

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи
магістра
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: «Розробка приводу механізму переміщення пошукового робота»

08-62.МКР.007.00.00.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП «Магістра»,
групи 1ГМ-23м
спеціальності 133

Галузеве машинобудування

(шифр і назва напряму підготовки)

Андрій САМОЙЛОВ

(прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доцент

Олександр ПОЛІЩУК

(прізвище та ініціали)

Опонент: к.т.н., доцент

Микола МИТКО

(прізвище та ініціали)

Допущено до захисту

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор Леонід ПОЛІЩУК

«12» грудня 2024 р.

Вінниця ВНТУ – 2024 рік

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування
Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 13 Механічна інженерія
Спеціальність – 133 – Галузеве машинобудування
Освітньо-професійна програма – Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

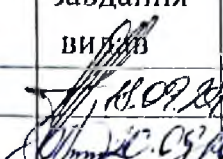
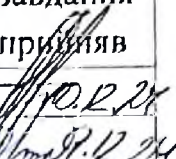
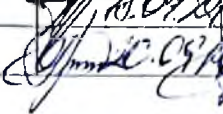
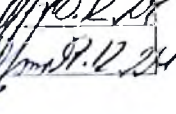
Л. Поліщук Леонід ПОЛІЩУК

«17» вересня 2024 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ
Андрію САМОЙЛОВУ

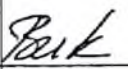
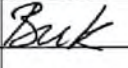
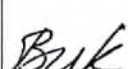
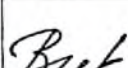
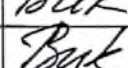
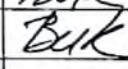
- Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Розробка приводу механізму переміщення пошукового робота»
Керівник магістерської кваліфікаційної роботи: к.т.н. доц. Олександр ПОЛІЩУК, затверджені наказом вищого навчального закладу від «17» вересня 2024 року №310
- Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 10.12. 2024 р.
- Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1) Швидкість руху гусениці, м/с – $0 \dots 1,64$; 2) Крутий момент на колесі, Н·м – $10 \dots 300$; 3) Потужність, кВт – 28; 4) Маса, кг – 930; 5) Габаритні розміри, мм: діаметр – 460; довжина – 440.
- Зміст розрахунково-пояснювальної записки:
1) Вступ; 2) Аналіз сучасного стану питання; 3) Конструкції, що містять відомі розв'язки проблеми; 4) Розробка приводу пошукового робота; 5) Дослідження роботи приводу пошукового робота; 6) Економічна частина.
- Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
1) Огляд існуючих конструкцій пошукових роботів (пл. ф. А1 – 1 арк.); 2) Гусеничні ходи (пл. ф. А1 – 1 арк.); 3) Патентно-інформаційний огляд (пл. ф. А1 – 1 арк.); 4) Математична модель процесу роботи мотор-колеса приводу (пл. ф. А1 – 1 арк.); 5) Експериментальне обладнання та результати експериментів (пл. ф. А1 – 1 арк.); 6) Складальний кресленик візка ходового (кресл. ф. А1 – 2 арк.); 7) Складальний кресленик мотор-колеса приводу (кресл. ф. А1 – 3 арк.).

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видано	завдання прийнято
Основний	к. т. н., доц. Олександр ПОЛІЩУК		
Економічний	к. т. н., доц. Ольга РАТУШНЯК		

7. Дата видачі завдання 19.09.2024 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1	Вступ	01.10.2024р	
2	Теоретичний аналіз конструкцій, що містять відомі розв'язки проблеми	15.10.2024р	
3	Розробка конструкції пошукового робота	2.11.2024р	
4	Дослідження роботи приводу пошукового робота	19.11.2024р	
5	Оцінювання комерційного потенціалу розробки та прогнозування витрат на виконання НДР	22.11.2024р	
6	Рорахунок економічної ефективності науково-технічної розробки	25.11.2024р	
7	Підготовка графічної частини МКР	09.12.2024р	
8	Попередній захист на кафедрі	10.12.2024р	
9	Захист МКР ЕК	20.12.24 – 23.12.24р	

Студент

(підпис)

Андрій САМОЙЛОВ

(прізвище та ініціали)

Керівник МКР

(підпис)

Олександр ПОЛІЩУК

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

УДК 621.22

Андрій САМОЙЛОВ. Розробка приводу механізму переміщення пошукового робота. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма – галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2024. 105 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 27 назв; рис.: 25; табл. 10.

За результатами виконання магістерської кваліфікаційної роботи розроблена нова конструкція приводу механізму переміщення пошукового робота. Шляхом аналізу техніко-економічних показників та відомих конструктивних схем, здійснено обґрунтований вибір конструкції механізму. Проведені розрахунки кінематичних та конструктивних параметрів, здійснено вибір підшипників, виконані проектні та перевірочні розрахунки циліндричної прямозубої передачі. Розроблена математична модель робочого процесу мотор-колеса. Проведено експериментальні дослідження режимів роботи приводу.

Ключові слова: гідравлічний привод, пошуковий робот, конструкція, розрахунки, гусеничний хід.

ABSTRACT

UDC 621.22

Andrii SAMOILOV. Development of the drive mechanism for moving the search robot. Master's qualification work in specialty 133 - industrial mechanical engineering, educational program - industrial mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2024. 105 p.

In Ukrainian. Bibliography: 27 titles; рис.: 25; табл. 10.

Based on the results of the master's qualification work, a new design of the drive mechanism for the movement of the search robot was developed. Based on the analysis of technical and economic indicators and known structural schemes, a justified choice of the mechanism design was made.

The calculations of kinematic and structural parameters were carried out, the selection of bearings was carried out, the design and verification calculations of the cylindrical spur gear were carried out. A mathematical model of the working process of the motor-wheel was developed. Experimental studies of drive operating modes have been carried out.

Keywords: hydraulic drive, search robot, design, calculations, crawler.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ПИТАННЯ.....	6
1.1 Актуальність проблеми.....	6
1.2 Існуючі технічні рішення.....	7
2 КОНСТРУКЦІЇ, ЩО МІСТЯТЬ ВІДОМІ РОЗВ’ЯЗКИ ПРОБЛЕМИ	13
2.1 Аналіз конструкцій гусеничних ходів.....	13
2.2 Аналіз конструкцій вмонтованих гідравлічних приводів.....	22
3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ ПОШУКОВОГО РОБОТА.....	29
3.1 Будова розробленої конструкції вмонтованого привода.....	29
3.2 Розрахунок зубчастої передачі.....	31
3.3 Розрахунок шліцьового з’єднання.....	38
3.4 Розрахунок болтових з’єднань.....	39
3.5 Розрахунок і вибір підшипників.....	40
3.6 Розрахунок валу приводного пристрою.....	41
4 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПРИВОДУ ПОШУКОВОГО РОБОТА.....	43
4.1 Математичне моделювання роботи приводу.....	43
4.2 Експериментальні дослідження мотор-колеса.....	48
5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	53
5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки.....	53
5.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи.....	59
5.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки...	68
5.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності.....	69
ВИСНОВКИ.....	73
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	74
ДОДАТКИ.....	76
ДОДАТОК А – Технічне завдання.....	77
ДОДАТОК Б – Ілюстративна частина	83
ДОДАТОК В – Специфікації виробу	94
ДОДАТОК Г – Протокол перевірки МКР на наявність текстових запозичень.....	99

ВСТУП

Актуальність. Створення та впровадження нового обладнання для розмінування територій та перевезення вибухонебезпечних матеріалів в умовах війни є надзвичайно актуальним і важливим завданням.

Застосування такого обладнання дозволяє мінімізувати безпосередній або скоротити необхідний контакт саперів з вибуховими пристроями, знижуючи ризик їх травмування та загибелі. Швидке та ефективне розмінування звільнених територій дозволить повернути їх до мирного життя, забезпечуючи безпеку людей. Крім того, таке обладнання дозволяє мінімізувати пошкодження та забруднення навколишнього середовища під час розмінування.

Використання такого обладнання дозволяє значно пришвидшити процес розмінування, особливо на великих площах, а використання сучасних технологій, в свою чергу, забезпечує більш точне виявлення та нейтралізацію вибухових пристроїв та знижує ризик помилкових спрацювань, що може призвести до додаткових руйнувань та жертв.

Ефективне розмінування звільнених територій дозволяє швидше відновити економічну діяльність на забруднених територіях та створити безпечні умови для інвестування, що є важливим фактором для розвитку економіки.

Основними напрямками розвитку нового обладнання на сьогодні є створення роботизованих систем, які можуть виконувати небезпечні роботи з розмінування замість людей. Такі роботи оснащуються системами дистанційного керування, сучасними датчиками і сенсорами та інтелектуальними алгоритмами, що в свою чергу, забезпечує безпеку оператора, дозволяючи керувати обладнанням з безпечної відстані, покращуює точність виявлення вибухових пристроїв та забезпечує автоматичне прийняття рішень і оптимізацію процесу розмінування.

Відтак створення та застосування нового обладнання для розмінування є важливим кроком для подолання наслідків війни України з росією, зокрема, та

техногенних катастроф. Воно дозволяє забезпечити безпеку людей, прискорити відновлення економіки та зберегти довкілля.

Мета і задачі роботи. Метою даної магістерської роботи є розробка мотор-колеса привода ходової частини робота для вилучення та транспортування вибухонебезпечних матеріалів та пристроїв, що задовольняють вимогам, які ставляться до таких приводів, а саме: малі габарити, висока надійність, мала кількість кінематичних ланцюгів невисока собівартість тощо.

Для досягнення мети необхідно розв'язати такі завдання:

- виконати техніко-економічне обґрунтування доцільності виконання магістерської кваліфікаційної роботи за обраною темою;
- виконати аналіз відомих технічних рішень та розробити конструктивну схему мотор-колеса вмонтованого приводу робота;
- виконати необхідні проєктні та перевірочні розрахунки на міцність основних вузлів та деталей розробленого приводу;
- розробити математичну модель вмонтованого гідравлічного приводу із спеціальним гідравлічним двигуном для вивчення динамічних процесів розробленої конструкції яка дозволить встановити теоретичні залежності, що якісно характеризують перебіг перехідних процесів механічній системі;
- виконати експериментальні дослідження спеціального гідравлічного двигуна для оцінки його працездатності та визначення основних технічних характеристик;
- виконати розрахунки економічних витрат на розробку та термін окупності нового обладнання.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси в гідравлічному приводі пристрою для роботизованого обладнання.

Предмет дослідження – вмонтований гідравлічний привод пристрою для роботизованого обладнання.

Методи дослідження – експериментальні дослідження процесів у вмонтованому гідравлічному приводі роботизованого обладнання.

Наукова новизна отриманих результатів та їх практичне значення

- удосконалена математична модель вмонтованого гідравлічного привода роботизованого обладнання;
- на основі експериментального дослідження спеціального гідравлічного двигуна встановлено залежності його швидкісних та силових параметрів.
- розроблена нова конструкція ходового візка із вмонтованим гідравлічним приводом з покращеними економічними показниками.

1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ПИТАННЯ

1.1 Актуальність проблеми

Одним із способів захисту та утримання власних або захоплених територій під час війни є їх мінування. Сучасна війна не є виключенням із правил і, як результат, на сьогодні Україна є найбільш замінованою країною в світі. Для мінування ворог використовує міни різного призначення – це протитанкові, протипіхотні, касетні міни також ефект мінування територій може спостерігатись як залишкове явище через наявність на територіях «сюрпризів» у вигляді боєприпасів, що не вибухнули [1]. Усе це несе небезпеку не тільки для військовослужбовців у зоні ведення бойових дій, а і створює реальну загрозу безпеці мирного населення, яке проживає на звільнених або захоплених територіях. Відтак гостро постає проблема очищення звільнених територій від такого вибухового сміття. Пошуком та деактивацією вибухових пристроїв на місцевості займаються сапери, що використовують у своїй діяльності різні засоби починаючи від навчених собак і закінчуючи сучасними технічними засобами, такими як: металошукачі, роботи-маніпулятори, дрони тощо. Також розмінування територій здійснюється цивільним населенням, а саме фермерами, що готують власні угіддя до посівних робіт. Це здійснюється шляхом активування вибухових пристроїв на місці встановлення за допомогою транспортних засобів обладнаних вібухостійкими пристосуваннями [2].

Оскільки процес розмінування передбачає повне знищення вибухонебезпечних пристроїв, то у випадку його деактивації на місці встановлення виникає потреба у подальшому безпечному транспортуванні вибухонебезпечного пристрою на полігон або ж до іншого місця призначення. Транспортування на великі відстані здійснюється спеціально оснащеними саперними автомобілями. Транспортування ж в межах розмінуваної території вручну або за допомогою роботизованих транспортних засобів на дистанційному керуванні. Відтак розробка

нових та вдосконалення існуючих зразків роботизованих транспортних засобів є актуальним питанням сьогодення нашої держави.

Функціональні можливості таких роботів можуть бути розширені за рахунок модернізації переміщення, та їх технічних та економічних показників. Значна частина відомих конструкцій приводних механізмів є не досить надійними і обмеженими в монтажі. Використання в приводах роботів приводів типу мотор-колеса найбільш оптимально відповідає вимогам поставленим перед ходовою частиною роботів даного типу.

Для визначення важливих конструктивних ознак приводу необхідно розглянути типові конструкції механізмів переміщення промислових та пошукових роботів, а також інших машин з подібними пристроями та виявити їх недоліки.

