

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА
МР.ПМКм-20.00.00.131.ПЗ

Група ПМКм-20-1

Пендерецький Марко

Васильович

2021

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут інженерної механіки

Кафедра комп'ютеризованого машинобудування

Освітній рівень магістр

Спеціальність 131 – Прикладна механіка

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

«___» _____ 20__ року

**З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ**

Пендерецькому Марку Васильовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка 3D моделі циклоїдального редуктора для рушіїв чотирилапового крокового робота

керівник роботи Онисько Олег Романович, д-р техн. наук, проф. кафедри КМВ

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від "26" березня 2021 року № 224/7

2. Строки подання студентом роботи 23 грудня 2021р.

3. Вихідні дані до роботи: методичні вказівки, патенти, наукові та науково-технічні роботи; середовище програм SolidWorks, SMath

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналіз характеру навантажень, які діятимуть на редуктор. 2. Конструювання та проектування редуктора. 3. Визначення зусиль, які діють на деталі редуктора та напружень, які у деталях виникають.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Розподіл зусиль у циклоїдному диску – 1 лист А1. 2. Епюри згинаючих і крутних моментів валу – 1 лист А1. 3. Зусилля, що діють на гвинтове з'єднання – 1 лист А1. 4. Епюри напружень та зміщень, отримані з використанням методу скінченних елементів – 1 лист А1. 5. Креслення деталей редуктора – 1 лист А1. 6. Складальне креслення – 1 лист А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	<u>Онисько Олег Романович, д-р техн. наук, проф. кафедри КМВ</u>		
2	<u>Онисько Олег Романович, д-р техн. наук, проф. кафедри КМВ</u>		
3	<u>Онисько Олег Романович, д-р техн. наук, проф. кафедри КМВ</u>		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітки
1	Літературний та патентний пошук	01.04.2021	
2	Загальна характеристика	01.06.2021	
3	Конструкторська частина	05.08.2021	
4	Проектна частина	01.10.2021	
5	Дослідницька частина	24.11.2021	
6	Захист магістерської роботи	28.12.2021	

Студент _____ Пендерецький М. В.
(підпис) (прізвище та ініціали)Керівник роботи _____ Онисько О. Р.
(підпис) (прізвище та ініціали)

“ ___ ” _____ 2021_р.

Реферат

Магістерська кваліфікаційна робота на тему: Розробка 3D моделі циклоїдального редуктора для рушіїв чотирилапового крокового робота. Дана робота складається із 30 аркушів. До неї входять 19 рисунків, 1 додаток. Було застосовано 8 бібліографічних найменувань.

Об'єкт дослідження –циклоїдний редуктор із пластиковими деталями зачеплення.

Предмет дослідження – конструювання циклоїдного редуктора та підбір оптимальних параметрів його деталей для досягнення високого ККД, якомога вищого моменту на одиницю маси рушія, при цьому стараючись забезпечити якомога менші габарити.

Мета роботи – розробка редуктора для використання у рушіях ніг крокового чотириноного робота.

Основним завданням роботи є конструювання циклоїдного редуктора із пластиковими деталями зачеплення для використання його у суглобах чотириногих крокових роботів.

У відповідності із поставленими завданнями у магістерській роботі аналізуються умови експлуатації редуктора, проводиться конструювання редуктора, розрахунок зусиль, які виникають у зачепленні, розрахунок валу на міцність, розрахунок гвинтових з'єднань на міцність, дослід із симуляцією навантаження на редуктор для визначення напружень, які виникають у деталях зачеплення.

Ключові слова: планетарні редуктори, циклоїдальні редуктори, циклоїдне зачеплення, пластикові деталі зачеплення, серводвигуни, рушії крокових роботів, тривимірна модель, метод скінченних елементів.

Студент Пендерецький М. В.

Summary

Master's thesis work on the topic: development of a 3D model of a cycloidal gearbox for the actuators of a four-legged stepper robot. This paper consists of 30 sheets. It includes 19 figures and 1 appendix. 8 bibliographic names were used.

The object of research is a cycloid gearbox with plastic engagement parts.

The subject of the research is the design of a cycloid gearbox and the selection of optimal parameters of its parts to achieve high efficiency, the highest possible torque per unit mass of the actuator, while trying to maintain the small dimensions.

The aim of the work is to develop a gearbox for use in the legs of a four – legged robot.

The main task of the work is to design a cycloid gearbox with plastic engagement parts for use in the joints of four-legged robots.

In accordance with the tasks set, the master's thesis analyzes the operating conditions of the gearbox, designs the gearbox, calculates the forces that occur in engagement, calculates the shaft for strength, calculates screw connections for strength, and simulates the load on the gearbox to determine the stresses that occur in the engagement parts.

Keywords: planetary gearboxes, cycloidal gearboxes, cycloid gearing, plastic gearing parts, servomotors, walking robot motors, 3D model, finite elements method.

Student Penderetskyi M. V.

Зміст

Вступ	2
1. Аналіз літератури та наявних на ринку рішень	3
2. Умови роботи редуктора	4
3. Конструкція	4
4. Короткий опис циклоїдного типу зачеплення	7
5. Створення тривимірної моделі циклоїдного диску в програмі SolidWorks.....	8
6. Аналіз зусиль та напружень у деталях зачеплення	9
6.1. Визначення радіусів центрів та коефіцієнту корекції	9
6.2. Визначення зусиль у зачепленні	10
6.2.1. Зусилля, які діють на палець у контакті з сателітом.....	10
6.2.2. Зусилля, які виникають у зачепленні між сателітом та цівками	11
6.3. Визначення крутних моментів та напружень, валу редуктора ..	12
6.3.1. Реакції в опорах у площині ху.....	12
6.3.2. Епюри згинаючих і крутних моментів	13
6.3.3. Проектний розрахунок валу	14
6.3.4. Перевірка шпонкових з'єднань	14
6.3.5. Перевірний розрахунок валів	15
6.4. Визначення зусиль та напружень у різьбових з'єднаннях	17
6.4.1. Визначення зусилля зсуву, яке діє на гвинтове з'єднання....	18
6.4.2. Визначення моменту, який впливає на розкриття стику.....	20
6.4.3. Визначення необхідного зусилля затяжки та моменту загвинчування.....	21
7. Визначення напружень у пальцях та у циклоїдному диску з використанням методу скінченних елементів	23
7.1. Побудова моделі	23
7.2. Результати симуляції навантаження.....	25
8. Характеристики редуктора.....	27
Висновки	28
Список використаних джерел.....	29
Додатки

				<i>МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ</i>					
Зм.	Арк.	№ Докум.	Підпис	<i>Пояснювальна Записка</i>		Літ.	Арк.	Арку	
<i>Розроб.</i>		<i>Пендеревський.</i>						2	
<i>Перевір.</i>		<i>Онисько О. Р.</i>				<i>ІФНТУНГ ПМКМ-20-1</i>			
<i>Затверд.</i>									

Вступ

Із розвитком обчислювальної техніки інженери та вчені все частіше звертають увагу на крокуючих роботів і переглядають їх можливості. Новітня обчислювальна техніка дозволяє використовувати бортовий комп'ютер для прорахування траєкторії руху робота і аналізу місцевості для визначення оптимального маршруту в реальному часі. У комбінації із можливістю ходити це відкриває можливості для автоматизації у середовищах, де робот, який переміщується за допомогою коліс, не зможе виконати роботу. Уже зараз роботи «собаки» використовуються для патрулювання та обстеження шахт, ГЕС, небезпечних середовищ, для прикладу – об'єкти у Чорнобильській зоні відчуження.

Не варто відкидати можливості використання роботів як асистентів для інвалідів, допоміжний персонал у сфері обслуговування у магазинах, лікарнях, готелях, закладах харчування, виконання кур'єрської доставки відправлень і деякий аналог домашніх тварин.



Рисунок 1. Робот «собака» Spot компанії Boston Dynamics на території ЧАЕС [1].

Для крокуючих роботів необхідні компактні, легкі, енергоефективні рушії, які можуть забезпечити точність позиціонування та можливість вимірювання навантажень, що виникають у рушіях, для оптимального контролю при перенавантаженнях.

Приклади таких рушіїв наведені у роботі [2] та на веб-ресурсі [3]. Вони використовують безколекторні електродвигуни та планетарні редуктори.

					<i>МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		2

Вимірювання зусилля відбувається через вимірювання електричного струму електродвигуна.

Метою є розробка редуктора для використання у рушіях ніг крокового чотириноногого робота.

Об'єктом є циклоїдний редуктор із пластиковими деталями зачеплення. Необхідно визначити максимальні зусилля та напруження, які виникатимуть під час роботи передачі та зробити заключення про працездатність такого типу редуктора на основі проведених розрахунків.

Предметом є конструювання циклоїдного редуктора та підбір оптимальних параметрів його деталей для досягнення високого ККД, якомога вищого моменту на одиницю маси рушія, при цьому стараючись забезпечити якомога менші габарити.

Методи дослідження: алгоритм розрахунку контактних зусиль [4], розрахунок зусиль та напружень валу [5], розрахунок різьбових з'єднань на міцність [6] та метод скінченних елементів для визначення напружень у пальцях та циклоїдному диску.

Методика проектування конструкції полягає у 3D-моделюванні деталей та збірки, проведенні розрахунків для визначення експлуатаційних характеристик отриманих деталей та їх подальшій зміні для покращення цих характеристик.

Передбачається розробка редуктора готового до виробництва та застосування. Розробка алгоритму розрахунку деталей, який може бути застосований для проектування циклоїдних редукторів крокових роботів та маніпуляторів.

1. Аналіз літератури та наявних на ринку рішень

У роботі [7] описується проектування, виготовлення пластикового циклоїдного редуктора та проведення порівняння експериментальних та розрахункових значень ККД редуктора при роботі без змащування. Автори вибрали поліамід 6 (РА-6) для деталей корпусу та поліформальдегід (РОМ) для деталей зачеплення.

У роботі [2] автор описує модифікацію редуктора, який використовує планетарний редуктор, безколекторний двигун, контролер та датчик вимірювання кута повороту вхідного валу. Рушії, подібні до описаного у даній роботі зараз є найпопулярнішим рішенням для крокових роботів.

У цьому рушії були застосовані напрацювання з роботи [8], де автори описують проектування рушія для експериментального чотириноногого крокового робота MIT Cheetah. У роботі особливе значення надається ККД редуктора, як при прямій передачі моменту від електродвигуна до вихідної ланки редуктора, так і зворотній, оскільки від цього залежить точність вимірювання зусиль, які діють на

					MP.PMKM-31.00.00.000 ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рушій. Завдяки цьому можна уникнути руйнування деталей редуктора використовуючи вимірювання зусилля контролем струму електродвигуна. Це дозволяє роботу виконувати високодинамічні рухи, бігати та пригати.

У роботі [9] автори описують процес проектування рушії для крокового робота та проведення експериментів над ним. Рушій складається з циклоїдального редуктора, безколекторного двигуна, контролера та датчика вимірювання кута повороту вхідного валу. Автори використовують голкові підшипники у своєму рішенні замість підшипників ковзання, які зазвичай використовуються у таких редукторах.

Для покупки доступні редуктори із циклоїдальним типом зачеплення, які можна знайти за посиланнями [10], [11], [12]. Також для покупки доступний серводвигун з циклоїдальним редуктором [13].

2. Умови роботи редуктора

Редуктор проектується для використання у рушії чотириноного крокового робота, тому умови експлуатації рушії визначаються призначенням самого робота.

Передбачається, що робот буде використовуватись у якості розумного асистента, деякий аналог домашньої тварини. Використовуватись для патрулювання територій, можливе використання його при орієнтуванні на місцевості у містах. Це включає у себе рух зі швидкістю ходьби людини, можливість долати сходи та пересуватись по нерівних поверхнях. Можливе транспортування легких вантажів.

Для виконання даних вимог редуктор повинен бути легким, здатним витримувати перенавантаження та мати низький ККД для можливості точного вимірювання зусилля, яке діє на рушій.

3. Конструкція

Для деяких корпусних деталей та деталей, які беруть участь у зачепленні було підібрано капролон (поліамід-6, PA-6). Цей матеріал має хороші механічні та фрикційні характеристики. Його застосовують для виготовлення підшипників, втулок тертя та зубчатих коліс.

Для деталей зачеплення, а саме – циклоїдних дисків (сателітів), було вибрано графітонасичений поліамід-6, оскільки його фрикційні характеристики трохи вищі.

Було вирішено не використовувати підшипники тертя віддавши перевагу змащувальним матеріалам.

У якості пальців та цівок використовуються ролики голкових підшипників ГОСТ 6870-81. Оскільки допуск на їх довжину є великим ролики, які будуть

					MP.PMKM-31.00.00.000 ПЗ	Арк.
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

застосовані у якості пальців, мають пройти додаткову обробку їх торців шліфуванням.

Вал виконується зі сталі 40ХФА з термообробкою.

Ексцентрики з отвором для валу і шпонковим пазом виготовляються на електроерозійному вирізному дротовому верстаті. Це дозволить витримати високу точність ексцентриситету. Ексцентрик повинен бути зносостійким, оскільки по його поверхні буде працювати голковий підшипник сателіта, тому було підібрано 40ХН2МА.

Деталі водила містять різьбові отвори м2. Через велике навантаження, викликане силою зтяжки, необхідне застосування сплаву із витривалістю до напружень, які виникають у різьбі. Планується використання 40ХН2МА.

Оскільки під час роботи на редуктор будуть діяти зусилля та моменти різних напрямків необхідно підібрати радіально-упорні підшипники. Було вибрано КАА10ХL0 компанії KAYDON [14].

Для усунення впливу зазорів планується застосувати прокладки із силіконової резини.

