внаслідок впливу муфти [12]

$$F_{M2} = 125 \sqrt{T_1} = 125 \sqrt{0,0246} = 19,6 \text{ H}$$

звідки

$$R_{Ex} = \frac{-R'_{Ax} l_1 + R'_{Bx} (l_1 + l_2) + F_{M2} (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}{l_1 + l_2 + l_3} =$$

$$= \frac{-0,35 \cdot 1,25 + 2,13 \cdot (1,25 + 29,5) + 19,6(1,25 + 29,5 + 8,25 + 14,5)}{1,25 + 29,5 + 8,25} = 28,5 H.$$

$$\sum M_E = 0;$$

$$-R_{Dx} (l_1 + l_2 + l_3) + R'_{Ax} (l_2 + l_3) - R'_{Bx} l_3 + F_{M2} l_4 = 0; \quad (5.16)$$

звідки

$$R_{Dx} = \frac{R'_{Ax} (l_2 + l_3) - R'_{Bx} l_3 + F_{M2} l_4}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{0,35 \cdot (29,5 + 8,25) - 2,13 \cdot 8,25 + 19,6 \cdot 14,5}{1,25 + 29,5 + 8,25} = 7,17 H.$$

Розраховуємо перевірку.

$$\sum F_x = 0;$$

$$F_{M2} - R_{Ex} + R'_{Bx} - R'_{Ax} + R_{Dx} = 0; \quad (5.17)$$

$$19,6 - 28,5 + 2,13 - 0,35 + 7,17 = 0.$$

Отже, отримані складові реакцій в опорах Д та Е забезпечують рівновагу сил в осі сателіта.

б) Будуємо епюру моментів згину відносно осі Y в характерних перерізах водила 1...5.

Ліворуч:

$$M_{Y1} = 0; M_{Y2} = R_{Dx} \cdot l_1 = 7,17 \cdot 1,25 = 9 \text{ мН} \cdot \text{м};$$

$$M_{Y3} = R_{Dx} \cdot (l_1 + l_2) - R'_{Ax} l_2 = 7,17 \cdot (1,25 + 29,5) - 0,35 \cdot 29,5 = 210,1 \text{ мН} \cdot \text{м}.$$

Праворуч:

$$M_{Y5} = 0; M_{Y4} = F_{M2} \cdot l_4 = 19,6 \cdot 14,5 = 284,2 \text{ мН} \cdot \text{м}.$$

3. Врахуємо вплив крутного моменту водила та побудуємо епюру крутного моменту.

$$T_H = 307,1 \text{ мН} \cdot \text{м}.$$

4. Визначаємо сумарний момент згину, на базі якого виконаємо розрахунки на статичну міцність та втому водила, в найбільш навантаженому перерізі – 4 [12].

$$M_{зг4} = \sqrt{M_{X4}^2 + M_{Y4}^2} = \sqrt{0^2 + 284,2^2} = 284,2 \text{ мН} \cdot \text{м}$$

5. Визначаємо приведений момент згину в найбільш навантаженому перерізі водила - 4.

$$M_{пр4} = \sqrt{M_{з4}^2 + (\alpha T_H)^2} = \sqrt{284,2^2 + (0,6 \cdot 307,1)^2} = 385,6 \text{ мН} \cdot \text{м},$$

де α – коефіцієнт, що залежить від реверсивності передачі, та як передача нереверсивна, то $\alpha = [\sigma_{-1}] / [\sigma_0] = 65/110 = 0,6$ [12].

6. Розрахуємо, на базі отриманих вище складових реакцій, сумарні реакції в опорах Д та Е [12].

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{7,17^2 + 0,04^2} = 7,17 \text{ Н}; \quad (3.10)$$

$$R_E = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{28,5^2 + 0,61^2} = 28,5 \text{ Н}.$$

7. Позначимо підшипники Д і Е цифрами 5 та 6. Прийmemo позначення радіальних навантажень на них відповідно $F_5 = R_D$ і $F_6 = R_E$.

РОЗДІЛ 6. РОЗРАХУНОК ВАЛІВ НА МІЦНІСТЬ

6.1 Розрахунок на міцність осі сателітів

6.1.1 Розрахунок на статичну осі сателітів

Для попередження пластичних деформацій осі сателітів при короткочасних та пікових навантаженнях виконаємо перевірку на статичну міцність.

Перевіряти на статичну міцність вісь сателіта будемо на базі еквівалентного напруження [12, 13]:

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

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

З попереднього розділу (див. рис. 5.1 розділу 5 п.5.1) було встановлено, що найбільш небезпечним перерізом осі сателітів є переріз 3.

Тоді, для перерізу 3 осі сателітів, максимальне розтягуюче напруження [12]:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{зз3}}{W_{о.с.о.}}, \quad (6.2)$$

де $W_{о.с.о.}$ – осьовий момент опору в найбільш небезпечному перерізі 3 осі сателіта,

$$W_{о.с.о.} = \frac{\pi d_{о3}^3}{32}, \quad (6.3)$$

де $d_{о3}$ – діаметр осі сателіта в її найбільш небезпечному перерізі 3, $d_{о3} = 10 \text{ мм}$.

$$W_{т.в.о.} = \frac{3,14 \cdot 10^3}{32} = 98,12 \text{ мм}^3.$$

Тоді

$$\sigma_{\max} = \frac{18,71}{98,12} = 0,2 \text{ МПа}.$$

Для перерізу 3 осі сателітів, максимальне дотичне напруження [12, 13]:

$$\tau_{\max} = \frac{T_2}{W_{о.с.п.}}, \quad (6.5)$$

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

де $W_{o.c.п.}$ – полярний момент опору осі сателіта в її найбільш небезпечному перерізі 3.

Оскільки сателіт сприймає тільки згинальний момент, то $\tau_{max} = 0$.

Знайдемо величину допустимого еквівалентного напруження матеріалу осі сателіта [12]:

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

де $\sigma_{0,2}$ – умовна межа текучості матеріалу, для сталі 35 $\sigma_{0,2} = 320 \text{ МПа}$;

$[n_n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності, який визначається по характеристикам матеріалу сталі 35, в залежності від їх співвідношення

$$\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_B} = \frac{320}{540} = 0,6 \quad (\sigma_B = 540 \text{ МПа} - \text{межа міцності сталі 35}), \text{ отже } [n_n] = 1,4 [12].$$

$$[\sigma_{екв}] = \frac{320}{1,4} = 228 \text{ МПа}.$$

Розрахуємо еквівалентне напруження в найбільш небезпечному перерізі 3 осі сателіта:

$$\sigma_{екв.} = \sqrt{0,2^2 + 3 \cdot 0^2} = 0,2 \text{ МПа} < [\sigma_{екв}] = 228 \text{ МПа}.$$

Перевірка осі сателіта на статичну міцність показує достатньо великий запас її міцності.

6.1.2 Розрахунок на втому міцність осі сателіта

Для розрахунку на втому, виконують перевірку коефіцієнтів запасу міцності в небезпечних перерізах осі сателіта за наступною умовою $n \geq [n] = 1,5 \dots 2,5 [12]$.

Але, враховуючи значний запас міцності на статичне навантаження осі, перевіримо чи потрібно виконувати розрахунок на втому. Якщо умова виконується, розрахунок на втому можна не проводити [12]:

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

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

$$0,2 \leq \frac{0,92 \cdot 240}{2,3 \cdot 1,6} = 60 \text{ МПа} ,$$

що означає, що в проведенні розрахунку на втому немає необхідності.

6.2 Розрахунок на міцність швидкохідного валу

6.2.1 Розрахунок на статичну міцність швидкохідного валу

Для попередження пластичних деформацій швидкохідного валу при короткочасних та пікових навантаженнях виконаємо перевірку на статичну міцність.

Для цього розрахуємо еквівалентне напруження в найбільш небезпечному перерізі вала шестерні, яким є переріз 2 (див. рис. 5.2 розділу 5 п. 5.2).

Тоді, для перерізу 2 швидкохідного валу, максимальне розтягуюче напруження [12, 13]:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{зг}2}}{W_{\text{ш.о.}}} , \quad (6.8)$$

де $W_{\text{ш.о.}}$ – осьовий момент опору швидкохідного валу в найбільш його небезпечному перерізі 2.

$$W_{\text{ш.о.}} = \frac{\pi d_{\text{ш}2}^3}{32} , \quad (6.9)$$

де $d_{\text{ш}2}$ – діаметр швидкохідного валу в найбільш небезпечному перерізі 2,
 $d_{\text{ш}2} = 7 \text{ мм} .$

$$W_{\text{пр.о.}} = \frac{3,14 \cdot 7^3}{32} = 33,6 \text{ мм}^3 .$$

Тоді

$$\sigma_{\max} = \frac{87,75}{33,6} = 2,6 \text{ МПа} .$$

Максимальне дотичне напруження в перерізі 2 швидкохідного валу [12, 13]:

$$\tau_{\max} = \frac{T_1}{W_{\text{ш.п.}}} , \quad (6.10)$$

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

де $W_{ш.п.}$ – полярний момент опору швидкохідного валу в найбільш небезпечному перерізі 2.

$$W_{т.в.п.} = \frac{\pi d_{ш2}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 7^3}{16} = 67,3 \text{ мм}^3. \quad (6.11)$$

$$\tau_{\max} = \frac{24,6}{67,3} = 0,4 \text{ МПа}.$$

Знайдемо величину допустимого еквівалентного напруження матеріалу швидкохідного валу [12]:

$$[\sigma_{екв}] = \frac{\sigma_{0,2}}{[n_n]}, \quad (6.12)$$

де $\sigma_{0,2}$ – умовна межа текучості матеріалу, для сталі 35 $\sigma_{0,2} = 320 \text{ МПа}$ [12];

$[n_n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності, який визначається по характеристикам матеріалу сталі 35, в залежності від їх співвідношення

$$\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_B} = \frac{320}{540} = 0,6 \quad (\sigma_B = 540 \text{ МПа} - \text{межа міцності сталі 35}), \text{ отже } [n_n] = 1,4 [12].$$

$$[\sigma_{екв}] = \frac{320}{1,4} = 228 \text{ МПа}.$$

Розрахуємо еквівалентне напруження в найбільш небезпечному перерізі 2 швидкохідного валу:

$$\sigma_{екв.} = \sqrt{2,6^2 + 3 \cdot 0,4^2} = 2,7 \text{ МПа} < [\sigma_{екв}] = 228 \text{ МПа}.$$

Перевірка швидкохідного валу на статичну міцність показує достатньо великий запас його міцності.

6.2.2 Розрахунок на втому міцність швидкохідного валу

Для розрахунку на втому, виконують перевірку коефіцієнтів запасу міцності в небезпечних перерізах швидкохідного валу за наступною умовою $n \geq [n] = 1,5 \dots 2,5$ [12].