1.2 Існуючі технічні рішення

За 9 місяців 2024 року Збройні Сили України отримали 17 нових зразків техніки для розмінування, серед яких 5 - вітчизняного виробництва. Одним із вітчизняних зразків є дрон «Вепр» (рис. 1). [3].



а)



б)

а) з навісним обладнанням для розмінування; б) з навісним та причіпним обладнанням для вантажних перевезень та евакуації поранених

Рисунок 1.1 – Багатоцільовий дрон «Вепр»

Це український наземний безпілотний комплекс, розроблений спеціально для виконання завдань розмінування та інших небезпечних операцій. Цей робот є важливим інструментом у боротьбі з мінною загрозою, яка є однією з найбільших проблем на фронті та в деокупованих територіях України. Основними функціями цього дрона є: розмінування, евакуація поранених, доставка вантажів та розвідка. До основних конструктивних особливостей цього дрона можна віднести: міцний корпус, гусеничний хід та модульну конструкцію. З відкритих джерел [] відомо, що привід даного дрона є електричним, що, в свою чергу накладає певні обмеження на його застосування, а саме: тривалість місії, вантажопідйомність, вартість тощо.

Ще однією перспективною українською розробкою є наземний дрон «Скорпіон-3» (рис. 1.2) [4]. Це багатофункціональна наземна роботизована платформа українського виробництва, яка розроблена для виконання широкого спектру завдань в умовах сучасного бою, а саме: розвідки, вогневої підтримки, евакуації, саперних робіт та логістики. «Скорпіон-3» має такі ж конструктивні особливості, як і «Веpr», і так само оснащується електричним приводом.

Відомі також наземні дрони на колісному ході. Одним із таких дронів є «Змій». Це інноваційний український безпілотний комплекс, спеціально розроблений для розмінування територій (рис. 1.3) [5].



Рисунок 1.2 – Наземний дрон
«Скорпіон-3»



Рисунок 1.3 – Дрон-розміновувач
«Змій»

«Змій» оснащений спеціальним механізмом, який нагадує мотовило з ланцюгами та вантажами. Під час руху робота ці вантажі удараються об землю, що призводить до детонації мін. Таким чином, "Змій" фактично "розчісує" землю, знешкоджуючи міни.

Ще одним варіантом наземних колісних дронів є «Довбуш». Це багатофункціональний наземний дрон українського виробництва, який демонструє високий рівень інженерної думки та адаптації до сучасних викликів. Цей робот є універсальним інструментом, здатним виконувати широкий спектр завдань на полі бою (рис. 1.4) [6]. Даний дрон як і розглянуті вище «Вепр» та «Скорпіон-3» має широкий спектр застосування та, як усі вище розглянуті варіанти, електричний привід.



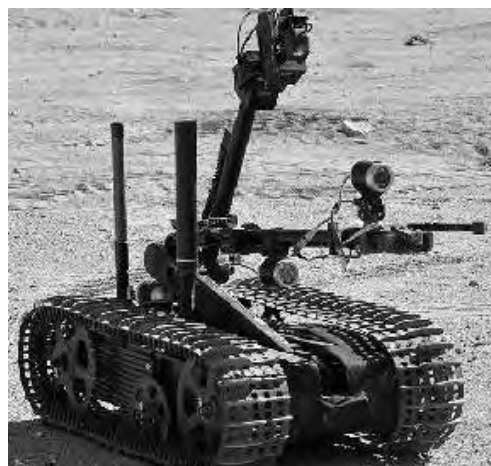
Рисунок 1.4 – Багатофункціональний наземний дрон «Довбуш»

Варто зауважити, що хоча Україна активно розвиває власні розробки в галузі робототехніки для розмінування, є і інші країни, які мають досвід у створенні подібних систем. Більшість сучасних дронів-розміновувачів, призначених для роботи на мінних полях, оснащуються гусеничним ходом, який забезпечує високу проходимість по пересіченій місцевості. Це такі багатофункціональні роботи як,

наприклад: американський PackBot [7], британський TALON [8], канадський Explosive Ordnance Disposal Robot (EOD Robot) [9], німецький AVENGER ROV [10]. Проте використання іноземної техніки в наших умовах не завжди є обгрунтованим оскільки вони є високовартісними, не завжди адаптовані до використання в наших кліматичних умовах та на нашій пересічній місцевості.



а)



б)



в)



г)

а) PackBot; б) TALON; в) Explosive Ordnance Disposal Robot; г) AVENGER ROV.

Рисунок 1.5 – Роботи-розміновувачі іноземного виробництва

Усі розглянуті вище наземні дрони, що можуть застосовуватись для розмінування територій, оснащені електричним приводом, який має як переваги – безшумність, екологічність та керованість, так і недоліки – обмежену автономність, потужність, вразливість акумулятора, час зарядки, високу вартість, необхідність інфраструктури зарядки.

Також слід зауважити, що значна частина пошукових роботів проєктується на гусеничному ході. Це пояснюється тим, що [11, 12, 13]: гусениці забезпечують значно кращу прохідність по пересіченій місцевості, ніж колеса; гусеничний хід забезпечує більш стабільну платформу для встановлення різноманітного обладнання; гусеничний хід забезпечує значне тягове зусилля, що дозволяє роботу долати значні перешкоди і тягнути важкі вантажі; гусениці розподіляють вагу робота на більшу площу, що зменшує тиск на ґрунт і знижує ризик пошкодження поверхні; гусениці забезпечують краще зчеплення з поверхнею, що дозволяє роботу працювати на слизьких або нерівних поверхнях.

Відтак існує потреба проєктування і розробки нових більш досконалих вузлів для пошукових роботів та спрощення і вдосконалення існуючих конструкцій складових механізмів. Це пов'язано з необхідністю підвищення ефективності роботи пошукових роботів та їх здешевлення, зокрема, за рахунок використання вітчизняних вузлів.

В даній роботі здійснюється розробка нового вузла, що є вмонтованим приводом механізму переміщення пошукового робота.

За базовий варіант ми приймаємо привод механізму переміщення екскаватора ЕО-5124-2. Даний механізм складається з гідродвигуна, який передає обертовий момент через подвійний планетарний редуктор на циліндричну передачу і далі на приводну зірочку [14].

Новий механізм, що проєктується, буде складатися з гідродвигуна, який вмонтовано в корпус приводного механізму, котрий надає рух ланці, яка контактує з опорною поверхнею. Нова розробка матиме такі переваги:

1. В новій розробці використаний новий принцип побудови тягового колеса привода, оскільки гідромотор вмонтовано в саме колесо, то цим буде досягнуто збільшення просвіту між гусеницями.

2. ККД в нові розробці більший ніж в аналога. Він досягається за рахунок зменшення складових одиниць механізму, таких як подвійний планетарний редуктор та циліндрична прямозуба передача.

3. Підвіска робота стає незалежною

4. За рахунок зменшення елементів в привода у порівнянні з аналогом, маса нової розробки буде меншою, тобто зменшиться його металомісткість. В новій розробці не буде редуктора і окремої циліндричної передачі, що дозволить зменшити габарити корпусу.

Отже, за рахунок внесених змін до конструкції аналога були досягнуті такі результати: забезпечено компактність привода, збільшено ККД, забезпечено необхідні робочі характеристики, зменшено масу, спрощено конструкцію. Тому розроблена нова конструкція за технічними показниками є кращою за аналог.

Для того щоб здешевити нову розробку потрібно використати якомога більше стандартних деталей, дешевих матеріалів, але за умови щоб вони забезпечували вимоги виробу по якості і міцності.

Можна прогнозувати, що розроблений механізм може мати значний попит, як в нашій країні, так і за кордоном, тому що він буде кращим за техніко-економічними показниками за аналог, який уже набув розповсюдження, і може бути замінений на новий. Новий механізм може мати нижчу ціну реалізації, менші затрати на ремонт і експлуатацію, так і було проведено спрощення конструкції.

При розробці нового механізму можна уникнути конкуренції, оскільки подібними розробками в нашій країні ніхто не займається, а за кордоном аналогічні розробки мають набагато вищу ціну з такими ж технічними показниками. Ціна виробу буде практично рівноцінна його технічним показникам і нижча за аналоги, тому можна розраховувати на його використання в чинних умовах, а отже і на попит.

2 КОНСТРУКЦІЇ, ЩО МІСТЯТЬ ВІДОМІ РОЗВ'ЯЗКИ ПРОБЛЕМИ

2.1 Аналіз конструкцій гусеничних ходів

Гусеничний хід екскаватора (рис. 2.1) – багатоопорного типу[13]. Середня і гусенична рами зварні, коробчатого перетину і сполучені за допомогою болтів. Крутний момент, від вертикального валу передається на горизонтальний вал і далі через конічні шестерні і ланцюгові передачі на привідні колеса гусеничного ходу.

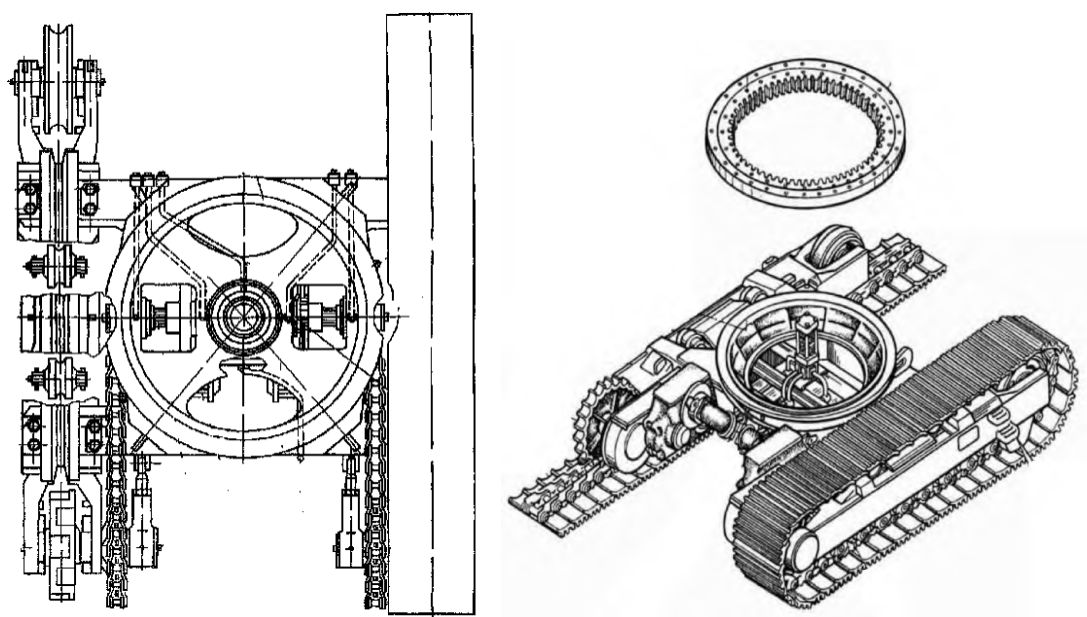
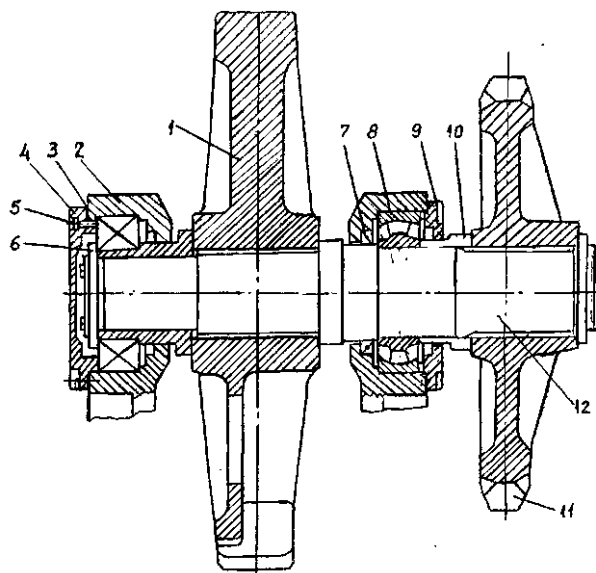


Рисунок 2.1 – Ходовий візок

Горизонтальний вал складається з трьох частин, сполучених за допомогою кулачкових муфт. Виключення однієї з кулачкових муфт дозволяє провести розворот екскаватора. Провідні і натяжні колеса мають пристрій для регулювання натягу ланцюгів і гусеничних стрічок.

Приводне колесо 1 (рис. 2.2), встановлене на шліцах валу 12, одержує обертання через зірочку 11 за допомогою ланцюгової передачі від горизонтального валу ходового механізму. Вал приводного колеса встановлений на підшипниках 8,

розташованих в корпусах 2, що є одночасно повзунами, які встановлені між направляючими балок гусеничних рам. До торців повзунів кріпляться кронштейни з трапецеїдальною різьбою. Для загвинчування ходового гвинта. Змащування підшипників приводного колеса проводиться через масельники 5, встановлені в кришках 4 і 9.