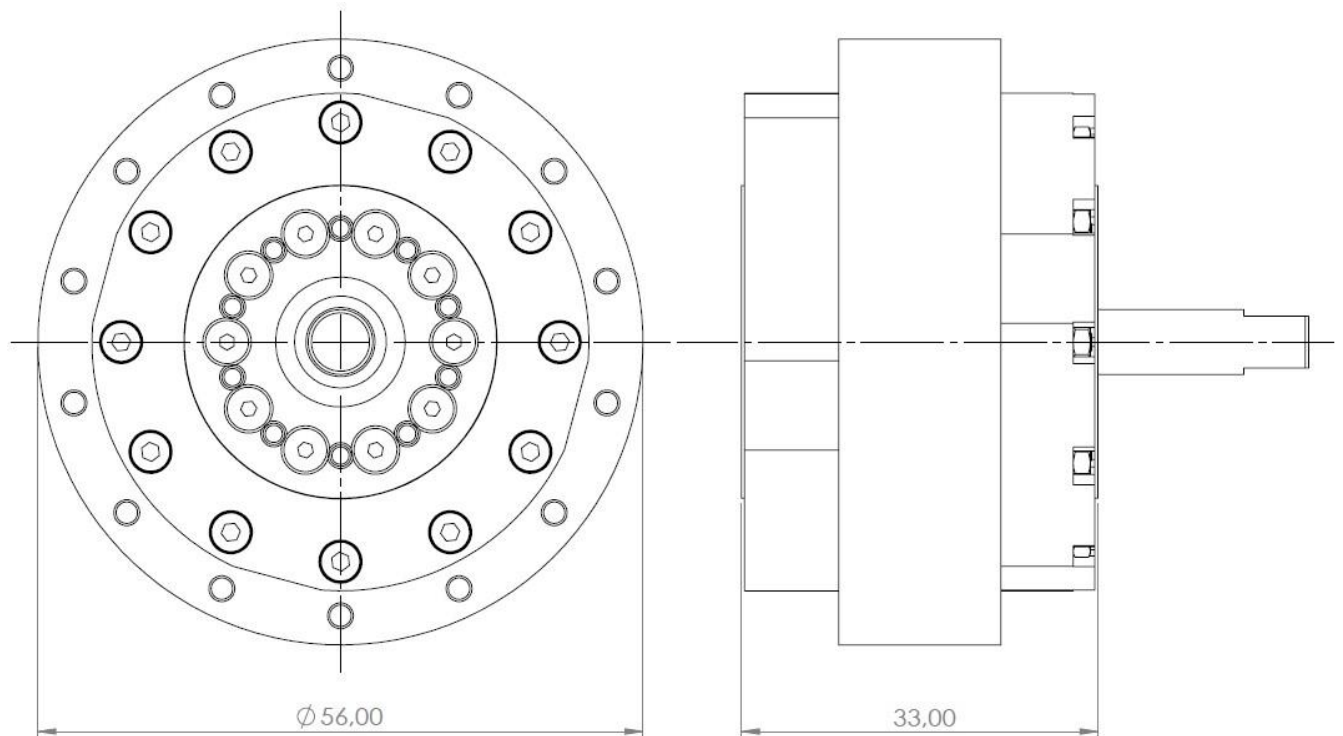


Рисунок 2. Габаритні розміри.

					МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

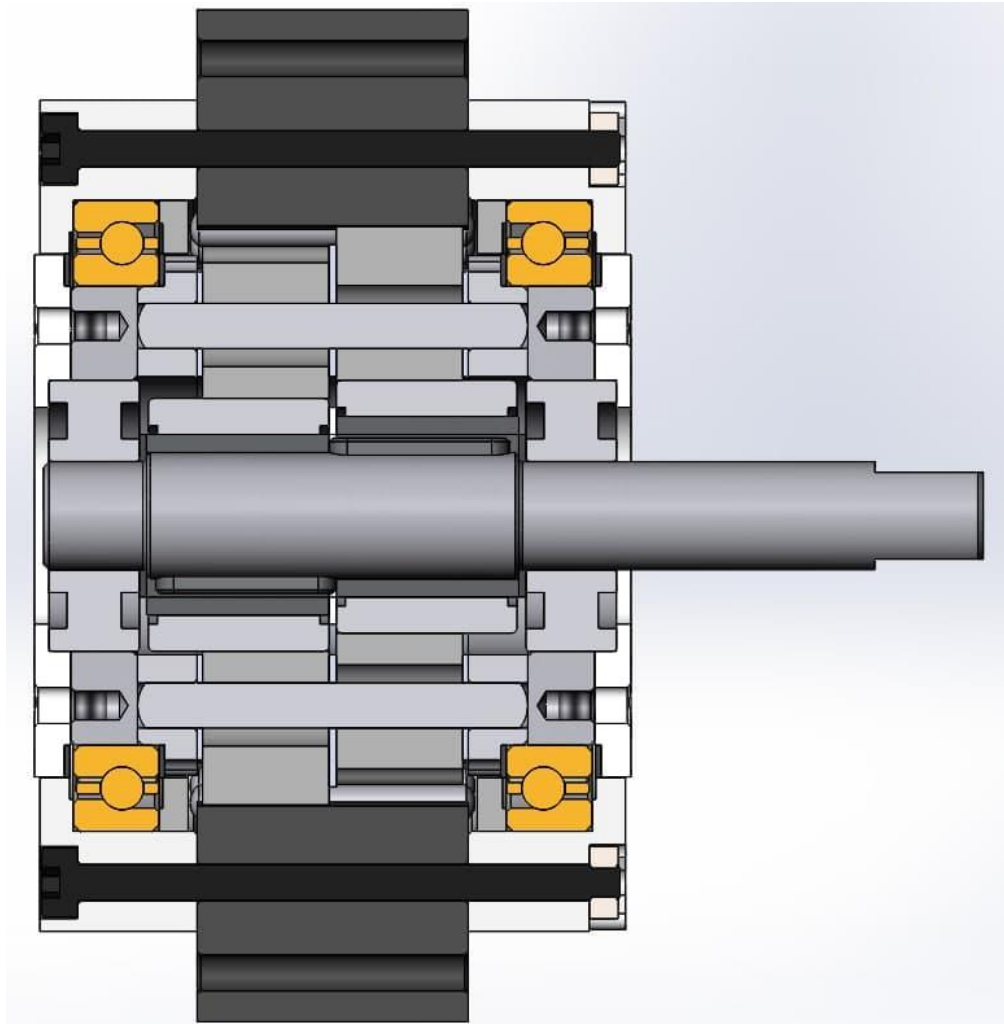


Рисунок 3. Вид з перерізом.

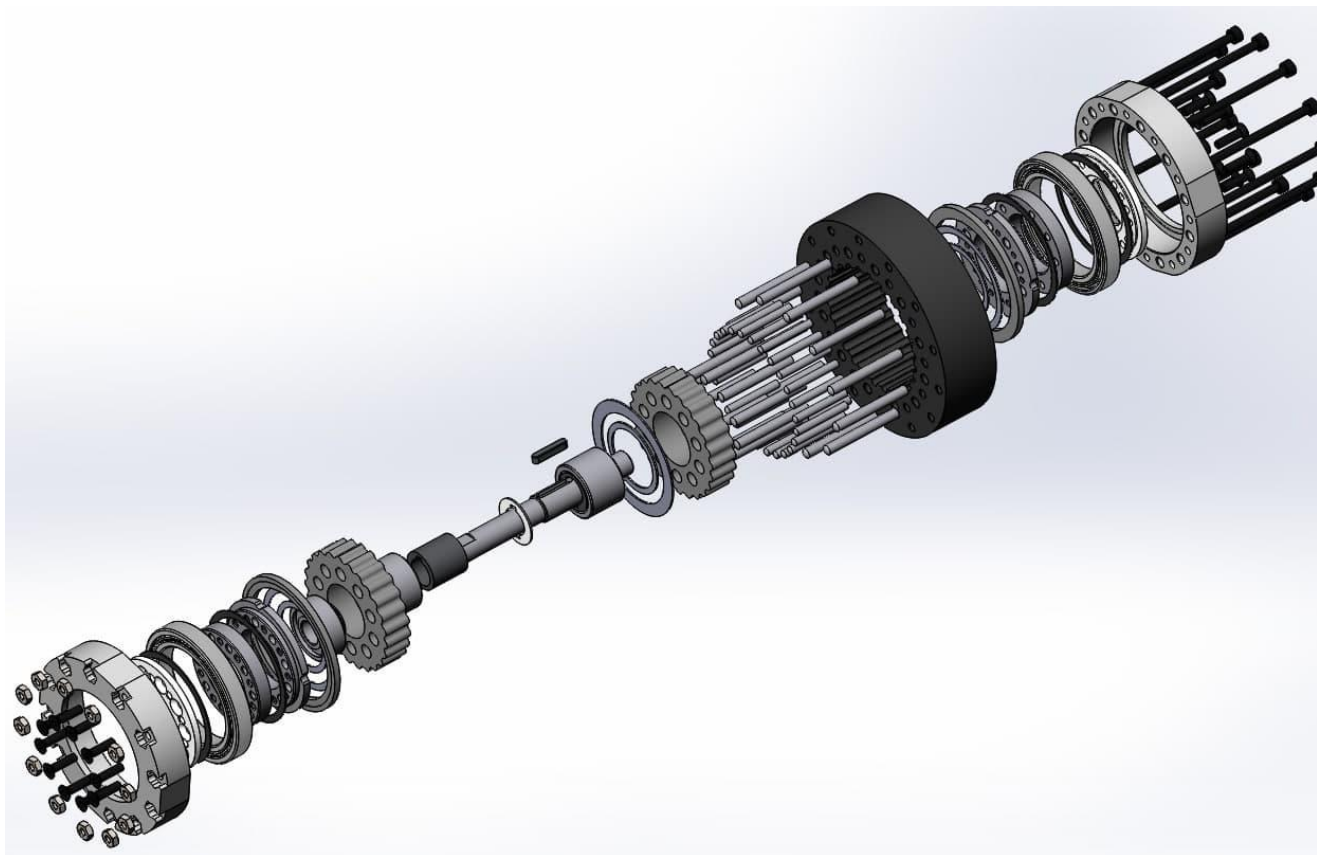


Рисунок 4. Рознесений вид.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ

Арк.

6

4. Короткий опис циклоїдного типу зачеплення

Циклоїдне (планетарно-цівкове) зачеплення забезпечує високе передавальне число завдяки різниці контактуючих зубів циклоїдного диску (сателіта) та цівок, яка рівна одиниці. Це дозволяє використання передач менших габаритів і з більшим передавальним числом у порівнянні з планетарними редукторами із евольвентним зачепленням.

Профіль циклоїдного диску утворюється цівкою, яка рухається по перициклоїді [4] (Рисунок 1). Завдяки такій геометрії у контакті знаходяться близько 45% зубів, які передають зусилля.

r_a і r_b – радіуси центроїд (початкових кіл) зачеплення $a-b$. R_b – радіус круга центрів цівок (Рисунок 5).

Якщо $r_b = R_b$, то циклоїдне зачеплення буде називатись некоригованим. Круги r_a , r_b і R_b у початковому положенні показані на Рисунок 5, а Рисунок 5 та Рисунок 6, а штрих-пунктиром і відповідна цьому положенню точка дотику центроїд позначена B_1 .

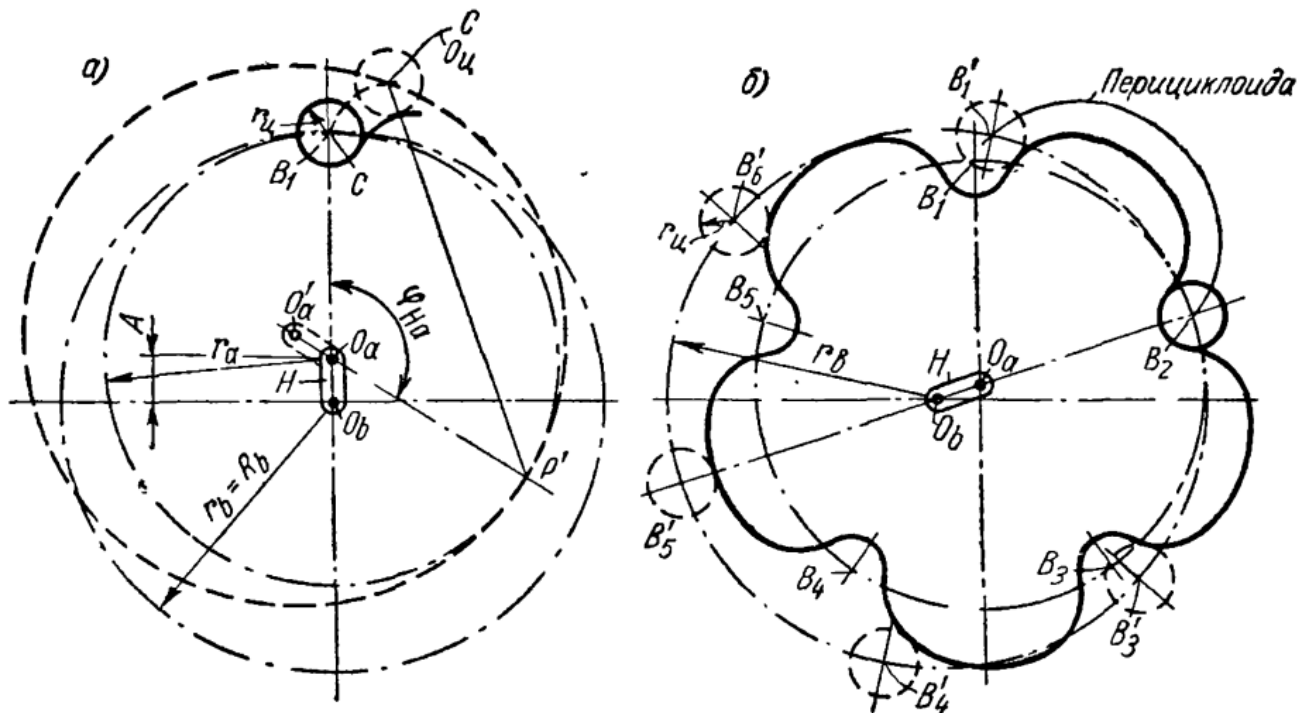


Рисунок 5. Некориговане циклоїдальне зачеплення [4].

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ

Арк.