Але, враховуючи значний запас міцності на статичне навантаження швидкохідного валу, перевіримо чи потрібно виконувати розрахунок на втому.

Якщо умова виконується, розрахунок на втому можна не проводити [12]:

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

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

$$2,7 \leq \frac{0,92 \cdot 240}{2,3 \cdot 1,6} = 60 \text{ МПа},$$

що означає, що в проведенні розрахунку на втому немає необхідності.

6.3 Розрахунок на міцність водила

6.3.1 Розрахунок на статичну міцність водила

Перевірку на статичну міцність водила виконуємо так само як і для осі сателіта (п. 6.2.1).

Для цього, проведемо розрахунок еквівалентного напруження в найбільш небезпечному перерізі водила, яким є переріз 4 (див. рис. 5.3 розділу 5 п. 5.3).

Тоді, для перерізу 4 водила, максимальне розтягуюче напруження [12, 13]:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{324}}{W_{\text{в.о.}}}, \quad (6.13)$$

де $W_{\text{в.о.}}$ – осьовий момент опору водила в найбільш його небезпечному перерізі 4.

$$W_{\text{в.о.}} = \frac{\pi d_{64}^3}{32}, \quad (6.14)$$

де d_{64} – діаметр водила в найбільш небезпечному перерізі 4, $d_{64} = 8 \text{ мм}$.

$$W_{\text{ш.к.о.}} = \frac{3,14 \cdot 8^3}{32} = 50,24 \text{ мм}^3.$$

Тоді

$$\sigma_{\max} = \frac{284,2}{50,24} = 5,7 \text{ МПа}.$$

Максимальне дотичне напруження в перерізі 4 водила [12]:

$$\tau_{\max} = \frac{T_H}{W_{\text{в.п.}}}, \quad (6.15)$$

де $W_{\text{в.п.}}$ – полярний момент опору водила в найбільш його небезпечному перерізі 4.

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

$$W_{ш.к.п.} = \frac{\pi d_{с4}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 8^3}{16} = 100,48 \text{ мм}^3. \quad (6.16)$$

$$\tau_{\max} = \frac{307,1}{100,48} = 3,1 \text{ МПа}.$$

Водило, так само як і швидкохідний вал, має бути виготовлена із сталі 35. Тоді, допустиме еквівалентне напруження буде таким самим, як і для швидкохідного валу - $[\sigma_{екв}] = 228 \text{ МПа}$.

Розрахуємо еквівалентне напруження в найбільш небезпечному перерізі 4 водила [12, 13]:

$$\sigma_{екв.} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2} = \sqrt{5,7^2 + 3 \cdot 3,1^2} = 7,8 \text{ МПа} < [\sigma_{екв}] = 228 \text{ МПа}.$$

Перевірка водила на статичну міцність показує достатньо великий запас його міцності.

6.3.2 Розрахунок на втому міцність водила

Для розрахунку на втому, виконують перевірку коефіцієнтів запасу міцності в небезпечних перерізах водила за наступною умовою $n \geq [n] = 1,5 \dots 2,5$.

Але, враховуючи значний запас міцності на статичне навантаження водила, перевіримо чи потрібно виконувати розрахунок на втому. Якщо умова виконується, розрахунок на втому можна не проводити [12]:

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

$$7,8 \leq \frac{0,92 \cdot 240}{2,3 \cdot 1,6} = 60 \text{ МПа},$$

що означає, що в проведенні розрахунку на втому немає необхідності.

РОЗДІЛ 7. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ

7.1 Розрахунок підшипників осі сателіта

При проведенному конструктивному опрацюванні в опорах А та Б осі сателіта були встановлені – шарикові радіальні підшипники SKF W617/7.

Підшипник SKF W617/7 має динамічну вантажопідйомність $C_{0,c} = 260$ Н та статичну вантажопідйомність $C_{0,c0} = 104$ Н. Радіальні навантаження (розділ 5 п. 5.1):

- на підшипник в опорі А – $F_1 = 0,37$ Н;
- на підшипник в опорі Б – $F_2 = 2,27$ Н.

Розрахуємо еквівалентне динамічне навантаження на підшипники в опорах А та Б скориставшись наступною залежністю [12, 13]:

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

де X і Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно; V – коефіцієнт обертання, $V=1$ так, як обертається внутрішнє кільце; K_δ – коефіцієнт безпеки, який приймаємо $K_\delta = 1,3$; F_r і F_a – радіальне і повне осьове навантаження на підшипник; K_T – температурний коефіцієнт, який приймаємо $K_T = 1,1$.

Оскільки найбільша радіальна сила діє в опорі Б, то по ній будемо рахувати підшипники. Осьове навантаження $F_a = 0$, оскільки передача прямозуба.

Виходячи з вищевказаного, приймаємо коефіцієнти радіальних та осьових навантажень: $X = 1$; $Y = 0$.

Визначимо еквівалентне динамічне навантаження на підшипник в опорі Б, що буде більш навантажений [12]:

$$P_B = (XVF_2 + YF_a)K_\delta K_T = (1 \cdot 1 \cdot 2,27 + 0 \cdot 0) \cdot 1,3 \cdot 1,1 = 3,25 \text{ Н}.$$

Приймаємо, що довговічність підшипників в обох опорах в годинах має складати $L_h = 10000$ год [3].

Тоді, визначимо необхідний ресурс роботи підшипників осі сателіта [12]:

$$L_1 = \frac{60 \cdot n_c \cdot L_h}{10^6}, \quad (7.2)$$

де n_c – частота обертів осі сателіта, для планетарного редуктора 3-го типу:

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю.				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$n_c = n_H (1 - z_4/z_3) = 360(1 - 138/38) = -947 \text{ хв}^{-1}.$$

$$L_1 = \frac{60 \cdot 947 \cdot 10000}{10^6} = 568,2 \text{ млн. об.}$$

Тоді, потрібна динамічна вантажопідйомність підшипників[12]:

$$C = P_3 \sqrt{\frac{L_1}{a_1 a_{23}}}, \quad (7.3)$$

де a_1 – коефіцієнт, що враховується в разі необхідності мати підшипники підвищеної надійності, приймаємо при 95% надійності $a_1 = 0,62$; a_{23} – коефіцієнт, що враховує якість матеріалу деталей підшипника та умови експлуатації підшипників, приймаємо $a_{23} = 1$ [12].

Тоді, підшипник в опорі Б повинен мати динамічну вантажопідйомність:

$$C_B = 3,253 \sqrt{\frac{568,2}{0,62 \cdot 1}} = 31,5 \text{ Н.}$$

Що є менше за динамічну вантажопідйомність підшипника осі сателіта в опорі Б ($C_{o.c} = 260 \text{ Н}$). Отже остаточно приймаємо, що в опорах А та Б будуть встановлені радіальні шарикові підшипники SKF W617/7.

7.2 Розрахунок підшипників швидкохідного валу

При проведеному конструктивному опрацюванні в опорах В та Г швидкохідного валу були встановлені два радіальні шарикові підшипники SMR 117 EZO і SKF 618/7.

Підшипник SMR 117 EZO має динамічну вантажопідйомність $C_{ш} = 900 \text{ Н}$ та статичну вантажопідйомність $C_{ш0} = 790 \text{ Н}$.

Підшипник SKF 618/7 має динамічну вантажопідйомність $C_{ш} = 1200 \text{ Н}$ та статичну вантажопідйомність $C_{ш0} = 600 \text{ Н}$.

Радіальні навантаження (розділ 5 п. 5.2):

- на підшипник в опорі В – $F_3 = 26,6 \text{ Н}$;
- на підшипник в опорі Г – $F_4 = 20,6 \text{ Н}$.

Оскільки зачеплення прямозубе, то осьова сила $F_a = 0$.

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю.				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Виходячи з вищевказаного, приймаємо коефіцієнти радіальних та осьових навантажень: $X = 1$; $Y = 0$.

Визначимо еквівалентне динамічне навантаження на підшипник в опорі В, що буде більш навантажений [12]:

$$P_B = (XVF_3 + YF_{aГ})K_6K_T = (1 \cdot 1 \cdot 26,6 + 0 \cdot 0) \cdot 1,3 \cdot 1,1 = 38 \text{ Н}$$

Приймаємо, що довговічність підшипників в обох опорах швидкохідного валу в годинах має складати $L_h = 10000 \text{ год}$ [12].

Тоді, необхідний ресурс роботи підшипників швидкохідного валу [12]:

$$L_1 = \frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}, \quad (7.4)$$

де n_1 – частота обертів швидкохідного валу, $n_1 = 4500 \text{ хв}^{-1}$.

$$L_1 = \frac{60 \cdot 4500 \cdot 10000}{10^6} = 2700 \text{ млн. об.}$$

Тоді, потрібна динамічна вантажопідйомність підшипників[12]:

$$C = P_3 \sqrt[3]{\frac{L_1}{a_1 a_{23}}}, \quad (7.5)$$

де a_1 – коефіцієнт, що враховується в разі необхідності мати підшипники підвищеної надійності, приймаємо при 95% надійності $a_1 = 0,62$; a_{23} – коефіцієнт, що враховує якість матеріалу деталей підшипника та умови експлуатації підшипників, приймаємо $a_{23} = 1$ [12].

Тоді, підшипник в опорі В повинен мати динамічну вантажопідйомність:

$$C = 38 \cdot \sqrt[3]{\frac{2700}{0,62 \cdot 1}} = 620 \text{ Н}$$

Що є менше за динамічну вантажопідйомність підшипника швидкохідного валу в опорі В ($C_{ш} = 956 \text{ Н}$). Отже остаточно приймаємо, що в опорах В та Г будуть встановлені шарикові радіальні підшипники SMR 117 EZO і SKF 618/7.

7.3 Розрахунок підшипників водила

При проведенному конструктивному опрацюванні в опорах Д та Е водила були встановлені два наступних радіальні шарикові підшипники (розділ 5 п. 5.3):

1) Д – SKF 61802, з динамічною вантажопідйомністю $C_D = 1650$ Н та статичною вантажопідйомністю $C_{D0} = 1080$ Н;

2) Е – SKF 628/8, з динамічною вантажопідйомністю $C_E = 1330$ Н та статичною вантажопідйомністю $C_{E0} = 570$ Н;

Радіальні навантаження (розділ 5 п. 5.3):

- на підшипник в опорі Е – $F_5 = 28,5$ Н;
- на підшипник в опорі Д – $F_4 = 7,17$ Н.

Виходячи з вищевказаного, приймаємо коефіцієнти радіальних та осьових навантажень: $X = 1$; $Y = 0$.

Оскільки навантаження на підшипник водила в опорі Е буде найбільшим, перевіримо його.