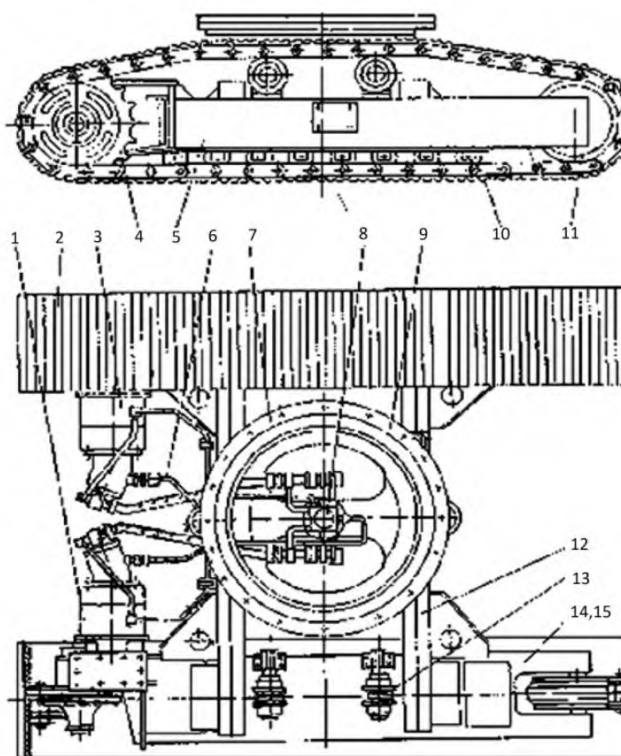
1 – колесо приводне; 2 – корпус; 3 – прокладка; 4 – кришка; 5 – масельничка; 6,10 – втулка; 7 – манжета; 8 – підшипник; 9 – кришка; 11 – зірочка ведена; 12 – вал; 13 – шайба; 14 – планка.

Рисунок 2.2 – Вузол колеса приводного

Механізм пересування гусеничного ходу [14] складається з приводу гусениці правого 1 (рис. 2.3) і лівого 3. Привід гусениці складається з планетарного редуктора з гідромотором 24 і прямозубої циліндрової передачі вмикаючої шестерні 6 і 18. Шестерня 18 встановлена на шліцевому валу 19 і підшипниках 15 і 21. На кінці валу 19 змонтовано приводне колесо 17, що здійснює передачу руху на гусеничну стрічку. Герметизація корпусу приводу гусениці здійснюється кільцями 3, 7, 8, 14, 22 і кільцями ущільнювачів 10 і 11 аналогічним ущільненням катка опорного.

Редуктор привід ходу рис. 2.3 є двухступеневим циліндровим планетарним редуктором (рис.2.4). На вихідному валу гідромотора 44 жорстко закріплена сонячна шестерня 41, що знаходиться в постійному зачепленні з сателітами 10,

встановленими на підшипниках 9 і осях 7 у водила 8 і обкачуються по зубчатому вінцю корпусу 33, приводячи в обертання водило. Водило 8 передає рух на другий ступінь редуктора через сонячну шестерню 29, сателіти 32, встановлені за допомогою підшипників і осей 30 у водилі 43. Через сателіти 32, осі 30 і водило 42. обертання, передається на вал 23, встановлений на підшипниках 26 і на шестерню 22 (шестерня 6 рисунка 2.6).



1 – привід гусениці правий; 2 – стрічка гусенична; 3 – привід гусениці лівий; 4 – колесо привідне; 5 – рама 6 – трубопроводи; 7 – опора; 8 – колектор центральний; 9 – зубчатий вінець опорно-поворотного пристрою; 10 – каток опорний; 11 – колесо направляюче з натяжним механізмом; 12 – рама середня; 13 – каток підтримуючий; 14 – рама права; 15 – рама ліва.

Рисунок 2.3 – Хід гусеничний

Корпус, редуктора складається з трьох частин (поз. 17, 33, 37), Сполучених один з одним болтами. Гідромотор встановлюється в розточуванні кришки 39 корпусу 37. Для змащування підшипників і зубчатих зачеплень в корпусі 33 передбачено заливний отвір з пробкою 11 .

Гальмо приводу ходу – постійно замкнутого типу. Гальмування проводиться за допомогою тарільчастих пружин 4 і дисків 5 і 6. Диски 5 входять в зачеплення з корпусом 37 і диски 6 з сонячною шестернею 41. При ввімкнених гальмах пружини 4, впливаючи через поршень 43 на диски 5 і 6, притискають їх один до одного, внаслідок чого сонячна шестерня 44 зчеплюється з корпусом 37 і передача обертання від гідромотора 24 неможлива. При подачі тиску в порожнину А поршень 43 стискає пружини 4, диски 5, 6 віджимаються один від одного і вал гідромотора 24 з шестернею 41 отримує можливість вільного обертання.

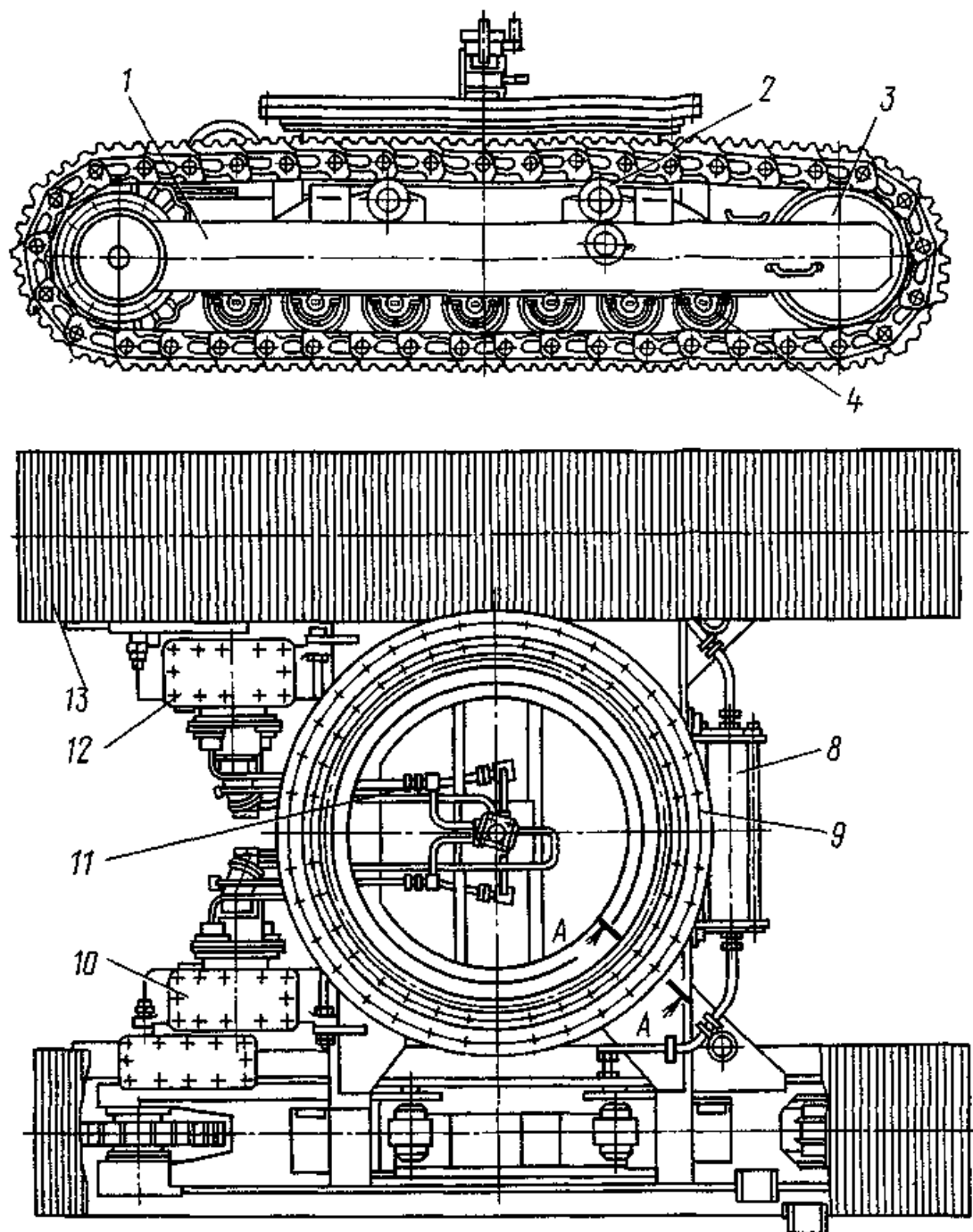
Устрій і принцип роботи гусеничного візка екскаватора ЕО-5124-2[15] аналогічний пристрою і принципу роботи гусеничного візка екскаватора ЕО-5124. Гусеничний візок складається з ходової рами 1 (рис. 2.7), правого 10 і лівого 12 приводів гусениць, механізмів натягнення, що підтримують 3 і опорних 4 катків, гусеничних стрічок 13, опорно-поворотного пристрою 9 і трубопроводів 11, забезпечуючих підвід робочої рідини до гідромоторів приводів гусениць, до гальм, відведення її в гідробак і злив витоків рідини (дренаж) з гідромоторов.

Привід кожної гусениці здійснюється гідромотором через редуктор і одноступінчасту передачу, вмонтовану в картері гусеничної рами. Аксіально-поршневий гідромотор 7 жорстко кріпиться до корпусу редуктора 43. На валу гідромотора на шліцах закріплена напівмуфта, яка через гумові пальці передає обертаючий момент на вал-шестерню 12 (рис.2.8). На вихідному валу бортової передачі встановлено привідне колесо 24. Зубчаті колеса і підшипники змащуються при зануренні в масляні ванни редукторів. При монтажі мастило набивається в роликотопідшипники 31 через отвір, закритий пробкою 28.

Для контролю за рівнем масла і для зливу його в корпусі редуктора є отвори, закриті пробками. В картері гусеничної рами також є пробки. Масло заливається через отвори у верхніх кришках редуктора і картера.

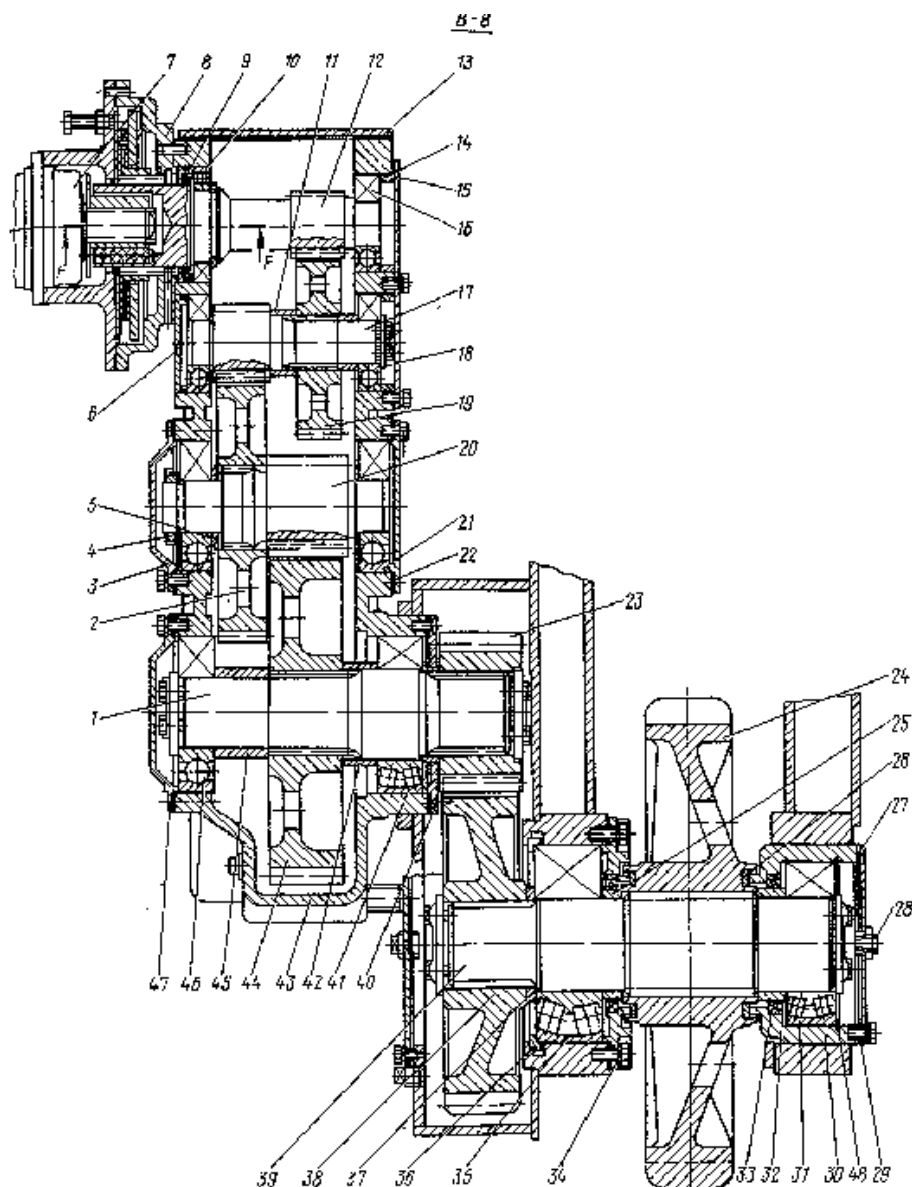
Для стопоріння гусеничного ходу екскаватора під час роботи і стоянки є два нормально замкнених дискових гальма 8. Кожне гальмо має натискний диск, що переміщається на двох направляючих пальцях під дією чотирьох пружин. На валу-

шестерні на шліцах встановлений гальмівний диск, розташований між натискними дисками.