7

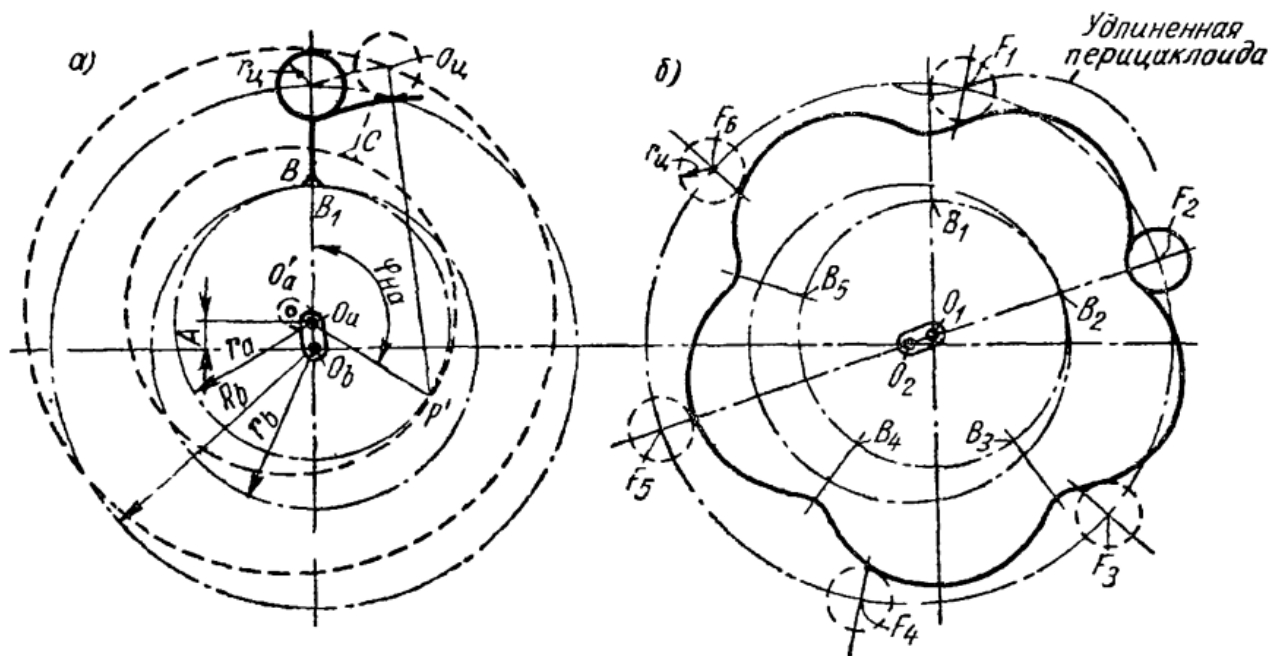


Рисунок 6. Кориговане циклоїдальне зачеплення [4].

5. Створення тривимірної моделі циклоїдного диску в програмі SolidWorks.

Для створення моделі циклоїдного диску поверхні було використано методику, наведену у [16]. У роботі автор детально описує процес створення епіциклоїдної кривої у середовищі програми.

Формули для побудови епіциклоїдної кривої у SolidWorks мають наступний вигляд:

$$X = (16 * \cos(t)) - (1 * \cos(t + \arctan(\sin(-25 * t) / ((16 / (0.5 * 26)) - \cos(-25 * t)))) - (0.5 * \cos(26 * t));$$

$$Y = (-16 * \sin(t)) + (1 * \sin(t + \arctan(\sin(-25 * t) / ((16 / (0.5 * 26)) - \cos(-25 * t)))) + (0.5 * \sin(26 * t)).$$

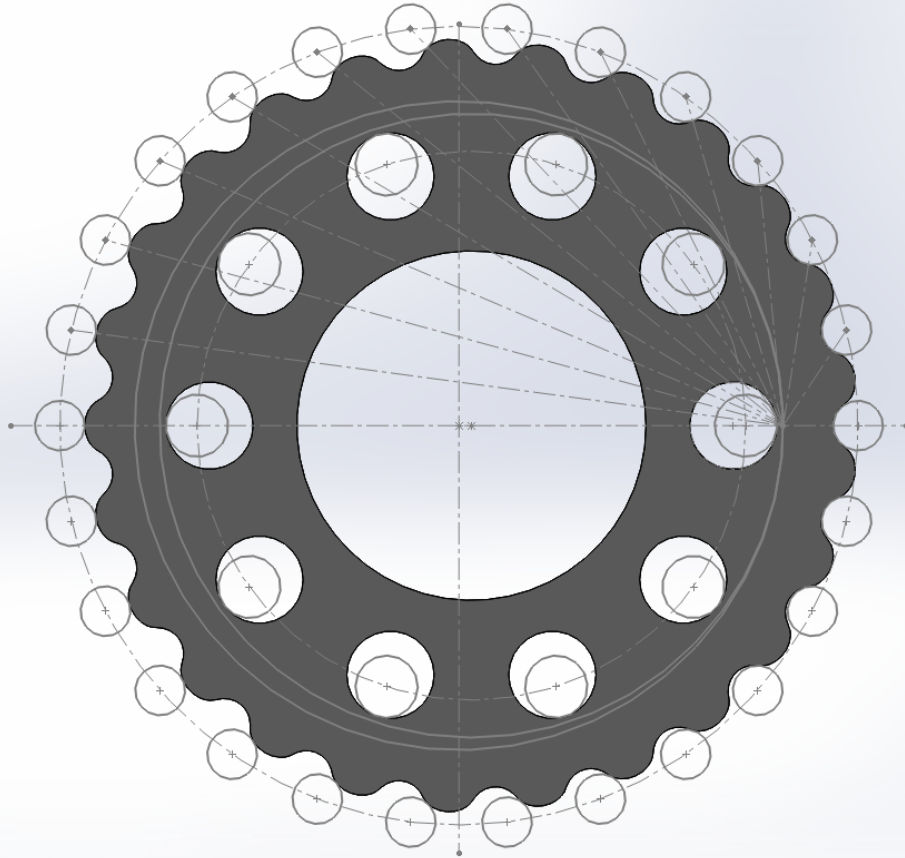


Рисунок 7. Профіль тривимірної моделі циклоїдного диску (сателіта).

6. Аналіз зусиль та напружень у деталях зачеплення

Розрахунок зусиль, які діють на циклоїдний диск, цівки, пальці та підшипники сателітів було проведено за методикою, наведеною у [4].

Для пришвидшення процесу розрахунків та уникнення помилок було використано програму SMath.

6.1. Визначення радіусів центрід та коефіцієнту корекції

Виходячи з розмірів підібраних радіально-упорних підшипників та бажаних моменту і кутової швидкості на виході редуктора:

R_b	16	[мм]	радіус кола центру цівок та некоригованої центріди b
z_b	26		кількість цівок
z_a	25		кількість хвиль сателіта (циклоїдного колеса)

Визначення радіусу некоригованої центріди a :

$$R_a = \frac{\left(\frac{2\pi R_b \cdot z_a}{z_b} \right)}{2\pi} = 15,385[\text{мм}] \quad (1)$$

Ексцентриситет некоригованої передачі:

$$A_0 = R_b - R_a = 0,615[\text{мм}] \quad (2)$$

Підібраний ексцентриситет $A=0,5 \text{ мм}$.

Коефіцієнт корекції передачі:

$$\xi = 1 - \frac{A}{A_0} = 0,1875 \quad (3)$$

Кориговані радіуси центрів.

Радіус центрів b :

$$r_b = R_b(1 - \xi) = 13[\text{мм}] \quad (4)$$

Радіус центрів a :

$$r_a = R_b(1 - \xi) \cdot \frac{z_a}{z_b} = 12,5[\text{мм}] \quad (5)$$

6.2. Визначення зусиль у зачепленні

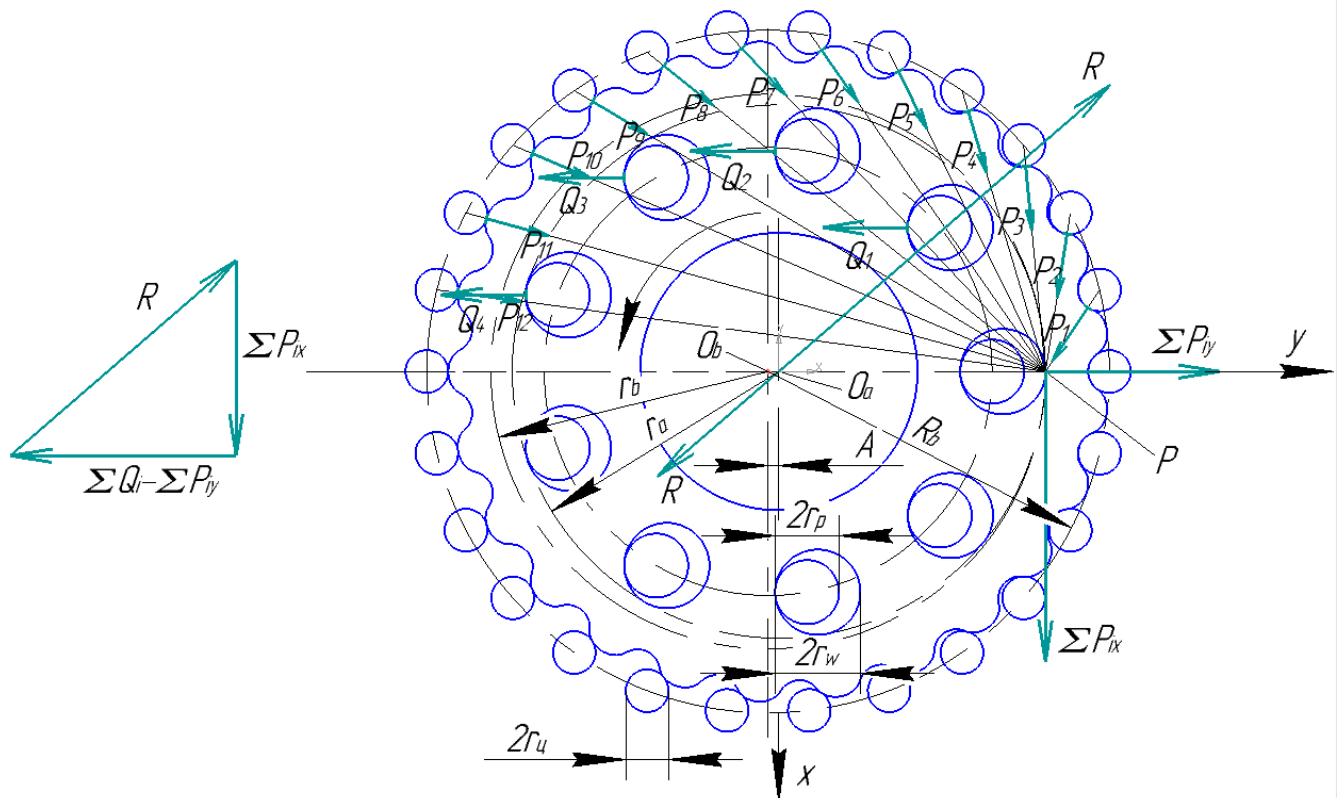


Рисунок 8. Розподіл зусиль у сателіті.

6.2.1. Зусилля, які діють на палець у контакті з сателітом

Маємо наступні дані:

R_w	10,5	[мм]	радіус круга, на якому лежать осі пальців
n_w	26		кількість пальців
M_V	28	[Нм]	Момент, який діє на передачу

Оскільки у циклоїдних редукторах зазвичай використовуються два циклоїдні диски, ексцентриситет яких направлено протилежно один від одного для зменшення вібрацій, необхідно розрахувати момент, який діє на один сателіт.

Варто врахувати можливий нерівномірний розподіл моменту між сателітами, визваний неточністю виготовлення:

$$M_C = 0,55M_V = 15,4[Hm] \quad (6)$$

Максимальне навантаження, яке діє на палець в контактї з сателітом:

$$Q_{\max} = \frac{4M_C}{R_w n_w} \cdot 1,35 = 792[H] \quad (7)$$

Сума зусиль між пальцями і одним сателітом:

$$\sum Q_i = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{M_C}{R_w} = 1867,42[H] \quad (8)$$

6.2.2. Зусилля, які виникають у зачепленні між сателітом та цівками

Максимальне зусилля в контактї між сателітом та цівкою:

$$P_{\max} = \frac{4M_C}{r_a z_b} = 189,54[H] \quad (9)$$

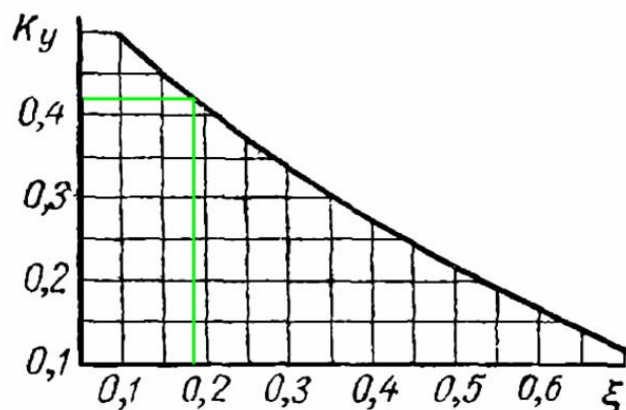


Рисунок 9. Графік для визначення величини коефіцієнта K_y , $K_y = 0,42$.

Проекції на вісь X та Y сил, які виникають у зачепленні з цівками і діють на сателіт:

$$\sum P_{ix} = \frac{M_C}{r_a} = 1232[H] \quad (10)$$

$$\sum P_{iy} = K_y \cdot \frac{M_C}{r_a} = 517,44[H] \quad (11)$$

Зусилля, що діє на підшипник сателіта:

$$R = \frac{M_C}{r_a} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{r_a}{R_w} - K_y \right)^2} = 1827,64[H] \quad (12)$$

Кут напрямку зусилля, діючого на вал, відносно осі X:

$$\alpha_{Rx} = \arccos \left(\frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{r_a}{R_w} - K_y \right)^2}} \right) = 49,1481^\circ \quad (13)$$

6.3. Визначення крутних моментів та напружень, валу редуктора

Виконано за методикою з [5].