Визначимо еквівалентне динамічне навантаження на підшипник в опорі Е, що буде більш навантажений [12]:

$$P_E = (XVF_3 + YF_{aT})K_\sigma K_T = (1 \cdot 1 \cdot 28,5 + 0 \cdot 0) \cdot 1,3 \cdot 1,1 = 40,7 \text{ Н.}$$

Приймаємо, що довговічність підшипників в обох опорах водила в годинах має складати $L_h = 10000$ год [12].

Тоді необхідний ресурс роботи підшипників водила [12]:

$$L_1 = \frac{60 \cdot n_1 \cdot L_h}{10^6}, \quad (7.6)$$

де n_3 – частота обертів водила, $n_3 = 360$ хв⁻¹.

$$L_1 = \frac{60 \cdot 360 \cdot 10000}{10^6} = 216 \text{ млн. об.}$$

Тоді, потрібна динамічна вантажопідйомність підшипників [12]:

$$C = P_3 \sqrt{\frac{L_1}{a_1 a_{23}}}, \quad (7.7)$$

де a_1 – коефіцієнт, що враховується в разі необхідності мати підшипники підвищеної надійності, приймаємо при 95% надійності $a_1 = 0,62$; a_{23} – коефіцієнт,

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю.				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

що враховує якість матеріалу деталей підшипника та умови експлуатації підшипників, приймаємо $a_{23} = 1$ [12].

Тоді, підшипник в опорі Е повинен мати динамічну вантажопідйомність:

$$C_E = 40,73 \sqrt{\frac{216}{0,62 \cdot 1}} = 285,8 \text{ Н.}$$

Що є менше за динамічну вантажопідйомність підшипника водила в опорі Е ($C_E = 1330 \text{ Н}$). Отже остаточно приймаємо, що в опорах Е та Д будуть встановлені шарикові радіальні підшипники відповідно SKF 628/8 і SKF 61802.

7.4. Розрахунок підшипників в опорах шарико-гвинтової передачі

При проведенному конструктивному опрацюванні в опорах гвинта шарико-гвинтової передачі були встановлені радіально-упорні підшипники 76000 ГОСТ 831-75, з динамічною вантажопідйомністю $C = 1610 \text{ Н}$ та статичною вантажопідйомністю $C_0 = 715 \text{ Н}$;

Ці підшипники сприйматимуть здебільшого осьове навантаження, яке буде передаватися від аеродинамічних рулів до гайки шарико-гвинтової передачі і буде складати: $Q = 100 \text{ Н}$.

Визначимо еквівалентне динамічне навантаження на підшипник в опорі шарико-гвинтової передачі [12]:

$$P_{\text{зв}} = (XVF_3 + YF_{aT}) K_{\sigma} K_T = (0 \cdot 0 \cdot 0 + 1 \cdot 100) \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 132 \text{ Н.}$$

В пункті 7.3 було встановлено, що при частоті обертання гвинта 360 хв^{-1} та довговічності в годинах $L_h = 10000 \text{ год.}$, необхідний ресурс роботи підшипників буде складати: $L_1 = 216 \text{ млн. об.}$

Тоді потрібна динамічна вантажопідйомність підшипників:

$$C_{\text{гв}} = 1323 \sqrt{\frac{216}{1 \cdot 1}} = 790 \text{ Н.}$$

Що є менше за динамічну вантажопідйомність підшипників в опорах шарико-гвинтової передачі ($C = 1610 \text{ Н}$). Отже приймаємо остаточно, що в опорах шарико-гвинтової передачі будуть встановлені шарикові радіально-упорні підшипники відповідно 76000 ГОСТ 831-75.

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю.				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

8. РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ ТА МУФТИ

8.1 Перевірний розрахунок швидкохідного валу

Для розрахунку шпонкових з'єднань спочатку встановимо допустиме напруження зминання, яке складатиме $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 120$ МПа.

Розрахуємо напруження зминання шпонки 1 швидкохідного валу [13]:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d_{ш} \cdot h_{ш} \cdot l_p} \leq [\sigma_{зм}] \quad (8.1)$$

де $h_{ш}$ – висота шпонки, $h_{ш} = 1$ мм; $d_{ш}$ – діаметр швидкохідного валу де розміщена шпонка, $d_{ш} = 6$ мм; l_p – робоча довжина шпонки швидкохідного валу, $l_p = l - b = 6 - 2 = 4$ мм ($l = 6$ мм і $b = 2$ відповідно, довжина і ширина шпонки швидкохідного валу).

$$\sigma_{зм} = \frac{4T_1}{d_{ш} \cdot h_{ш} \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 24.6}{6 \cdot 1 \cdot 4} = 4,1 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 100 \text{ МПа.}$$

Нерівність вище показує достатню міцність шпонкового з'єднання швидкохідного валу.

Розрахуємо напруження зминання шпонки 2 швидкохідного валу[13]:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d_{ш} \cdot h_{ш} \cdot l_p} \leq [\sigma_{зм}] \quad (8.1)$$

де $h_{ш}$ – висота шпонки, $h_{ш} = 1$ мм; $d_{ш}$ – діаметр швидкохідного валу де розміщена шпонка, $d_{ш} = 7$ мм; l_p – робоча довжина шпонки, $l_p = l - b = 6 - 2 = 4$ мм ($l = 6$ мм і $b = 2$ відповідно, довжина і ширина шпонки швидкохідного валу).

$$\sigma_{зм} = \frac{4T_1}{d_{ш} \cdot h_{ш} \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 24.6}{7 \cdot 1 \cdot 4} = 3,5 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 100 \text{ МПа.}$$

Для шпонкового пазу на шестерні з матеріалу ПА6 допустиме напруження буде складати – 20 МПа, що відповідно більше за напруження зминання – 3,5 МПа.

Отже, шпонкове з'єднання шестерні і швидкохідного валу перевірку на міцність пройшло.

8.2 Перевірний розрахунок водила

Для розрахунку шпонкових з'єднань спочатку встановимо допустиме напруження зминання, яке складатиме $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 120$ МПа.

Розрахуємо напруження зминання шпонки водила [13]:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d_{ш} \cdot h_{ш} \cdot l_p} \leq [\sigma_{зм}] \quad (8.2)$$

де $h_{ш}$ – висота шпонки, $h_{ш} = 1$ мм; $d_{ш}$ – діаметр водила де розміщена шпонка, $d_{ш} = 6$ мм; l_p – робоча довжина шпонки, $l_p = l - b = 6 - 2 = 4$ мм ($l = 6$ мм і $b = 2$ відповідно, довжина і ширина шпонки водила).

$$\sigma_{зм} = \frac{4T_{гв}}{d_{ш} \cdot h_{ш} \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 238}{6 \cdot 1 \cdot 4} = 40 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 100 \text{ МПа.}$$

Нерівність вище показує достатню міцність шпонкового з'єднання швидкохідного валу.

8.3 Перевірний розрахунок муфти

Обираємо муфту 5*8 D20 ГОСТ 50894-96.

Кулачки розраховуються на зминання за питомим тиском на поверхні кулачків. Оскільки крутний момент на водилі $T_2 = 282$ мНм, а на валу двигуна $T_{дв} = 24,6$ мНм, то розрахунок проводимо для муфти під водило.

Питомий тиск можемо знайти за наступною залежністю:

$$p = \frac{F_{зм}}{A_{зм}} \leq [p] \quad (8.3)$$

де p – питомий тиск;

$F_{зм}$ – сила зминання;

$A_{зм}$ – площа зминання;

$[p]$ – допустимий питомий тиск в муфті, $[p] = 15 \dots 30$ МПа.

Розрахуємо площу зминання:

$$A_{зм} = h \cdot z \cdot b \quad (8.4)$$

де z – кількість кулачків, $z = 2$;

h – висота кулачка, $h = 20$ мм;

b – ширина кулачка

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю.				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

$$b = \frac{D-d_1}{2} = \frac{20-7}{2} = 6,5 \text{ мм} \quad (8.5)$$

D – зовнішній діаметр кулачкової муфти, $D = 20$ мм;

d_1 – діаметр водила, $d_1 = 7$ мм.

Отже

$$A_{зм} = 20 \cdot 2 \cdot 6,5 = 260 \text{ мм}^2;$$

Визначимо силу зминання:

$$F_{зм} = \frac{T_p}{D_{ср}/2} \quad (8.6)$$

де T_p – розрахунковий крутний момент:

$$T_p = k_p \cdot T_2 = 1,5 \cdot 282 = 423 \text{ мНм}; \quad (8.7)$$

де k_p – коефіцієнт режиму роботи, $k_p = 1,5$;

$D_{ср}$ – середній діаметр муфти:

$$D_{ср} = \frac{D+d_1}{2} = \frac{20+7}{2} = 13,5 \text{ мм} \quad (8.8)$$

Отже

$$F_{зм} = \frac{423}{13,5/2} = 62,6 \text{ Н}$$

Отже

$$p = \frac{62,6}{260} = 0,24 \text{ МПа} < 30 \text{ МПа}.$$

Отже, муфта перевірку на міцність пройшла.

ВИСНОВКИ

1. В роботі виконаний аналіз конструкцій рульових приводів для управління БПЛА. Встановлено, що найбільш оптимально, з точки зору маси, виконувати рульовий привід для органів управління БПЛА на базі планетарної та шарико-гвинтової передачі.

2. Розроблена конструкція рульового приводу для управління БПЛА на базі планетарної передачі. Визначена величина модулю коліс з поліаміду ПА6 планетарної передачі.

3. Виконані проектні розрахунки зубчастих зачеплень та валів рульового приводу. Проведена перевірка підшипників рульового приводу на довговічність.

4. Отримані залежності в пункті 4.4 дозволяють оцінити, через величину модуля зачеплення, з точки зору міцності на згин та маси, заміну матеріалу зубчастих коліс зі сталі на пластиковий матеріал.

5. Виконані складальні креслення планетарного редуктора і шарико-гвинтової передачі, та креслення загального виду рульового приводу аеродинамічних рулів БПЛА. Розроблені робочі креслення деталей планетарного редуктора та шарико-гвинтової передачі.