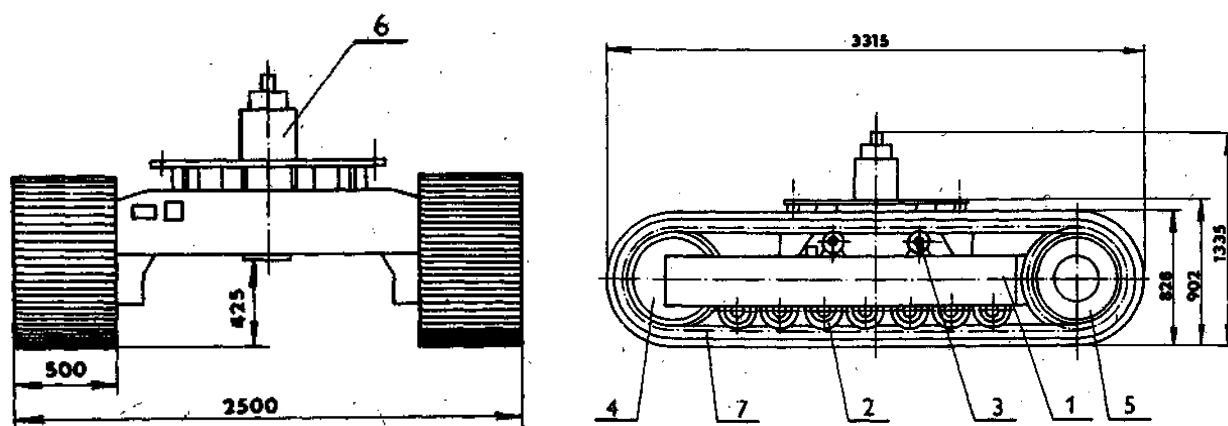
1 - ходова рама; 2 - каток підтримуючий; 3 - колесо напрямне з натяжним механізмом; 4 - каток опорний; 5 - болт; 6 - гайка; 7 - шайба; 8-пристрій амортизації; 9 - опорно-поворотний пристрій; 10 - привід гусениці правий; 11 - трубопровід гусеничного візка; 12 - привід гусениці лівий; 13-стрічка гусенична

Рисунок 2.7 – Візок гусеничний ЕО-5124-2



1, 39- вали; 2, 19, 38, 44 - колеса зубчаті; 3, 6, 15, 22, 27, 34, 40, 47 - кришки; 4 - гайка; 5-шайба; 7 - гідромотор; 8 - гальмо в зборі; 9, 33 - манжети; 10, 16, 18, 21, 31, 35, 41, 46 - підшипники; 11, 14, 25, 32, 37, 42, 45 - втулки; 12, 17, 20 - вали-шестерні; 13, 29 - прокладки; 23 - шестерня; 24 - колесо привідне; 26 - кільце повстяне; 28 - пробка; 30 - стакан; 36, 48 - кільця; 43 - корпус редуктора

Рисунок 2.8 – Привід гусениць



1 - рама шасі, 2 - несучий ролик, 3 - направляючий ролик, 4 - натяжний ролик, 5 - гідротурас, 6 - гідравліка шасі, 7 - Гусениця, 8- кожух обезповітрявання, 9 - ручний клапан послаблення гусениці.

Рисунок 2.9 - Уніфіковане гусеничне шасі УП-16.1

Уніфіковане гусеничне шасі УП-16.1 [16] (рис.6) використовується для різних типів робочих верхів машини з джерелом рідини під тиском для приводу.

Середню частину рами 1 (рис.2.9) складає жорстка поперечина коробчатої конструкції. Посередині поперечина вставлена несуча трубка з фланцем для приєднання підшипника повороту з утримувачем для кріплення поворотного перетворювача. В поперечині також є канали, по яких проходить шланг від поворотного перетворювача до гідротураса.

Поперечина сполучає обидві подовжньої балки, що також мають коробчату конструкцію. В середній частині повздовжніх балок є напрямна для натяжного ролика, в той час, як ззаду повздовжня балка переходить в круглу обойму.

Несівні ролики 2 прикріплені до нижніх площин подовжніх балок і переносять навантаження з машини на гусеницю, яку одночасно направляють. Ролик встановлений на двох підшипниках з конічними роликами, підшипниковий зазор на заводі виробнику відрегульований обмежувальними прокладками. З обох боків ролика є кришки, сполучені з цапфою ролика жорстким штифтовим з'єднанням. Внутрішній простір заповнений постійним маслonaповненням.

Ущільнення між корпусом і кришкою і кришкою ролика забезпечується сталевим ущільненням ковзання.

Напрявнічі ролики 3 (рис. 2.9) направляють і підпирають верхню гілку гусениці. В консолі ролика на двох кулькових підшипниках вкладений вал ролика. На його кінцях надіті деталі ролика, зафіксовані болтом і штифтом. Внутрішній простір ролика заповнений постійним маслonaповненням. Ущільнення забезпечено ущільненням валу з пилезахисною манжетою, з додатковим захистом кільцем з фетру.

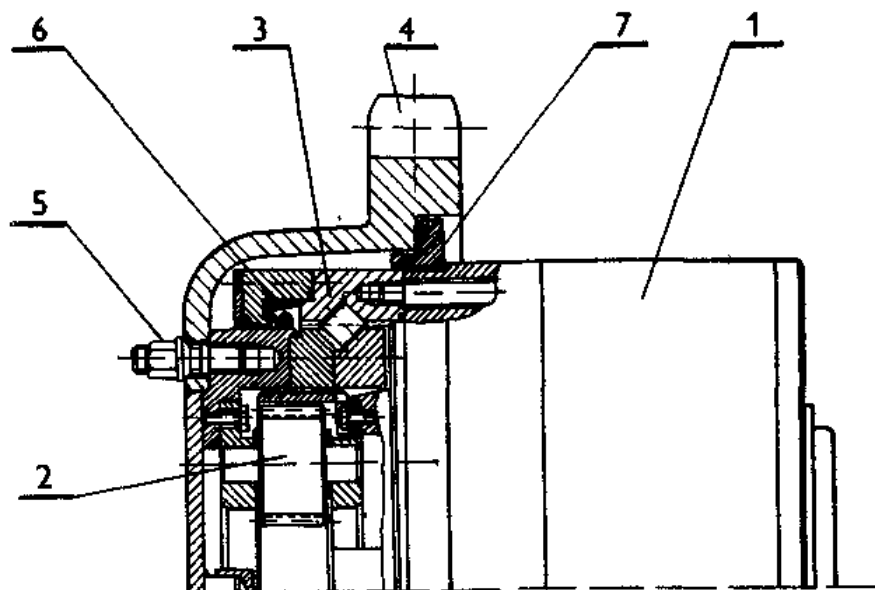
Ролик натягнення затиснений у вилці, яка переміщається в направляючий рамі. Укладання і ущільнення ролика є таким же, як в несучого ролика. Постійне натягнення гусениці під час роботи забезпечує циліндр сполучений через зворотний клапан з гідравлічним контуром управління гальмом гідромотора переміщення тиском 2,5 - 2,8 МПа.

Від перевантаження в результаті вклинювання предметів в механізм переміщення натяжний механізм захищений запобіжним клапаном для тиску 13,7 МПа. Найвищі значення тиску компенсує пара пружин в корпусі поршня.

Привід гідротураса (гідравлічний ланцюговий барабан) (5, рис. 2.9, рис. 2.10 оснащений одношвидкісним тихохідним гідромотором ХМБ 1-ППС, разом з планетарною редукцією, з якою момент кручення передається на турас. Гідромотор оснащений непрямолінійним пластинчатим гальмом, розгальмовуваним в період ходу двигуна сервотиском гідравліки. Олива в корпусі гідромотора і планетарної передачі ущільнюється ущільненням валу «Гуфери», захищене від механічних забруднень спеціальним упорним ущільненням.

Гідравліка шасі складається з поворотного перетворювача, до якого приєднується привід гідравліки з поворотного верху, далі з клапанних блоків, трубок і шлангів сполучених з гідромоторами. До гідравлічної системи шасі через тиск натягу приєднані механізми автоматичного натягнення гусениць. Комплектна гідравлічна система шасі на заводі-виробнику наповнюється гідравлічним маслом ОТ-ХЗ і вхідні отвори на перетворювачі закриваються металевими пробками.

Гусениці тракторного типу (7, рис.2.9) утворюють ланцюг з пригвинченими планками. Замочна цапфа, за допомогою якої гусениця з'єднується і відокремлюється на торці має вибиту відмітку у формі хреста.



1 – гідромотор, 2 – планетарна редукційна передача, 3 – роликопідшипник спеціальний, 4 – ланцюговий барабан, 5 – гайки ланцюгового барабана, 6 – ущільнення «Гуфери», 7 – ущільнення

Рисунок 2.10 – Гідравлічний ланцюговий барабан

2.2 Аналіз конструкцій вмонтованих гідравлічних приводів

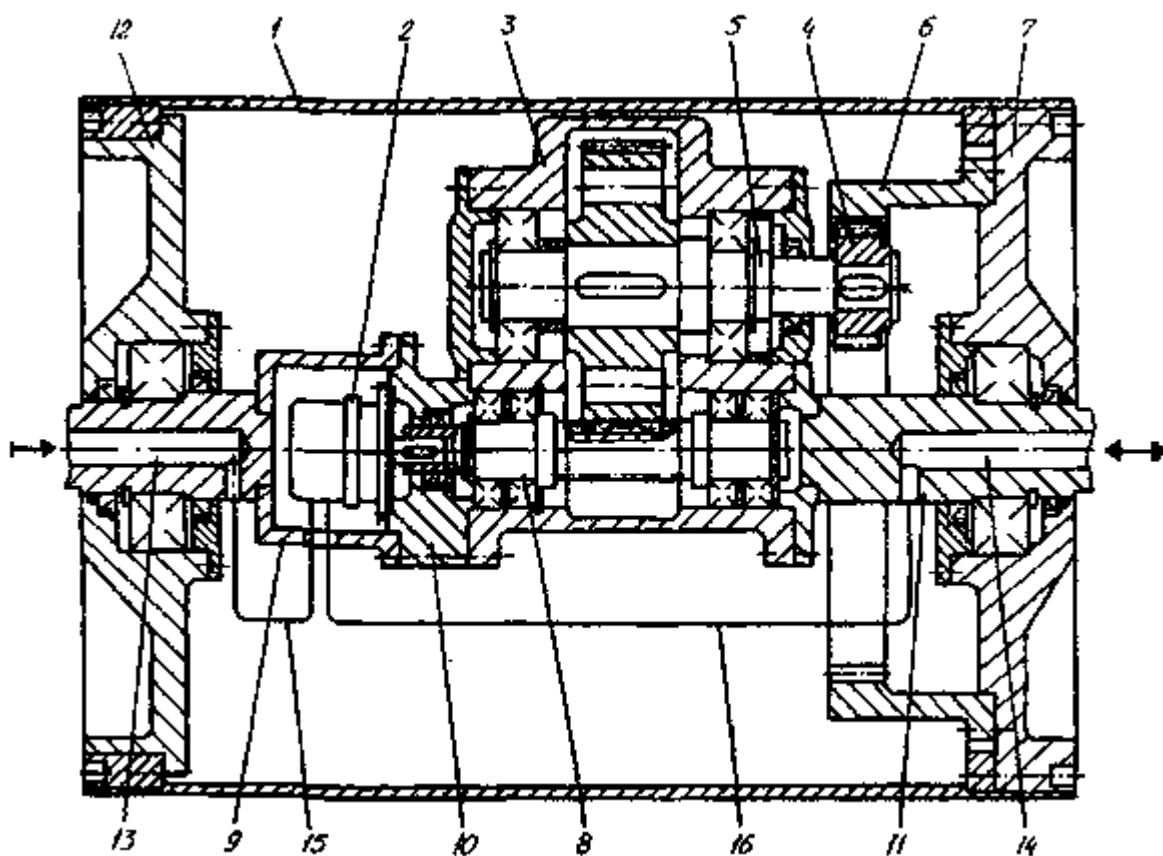
Режими роботи вбудованих приводних систем можуть значно варіюватися і визначаються специфічними вимогами технологічного процесу. Величина та характер навантаження, необхідна частота обертання вихідного валу, кількість пусків та зупинок впливають на вибір конструкції привода. Не завжди стандартні конструкції приводів здатні забезпечити всі необхідні режими роботи технологічного обладнання. Крім того, умови експлуатації, такі як розміри встановлення, спосіб управління та ступінь автоматизації, також обмежують вибір конструктивного рішення.

Більшість сільськогосподарських машин обладнані транспортними пристроями, характерною особливістю яких є малий діаметр приводних коліс. Заміна традиційних приводних систем на мотор-колеса зі спеціальними гідродвигунами дозволяє створити безредукторний привод, що суттєво спрощує конструкцію та підвищує надійність. Відсутність додаткових механічних передач мінімізує ризик поломок та забезпечує необхідну гнучкість у налаштуванні параметрів роботи.