За результатами формули $(R = \frac{M_c}{r_a} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{r_a}{R_w} - K_y \right)^2} = 1827,64[H] \quad (12):$

$F_{Y1} \quad 1827,64 \quad [H]$ Зусилля, яке діє на вал з одного сателіта

$$F_{Y1} = F_{Y2} = 1827,64 [H]$$

$T_{X1} \quad 0,54 \quad [Hm]$ Момент, який діє на вал з одного сателіта

$$T_{X1} = T_{X2} = 0,54 [Hm]$$

$$a \quad 7,4 \quad [mm]$$

$$b \quad 6,6 \quad [mm]$$

$$c \quad 2,9 \quad [mm]$$

$$d \quad 21 \quad [mm]$$

6.3.1. Реакції в опорах у площині ху

Складаємо рівняння рівноваги:

$$\sum M_A(F_i) = 0$$

$$F_{Y1}(c+b) - F_{Y2}(c+b+a) + R_{BY}(2c+2b+a) = 0 \quad (14)$$

$$\sum M_B(F_i) = 0$$

$$R_{AY}(2c+2b+a) - F_{Y1}(c+b+a) + F_{Y1}(c+b) = 0 \quad (15)$$

Визначаємо реакції в опорах:

$$R_{BY} = \frac{-F_{Y1}(c+b) + F_{Y2}(c+b+a)}{2c+2b+a} = 512,3[H] \quad (16)$$

$$R_{AY} = \frac{F_{Y1}(c+b+a) - F_{Y1}(c+b)}{2c+2b+a} = 512,3[H] \quad (17)$$

Перевірка:

$$R_{AY} - F_{Y1} + F_{Y2} - R_{BY} = 0 \quad (18)$$

Момент у муфті:

$$\sum M_x(M_i) = 0$$

$$T_{X1} + T_{X2} - M_{CX} = 0 \quad (19)$$

$$M_{CX} = T_{X1} + T_{X2} = 1,08[Hm] \quad (20)$$

					<i>MP.PMKM-31.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

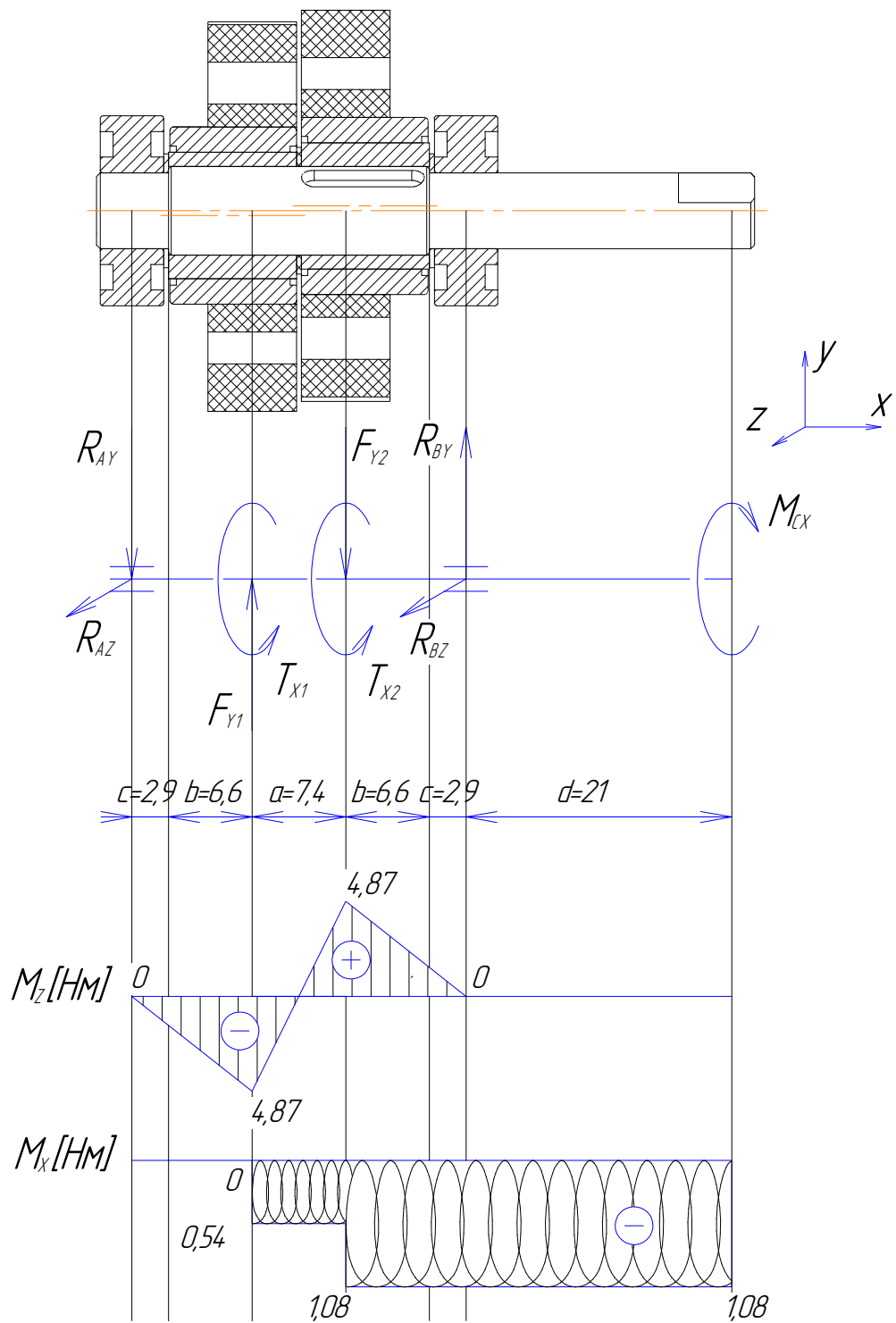


Рисунок 10. Епюри згинаючих і крутних моментів.

6.3.2. Епюри згинаючих і крутних моментів

Розіб'ємо вал на чотири ділянки.

Побудова епюр у площині xz :

I ділянка:

$$M_z = -R_{AY} \cdot x_1;$$

якщо $x_1 = 0$ мм, то $M_z = 0$ [Hm];

якщо $x_1 = c + b$ мм, то $M_z = -4,87$ [Hm].

$$M_x = 0$$
 [Hm]

II ділянка:

$$M_z = -R_{AY} \cdot (c + b + x_2) + F_{Y1} \cdot x_2;$$

якщо $x_2 = 0$ мм, то $M_z = -4,87$ [Нм];

якщо $x_2 = a$ мм, то $M_z = 4,87$ [Нм].

$$M_x = -T_{X2} = -0,54$$
 [Нм]

III ділянка:

$$M_z = 0$$
 [Нм]

$$M_x = -M_{CX} = -1,08$$
 [Нм]

IV ділянка:

$$M_z = R_{bY} \cdot x_4$$

якщо $x_4 = 0$ мм, то $M_z = 0$ [Нм];

якщо $x_4 = c + b$ мм, то $M_z = 4,87$ [Нм].

$$M_x = -M_{CX} = -1,08$$
 [Нм].

6.3.3. Проектний розрахунок валу

Мінімальний діаметр валу виходячи з крутного моменту електродвигуна, який буде використовуватись:

$[\sigma_B]$ 1450 [МПа] Границя міцності на розтяг для сталі 40ХФА

Допустиме напруження на кручення валу:

$$\tau_{кр} = (0,025 \dots 0,03) \sigma_B = 43,5$$
 [МПа] (21)

T_{max} 1,2 [Нм] Момент електродвигуна

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{max}}{\pi \tau_{кр}}} = 5,01$$
 [мм] (22)

6.3.4. Перевірка шпонкових з'єднань

На одну шпонку діє момент $T = T_{X1} \cdot 1,1 = 0,59$ Нм.

b	2	[мм]	ширина
H	2	[мм]	висота
l	8	[мм]	Довжина
t_1	1,2	[мм]	Глибина пазу в валі
t_2	1	[мм]	Глибина пазу у втулці
d	7	[мм]	Діаметр ступені валу із шпонковим пазом

Допустимі напруження зминання для шпонки із сталі 45 нормалізованої при контакті із сталюю маточиною: $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 120$ МПа.

Напруження зминання шпонки:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d(h-t_1)(l-b)} = 35,26$$
 [МПа] (23)

					МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$\sigma_{зр} \leq [\sigma_{зр}]$$

6.3.5. Перевірний розрахунок валів

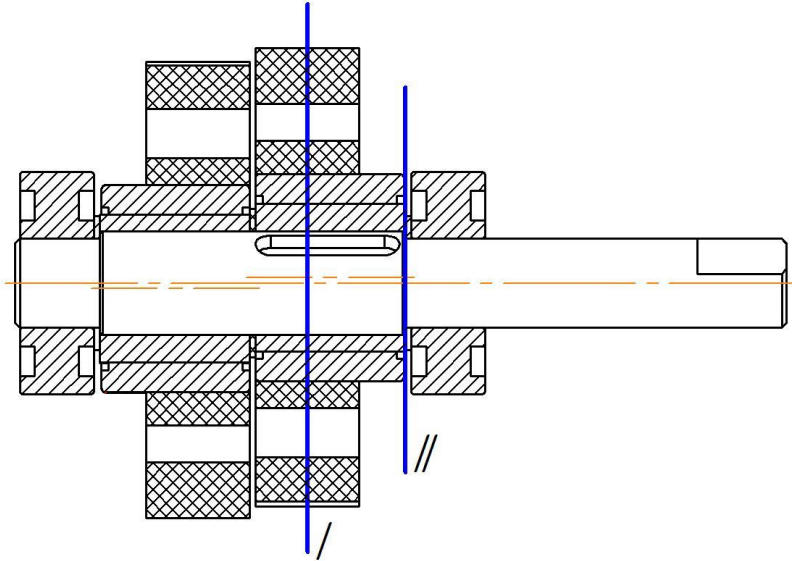


Рисунок 11. Перерізи з найвищими значеннями напружень у валі.

Переріз I. Шпонковий паз, згинаючий та крутний моменти.

d	7	[мм]	Діаметр ступені валу із шпонковим пазом
M_{max}	4,87	[МПа]	Максимальний згинаючий момент у перерізі
T_{max}	1,08	[МПа]	Максимальний крутний момент у перерізі

Значення коефіцієнтів:

k_σ	1,9	Ефективний коефіцієнт концентрації нормальних напружень
k_τ	1,9	Ефективний коефіцієнт концентрації осьових напружень
k_d	0,86	Масштабний фактор для нормальних напружень
k_F	0,87	Коефіцієнт стану поверхні

Границя витривалості при симетричному циклі кручення:

$$\tau_{-1} = 0,25 \cdot \sigma_B = 392,5 [\text{МПа}] \quad (24)$$

Границя витривалості при симетричному циклі згину:

$$\sigma_{-1} = 0,45 \cdot \sigma_B = 706,5 [\text{МПа}] \quad (25)$$

Коефіцієнт, що характеризує чутливість до асиметрії циклу згину:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 0,0003 \cdot \sigma_B = 0,491 \quad (26)$$

Коефіцієнт, що характеризує чутливість до асиметрії циклу кручення:

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma = 0,246 \quad (27)$$

Осьовий момент опору перерізу із шпонковим пазом:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d} = 27,91[\text{мм}^3] \quad (28)$$

Полярний момент опору перерізу із шпонковим пазом:

$$W_\rho = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d} = 61,58[\text{мм}^3] \quad (29)$$

Напруження згину у перерізі:

$$\sigma_a = \frac{M_{\max}}{W} = 174,39[\text{МПа}] \quad (30)$$

Напруження кручення у перерізі:

$$\tau_a = \frac{T_{\max}}{W_\rho} = 17,4879[\text{МПа}] \quad (31)$$

Коефіцієнт запасу згину:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{k_F \cdot k_d} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = 1,6 \quad (32)$$

Коефіцієнт запасу кручення:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{k_F \cdot k_d} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = 8,84 \quad (33)$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності перерізу:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = 1,57 \quad (34)$$

Переріз II. Зміна діаметру вала, згинаючий та крутний моменти.

d	6	[мм]	Діаметр ступені валу із шпонковим пазом
M_{\max}	1,486	[МПа]	Максимальний згинаючий момент у перерізі
T_{\max}	1,08	[МПа]	Максимальний крутний момент у перерізі

Значення коефіцієнтів:

k_σ	2,89	Ефективний коефіцієнт концентрації нормальних напружень
k_τ	1,74	Ефективний коефіцієнт концентрації осьових напружень
k_d	0,86	Масштабний фактор для нормальних напружень
k_F	0,87	Коефіцієнт стану поверхні

					<i>MR.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Осьовий момент опору перерізу із шпонковим пазом:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 21,21[\text{мм}^3] \quad (35)$$

Полярний момент опору перерізу із шпонковим пазом:

$$W_\rho = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 42,41[\text{мм}^3] \quad (36)$$

Напруження згину у перерізі:

$$\sigma_a = \frac{M_{\max}}{W} = 70,06[\text{МПа}] \quad (37)$$

Напруження кручення у перерізі:

$$\tau_a = \frac{T_{\max}}{W_\rho} = 25,4[\text{МПа}] \quad (38)$$

Коефіцієнт запасу згину:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{k_F \cdot k_d} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = 12,62 \quad (39)$$

Коефіцієнт запасу кручення:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{k_F \cdot k_d} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = 6,65 \quad (40)$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності перерізу:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = 2,43 \quad (41)$$

6.4. Визначення зусиль та напружень у різьбових з'єднаннях

Розрахунок гвинтових з'єднань було проведено за методикою, наведеною у [6].

Маса та відстань до центру мас ноги були підібрані на основі маси рушія, можливої маси деталей ланок ніг та їх довжин:

m_n 3,6 [кг] Маса ноги

l_m 289,3 [мм] Відстань до центру мас відносно осі обертання плеча

Необхідні для розрахунків характеристики підбраного двигуна для рушія [15]:

$M_{\text{нік}}$ 1,67 [Нм] Піковий крутний момент

$n_{\text{об}}$ 3020 [об/хв] Максимальна частота обертання

					<i>МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

6.4.1. Визначення зусилля зсуву, яке діє на гвинтове з'єднання

Максимальна кутова швидкість вихідного валу редуктора при передавальному відношенні $u=26$:

$$\omega = \frac{n_{об.}}{u} \cdot \frac{2\pi}{60} = 12,33[c^{-1}] \quad (42)$$

Максимальна швидкість центру мас:

$$v = l_m \cdot \omega = 3,57[m/c] \quad (43)$$

Впливаючи з максимально допустимого крутного моменту, який діє на редуктор визначимо прискорення центру мас ноги.