		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Список використаної літератури

1. Батищев Д.В. Электромеханический привод для управления элеронами летательного аппарата /Д.В. Батищев, А.А. Гуммель, К.Р. Гильмияров// Известия вузов. Северо – кавказский регион. Технические науки.-2014.- №1.- С.74 - 78.
2. A review of electromechanical actuators for More/All Electric aircraft systems / Guan Qiao, Geng Liu , Zhenghong Shi , Yawen Wang , Shangjun Ma, Teik C Lim // Journal of mechanical engineering science. – 2018/ - №232(22). – с. 4128–4151. DOI: 10.1177/0954406217749869.
3. Крылов Н.В. Анализ массогабаритных показателей электромеханических рулевых приводов с различными типами механических передач / Н.В.Крылов, С.Л. Самсонович, В.С.Степанов//Известия Тул ГУ. Технические науки.-2012.- Вып.1.-С. 26-31.
4. Design of A High Force Electromechanical Actuator for Electrically Driven Lathe Machine / Daekyu Jang, Homin Shin, Sarbajit Paul, Junghwan Chang, Yongsean Yun // IEEE Transactions on Industrial Electronics. – 2019. - №67. – с. 9526 – 9535. DOI:10.1109/TIE.2019.2952780.
5. Troy Anthony. Evaluating the Aerodynamic Performance of MFC-Actuated Morphing Wings to Control a Small UAV. Thesis / Virginia Tech. - 2012. – с. 132. URL: <http://hdl.handle.net/10919/19190>.
6. Теорія механізмів і машин [Текст]: навч. посіб. / О.А. Кірієнко. – К.: НТУУ"КПІ", 2013. – 232 с.
7. Детали машин. Издание четвертое переработанное и дополненное / Н.Г. Ку克林, Г.С. Кушлина. – М. : Высшая школа, 1987. – 383с.
8. Ballscrew. Technical information [Электронный ресурс] / HIWIN. – 2020. – Режим доступа до ресурсу: [https://www.hiwin.tw/download/tech_doc/bs/Ballscrew-\(E\).pdf](https://www.hiwin.tw/download/tech_doc/bs/Ballscrew-(E).pdf)
9. Передача винт-гайка: учебное пособие / В.О. Варганов, М.В. Аввакумов, М. В. Колычев, В.М. Гребенникова, В. А. Романов. - СПб: ГТУРП, 2015. – 57 с.

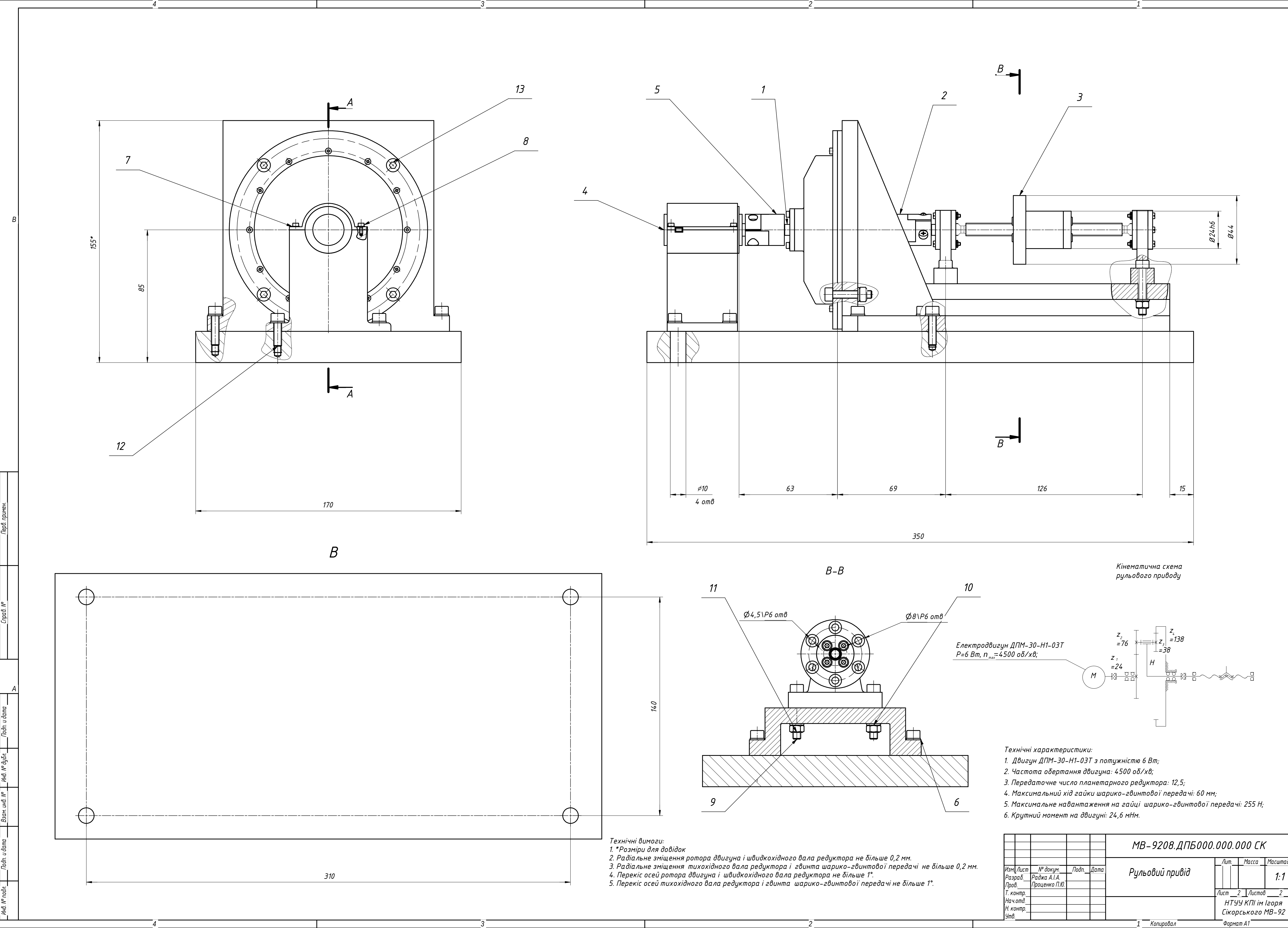
		Раджа А.І.А.			МВ-9208.ДПБ000.000.000 ПЗ	Аркуш
		Проценко П.Ю				
Зм..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

10. Курсовое проектирование деталей машин: Учебн. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С.А.Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 416с.

11. Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах приборов. Расчет и конструирование. Справочное и научное издание / В.Е. Старжинский, Б.П. Тимофеев, Е.В. Шалобаев и др. Под ред. В.Е. Старжинского и Е.В. Шалобаева. – Санкт-Петербург-Гомель: ИММС НАН Б, 1998. – 538 с.

12. 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.

13. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. – 3-изд., перераб. и доп. – Х. Основа, 1991 – 276 с.



Перв. примеч.	
Справ. №	
Подп. и дата	
Изд. № подл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Изд. № подл.	

				МВ-9208.ДПБ000.000.000 СК			
				Рульовий привід			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		Раджа А.А.					1:1
Пров.		Проценко П.Ю.					
Т. контр.					Лист 2	Листов 2	
Нач. отд.					НТУУ КПІ ім Ігоря Сікорського МВ-92		
Утв.					Формат А1		



4

Перв. примен.

Справа №

A

Подгн. у дама

№ 30

М. УНВ. №

மாமா

По	
----	--

Форма	Зона	Поз.	Позначення	Назва	Кільк.	Приміт.
				<u>Документація</u>		
A1			МВ-9208.ДПБ000.000.000 СК	Складальне креслення	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
A1		1	МВ-9208.ДПБ000.000.001 СК	Планетарний редуктор	1	
A1		3	МВ-9208.ДПБ000.000.003 СК	Шарико-гвинтова передача	1	
		6	МВ-9208.ДПБ000.000.006	Підставка	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		2		Муфта 5*8 D20 ГОСТ 50894-96	1	
		4		Двигун ДПМ-30-Н1-03Т	1	
		5		Муфта 5*8 D20 ГОСТ 50894-96	1	
		7		Шайба ISO 7092 - ST 2 - 140 HV	4	
		8		Болт ISO 4762 - M2 x 5	4	
		9		Болт ISO 4762 - M5 x 30	4	
		10		Шайба ISO 7092 - ST 5 - 140 HV	12	
		11		Гайка ISO 4032 - M5	8	
		12		Болт ISO 4762 - M5 x 16	4	
		13		Болт ISO 4762 - M5 x 25	4	