Кафедрою ГМ був розроблений гідравлічний мотор-барабан, що містить корпус 1 барабана (рис. 2.11) [17], в який вбудовано привод, що складається з гідродвигуна 2 і передавального механізму з одноступінчатим редуктором 3 і відкритою передачею внутрішнього зачеплення, утвореною шестернею 4, посадженою на ведений вал 5 редуктора та зубчатим колесом 6, жорстко з'єднаним з кришкою барабана 7. Ведучий вал 8 редуктора жорстко з'єднано з валом гідродвигуна 2, встановленого в середині напіввісі 9, і закріпленого на торцевій поверхні фланця 10, за допомогою якого напіввісь 9 з'єднана з корпусом редуктора 3. Перша напіввісь 11 з'єднана безпосередньо з корпусом редуктора 3 і з напіввіссю 9 утворює зіставну вісь мотор-барабана. Кришки барабана 7 і 12 не мають виступаючих назовні елементів для того, щоб уникнути їх пошкодження при обваленнях порід. Для підведення і відведення робочої рідини до гідродвигуна 2, в середині напіввісей 9 і 11 виконано осьові канали 13 і 14, які з допомогою трубопроводів 15 і 16 з'єднані з робочими камерами гідродвигуна. Для забезпечення захисту від пилу в середину мотор-барабана, передбачено пилозбирачі.

Гідравлічний мотор-барабан працює в такій послідовності. Робоча рідина під тиском через осьовий канал 13, виконаний в напіввісі 9 і трубопровід 15 надходить в робочу камеру гідродвигуна 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідродвигуна 2 відбувається обертання його вихідного вала, розташованого в фланці 10, що приводить в обертання ведучий вал 8 редуктора 3. Обертання від редуктора передається через відкриту передачу утворену шестернею

4, розташованою на валу 5 і зубчатим колесом 6, а також посаджену на напіввісь 11 кришку 7 та 12 корпусу барабана 1, що переміщує стрічку. Робоча рідина, що втратила енергію поступає через трубопровід 16 і осьовий канал 14 на злив.

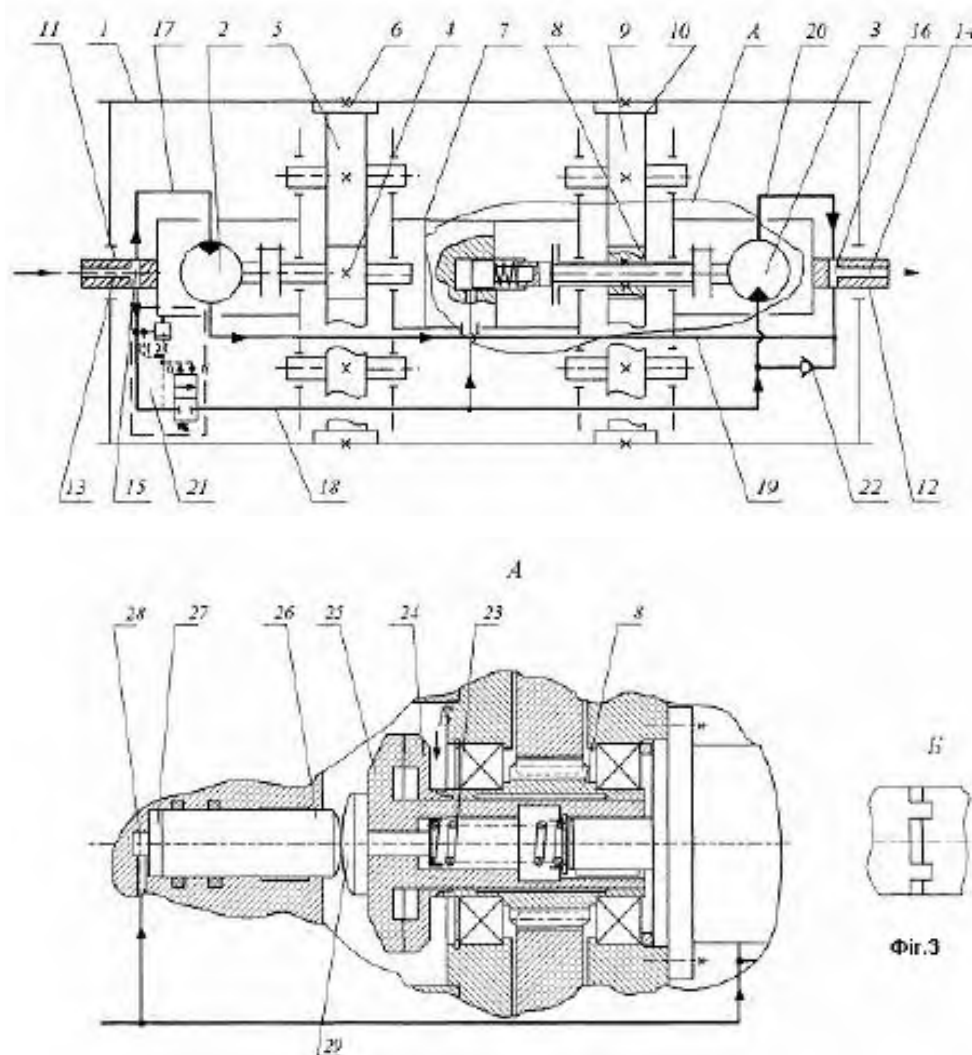


1 – корпуса барабана; 2– гідродвигуни; 3 – одноступінчастий редуктор; 4 – шестерня; 5 – ведений вал редуктора; 6 – зубчасте колесо; 7, 12 – кришки барабана, 8 – ведучий вал; 9, 11 – напіввісі; 10 – фланець; 13, 14 – осьові канали; 15, 16 – трубопроводи

Рисунок 2.11 - Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана

За результатами комплексного аналізу технічних характеристик, цей вбудований привод повністю відповідає вимогам, що пред'являються до роторних машин, які використовуються в дорожньому будівництві та меліорації. Отже, після проведення необхідних досліджень, він може бути успішно застосований в таких машинах.

На рис. 2.12 зображена конструктивна схема керованого гідравлічного мотор-барабана, розробленого у ВНТУ кафедрою ГМ[18].



1– корпус барабана; 2, 3 – гідромоторів; 4,8 – ведучі шестерні; 5, 9 – проміжні шестерні; 6,10 – коронні шестерні; 7, 11, 12 – частини вісі; 13, 14 – осьові канали; 15, 16 – радіальні канали; 17, 18, 19, 20 – трубопроводи; 21 – пристрій керування; 22 – зворотний клапан; 23 – пружина; 24, 25 – права та ліва півмуфти, відповідно; 26 – плунжер; 27, 28 – центральні отвори; 29 – грибок.

Рисунок 2.12 - Керований гідравлічний мотор-барабан

Керований гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привод, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів 2 та 3 і два передавальні механізми, що складаються з ведучих 4 і 8, проміжних 5 і 9 та

коронних 6 і 10 шестерень. Корпус барабана 1 встановлено на вісі, виконаній із трьох частин 7, 11 та 12. В корпусі другого передавального механізму на підшипниках встановлена ведуча шестерня 8, яка внутрішньою поверхнею центрального отвору вільно із зазором встановлена на зовнішню поверхню циліндричної частини лівої півмуфти 25. Ліва півмуфта 25 своєю внутрішньою поверхнею встановлена через шпонкове з'єднання на валу гідродвигуна 3 з можливістю осьового переміщення. В середині лівої півмуфти 25 виконана розточка, в котру вставлена пружина 23, що лівим торцем через шайбу взаємодіє з правим торцем грибка 29, який встановлено в центральному отворі вказаної півмуфти. Правим торцем пружина 23 через шайбу опирається на стопорне кільце, яке встановлене в розточці зі сторони вала гідродвигуна 3. Ліва торцева поверхня маточини ведучої шестерні 8 жорстко скріплена з торцевою поверхнею правої півмуфти 24, яка разом з лівою півмуфтою 25 утворює фрикційну муфту. Грибок 29 своєю сферичною поверхнею контактує із торцевою сферичною поверхнею плунжера 26, що встановлений у більшому діаметрі центрального ступінчастого отвору, виконаного в середній частині 7 вісі з правого боку. До поверхні меншого діаметра центрального отвору 28, виконаного у середній частині 7 вісі, підведено радіальний канал, яким порожнина, утворена вказаним отвором, під'єднана до напірної магістралі гідродвигуна 3. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 в середині лівої та правої частин вісі 11 та 12 виконано осьові канали 13 і 14, які за допомогою радіальних каналів 15 та 16, а також трубопроводів 17 і 18 та 19 і 20 з'єднані з робочими камерами гідромоторів 2 і 3. В одному з радіальних каналів лівої частини вісі 11, які призначені для підведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3, встановлено пристрій керування 21. Вхід гідромотора 3 при вимкненому пристрої керування 21 з'єднано із зливом через зворотній клапан 22.

Керований гідравлічний мотор-барабан працює в такій послідовності . При непрацюючому пристрої керування 21, завдяки зворотному клапану 22 робочі камери гідромотора 3 та магістраль 18 знаходяться в середовищі робочої рідини,

що поступає на злив, тиск в центральному отворі 28 середньої частини вісі 7, що утворює напірну порожнину плунжера 26, відсутній, і під дією пружини 23 через грибок 25 плунжер 26 зміщено вліво до упора з торцевою поверхнею центрального отвору 27 більшого діаметра. Одночасно ліва півмуфта 25 також зміщена вліво і, таким чином, поверхні тертя фрикційної муфти роз'єднані. Тому вихідний вал гідромотора 3 є нерухомим відносно шестерень другого передавального механізму. Робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали, що виконані у лівій вісі 11 і трубопровід 17 надходить в робочу камеру гідромотора 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторним елементом гідромотора 2 відбувається обертання його вихідного вала, жорстко з'єднаного з швидкохідним валом першого передавального механізму, який за допомогою ведучої шестерні 4 та пари проміжних шестерень 5, котрі є складовою першого передавального механізму, та знаходяться в кінематичному зв'язку з коронною шестернею 6 і приводять останню в рух. Коронна шестерня 6, яка жорстко закріплена на внутрішній поверхні корпуса барабана 1, передає йому обертальний рух відносно складеної вісі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 19, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині вісі 12, поступає на злив. Під час спрацювання пристрою керування 21, робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали, що виконані у лівій вісі 11 і трубопровід 18 надходить в робочу камеру гідромотора 3, плунжер 26 під дією стисненої рідини переміщується вправо і притискає ліву півмуфту плавне без удару поверхнею тертя до поверхні тертя правої півмуфти 24, що жорстко з'єднана з торцевою поверхнею маточини шестерні 8. Таким чином, обертовий момент від вала гідромотора 3 передається шестерні 8, яка приводить в рух другий передавальний механізм. Ведучі шестерні 4 і 8 передавальних механізмів та пари проміжних шестерень 5 і 9, кінематичне зв'язані з коронними шестернями 6 та 10, приводять останні в рух. Коронні шестерні 6 і 10, які жорстко закріплені на внутрішній поверхні корпуса барабана 1, передають йому обертальний рух відносно з'єднаної вісі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідні отвори гідромоторів 2 та 3, трубопроводи 19

і 20 відповідно, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині вісі 12, поступає на злив.

У розглянутих системах приводу застосовуються гідродвигуни, що працюють у діапазоні низьких та середніх обертів. Для ефективного використання високооборотних гідродвигунів у мотор-колесах необхідно забезпечити значне зменшення частоти обертання на виході. Оптимальним рішенням для цього є хвильовий механізм передачі, який, крім високого передатного числа, відзначається компактними розмірами.

Перевагами використання вбудованих приводів є відносно невеликі діаметральні та лінійні розміри приводних барабанів, універсальність застосування, надійність та довговічність, простота конструкції та обслуговування, можливість регулювання робочих параметрів в широкому діапазоні, гнучкість конфігурації, висока ефективність передачі крутного моменту. Це обумовлює доцільність і поширеність використання компактних вбудованих приводів. З розвитком технологій виробництва та нових матеріалів, приводні барабани стають дедалі досконалішими. Сучасні тенденції розвитку дозволяють: використання нових матеріалів, а саме композитів та полімерів, що дозволяє знизити вагу та підвищити корозійну стійкість елементів приводу; застосування інтелектуальних систем управління для оптимізації роботи приводів та підвищення їхньої ефективності; зменшення габаритних розмірів для використання в компактних пристроях та роботах.

3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПОШУКОВОГО РОБОТА

3.1. Будова розробленої конструкції вмонтованого привода

У Вінницькому політехнічному інституті ВНТУ розроблена конструкція такого гідравлічного мотор-колеса. На рис. 3.1 представлена конструкція такого гідравлічного мотор-барабана з серійними двигунами. Мотор-колесо(рис. 3.3), складається з корпусу барабана 1, який за допомогою виступів на кришках 2 і 3 гідродвигуна кінематично зв'язаний з реверсивним гідродвигуном, що складається з розташованого між вказаними кришками рухомого корпусу, який обертається, 4, усередині якого аксіально відносно його осі встановлені шестерні-сателіти 5, що знаходяться в зачепленні з сонячним зубчатим колесом 6, яке з допомогою шліців жорстко пов'язано з опорною віссю 7 барабана. Опорні шийки шестерень-сателітів 5 встановлені в підшипниках 8, які знаходяться в нерухомому контакті з підшипниками 9 корпусу, що обертається, обертаються спільно з ним щодо нерухомої опорної осі 7. Напірний і зливний трубопроводи підводяться до внутрішніх порожнин гідродвигуна за допомогою підвідних каналів 10 і 11, виконаних усередині нерухомої опорної осі 7. Причому канал 10, сполучений, наприклад, з напірним трубопроводом, пов'язаний з кільцевим розточуванням 12 і каналами 13, 14 і 15, виконаними в кришці гідродвигуна 2, що з'єднуються з робочими камерами 16, обмеженими шестернями-сателітами 5, сонячним зубчатим колесом 6 і поверхнею рухомого корпусу, що обертається, 4. Аналогічно протилежна робоча камера 17 сполучена подовжніми каналами 18, виконаними в кришці гідродвигуна 3, із замкнутою кільцевою порожниною 19 і за допомогою радіальних каналів 20 пов'язана з кільцевим розточуванням 21, до якої підведений канал 11 приєднаний до зливного трубопроводу. Такі ж під'єднання робочих камер виконані для кожної з шестерень-сателітів 5, що знаходяться в зачепленні з сонячним зубчастим колесом 6. Для урівноваження тиску під торцями підшипників

8 і шестерень-сателітів 5 усередині останніх виконаний осьовий канал 22. Корпус барабана 1 і реверсивні гідродвигуни посаджені на нерухомій опорній осі роздільно один від одного з великим радіальним зазором між виступами на корпусі барабана 1 і кришках гідродвигуна 2 і 3. Радіальна складова навантаження в цьому випадку сприймається підшипниками 23 і 24. Для запобігання можливим витокам передбачена система ущільнень з урахуванням рухливості ущільнюваних поверхонь.