$M = 28$ [Нм] Максимально допустимий короткочасний крутний момент

Тангенціальна сила інерції центру мас:

$$F_\tau = \frac{M}{l_m} = 96,79[H] \quad (44)$$

Тангенціальне прискорення центру мас:

$$a_\tau = \frac{F_\tau}{m_n} = 26,89[m/c^2] \quad (45)$$

Нормальне прискорення центру мас:

$$a_v = \omega^2 \cdot l_m = 43,94[m/c^2] \quad (46)$$

Сила інерції відцентрова:

$$F_v = m_n \cdot a_v = 158,2[H] \quad (47)$$

Сила ваги ноги, яка сприймається гвинтовим з'єднанням:

$$F_g = m_n \cdot g = 35,3[H] \quad (48)$$

Основа ноги буде найбільш навантаженою у момент початку зниження швидкості, тобто від'ємного прискорення, при вертикальному положенні відносно горизонту. У такому випадку відцентрове прискорення та сила тяжіння сумуються. З врахуванням цього отримуємо наступне рівняння, яке описує навантаження на гвинтове з'єднання спричинене силою тяжіння та інерції:

$$F_\Sigma = \sqrt{(F_v + F_g)^2 + F_\tau^2} = 216,36[H] \quad (49)$$

$n = 10$ Кількість гвинтів
 $d_2 = 21$ [мм] Діаметр розташування гвинтів

					<i>МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Навантаження спричинене силою тяжіння та інерції, яке діє на один гвинт:

$$F_{\Sigma 1} = \frac{F_{\Sigma}}{n} = 21,64[H] \quad (50)$$

Зусилля, спричинене моментом, яке діє на з'єднання:

$$F_M = \frac{M}{\frac{d_z}{2}} = 2666,67[H] \quad (51)$$

Зусилля, спричинене моментом, яке діє на гвинт:

$$F_{M1} = \frac{F_M}{n} = 266,67[H] \quad (52)$$

Кут напрямку суми сил інерції F_v та тяжіння F_g відносно сили F_{τ} :

$$\varphi = \arctg\left(\frac{F_v + F_g}{F_{\tau}}\right) = 63,43^\circ \quad (53)$$

Кут між $F_{\Sigma 1}$ та F_{M1} максимально навантаженого гвинта, необхідний для визначення максимального навантаження на гвинт:

$$\alpha = 180^\circ - (36^\circ \cdot 2 - \varphi) = 171,43^\circ \quad (54)$$

Максимальне зусилля зсуву, що діє на найбільш навантажений гвинт:

$$F_{\max} = \sqrt{F_{\Sigma 1}^2 + F_{M1}^2 - 2 \cdot F_{\Sigma 1} \cdot F_{M1} \cdot \cos(\alpha)} = 288,08[H]$$

					<i>МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

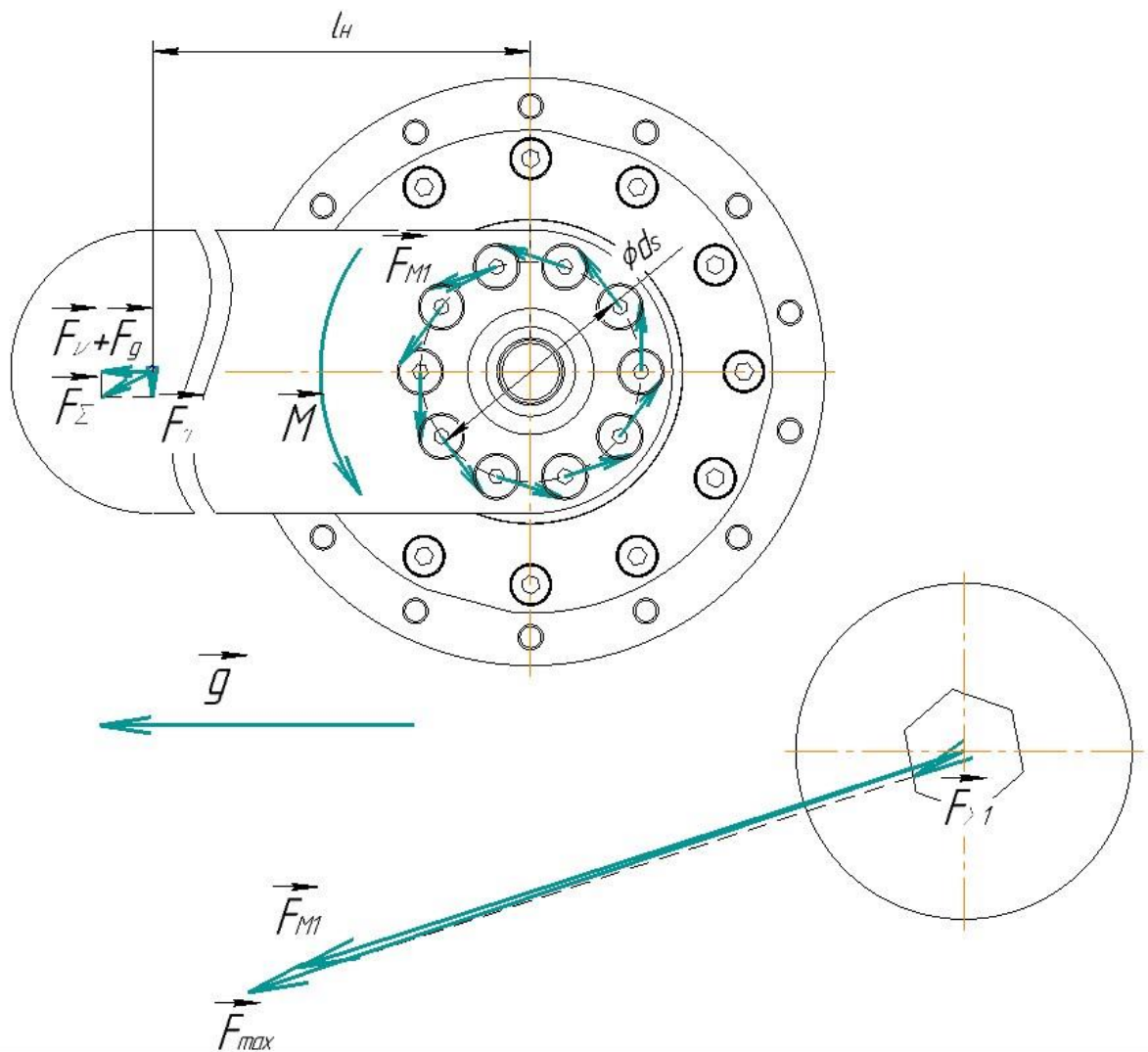


Рисунок 12. Зусилля зсуву, яке діє на гвинтове з'єднання.

6.4.2. Визначення моменту, який впливає на розкриття стику.

Оскільки центр мас розташований на деякому плечі від редуктора з'являється момент, який створює зусилля розкриття стику.

l_n	80	[мм]	Відстань від гвинтового з'єднання до центру мас
l_1	21	[мм]	Відстань між гвинтами
l_2	16,99	[мм]	Відстань між гвинтами
l_3	16,49	[мм]	Відстань між гвинтами
z_1	2		Кількість гвинтів
z_2	4		Кількість гвинтів
z_3	4		Кількість гвинтів

Момент, який розкриває стик:

$$M_n = F_z \cdot l_n = 17,31 [Нм] \quad (55)$$

Зусилля розкриття, які діють на гвинти:

$$F_1 = \frac{M_n \cdot l_1}{z_1 \cdot l_1^2 + z_2 \cdot l_2^2 + z_3 \cdot l_3^2} = 164,83[H] \quad (56)$$

$$F_2 = \frac{M_n \cdot l_2}{z_1 \cdot l_1^2 + z_2 \cdot l_2^2 + z_3 \cdot l_3^2} = 133,36[H] \quad (57)$$

$$F_3 = \frac{M_n \cdot l_3}{z_1 \cdot l_1^2 + z_2 \cdot l_2^2 + z_3 \cdot l_3^2} = 50,94[H] \quad (58)$$

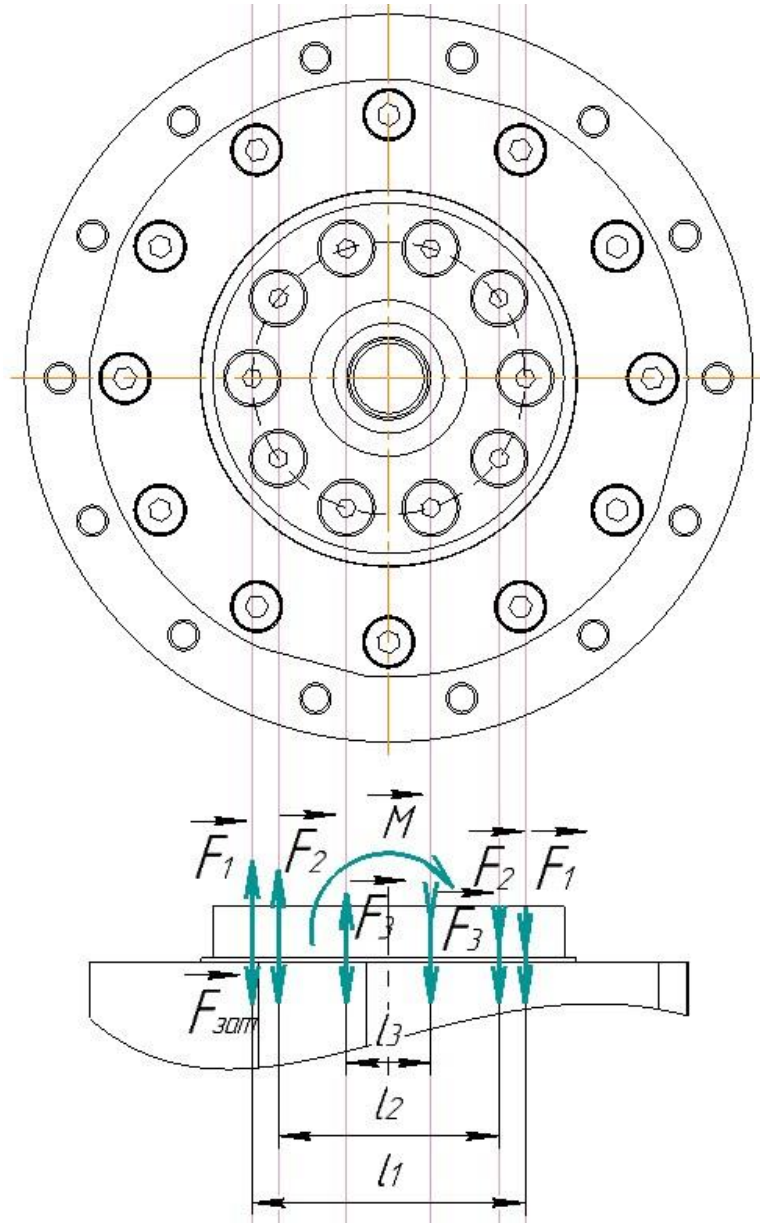


Рисунок 13. Зусилля, яке розкриває стик.

6.4.3. Визначення необхідного зусилля затяжки та моменту загвинчування

$f_{зс}$	1,3	Коефіцієнт запасу по тертю
f	0,25	Коефіцієнт тертя поліаміду 6 і сталі
i	2	Кількість поверхонь тертя

Зусилля затяжки гвинтів:

					<i>МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

$$F_{зам} = \frac{F_{max} \cdot f_{зс}}{f \cdot i} = 749[H] \quad (59)$$

d_1	1,51	[мм]	Внутрішній діаметр різьби
d_2	1,74	[мм]	Середній діаметр різьби
p	0,4	[мм]	Крок різьби
$F_{зоб}=F_1$	164.83	[МПа]	Найбільше зусилля розкриття стику
χ	0,3		Коефіцієнт навантаження (0,15...0,3)

Розрахункове навантаження на гвинт:

$$F_{роз} = 1,3 \cdot F_{зам} + \chi \cdot F_{зоб} = 1023,17[H] \quad (60)$$

Напруження розтягу гвинта:

$$\sigma_{p.зб} = \frac{4 \cdot F_{роз}}{\pi \cdot d_1^2} = 572,1[MПа] \quad (61)$$

$[\sigma_{T.зб}]$	1200	[МПа]	Межа плинності для гвинта класу міцності 12,9
s	1,5		Рекомендований коефіцієнт запасу міцності

Допустиме напруження розтягу:

$$[\sigma_{p.зб}] = \frac{\sigma_{T.зб}}{s} = 800[MПа] \quad (62)$$

f	0,15		Коефіцієнт тертя в різьбі, 0,12...015 сталі
γ	60°		Рекомендований коефіцієнт запасу міцності

Зведений кут тертя в різьбі:

$$f' = \frac{f}{\cos\left(\frac{\gamma}{2}\right)} = 9,924^\circ \quad (63)$$

Зведений кут тертя:

$$\rho' = \arctg(f') = 9,826^\circ \quad (64)$$

Кут підйому гвинтової лінії різьби:

$$\psi = \arctg\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) = 4,185^\circ \quad (65)$$

Момент затяжки:

$$T_з = 0,5 \cdot F_{зам} \cdot (d_2 \cdot \tg(\psi + \rho')) = 0,1626[Hм] \quad (66)$$

H	2	[мм]	Глибина згвинчування
-----	---	------	----------------------

					<i>MR.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Допустиме напруження зрізу різьби гвинта:

$$[\tau_{зр.р.зб}] = 0,2 \cdot [\sigma_{Т.зб}] = 240 [МПа] \quad (67)$$

Напруження зрізу різьби гвинта:

$$\tau_{зр.р.зб} = \frac{F_{роз}}{0,45 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot H} = 239,81 [МПа] \quad (68)$$

Перевірка витків різьбових творів по напруженню зрізу різьби:
[$\sigma_{Т.омв}$] 1100 [МПа] Межа плинності матеріалу деталі з творами

Допустиме напруження зрізу різьби отвору:

$$[\tau_{зр.р.омв}] = 0,2 \cdot [\sigma_{Т.омв}] = 220 [МПа] \quad (69)$$

Напруження зрізу різьби твору:

$$\tau_{зр.р.омв} = \frac{F_{роз}}{0,525 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot H} = 205,55 [МПа] \quad (70)$$

7. Визначення напружень у пальцях та у циклоїдному диску з використанням методу скінченних елементів

7.1. Побудова моделі

Для прискорення розрахунків варто спростити модель забравши отвори, фаски та скруглення, які не впливають на результат. Залишити лише деталі, які приймають участь у зачепленні, замінивши підшипники та жорсткі защемлення відповідними їм обмеженнями.

На Рисунок 14 зеленими стрілками зображено жорстке защемлення, яким замінили посадку з натягом у водилі. Синіми конусами показано поверхні, до яких було прикладено обмеження у вигляді підшипника.