МВ-9208.ДПБ000.000.000 СК

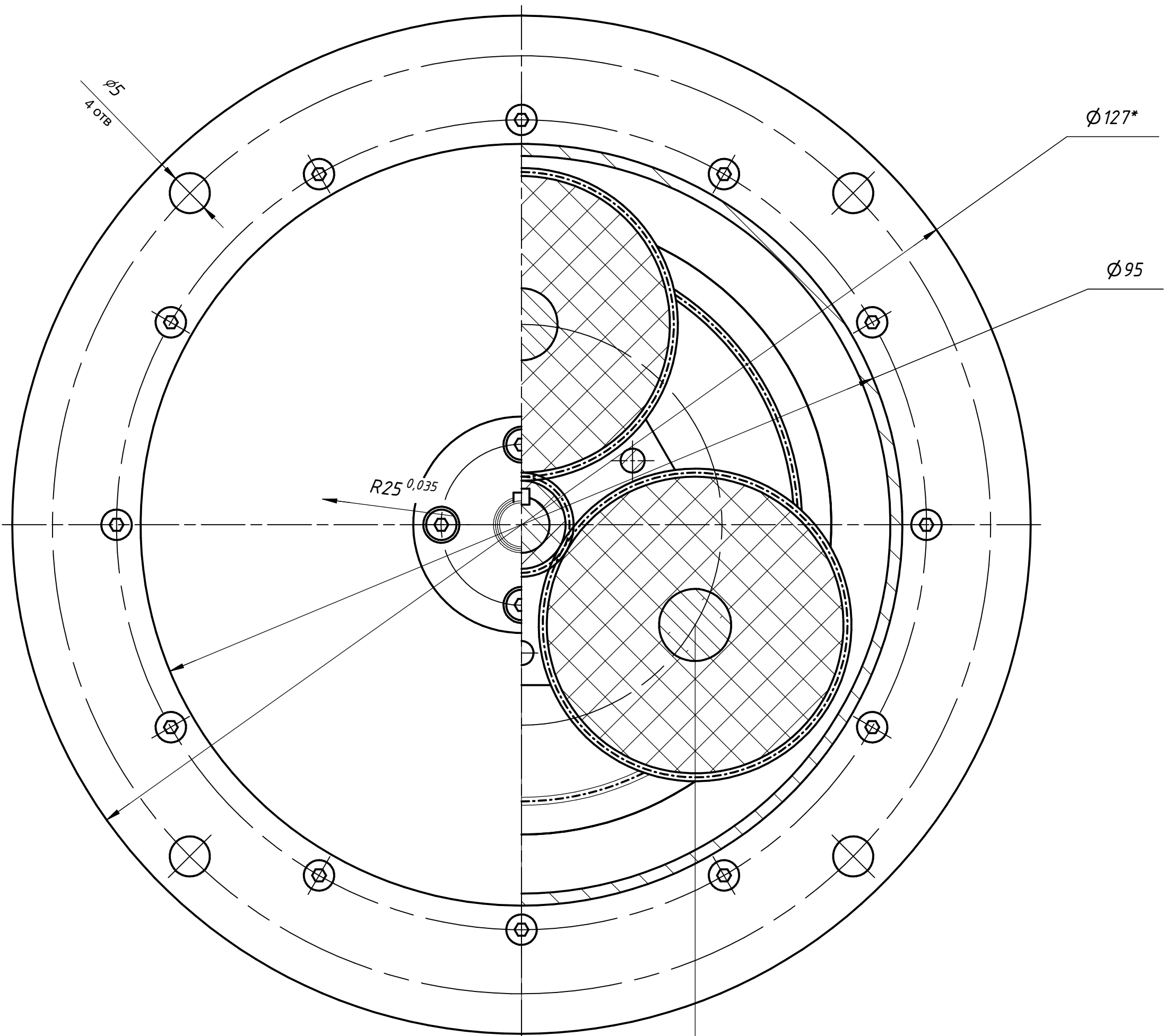
Рульвий привід

НТУУ КПІ ім Ігоря
Сікорського МВ-92

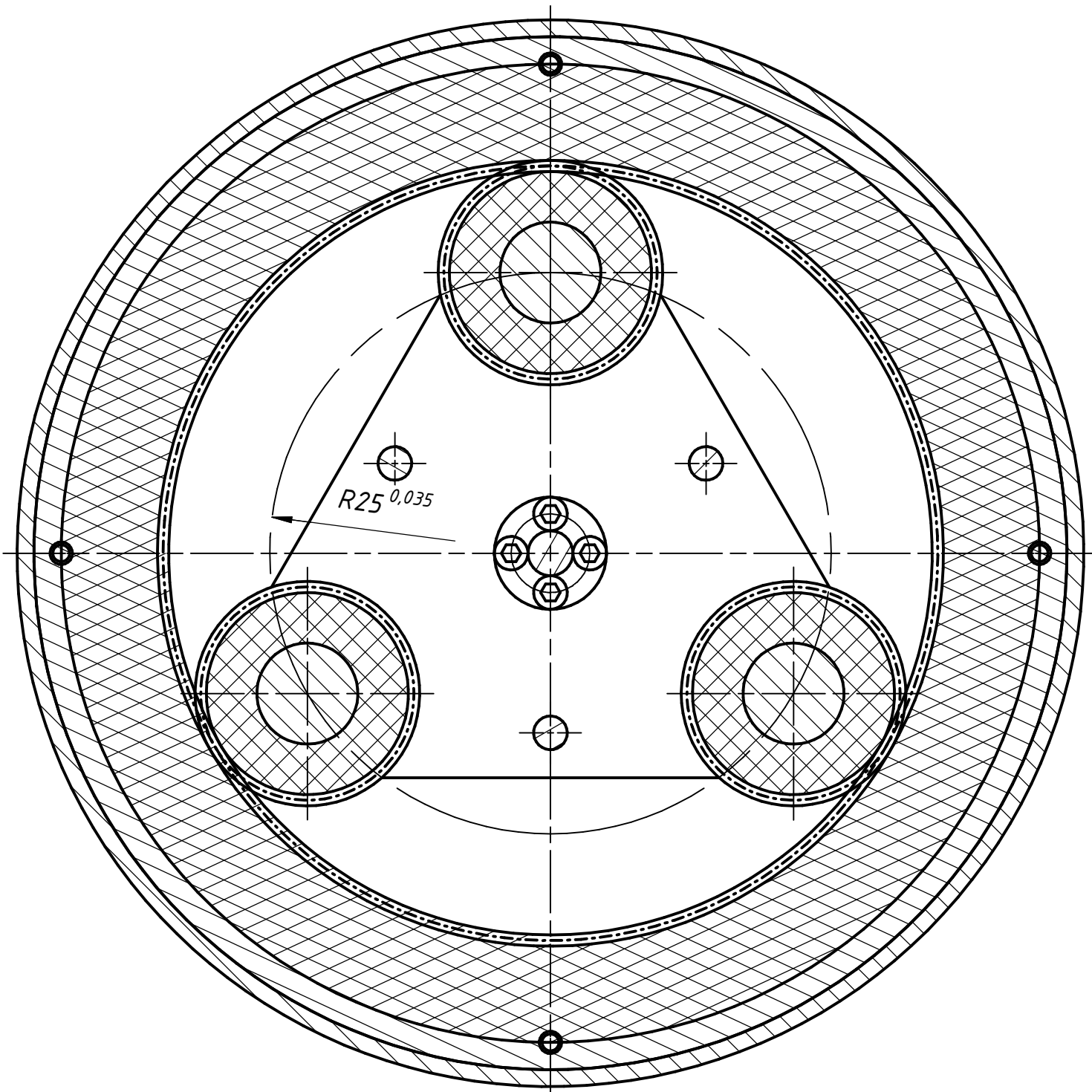
Зм.	Лист	№ докум	Підпись	Дата
Розроб.	Раджа А.І.А.			
Перев.	Проценко П.Ю.			
Н.контр				
Ств.				

Лім.	Лист	Листів
	1	1

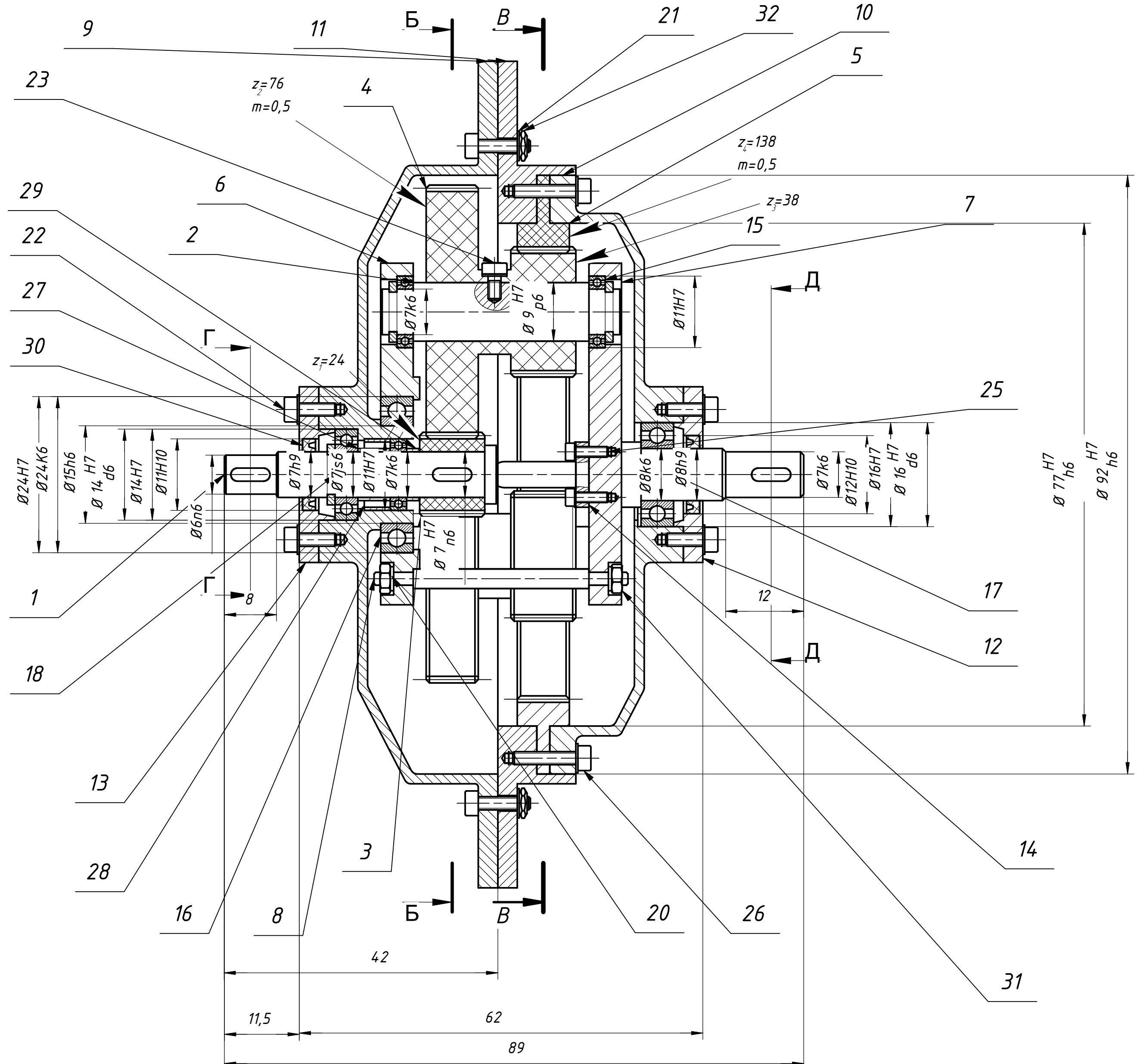
Б-Б
A



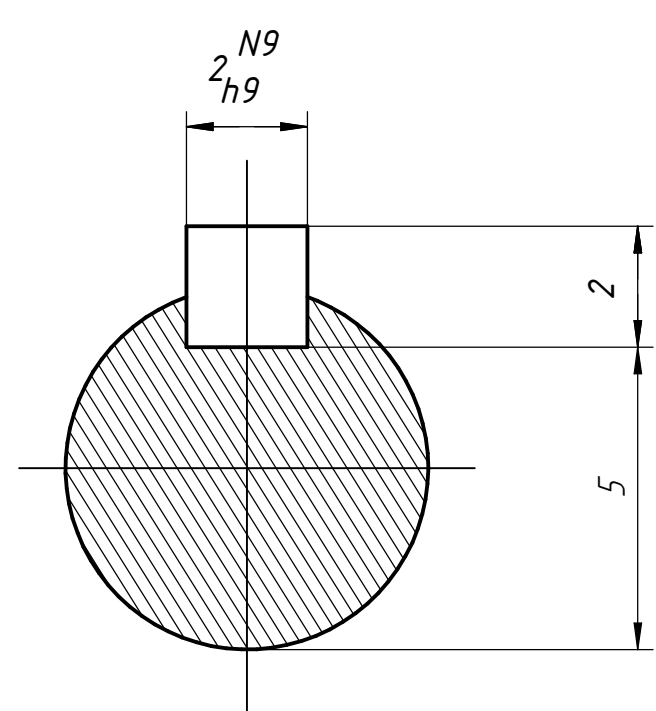
В-В



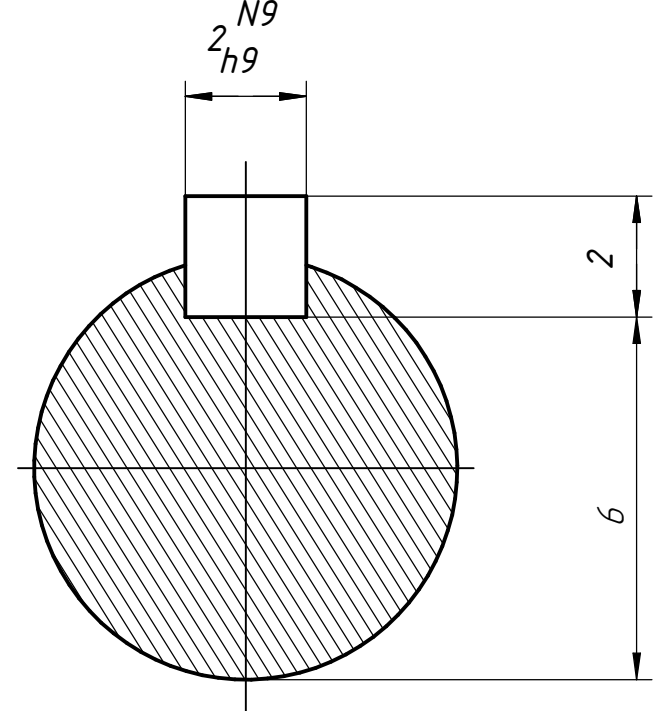
А-А



Г-Г (4 : 1)