При подачі робочої рідини під тиском в робочі камери 16 здійснюється обертання шестерень-сателітів 5 навколо власних осей і одночасне їх перекочування по зубчатому вінцю нерухомого сонячного зубчатого колеса 6, внаслідок чого відбувається поворот рухомого корпусу, що обертається, 4 щодо нерухомої опорної осі 7. Кришки гідродвигуна 2 і 3, жорстко скріплені з рухомим корпусом, який обертається, 4 передають обертання корпусу барабана 1.

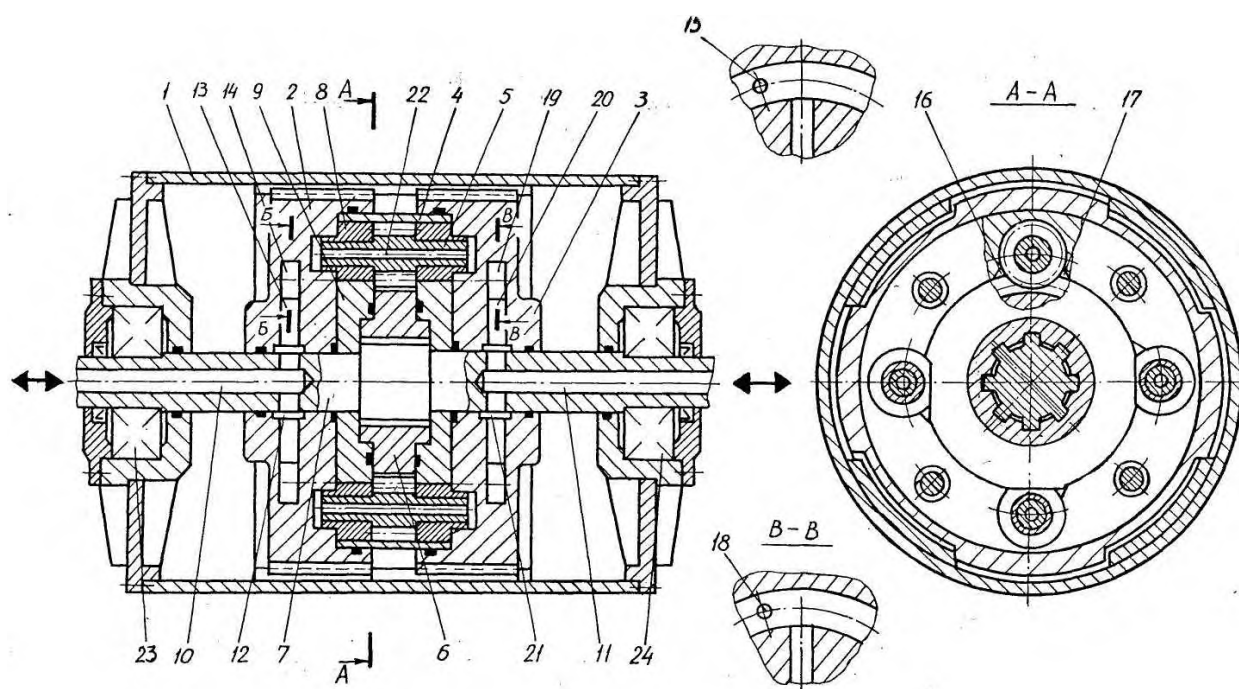


Рисунок 3.3 – Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана з спеціальним гідро двигуном

Відпрацьована робоча рідина потрапляє в робочі камери 17, звідки віддаляється на злив. Крутний момент, що розвивається мотор-барабаном, залежить від співвідношення діаметрів сонячного зубчатого колеса 6 і шестерень-сателітів 5, а також від числа шестерень-сателітів, що знаходяться в зачепленні. Регулюванням тиску і витрати робочої рідини здійснюється зміна крутного моменту і числа оборотів мотор-барабана. Реверсування управління обертання здійснюється шляхом зміни напрямку потоку робочої рідини за допомогою гідророзподільника.

Як видно з розглянутого вище опису конструкцій вбудованих приводів принципово новими вузлами в них є гідродвигун або передавальний механізм. Ці нововведення дозволили змінити технічні показники приводних пристроїв – зменшити габарити, розширити діапазон регулювання параметрів, збільшити потужність, знизити металоємність.

3.2 Розрахунок зубчастої передачі

Розрахунок зубчастої передачі проведемо за методикою [19, 20, 21] за такими вихідними даними: швидкохідний вал: $P_1 = 28$, кВт, $T_1 = 300$, Н·м; $\omega_1 = 7,13$ с⁻¹, $u = 3$.

Призначаємо матеріал колеса і шестерні: для шестерні вибираємо сталь 20ХН, термообробка – цементация, поверхнева твердість HRC=56...63, твердість серцевини – 300...400 HB; для колеса вибираємо сталь 12ХН3А, термообробка – цементация, твердість HRC=56...63, твердість серцевини – 250 HB.

Розрахунок допустимих контактних напружень

$$[\sigma_{Hi}] = \frac{\sigma_{H \lim bi}}{S_{Hi}} \cdot Z_R \cdot Z_v, \quad (3.1)$$

де σ_H – допустиме контактне напруження;

$[\sigma_{Hlimb}]$ – базова границя контактної витривалості при базовому числі циклів навантаження;

$Z_R = 0,95$ – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні зубця (при тонкому струганні, фрезеруванні та шліфуванні ($R_a = 2,5 \dots 1,25 \mu\text{м}$));

$Z_v = 1$ – коефіцієнт, що залежить від колової швидкості;

$S_H = 1,2$ – коефіцієнт безпеки для поверхнево зміцнених зубців.

$$\sigma_{Hlimbi} = \sigma_{Hlimbi}^0 \cdot K_{HL}, \quad (3.2)$$

$$\sigma_{Hlimbi}^0 = 17 \cdot \text{HRC} + 200, \quad (3.3)$$

$$\sigma_{Hlimb1}^0 = 17 \cdot 60 + 200 = 1220 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb2}^0 = 17 \cdot 59 + 200 = 1203 \text{ МПа}.$$

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, який розраховуємо за формулою:

$$K_{HLi} = m_H \sqrt{\frac{N_{HOi}}{N_{HEi}}} \quad (3.4)$$

де N_{HO} – базове число циклів зміни напружень, $N_{HO1} = N_{HO2} = 1,8 \cdot 10^7$ застосовуване до контактної витривалості $m_H = 6$; N_{HE} – еквівалентне число циклів зміни напружень.

$$N_{HEi} = \mu_H \cdot N_{\Sigma i}, \quad (3.5)$$

де $N_{\Sigma i}$ – сумарне число циклів зміни напружень, яке розраховується за формулою:

$$N_{\Sigma i} = 60 \cdot n_i \cdot t_{\Sigma} \quad (3.6)$$

де t_{Σ} - термін роботи приводу в годинах, $t_{\Sigma} = 17000$ год;

n_i – частота обертання зубчастого колеса при номінальному крутному моменті.

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 290 \cdot 17000 = 2,4 \cdot 10^8 ;$$

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 96,7 \cdot 17000 = 0,7 \cdot 10^8 ;$$

μ_H – коефіцієнт, який характеризує інтенсивність навантаження, який розраховується за формулою:

$$\mu_H = \sum_{i=1}^2 \left(\frac{T_i}{T_H} \right)^3 \cdot \frac{N_{\Sigma i}}{N_{HO}} ; \quad (3.7)$$

$$\mu_H = (0,2^3 + 0,5^3 + 0,3^3) \cdot \frac{2,4 \cdot 10^8}{1,8 \cdot 10^7} = 0,2.$$

$$N_{HE1} = 0,2 \cdot 2,4 \cdot 10^8 = 4,8 \cdot 10^7 ;$$

$$N_{HE2} = 0,2 \cdot 0,7 \cdot 10^8 = 0,14 \cdot 10^7.$$

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{4,8 \cdot 10^7}{2,4 \cdot 10^8}} = 1,03 ;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{4,8 \cdot 10^7}{0,7 \cdot 10^8}} = 1,4.$$

Тоді

$$[\sigma_{H1}] = \frac{1220}{1,2} \cdot 1 = 965,8 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{1203}{1,2} \cdot 1,4 = 1403,5 \text{ МПа}.$$

Для проектного розрахунку прямозубого зачеплення розрахунковим вибирається менше значення напруження. Тому $[\sigma_{HP}] = 965,8 \text{ МПа}$.

Розрахунок допустимих згинальних напружень:

$$[\sigma_{Fi}] = \frac{\sigma_{F \lim i}}{S_F} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (3.8)$$

де $\sigma_{F \lim i}$ - базова границя згинальної витривалості при базовому числі циклів навантаження:

$$\sigma_{F \lim i} = \sigma_{F \lim i}^0 \cdot K_{FC} \cdot K_{FLi}; \quad (3.9)$$

K_{FC} – коефіцієнт, що ураховує двостороннє навантаження зубця (коефіцієнт реверсивності), при двосторонній $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$.

K_{FL} – коефіцієнт довговічності.

$$K_{FLi} = m_F \sqrt{\frac{N_{FOi}}{N_{FEi}}}. \quad (3.10)$$

Для нормалізованих та поліпшених сталей $m_F = 6$, $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

Оскільки $N_{\Sigma 1} = 2,4 \cdot 10^8 > N_{F0} = 4 \cdot 10^6$, то $K_{FL} = 1$.

$$\sigma_{F \lim 1} = 950 \cdot 1 \cdot 0,8 = 760 \text{ МПа};$$

$Y_s = 1$ – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень,

$Y_R = 1$ – коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зуба.

$$[\sigma_{F1}] = \frac{760}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 458 \text{ МПа};$$

Проектний розрахунок на контактну витривалість

Визначаємо орієнтоване значення початкового діаметра шестерні:

$$d_{\omega 1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} \cdot (Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E)^2}{\Psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2}} \cdot \frac{U+1}{U} \quad (3.11)$$

Визначаємо колову швидкість:

$$V = 0,0125 \cdot \sqrt[3]{P_1 \cdot n_1^2} = 0,0125 \cdot \sqrt[3]{2800 \cdot 68^2} = 5,62 \text{ м/с}. \quad (3.12)$$

Ступінь точності передачі – $n_{CT} = 9$.

$K_{H\alpha} = 1,12$ – коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження між зубцями.

$K_{H\beta} = 1$ – коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження по ширині вінця.

Ψ_{bd} – коефіцієнт ширини колеса, $\Psi_{bd} = 0,46$.

$K_{HV} = 1,013$ - коефіцієнт, який враховує динамічні навантаження.

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}$ – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалу коліс.

$Z_H = 1,7$ – коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь.

Z_E – коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній.

$$Z_E = Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (3.13)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{17} + \frac{1}{51} \right) \right] = 1,7 \quad (3.14)$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{1,7}} = 0,77.$$

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 0,3 \cdot 10^3 \cdot 1,12 \cdot 1 \cdot 1,013 \cdot (1,7 \cdot 275 \cdot 0,77)^2}{0,46 \cdot 965,8^2} \cdot \frac{3+1}{3}} = 51,8 \text{ мм}$$

Визначаємо попереднє значення модуля:

$$m \approx \frac{d_{\omega 1}}{z_1} = \frac{51,8}{17} = 3,1 \text{ мм}. \quad (3.15)$$

Приймаємо $m = 3,15$ мм. Тоді:

$$d_{\omega 1} = m \cdot z_1 = 3,15 \cdot 17 = 53,55 \text{ мм}.$$

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_{\omega} \cdot d_{\omega 1}^2} \cdot \frac{U+1}{U}} \leq [\sigma_H], \quad (3.16)$$

$$b_{\omega 2} = \psi_{bd} \cdot d_{\omega 1} = 0,46 \cdot 53,55 = 24,6 \text{ мм}. \quad (3.17)$$

Приймаємо $b_{\omega 2} = 25$ мм.

$$\sigma_H = 1,7 \cdot 275 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 300 \cdot 1,12 \cdot 1 \cdot 1,013}{25 \cdot 53,55^2} \cdot \frac{3,15 + 1}{3,15}} = 330 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 965,8 \text{ МПа}$$

– умова виконується.