					MP.PMKM-31.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

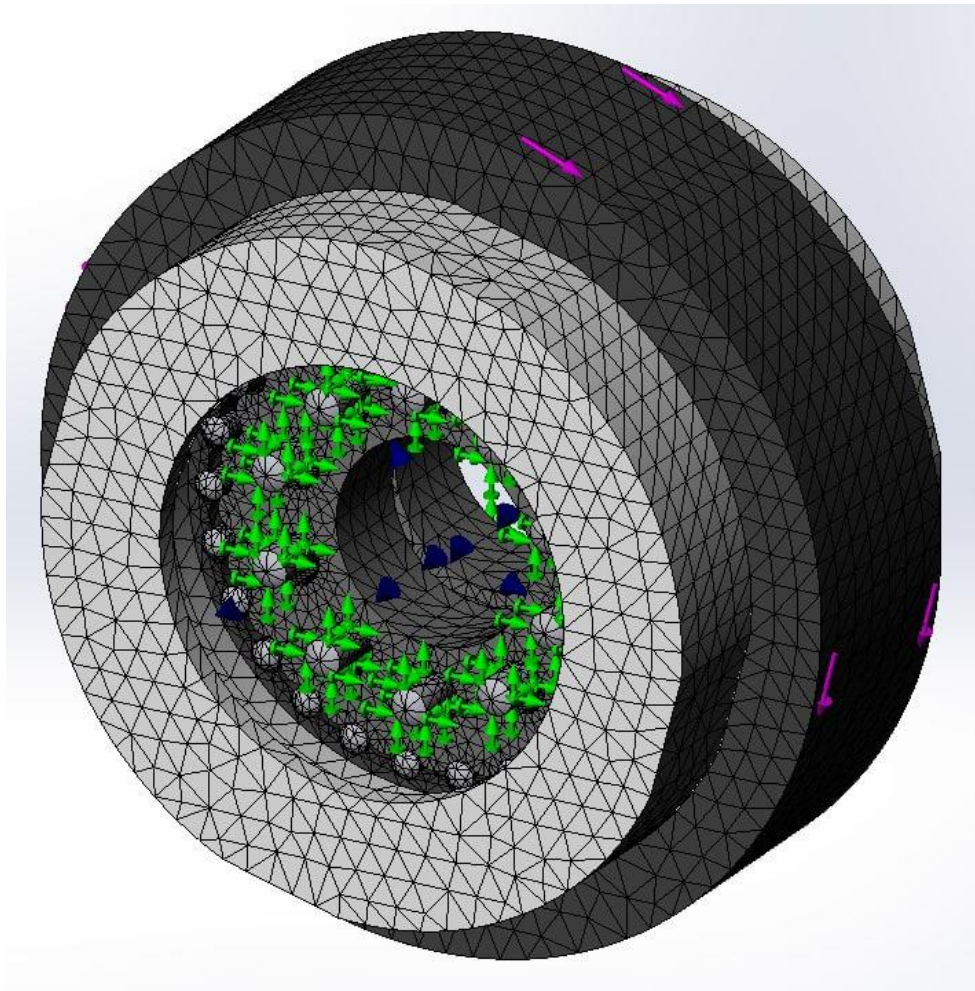


Рисунок 14. Вигляд сітки.



Рисунок 15. Циклоїдний диск з використанням контролем сітки.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ

Арк.

24



Рисунок 16. Пальці з використанням контролем сітки.

Для підвищення точності результату було використано контроль сітки, вибравши поверхні, напруження на яких потрібно визначити, та задавши розміри елементів сітки на них.

Для деталей, між якими відбувається зачеплення було використано контакт «нода до поверхні», оскільки теоретично контакт між циклоїдним диском, цівками і пальцями представляє собою лінію.

Вихідну ланку редуктора було навантажено моментом 28 Нм. На Рисунок 14 момент демонструється фіолетовими стрілками.

7.2. Результати симуляції навантаження

На Рисунок 17 показано епюри напружень у пальцях у перерізі поряд із сателітом, біля основи пальця. Напруження викликані реакцією моменту сили.

Максимальне напруження складає 695 МПа. Границя міцності для сталі ШХ15, з якої виготовлені ролики – $[\sigma_s]=2160$ МПа.

На Рисунок 18 зображено епюри напружень циклоїдного диску.

Напруження розтягу для графітонасиченого поліаміду-6 $[\sigma_s]=75$ МПа, при відносній деформації стиснення $[\sigma_{cm}]=135$ МПа.

Максимальне напруження у циклоїдному диску рівне близько 90 МПа. Воно виникає у контакті з найбільш навантаженим пальцем біля поверхні, тобто це напруження стиснення.

					<i>МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

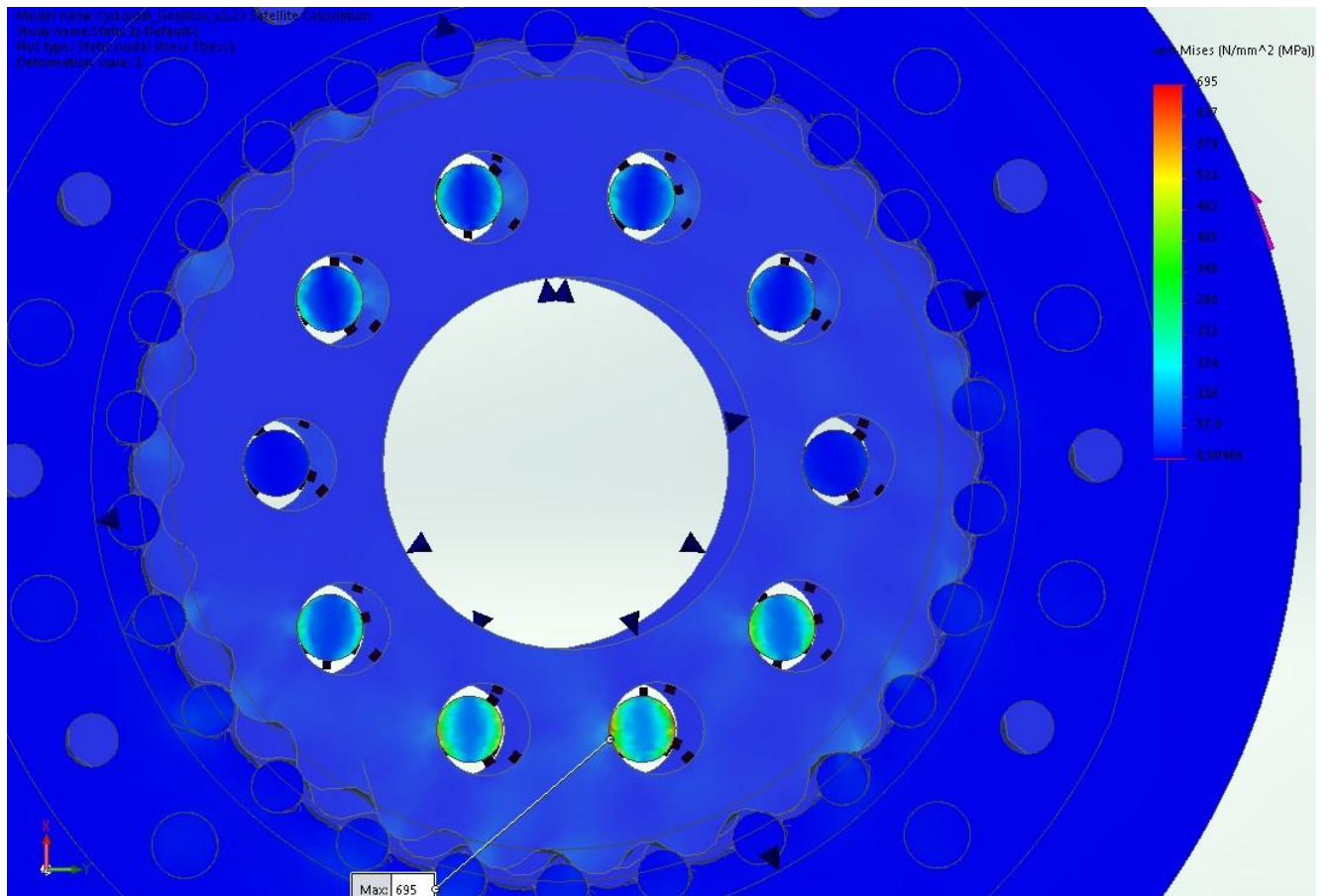


Рисунок 17. Епюри напружень пальців.

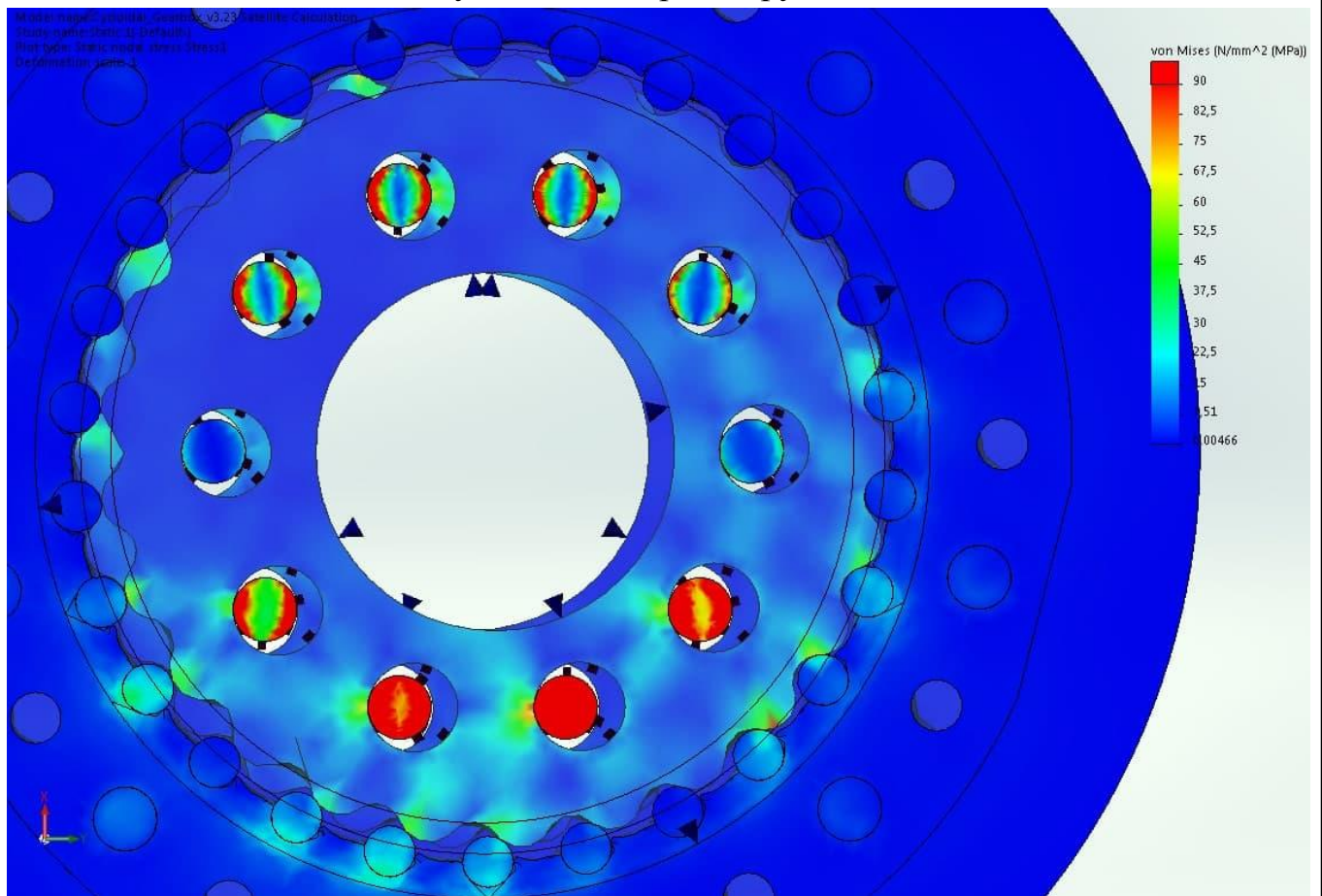


Рисунок 18. Епюри напружень у циклоїдному диску.

Model name: Cycloid_Gearbox_v3.23 Satellite Calculation
 Study name: Static 1-(Default)
 Plot type: Static displacement Displacement1
 Deformation scale: 1

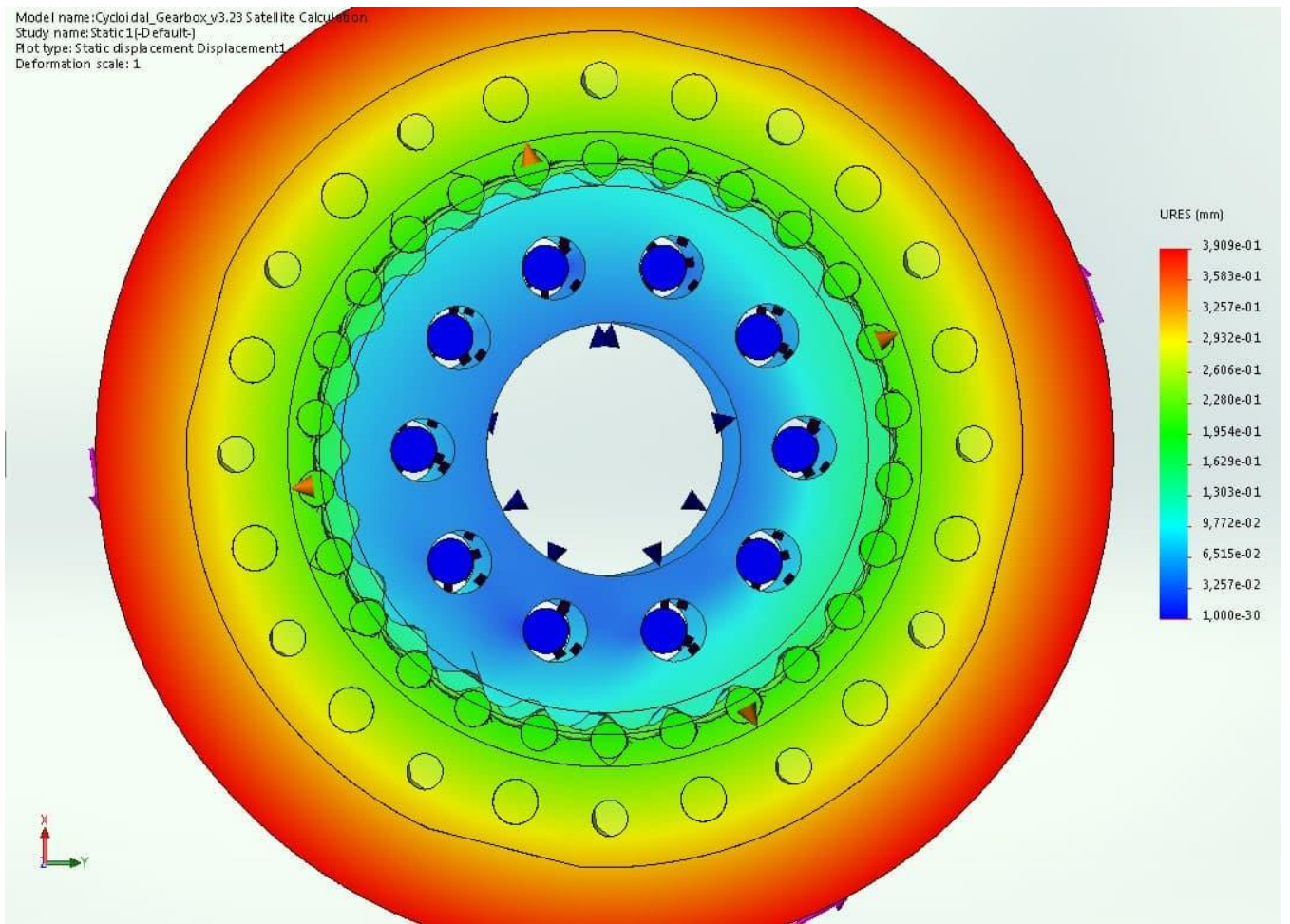


Рисунок 19. Епюри деформацій.