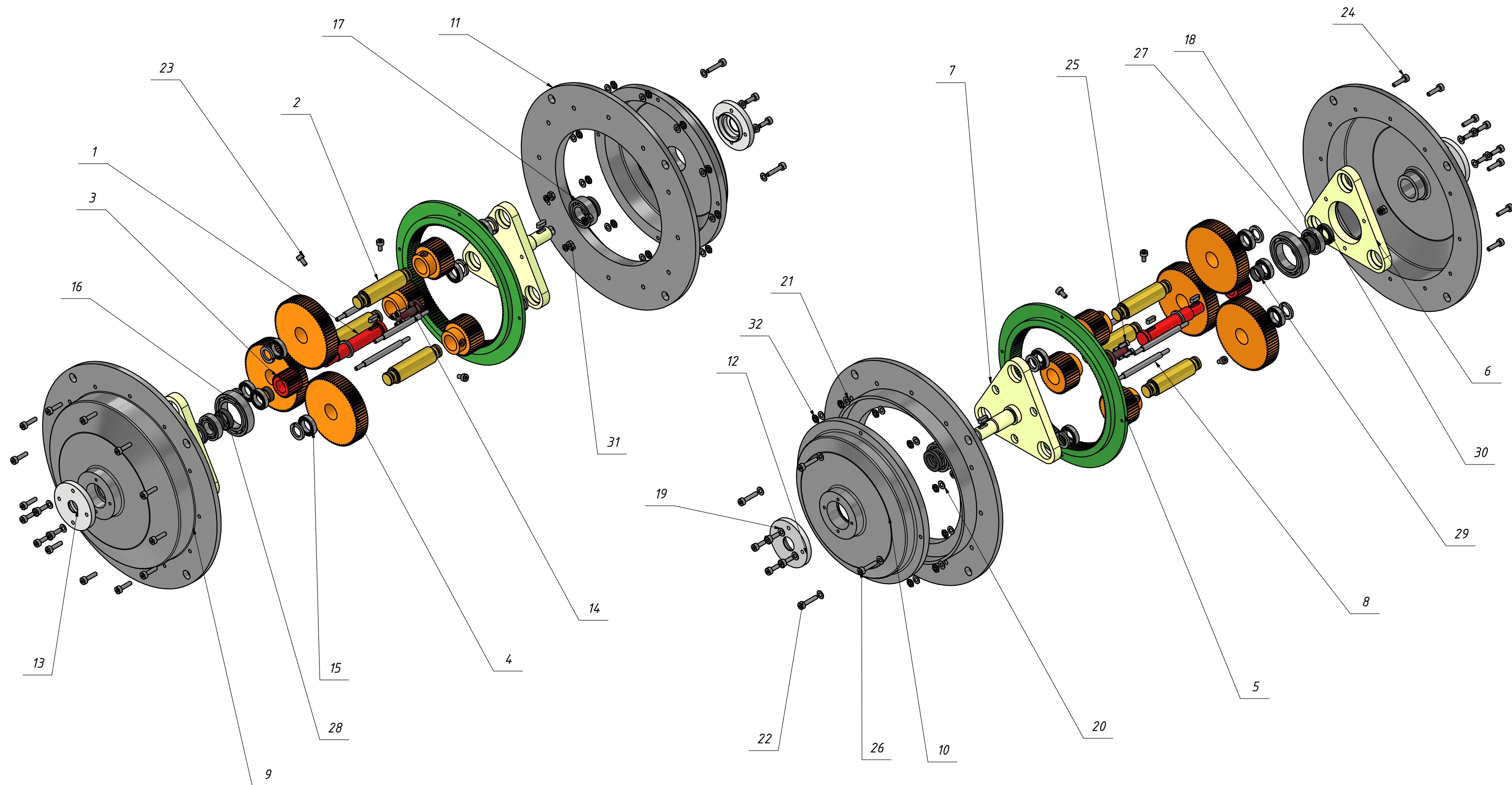
Д-Д (4 : 1)



Технічні вимоги:
1. *Розміри для довідок;
2. Зовнішню поверхню редуктора фарбувати;
3. Зазори в циліндричному зацепленні й пляма контакту по ступеню точності 8-С ГОСТ 1643-81
4. Під час складання редуктора на вузли тертя нанести пластичне мастило SKF LGMT 3 DIN 51825

Технічні характеристики:
1. Крутний момент:
- на швидкохідному валу 24,6 мНм;
- на водилі 282 мНм.
2. Частота обертання:
- на швидкохідному валу 4500 об/хв;
- на водилі 360 об/хв.
3. Передаточне число 12,5.

				МВ-9208.ДПБ000.000.001 СК			
				Планетарний редуктор			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Раджа А.А.	Проценко П.Ю.					2:1
Пров.							
Т. контр.					Лист 2	Листов 2	
Нач. отд.					НТУУ "КПІ ім Ігоря Сікорського" МВ-92		
Н. контр.					Формат А1		
Утв.					1 Копіював		



					МВ-9208.ДПБ000.000.000 СК			
					Планетарний редуктор	Лист	Масса	Масштаб
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
Разраб.		Радажа А.І.А.						
Пробв.		Проценка П.Ю.						
Т. контр.						Лист	2	Листов
Нач.отд.					НТУУ КПІ ім Ігоря Сікорського МВ-92			
Н. контр.								
Утв.								

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Назва	Кільк.	Приміт.	
				<u>Документація</u>			
A1			МВ-9208.ДПБ000.000.000 СК	Складальне креслення	1		
				<u>Деталі</u>			
A3		1	МВ-9208.ДПБ000.000.001	Вал	1		
A3		2	МВ-9208.ДПБ000.000.002	Вал	3		
A3		3	МВ-9208.ДПБ000.000.003	Колесо зубчасте	1		
A3		4	МВ-9208.ДПБ000.000.004	Сателіт	3		
A3		5	МВ-9208.ДПБ000.000.005	Колесо зубчасте	1		
		6	МВ-9208.ДПБ000.000.006	Водило	1		
A3		7	МВ-9208.ДПБ000.000.007	Водило	1		
		8	МВ-9208.ДПБ000.000.008	Шпилька	3		
		9	МВ-9208.ДПБ000.000.009	Корпус	1		
		10	МВ-9208.ДПБ000.000.010	Корпус	1		
		11	МВ-9208.ДПБ000.000.011	Корпус	1		
		12	МВ-9208.ДПБ000.000.012	Кришка	1		
		13	МВ-9208.ДПБ000.000.013	Кришка	1		
		14	МВ-9208.ДПБ000.000.014	Тримач	1		
				МВ-9208.ДПБ000.000.000 СК			
Зм.	Лист	№ докум	Підп.	Дата			
Розроб.	Раджа А.І.А						
Перев.	Проценко П.Ю.						
Н.контр							
Затв.							
Планетарний редуктор					Лім.	Лист	Листів
						1	2
					НТУУ "КПІ ім Ігоря Сікорського" МВ-92		

[illegible]



Формат А1

3. Передача має дуги попередньо обкатана, переміщення гайки має дуги щільним без заїдань

Форма	Зона	Поз.	Позначення	Назва	Кільк.	Приміт.
				<u>Документація</u>		
A1			МВ-9208.ДПБ000.000.000 СК	Складальне креслення	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	МВ-9208.ДПБ000.000.001	Гвинт-гайка	2	
				<u>Деталі</u>		
A3		2	МВ-9208.ДПБ000.000.002 СК	Опора	2	
		3	МВ-9208.ДПБ000.000.003	Кришка	2	
		4	МВ-9208.ДПБ000.000.004	Гвинт	1	
		5	МВ-9208.ДПБ000.000.005	Кришка	2	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		6	МВ-9208.ДПБ000.000.006	Підшипник BS 290 - SKF 618/7	2	
		7	МВ-9208.ДПБ000.000.007	Шайба ISO 7092 - ST 2 - 140 HV	8	
		8	МВ-9208.ДПБ000.000.008	Болт ISO 1207 - M2 x 14	8	
		9	МВ-9208.ДПБ000.000.009	Гайка 4035 - M2	8	