Перевірочний розрахунок на згинальну витривалість

$$\sigma_{F_1} = \frac{W_{F_1}}{m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta \leq [\sigma_{F_1}], \quad (3.18)$$

де σ_{F_1} – максимальна напруження в небезпечному перерізі зуба;

$[\sigma_{F_1}]$ – допустиме напруження згину для матеріалу зуба;

$Y_\beta = 1$ – коефіцієнт, який враховує нахил зуба;

Y_{F1} – коефіцієнт форми зуба, який приймається у відповідності до еквівалентного числа зубців z_V , $Y_{F1} = 4,15$, $Y_{F2} = 3,56$.

$$W_{F_1} = \frac{2 \cdot T_{F_1}}{d_{\omega 1} \cdot b_{\omega}} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot \quad (3.19)$$

де $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n_{CT} - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,6 - 1) \cdot (9 - 5)}{4 \cdot 1,6} = 1, \quad (3.20)$$

$K_{F\beta} = 1,16$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба;

K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження

$$K_{FV} = 1 + w_{FV} b_W / (F_t K_{F\alpha} K_{F\beta}) = 1 + 30 \cdot 25 / (5490 \cdot 1,12 \cdot 1,16) = 1,1; \quad (3.21)$$

$$w_{FV} = \delta_F q_0 v \sqrt{a_w / u} = 0,016 \cdot 56 \cdot 5,62 \sqrt{107,1 / 3} = 30 \text{ Н/мм};$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{53,55} = 5490 \text{ Н};$$

$$w_{F_t} = \frac{300 \cdot 10^3}{53,55} \cdot 1 \cdot 1,08 \cdot 1,1 = 296,4 \text{ Н/мм};$$

Тоді

$$\sigma_{F_1} = 4,15 \cdot 0,89 \frac{296,4}{3,15} = 347,5 \text{ МПа} < [\sigma_{F_1}] = 950 \text{ МПа},$$

отже умова міцності на згин виконується.

Приймаємо такі параметри зубчастої передачі:

$$z_1 = 17; z_2 = 51;$$

$$m = 3,15 \text{ мм};$$

$$b_{\omega_2} = 25 \text{ мм};$$

$$d_{\omega_1} = d_1 = 53,55 \text{ мм}.$$

$$d_{w2} = m \cdot z_2 = 3,15 \cdot 51 = 160,65 \text{ мм}$$

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2) = 0,5 \cdot 3,15 \cdot (17 + 51) = 107,1 \text{ мм}.$$

3.3 Розрахунок шліцевого з'єднання

Бічні поверхні шліців працюють на зминання, а їх основа – на згин і зріз. Основним розрахунком шліцевих з'єднань є їх розрахунок на зминання за методикою [19, 20, 21]

$$\frac{T_{KP}}{\psi F l r_c} \leq [\sigma_{зм}] \quad (3.22)$$

$$\frac{588 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 32 \cdot 60 \cdot 33,5} = 13,5 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 50 \text{ МПа}$$

де $\psi = 0,7 \dots 0,8$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення зусиль робочими поверхнями шліців;

F – площа всіх бічних поверхонь шліців з однієї сторони на 1 мм довжини.

$$F = z \left[\frac{D-d}{2} - (f+r) \right] = 8 \left[\frac{72-62}{2} - (0,5+0,5) \right] = 32 \text{ мм}^2, \quad (3.23)$$

де $z = 8$ – число шліців;

$D = 72$ мм – зовнішній діаметр;

$d = 62$ мм – діаметр отвору шліцьової втулки;

$f = 0,5$ мм – фаска;

$r = 0,5$ мм – радіус закруглення.

$r_c = (d + D)/4 = (72+62)/4 = 33,5$ мм – середній радіус з'єднання.

3.4 Розрахунок болтових з'єднань

Розрахунок болтових з'єднань виконуємо за такою методикою [19, 20, 21].

Визначаємо кількість болтів із формули для перевірки на зріз:

$$\tau_{zp} = \frac{M_{kp}}{W_p} \leq [\tau_{zp}] \quad (3.24)$$

де $[\tau_{zp}] = 150$ МПа – границя міцності на зріз;

W_p – полярний момент опору;

$$W_p = 0,2 \cdot d^3 \cdot Z \quad (3.25)$$

де $d = 10$ мм – діаметр болтів;

Z – кількість болтів;

$$Z = \frac{M_k}{0,2 \cdot d^3 \cdot [\tau_{zp}]} = \frac{588,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10^3 \cdot 150} = 11,2 \quad (3.26)$$

Приймаємо $Z = 12$ шт.

3.5 Розрахунок і вибір підшипників

Розрахунок і вибір підшипників виконуємо за методикою [19, 20, 21].

На підшипник діють радіальне навантаження $F_a = 1000$ Н та осьове навантаження $F_r = 8800$ Н. Визначимо довговічність.

Попередньо підбираємо шарикові дворядні радіальні підшипники 1311 з динамічною вантажопідйомністю $C = 40600$ Н і статичною вантажопідйомністю $C_0 = 22900$ Н. Необхідною є довговічність за умови, що коефіцієнт безпеки $K_6 = 1$ температурний коефіцієнт $K_T = 1,0$ та коефіцієнт обертання $V = 1,2$.

$$\text{Відношення } \frac{F_a}{C_0} = \frac{1000}{22900} = 0,11, \text{ цьому відповідає } e = 0,3.$$

$$\text{Оскільки } \frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1000}{1,2 \cdot 8800} = 0,09, \text{ що менше } e = 0,3, \text{ то } X = 1; Y = 0.$$

Визначаємо еквівалентне навантаження

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T = (1,2 \cdot 1 \cdot 8800 + 0 \cdot 1000) \cdot 1 \cdot 1 = 10560 \text{ Н. (3.27)}$$

Визначаємо довговічність:

$$\frac{C}{P} = \frac{40600}{10560} = 3,8.$$

Довговічність $L_h = 4000$ год.

Така довговічність є замалою і тому вибираємо підшипник іншої серії 53511 для якого $C = 99500$ Н, $C_0 = 67000$ Н, тоді

$$\frac{C}{P} = \frac{99500}{10560} = 9,4.$$

В такому випадку довговічність підшипника складе $L_h = 32000$ год, що є задовільним для нашого вузла.

3.6 Розрахунок валу приводного пристрою

Розрахунок валу проводимо за методикою [19, 20, 21] за такими даними: гранична потужність – $N = 28,9$ кВт; матеріал валу – сталь 40ХН, розміри колеса $d = 160$ мм, крутний момент $T = 300$ Н·м.

В зачепленні з боку шестерні на колесо діють такі сили:

Дотична (осьова)

$$F_t = \frac{1000 \cdot N}{V}, \quad (3.28)$$

де V – колова швидкість гусениць

$$F_t = \frac{1000 \cdot 28,9}{2,9} = 8800 \text{ Н}$$

Радіальна $F_r = 1000$ Н.

Відстань між сердечниками підшипників $l = 370$ мм.

Визначаємо реакції в вертикальній опорі:

$$M_B = 0, \quad R_A \cdot l - F_t \cdot \frac{l}{2} = 0. \quad (3.29)$$

Звідки

$$R_{BY} = R_{AY} = 440 \text{ Н.}$$

Визначаємо реакції в горизонтальній площині:

$$M_B = 0 \quad R_{AX} \cdot l - F_t \cdot \frac{l}{2} = 0 \quad (3.30)$$

Звідки

$$R_{BX} = R_{AX} = 500 \text{ Н.}$$

Визначаємо максимальні моменти в вертикальній і горизонтальній площинах

$$M^B = F_t \cdot \frac{l}{2} = 8800 \cdot 0,185 = 1628 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.31)$$

$$M^r = F_r \cdot \frac{l}{2} = 1000 \cdot 0,185 = 185 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Сумарний згинаючий момент

$$M_\Sigma = \sqrt{(M^B)^2 + (M^r)^2} = \sqrt{1628^2 + 185^2} = 1638 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.29)$$

Розраховуємо мінімальний діаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_\Sigma}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{1638 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 400}} = 40,95 \text{ мм}, \quad (3.30)$$

де $[\sigma_{-1}] = 400 \text{ МПа}$ – границя витривалості при згині для сталі 40ХН.

З врахуванням отвору в середині вала приймаємо $D_{\min} = 62 \text{ мм}$.

За результатами проектних розрахунків виконуємо розробку конструкції мотор-барабана приводу пошукового робота.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПРИВОДУ ПОШУКОВОГО РОБОТА

4.1 Математичне моделювання роботи приводу

Розглянемо математичну модель робочого процесу запропонованої конструкції мотор-колеса з гідроприводом, призначену для привода ходового візка пошукового робота. При складанні диференціальних рівнянь робочого процесу використовуються такі припущення: зв'язок вихідного вала з інерційним навантаженням і в проміжних ланках мотор-колеса вважається абсолютно жорстким; гусениця вважається абсолютно жорсткою; температура робочої рідини постійна; втрати в гідросистемі прямо пропорційні тиску; в зв'язку з незначною довжиною трубопроводів не враховуються гідравлічні втрати в них і хвильові процеси; тиск на зливі постійний і $P_{зл}=0,2.....0,3$ МПа; продуктивність насосної станції постійна, тобто не залежить від величини тиску в гідросистемі $Q_n=\text{const}$; сумарний момент, який розвивають гідродвигуни постійний, $M_r = \text{const}$.

При підключенні гідродвигуна до насосної станції можна відокремити найбільш важливі основні фази робочого процесу: фазу набору тиску робочої рідини при нерухомому виконавчому органі і фазу розгону виконавчого органа до сталої швидкості руху.

Фазу набору тиску робочої рідини можна представити рівнянням[22,23]:

$$Q_n = Q_p + Q_y. \quad (4.1)$$

Фаза розгону виконавчого органа може бути записана такою формулою:

Рівняння руху мотор-колеса з врахуванням навантаження і втрат [22]

$$I_{зв} \varepsilon = I_{зв} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_g - M_c. \quad (4.2)$$

Рівняння зв'язку, яке виражає умови неперервності потоку в приводній гідросистемі внаслідок її пружності є [22]

$$Q_n = Q_r + Q_y + Q_p \quad (4.3)$$

Проаналізуємо величини, які входять в рівняння (4.1)-(4.3).

Витрати зв'язані зі зміною об'єму гідросистеми внаслідок її пружності [22,23]

$$Q_p = \frac{W}{E(p)} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (4.4)$$

де W – об'єм робочої рідини в приводній гідросистемі;

p і t – відповідно тиск робочої рідини і час;

$E(p)$ – зведений модуль пружності підвідних магістралей і робочої рідини у відповідності в діапазоні 0-3 МПа – рівний середньоінтегральному значенню $E_{\text{сер}}$, а при тиску більше ніж 3 МПа – постійному значенню E .

Втрати витрат внаслідок витікання з насоса гідромоторів

$$Q_y = \alpha \cdot p \quad (4.5)$$

де α – коефіцієнт втрат.

Витрати через гідромотори приводу

$$Q_r = \sum_{i=1}^n W_i \frac{d\varphi_{\text{ш}}}{dt}, \quad (4.6)$$

де n – кількість гідродвигунів приводу;

W_i – характерний об'єм i -го двигуна;

$\varphi_{\text{ш}} = U_p \cdot \varphi_1$ – кут повороту шестерень двигуна;

де U_p – передавальне число редуктора мотор-колеса;

Момент, що розвивають гідромотори

$$M_{\Gamma} = \sum_{i=1}^n W_i \cdot p \cdot U_p, \quad (4.7)$$

Сумарний момент опору з врахуванням дисипативних втрат,

$$M_c = \sum_{i=1}^n \left[\beta_d \frac{d\varphi_{\text{ш}}}{dt} U_p + \text{sign} \left(\frac{d\varphi_{\text{ш}}}{dt} \right) M_{\text{т.д}} \right] + \text{sign} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) (M_{\text{т.м}} + M_{\text{т.гр}} + M_{\text{т.г}} + \sum M_{\text{к.і}}), \quad (4.8)$$

де β_d – коефіцієнт в'язкого тертя в двигуні;

$M_{\text{т.д}} = \gamma M_{\text{ді}}$ – момент опору від сухого тертя в гідродвигунах; γ – коефіцієнт сухого тертя в гідродвигунах;

$M_{\text{т.м}} = 0,5(\psi mg D_6)$ – момент опору обертання мотор-коліс; ψ – узагальнений коефіцієнт опору обертання мотор-барабана; m – маса обертових частин мотор-коліс; D_6 – діаметр корпусу мотор-колеса;

$M_{\text{т.гр}} = 0,5 f q_{\text{гр}} l_1 D_6$ – момент опору, визначений силовою дією на ґрунт; f – коефіцієнт тертя гусениць по ґрунту; l_1 – довжина ділянки завантаження; $q_{\text{гр}}$ – відносна лінійна маса навантаженого робота;

$M_{\text{т.г}} = 0,5 f_{\text{г}} l_2 D_6$, – момент тертя гусениць по сталевих роликах: де $q_{\text{г}}$ – погонна маса гусениць; l_2 – довжина ділянки ненавантаженої гілки гусениць, що контактує з роликами,

$M_{\text{к.і}} = \sum_{i=1}^n 0,5(\lambda m_i g D_i)$ – момент опору обертання приводного, проміжних і ведених коліс; λ – коефіцієнт опору обертання; m_i, D_i – відповідно маса і діаметр частин, що обертаються;

$I_{зв} = I_b + I_n$ – зведений до осі обертання мотор-колеса момент інерції рухомих елементів ходової частини [22,24].