На Рисунок 19 зображено епюри деформації. Зміщення точки, яка лежить на поверхні на відстань 0,391 мм редуктора на радіусі 28 мм рівна 0,8°.

8. Характеристики редуктора

Параметри редуктора із врахуванням елементів, які призначені для кріплення редуктора до рами робота:

m	189,5	[г]	Маса
d	56	[мм]	Діаметр редуктора
l	41	[мм]	Довжина редуктора
u	26		Передавальне число передачі
M_0	1,08	[Нм]	Максимальний момент на ведучому валу
M_V	28	[Нм]	Максимальний момент, який сприймає редуктор

					<i>MP.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Висновки

Сфера застосування крокових роботів набуває все більших масштабів. Разом з цим збільшується і попит на даний тип автоматизованих систем. Заміна людини у операціях, які можуть нести небезпеку і потребують додаткових заходів для виконання завдання людиною дозволить уникнути витрат пов'язаних із цим. Що важливіше – це збереже життя та здоров'я людей, яких ці роботи замінять.

Для крокових роботів з високими динамічними характеристиками є необхідною можливістю вимірювання зусилля, яке діє у рушіях його кінцівок. Завдяки цьому з'являється можливість контролю жорсткості рушіїв, коригування траєкторії в залежності від напрямків зовнішніх зусиль, які діють на робота. Це дозволяє роботам швидко пересуватись, адаптуватись при ходьбі по нерівних поверхнях, та навіть виконувати складні акробатичні рухи. Також завдяки контролю жорсткості можна уникати ударних навантажень.

Підібраний для редуктора рушія крокового робота циклоїдний тип зачеплення дозволяє спроектувати компактний та легкий рушій, здатний сприймати відносно великі навантаження. Оскільки даний тип передачі забезпечує зворотне передавання моменту, він дозволяє застосовувати вимірювання зусилля, яке діє на рушій, методом вимірювання сили струму електродвигуна.

У рамках магістерської роботи було спроектовано циклоїдальний редуктор із пластиковими деталями зачеплення для використання у рушіях чотириноного крокового робота. Пластикові деталі зачеплення дозволять зменшити масу редуктора та вібрації при його експлуатації.

На основі [4] та [Різьбові З'єднання] було розроблено алгоритм розрахунку навантажень та напружень які виникають у деталях зачеплення та кріпильних елементах редуктора. Даний алгоритм може бути застосовано для проектування циклоїдних редукторів різного призначення, у тому числі для крокових роботів.

Редуктор здатний витримати короткочасні навантаження до 28 Нм, є компактним та легким.

Рішення використати стандартні ролики голкових підшипників дозволить зменшити ціну виготовлення редуктора.

Використання пластику дозволяє застосовувати лиття деталей під тиском, що при відповідному обсязі виробництва дозволить знизити вартість редуктора.

					<i>МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		28

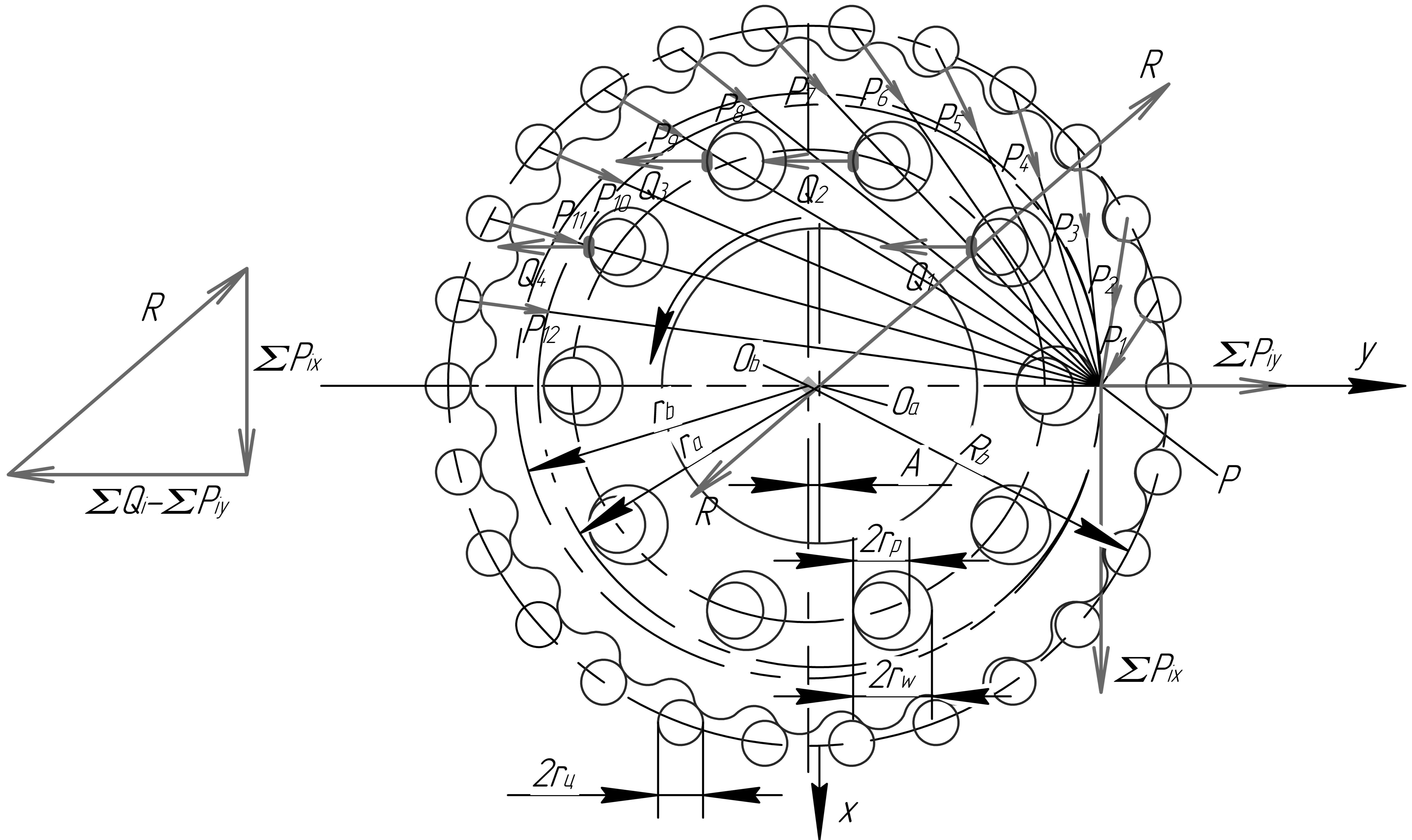
Список використаних джерел

- 1 Робот Boston Dynamics на ЧАЕС: веб-сайт. URL: <https://youtu.be/PEgCZLvfgX8> (дата звернення - 23.12.2021).
- 2 Alexander Hattori. Design of a High Torque Density Modular Actuator for Dynamic Robots / Submitted to the Department of Mechanical Engineering in partial fulfillment of the requirements for the degree of Masters of Science in Mechanical Engineering. – MIT: May 2020.
- 3 Unitree Robotics. A1 Motor: веб-сайт. URL: https://www.unitree.com/components/a1_motor (дата звернення - 23.12.2021).
- 4 Кудрявцев В. Н. Планетарні передачі, Видавництво друге (російською). Москва, Ленінград : «Машиностроение», 1966. 308 с.
- 5 Курсове проектування деталей машин. Навчальний посібник. Б. Малько, В. Сенчішак, Б. Смага, В. Попович, Б. Борисевич. – Івано-Франківськ: Факел, 2003 – 438 с.
- 6 С. М. Комаров. Деталі машин. Розрахунок з'єднань. Навчальний посібник. – Львів: Українська Академія Друкарства, 2017– 148 с.
- 7 M. Blagojević, M. Matejić*, N. Kostić, N. Petrović, N. Marjanović, V. Stojanović. Theoretical and experimental testing of plastic cycloid reducer efficiency in dry conditions. – Kragujevac, Serbia, 2017 – 9 с.
- 8 Patrick M. Wensing, Albert Wang, Sangok Seok, David Otten, Jeffrey Lang, Sangbae Kim. Proprioceptive Actuator Design in the MIT Cheetah: Impact Mitigation and High-Bandwidth Physical Interaction for Dynamic Legged Robots. IEEE Transactions on Robotics (IEEE T ROBOT), 2017 – 14 с.
- 9 KangKyu Lee, Seungwoo Hong, Jun-Ho Oh. Development of a Lightweight and High efficiency Compact Cycloidal Reducer for Legged Robots. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing 2019 – 11 с.
- 10 Nabtesco. URL: <https://precision.nabtesco.com> (дата звернення - 23.12.2021).
- 11 Sumitomo Drive Technologies. URL: <https://emeia.sumitomodrive.com/en-de> (дата звернення - 23.12.2021).
- 12 Onvio. URL: <https://www.onviolc.com> (дата звернення - 23.12.2021).
- 13 Robotis, DYNAMIXEL cycloid servomotor URL: http://emanual.robotis.com/docs/en/dxl/pro_plus/h54p-200-s500-r/ (дата звернення - 23.12.2021).
- 14 KAYDON, Real-Slim open bearings, KAA series, Type A – angular. URL: https://www.kaydonbearings.com/RealSlim_open_bearings_KAA_typeA.htm (дата звернення - 23.12.2021).
- 15 T-Motor RI50. URL: <https://store.tmotor.com/goods.php?id=856> (дата звернення - 23.12.2021).

					<i>МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

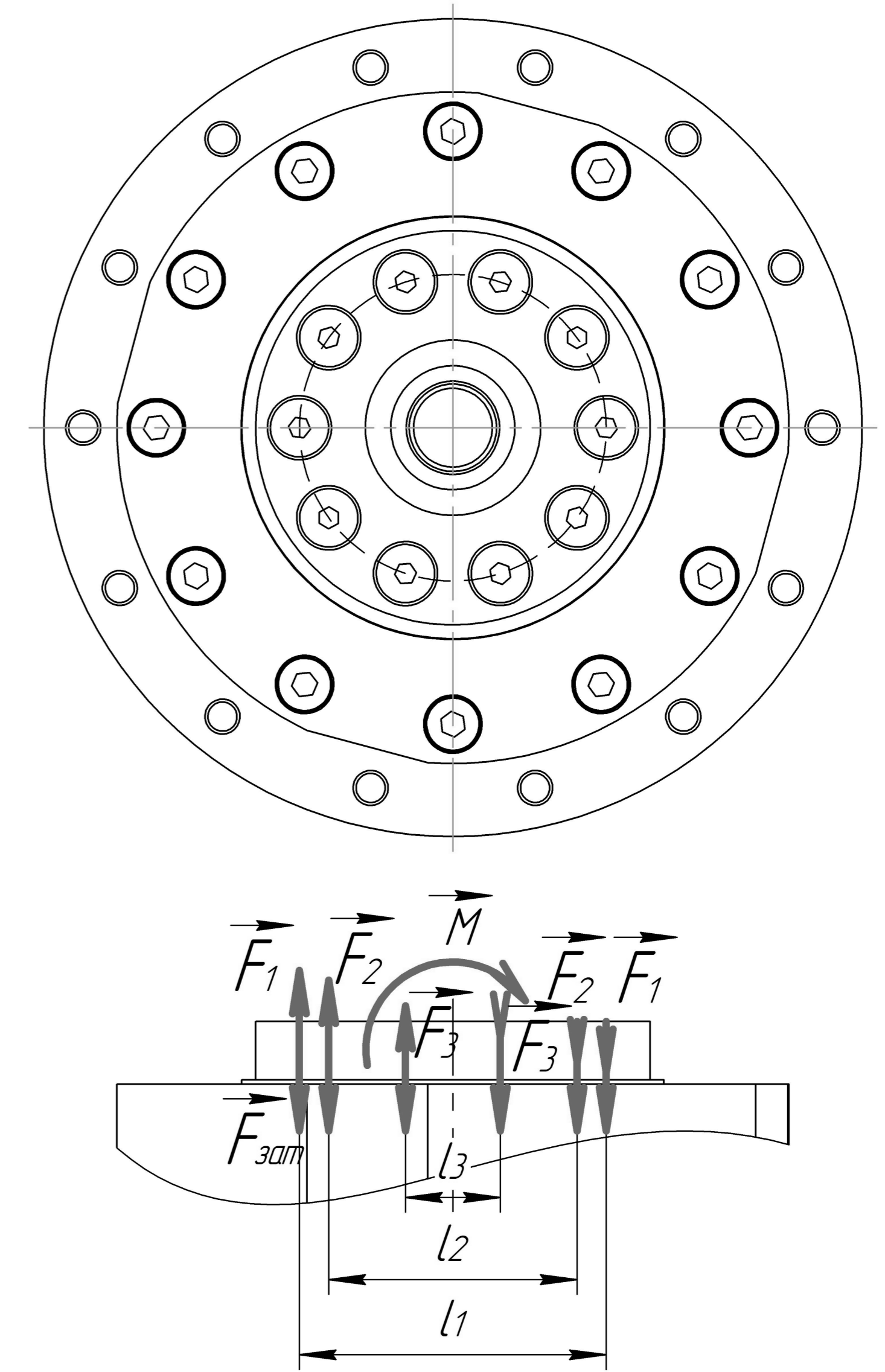
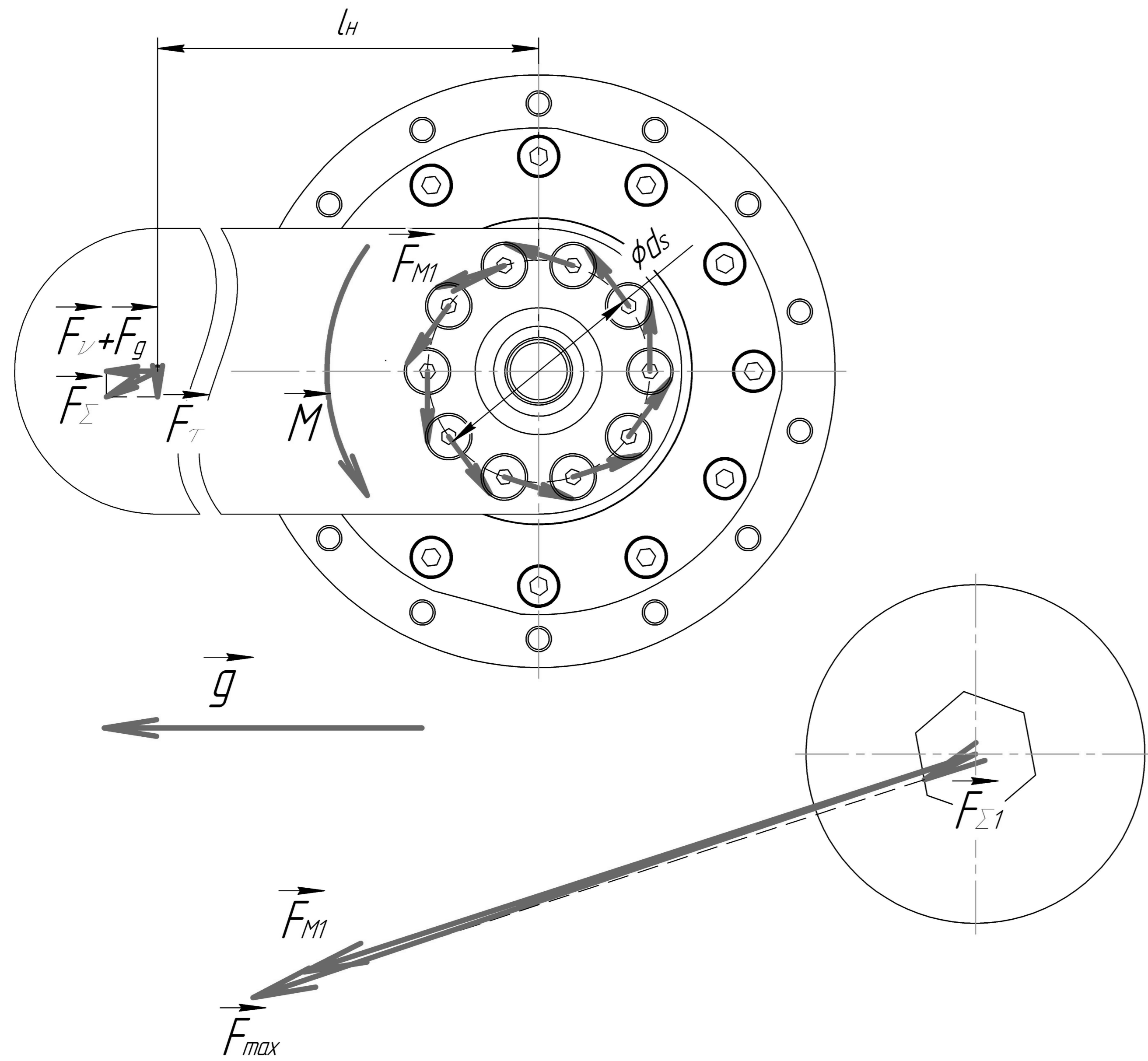
Додатки