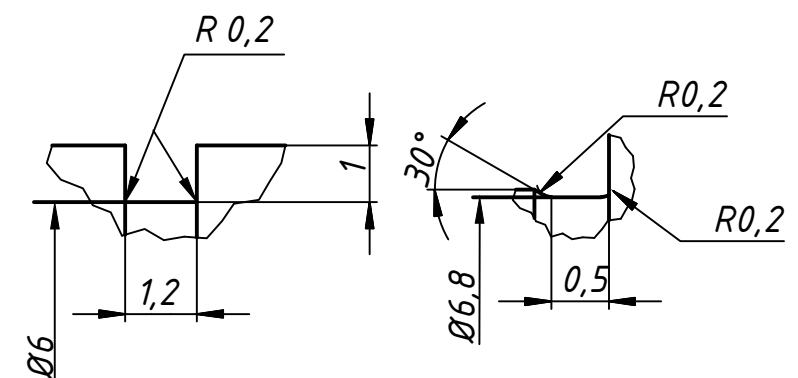
МВ-9208.ДПБ000.000.000 СК

Шарико-гвинтова
передача

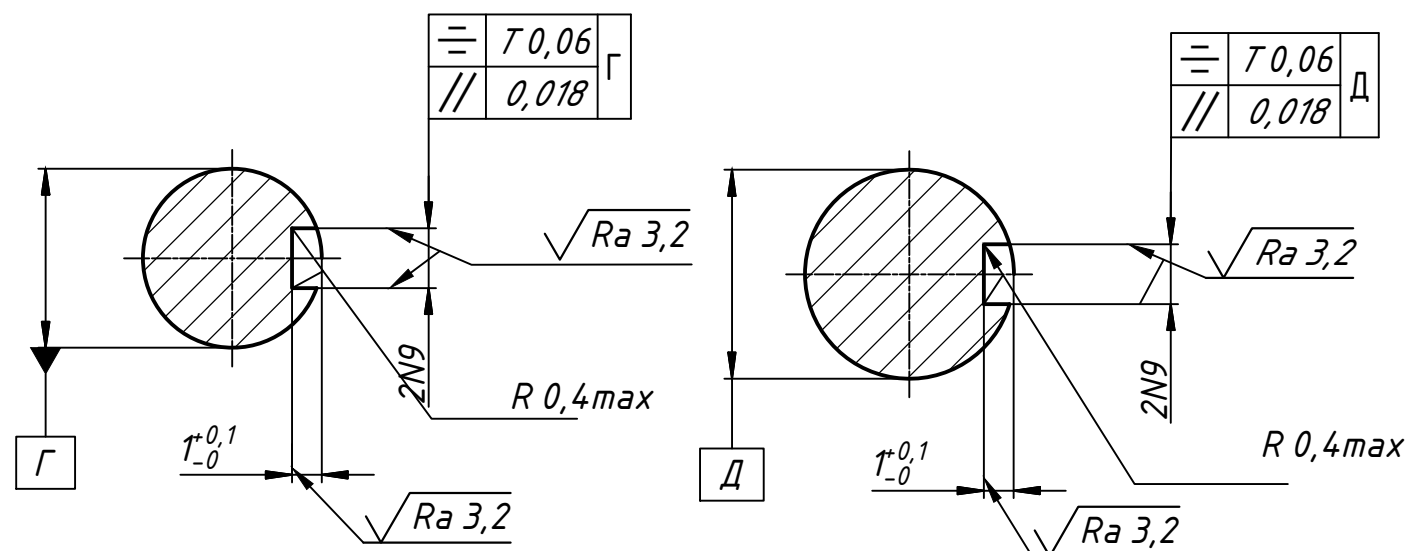
НТУУ КПІ ім Ігоря
Сікорського МВ-92

Зм.	Лист	№ докум	Підпись	Дата
Розроб.	Раджа А.І.А.			
Перев.	Проценко П.Ю.			
Н.контр				
Затв.				

Лім.	Лист	Листів
	1	1

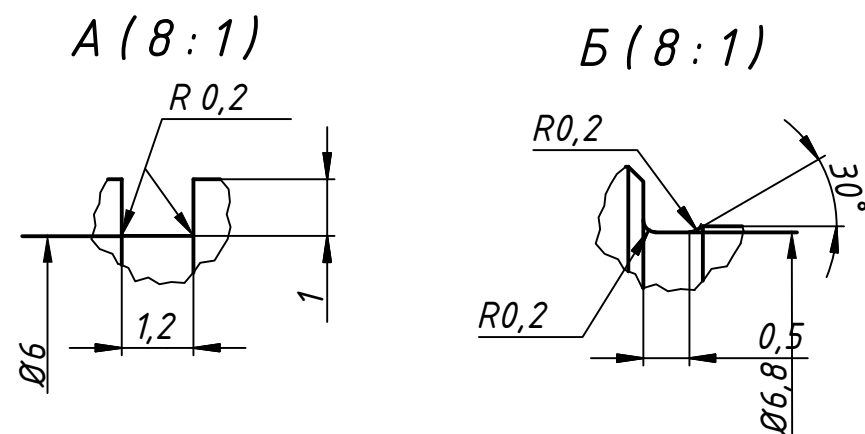


B-B (4 : 1)

$$\Gamma - \Gamma (4 : 1)$$


1. 207 НВ
2. *Розміри для довідок
3. ДСТУ ISO 2768 – мК

					МВ-9208.ДПБ000.000.001				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Вал	Лит.		Масса	Масштаб
Разраб.	Раджа А.І.А.								4 : 1
Пров.	Проценко П.Ю.								
Г. контр.						Лист		Листов 1	
Нач.отд.									
Н. контр.					Сталь 35 ГОСТ 1050-88	НТУУ КПІ ім Ігоря Сікорського МВ-92			
Утв.									

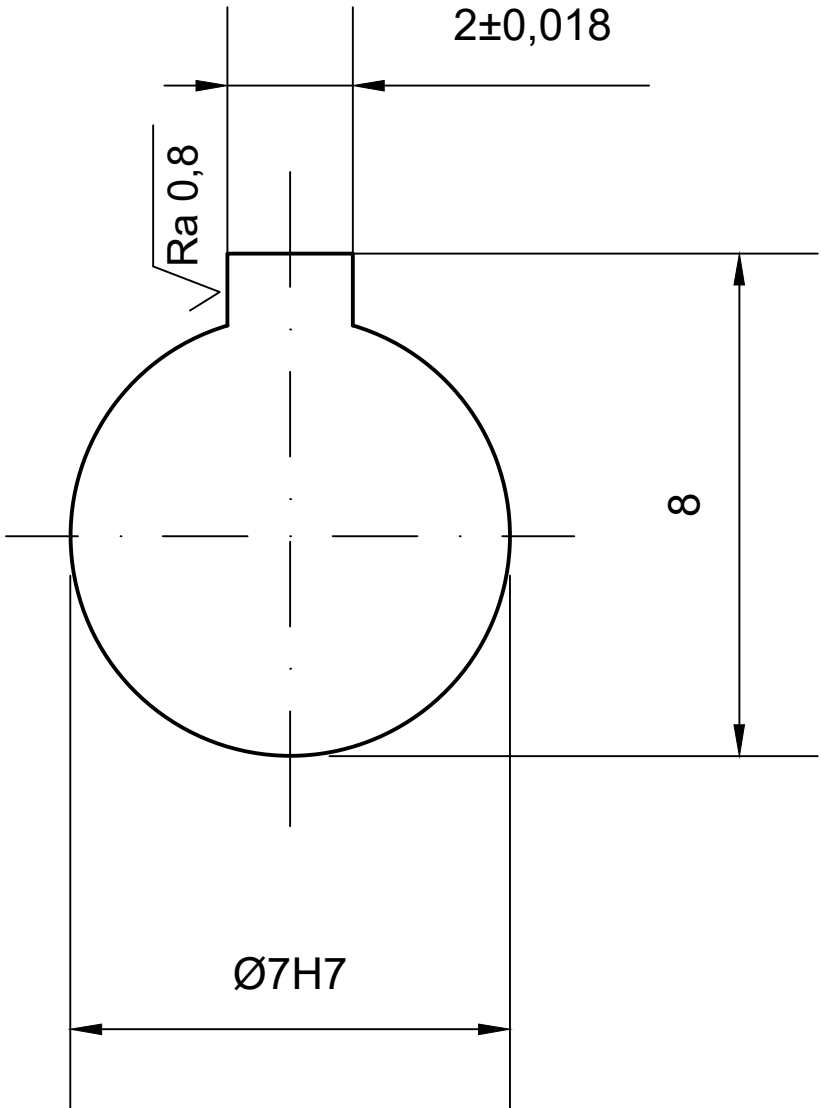
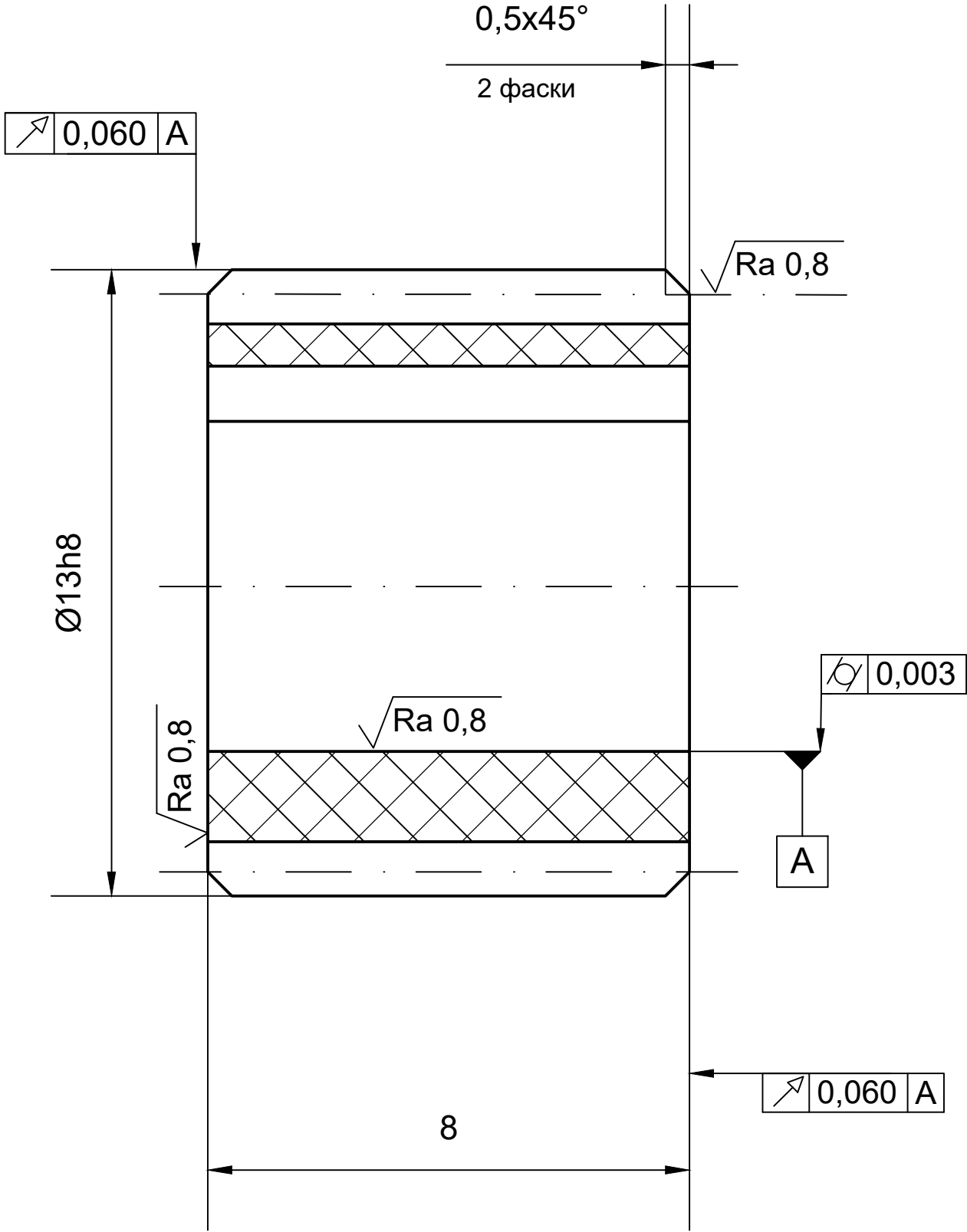
$$\sqrt{Ra_{3,2}(\sqrt{})}$$


1. 207HB
2. ДСТУ ISO 2768 - mK

					МВ-9208.ДПБ000.000.002				
					Вал	Лит.		Масса	Масштаб
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					4 : 1
Разраб.	Раджа А.І.А.								
Пров.	Проценко П.Ю.								
Т. контр.						Лист		Листов 1	
Нач.отд.					Сталь 40Х ГОСТ 1050-88	НТУУ КПІ ім Ігоря Сікорського МВ-92			
Н. контр.									
Утв.									