					<i>МР.ПМКМ-31.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>30</i>



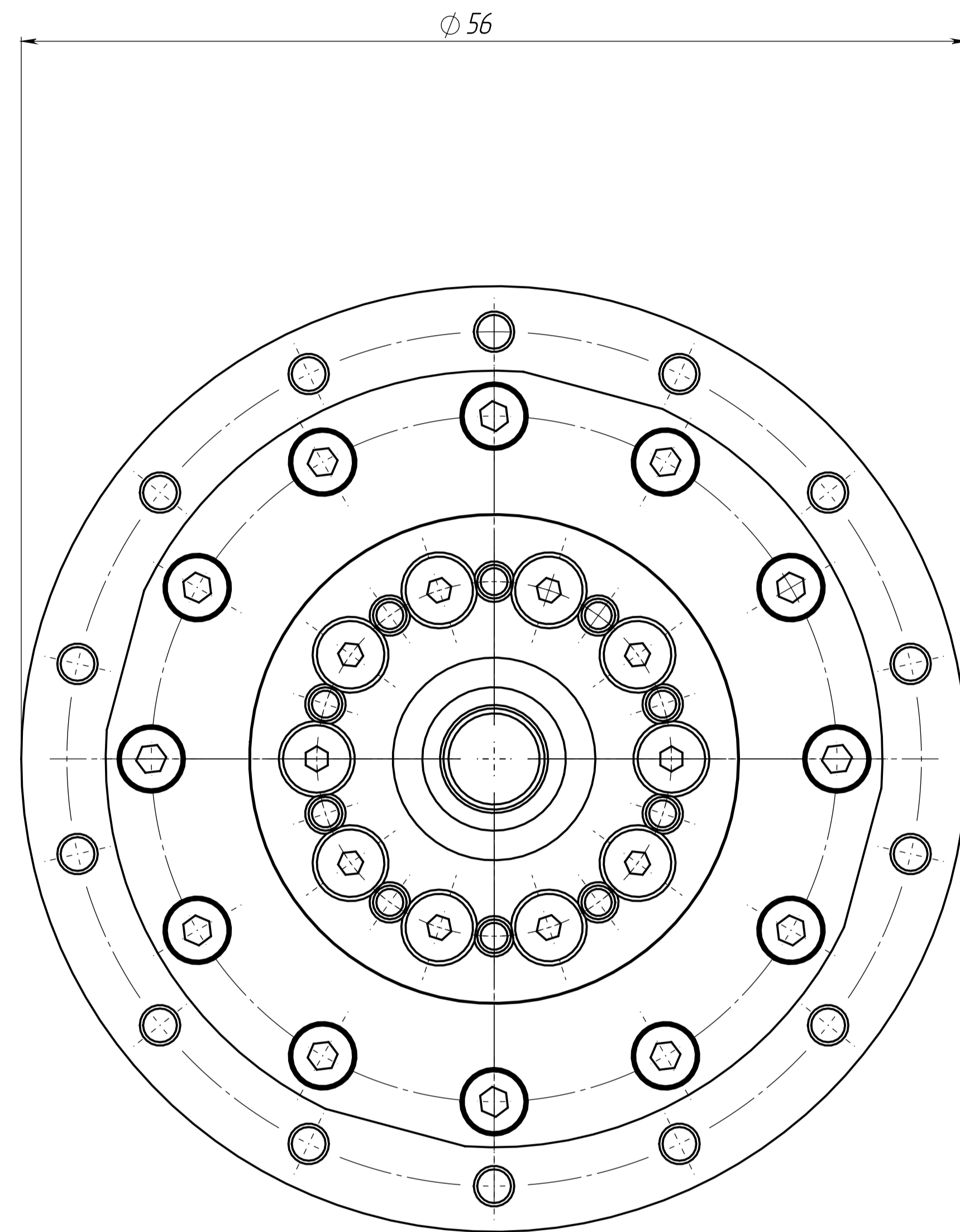
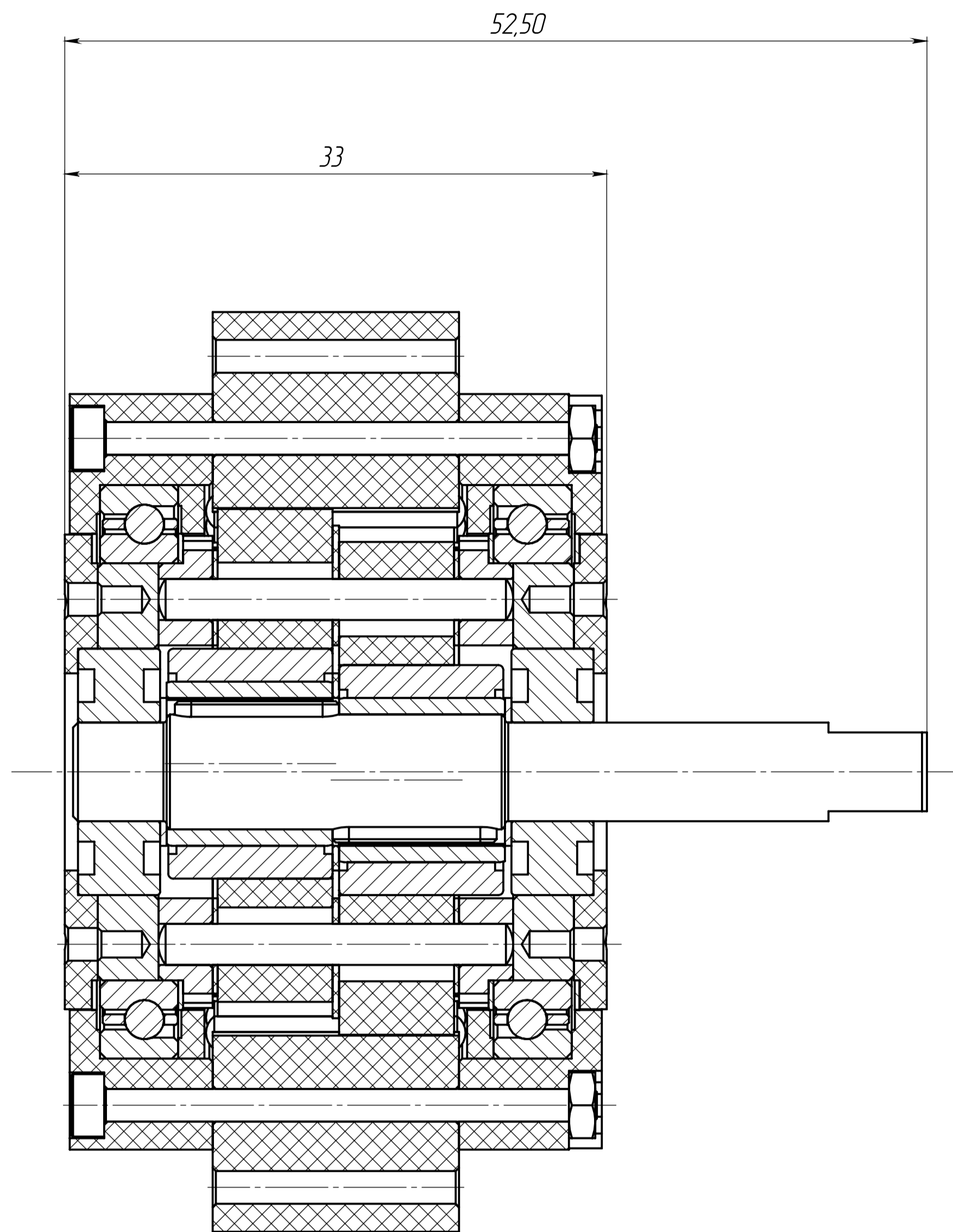
Лист № 1
Лист № 2
Лист № 3
Лист № 4
Лист № 5
Лист № 6
Лист № 7
Лист № 8
Лист № 9
Лист № 10
Лист № 11
Лист № 12

MP.ПМКМ-3100.00.000				Лист	Масса	Масштаб
Розподіл зусиль у циклоїдному диску						1:1
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Лист	Листов
					1	1
ИФНТУНГ				ПМКМ-20-1		
Формат А1				Копирован		



				MP.ПМКМ-3100.00.000		
Изм.	Лист	№ док.им.	Подп.	Дата	Зусилля, що діють на гвинтове з'єднання	
Розроб.	Лендерський					
Проб.	Онисько				Лист	Листів 1
Т.контр.					1ФНТЧНГ	
Н.контр.					ПМКМ-20-1	
Утв.					Формат А1	

Лист № 0001
Лист № 0002
Лист № 0003
Лист № 0004
Лист № 0005
Лист № 0006
Лист № 0007
Лист № 0008
Лист № 0009
Лист № 0010
Лист № 0011
Лист № 0012
Лист № 0013
Лист № 0014
Лист № 0015
Лист № 0016
Лист № 0017
Лист № 0018
Лист № 0019
Лист № 0020
Лист № 0021
Лист № 0022
Лист № 0023
Лист № 0024
Лист № 0025
Лист № 0026
Лист № 0027
Лист № 0028
Лист № 0029
Лист № 0030
Лист № 0031
Лист № 0032
Лист № 0033
Лист № 0034
Лист № 0035
Лист № 0036
Лист № 0037
Лист № 0038
Лист № 0039
Лист № 0040
Лист № 0041
Лист № 0042
Лист № 0043
Лист № 0044
Лист № 0045
Лист № 0046
Лист № 0047
Лист № 0048
Лист № 0049
Лист № 0050
Лист № 0051
Лист № 0052
Лист № 0053
Лист № 0054
Лист № 0055
Лист № 0056
Лист № 0057
Лист № 0058
Лист № 0059
Лист № 0060
Лист № 0061
Лист № 0062
Лист № 0063
Лист № 0064
Лист № 0065
Лист № 0066
Лист № 0067
Лист № 0068
Лист № 0069
Лист № 0070
Лист № 0071
Лист № 0072
Лист № 0073
Лист № 0074
Лист № 0075
Лист № 0076
Лист № 0077
Лист № 0078
Лист № 0079
Лист № 0080
Лист № 0081
Лист № 0082
Лист № 0083
Лист № 0084
Лист № 0085
Лист № 0086
Лист № 0087
Лист № 0088
Лист № 0089
Лист № 0090
Лист № 0091
Лист № 0092
Лист № 0093
Лист № 0094
Лист № 0095
Лист № 0096
Лист № 0097
Лист № 0098
Лист № 0099
Лист № 0100



MP.ГМКм-31.00.00.000 СК

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Изм. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.

				MP.ГМКм-31.00.00.000 СК			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		Пендерещкий				187,33	4:1
Пров.		Онисько					
Т. контр.					Лист 1	Листов 1	
Н. контр.					ІФНТУНГ ГМКм-20-1		
Утв.					Формат А1		