✓ Ra 3,2 (✓)

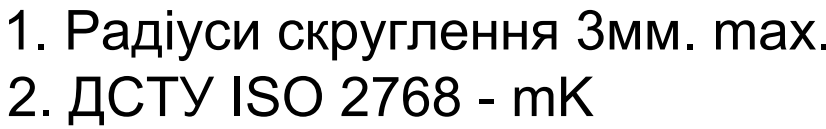
Модуль	m	0.5
Число зубців	z	24
Кут нахилу	β	0
Коефіцієнт зміщення	x	0
Вихідний контур	-	ГОСТ 13755-81
Ступінь точності по ГОСТ 1643-81	-	8-С
Основний крок	p _b	1,5
Дільний діаметр	d	12
Основний діаметр	d _b	11,3
Міжосьова відстань	a _w	25



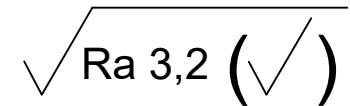
1. Радіуси скруглення 3мм. max.
2. ДСТУ ISO 2768 - mK

					МВ-9208.ДПБ000.000.003			
					Зубачасте колесо			
Зм.	Літ.	№ докум.	Підпис	Дат.				
Розроб.	Раджа А.І.А.							
Перевір.	Проценко П.Ю.							
					Стержень з капролону Ø20 ТУ 6-05-988-87			
М.конт.					КПІ ім. Ігоря Сікорського НН ММІ МВ-92			
Утвер.								
					Літ. Маса Масшт.			
					Аркуш Аркушів 1			

		A	Б
Модуль	m	0.5	0.5
Число зубців	z	76	38
Кут нахилу	β	0	0
Коефіцієнт зміщення	x	0	0
Вихідний контур	-	ГОСТ 13755-81	
Ступінь точності по ГОСТ 1643-81	-	8-C	8-C
Основний крок	p_b	1,5	1,5
Дільний діаметр	d	38	19
Основний діаметр	d_b	35,7	17,9
Міжосьова відстань	a_w	25	25



					МВ-9208.ДПБ000.000.004
					Сателіт
Зм.	Літ.	№ докум.	Підпис	Дат.	
Розроб.	Раджа А.І.А.				
Перевір.	Проценко П.Ю.				
					Аркуш Аркушів 1
М.конт.					Стержень з капролону Ø50 ТУ 6-05-988-87
Утвер.					
					КПІ ім. Ігоря Сікорського НН ММІ МВ-92



1. Радіуси скруглення 3мм. max.
2. ДСТУ ISO 2768 - mK

					МВ-9208.ДПБ000.000.005									
					Зубачасте колесо					Літ.		Маса	Масшт.	
Зм.	Літ.	№ докум.	Підпис	Дат.										
Розроб.	Раджа А.І.А.													
Перевір.	Проценко П.Ю.													
										Аркуш		Аркушів 1		
					Стержень з капролону Ø100 ТУ 6-05-988-87					КПІ ім. Ігоря Сікорського НН ММІ МВ-92				
М.конт.														
Утвер.														

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

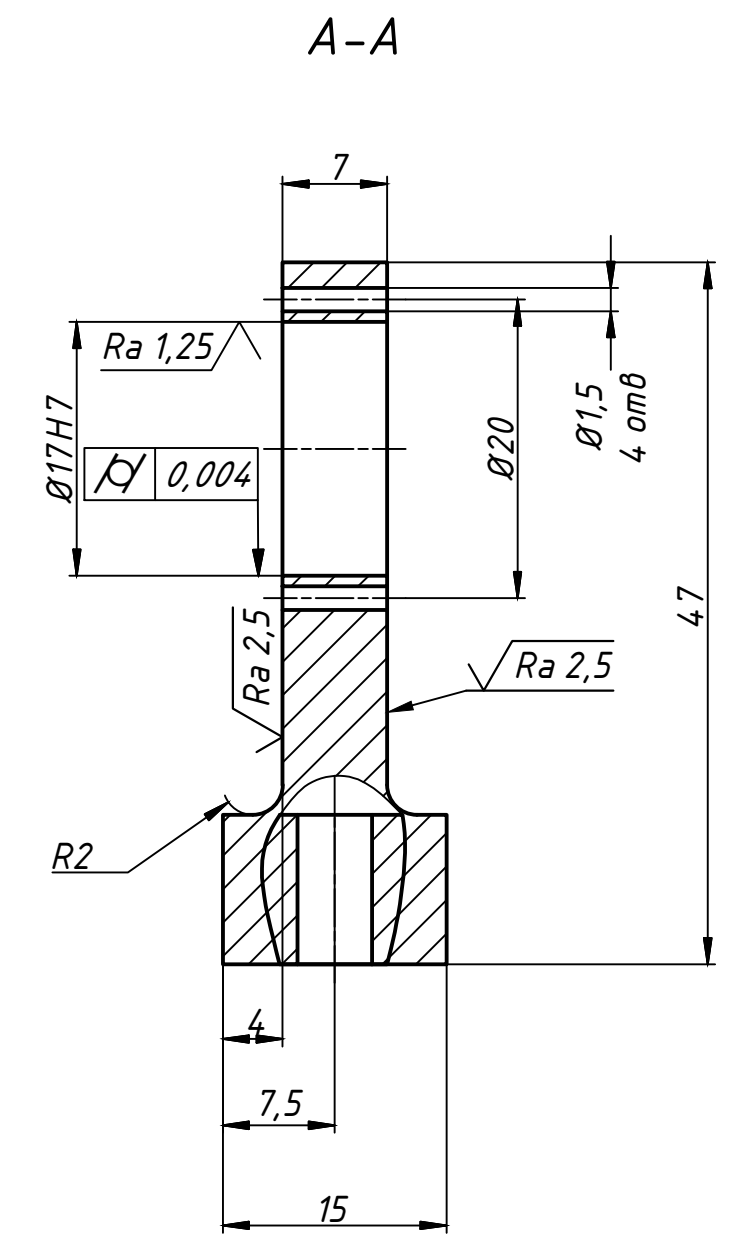
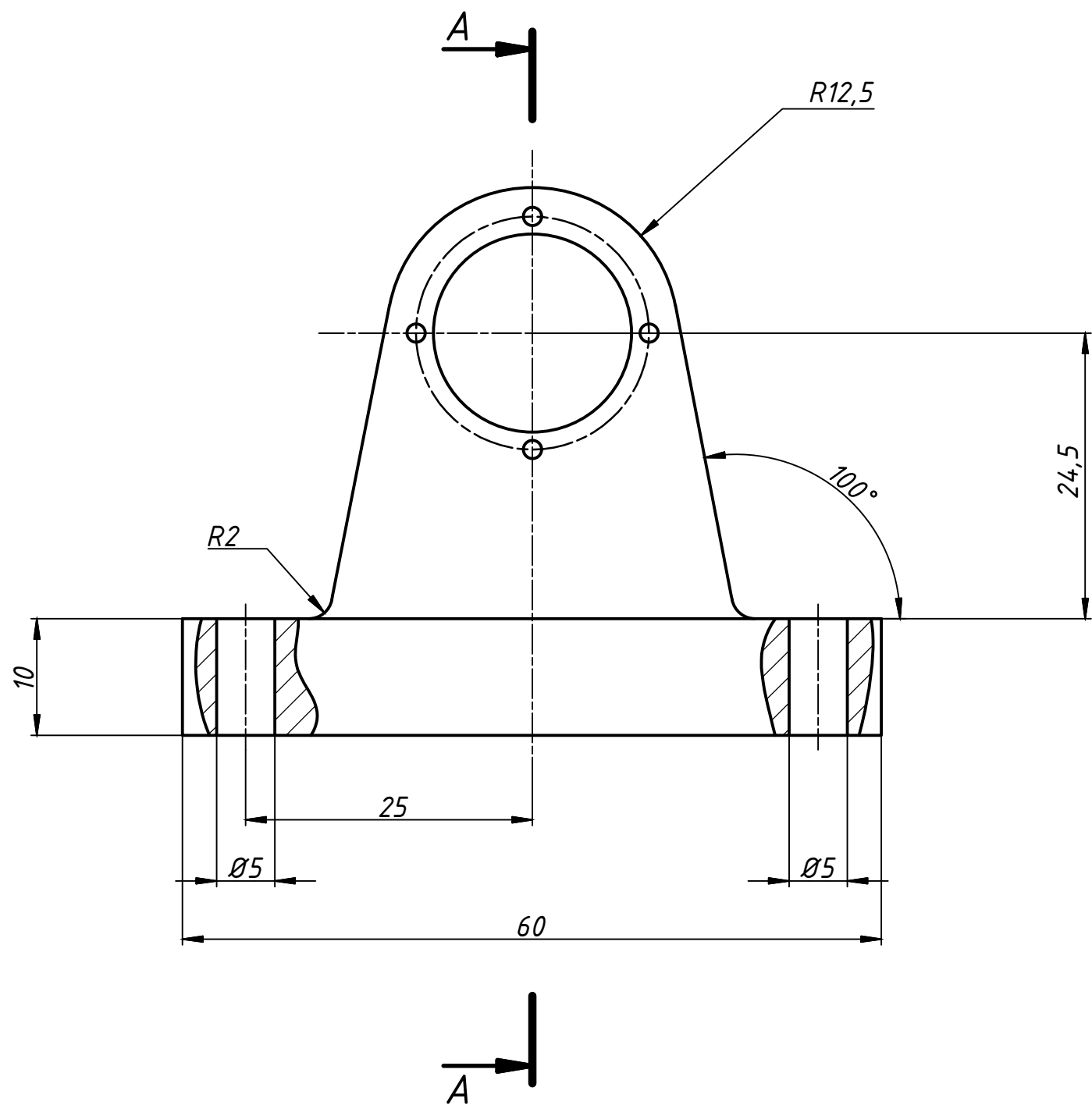
Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

МВ-9208.ДПБ000.000.002



$\sqrt{Ra\ 3,2(\checkmark)}$

ДСТУ ISO 2768 - mK

					МВ-9208.ДПБ000.000.006						
					Опара шарико-гвинтового приво­ду	Лит.			Масса	Масштаб	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						2 : 1	
Разраб.		Раджа А.І.А.									
Пров.		Проценко П.Ю.									
Т. контр.											
Нач.отд.					АМз3 ГОСТ 17232-99	Лист			Листов	1	
Н. контр.						НТУУ КПІ ім Ігоря Сікорського МВ-92					
Утв.											