Тут $I_b = 0,5m_{зв}D_6^2$, – зведений до осі обертання мотор-колеса момент інерції частин приводного і паразитного коліс, верхніх роликів і котків та гусениць[24]; де $m_{зв}$ – загальна зведена маса перерахованих вище елементів ходової частини до точки гусениці, що визначається з виразу

$$m_{зв} = m_{зв.Г} + m_{зв.К} + m_{зв.б} \quad (4.9)$$

Зведена маса гусениці

$$m_{зв.Г} = 2l\rho_{лг}, \quad (4.10)$$

де l – довжина гусениці;

$\rho_{лг}$ – лінійна густина гусениці.

Зведена маса котків $m_{зв.К}$

$$m_{зв.К} = \sum_{i=1}^n \frac{k_i I_{к.і}}{R_i^2}, \quad (4.11)$$

де n – кількість котків даного виду; $I_{к.і}, R_i$ – відповідно момент інерції і зовнішній радіус котків; k_i – коефіцієнт розподілу маси в деталі.

Зведена маса елементів мотор-колеса

$$m_{зв.б} = \sum_{i=1}^n \frac{k_i I_{к.і}}{R_i^2}, \quad (4.12)$$

$I_{п}$ – приведений до осі мотор-колеса момент інерції мас приводу, що обертаються

Зведений до осі вмонтованого приводу $I_{зв}$ момент інерції мас приводу, що обертаються, визначиться [22]

$$I_{\text{зв}} = \sum_{i=1}^n I_{\Gamma} + \sum_{i=1}^k I_{\text{к.}} + I_{\text{к.б.}}, \quad (4.13)$$

де $\sum_{i=1}^n I_{\Gamma}$ – сумарний приведений момент інерції мас (в даному випадку – шестерень)

гідродвигунів, що обертаються до осі вмонтованого привода.

Тоді рівняння має вигляд

$$I_{\Gamma}^{(0_1)} = 4m_{\text{ш}} \cdot R_0^2 (2K_{\text{ш}} + 1). \quad (4.14)$$

Зведення моменту інерції $I_{\Gamma}^{(0_1)}$ до осі обертання вмонтованого привода здійснюється за формулою

$$I_j^{(k)} = I_j^{(i)} \left(\frac{\omega_i}{\omega_k} \right)^2. \quad (4.15)$$

Оскільки, $\frac{\omega_i}{\omega_k} = u_{ik}$, вираз (4.15) прийме вигляд

$$I_{\Gamma}^{(0_2)} = I_{\Gamma}^{(0_1)} \cdot u_p^2. \quad (4.16)$$

Для n – гідродвигунів

$$\sum_{i=1}^n I_{\Gamma} = n I_{\Gamma}^{(0_1)} \cdot u_p^2 = 4nm_{\text{ш}} R_0^2 (2K_{\text{ш}} + 1) \cdot u_p^2. \quad (4.17)$$

Сумарний зведений момент інерції шестерні до осі обертання вмонтованого привода визначиться

$$\sum_{i=1}^k I_{\text{к}} = k \cdot k_{\text{ш}} \cdot m_{\text{зв.к}} (2R_{\text{к}})^2 \cdot u_p^2. \quad (4.18)$$

з урахуванням $k=0,5$

$$\sum_{i=1}^k I_{\text{к}} = 2n \cdot k_{\text{ш}} \cdot m_{\text{зв.к}} \cdot R_{\text{к}}^2 \cdot u_p^2. \quad (4.19)$$

де $m_{\text{зв.к}}$, $R_{\text{в.ш}}$ – відповідно зведена маса і радіус корпусних обертових деталей.

Момент корпусу барабана щодо осі обертання вмонтованого приво-
ду визначиться з виразу

$$I_{\text{б}} = 0,5m_{\text{зв}} \cdot R_{\text{б}}^2. \quad (4.20)$$

де $m_{зв}$, R_6 – відповідно зведена маса і радіус корпусу барабана.

Аналітичний розв'язок системи рівнянь (4.1)-(4.3) з урахуванням умов (4.4)-(4.20), що описують розглядуваний процес, є досить складним завданням. Тому доцільно застосувати чисельні методи за допомогою математичних пакетів, таких як MATLAB, для отримання розв'язку. При цьому розрахунок доцільно проводити поетапно, використовуючи результати попереднього етапу як початкові дані для наступного.

Дослідження складеної математичної моделі робочого процесу мотор-колеса для приводу пошукового робота дозволить більш якісно визначити конструктивні параметри і режими роботи приводних пристроїв, що дає можливість поліпшити їх динамічні характеристики і вибрати оптимальну швидкість транспортування.

4.2 Експериментальні дослідження мотор-колеса

У системах транспортування широко застосовують гідравлічні, пневматичні та електричні приводи. Традиційно такі приводи розташовують збоку від корпусу колеса, що може призводити до збільшення габаритів обладнання. Альтернативою є використання мотор-коліс (МК), де гідродвигун вбудований безпосередньо в колесо. Це рішення забезпечує компактність, безпеку експлуатації завдяки відсутності виступаючих обертових елементів та відповідає сучасним вимогам до обладнання.

В існуючих конструкціях МК переважно використовується електропривод. Загальними недоліками МК з електроприводом є низькі питома потужність, що приходить на одиницю маси і надійність та використання охолоджуючих пристроїв у корпусі барабана. Крім того, ними складно здійснювати плавне регулювання робочих параметрів з метою забезпечення найбільш ефективних режимів роботи, а також зменшувати ривки і динамічні зусилля в приводі. Найбільше за своїми технічними характеристиками необхідним умовам і режимам роботи відповідає МК із гідравлічним

приводом (ГМК). Конструкції ГМК з оригінальними гідродвигунами розроблені у ВНТУ.

Для оцінки робочих характеристик ГМК-1 з оригінальним гідродвигуном була виготовлена експериментальна модель, конструктивна схема якої представлена на рис. 4.1. При подачі робочої рідини під тиском через осьовий канал 3 у замкнуту кільцеву порожнину 4 і від неї подовжніми каналами (на рисунку не показані) вона надходить у напірні робочі камери, утворені шестернями-сателітами 1, сонячним зубчастим колесом 10 і поверхнею рухливого обертового корпусу 7.

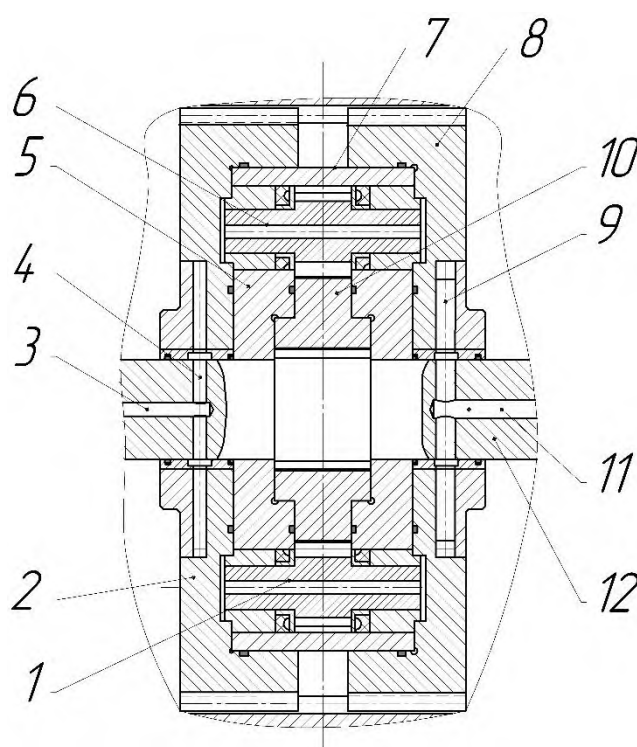


Рисунок 4.1 – Схема моделі ГМБ-1

У момент надходження робочої рідини в напірні робочі камери шестерні-сателіти 1, встановлені в підшипниках 6, що знаходяться в нерухомому контакті з підшипниками 5, починають обертатися навколо власних осей і одночасно перекочуються по зубцюватому вінцю нерухомого сонячного зубчастого колеса 10, у результаті чого відбувається поворот рухливого обертового корпусу 7 щодо нерухомої опорної осі 12. Жорстко скріплені з рухливим обертовим корпусом 7 верху гідродвигуна

елементи 2 і 5, будучи кінематично зв'язані з вихідною ланкою (у конструкції ГМК-1 із зубчатим вінцем, закріпленим на внутрішній поверхні корпуса колеса), передають йому обертання. Відпрацьована робоча рідина надходить у вихідні робочі камери, звідки через поздовжні канали, кільцеву порожнину 9 і осьовий канал 11 йде на злив.

Крутний момент, що розвивається ГМБ-1, залежить від співвідношення діаметрів сонячного колеса 10 і шестерень-сателітів 1, а також від числа шестерень-сателітів, що знаходяться в зачепленні. Регулювання крутного моменту здійснюється зміною тиску, а частота обертання – зміною витрати робочої рідини.

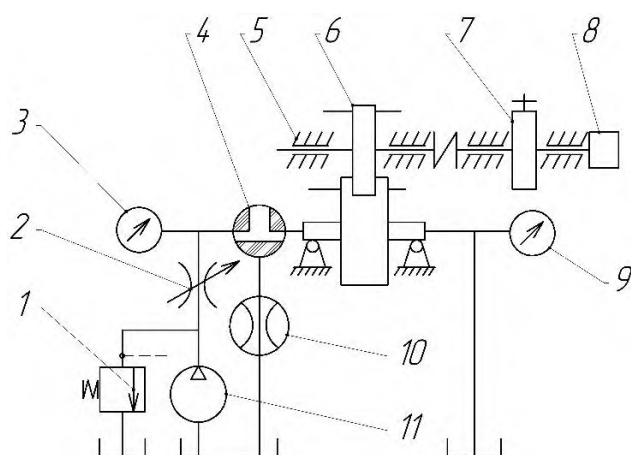


Рисунок 4.2 – Схема гідралічного стенда для дослідження робочих характеристик моделі ГМБ-1

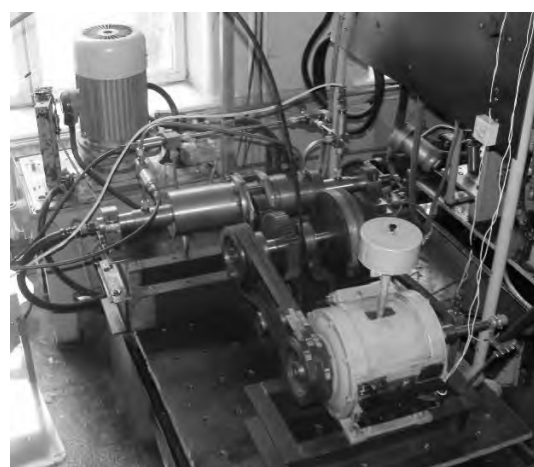
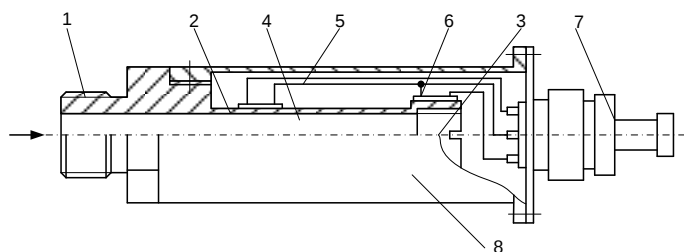


Рисунок 4.3 – Загальний вид експериментального стенду для дослідження ГМБ-1

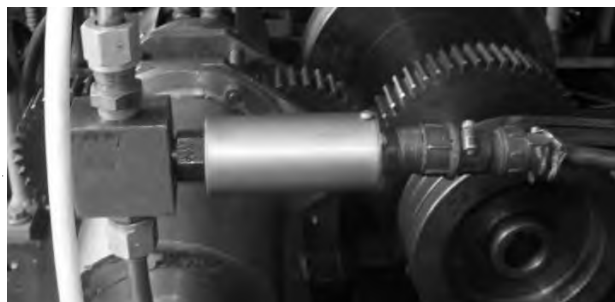
У моделі ГМК-1 знаходиться 4 шестерні-сателіти, його робочий обсяг 184 дм³. Випробовування моделі проводилися на стенді (схема якого представлена на рис. 4.2, а зовнішній вигляд на рис. 4.3), що вміщує насос 11, переливний клапан 1, регульований дросель 2, витратомір 10, манометри 3 і 9, кран переключення 4, модель 5, що кінематично зв'язана з зубчастим колесом 6 (передаточне число $i = 1$), навантажувальне порошкове гальмо 7, тахометричний датчик 8 і контрольно-вимірювальну апаратуру.

Для реєстрації і вимірювання зазначених параметрів в лабораторних умовах застосовуватиметься така апаратура і прилади: восьмиканальний тензометричний

підсилювач 8 АНЧ-7М; світлопроменевий осцилограф Н-117; випрямлячі ВС-24М; набір опорів Р155; датчики тиску (рис. 4.4, 4.5), переміщення, числа обертів (рис. 4.6) та діючого моменту (рис. 4.7); витратомірна ємкість; манометри, термометр.



а)



б)

Рисунок 4.4 – Давач високого тиску: а) конструктивна схема; б) на експериментальному стенді.

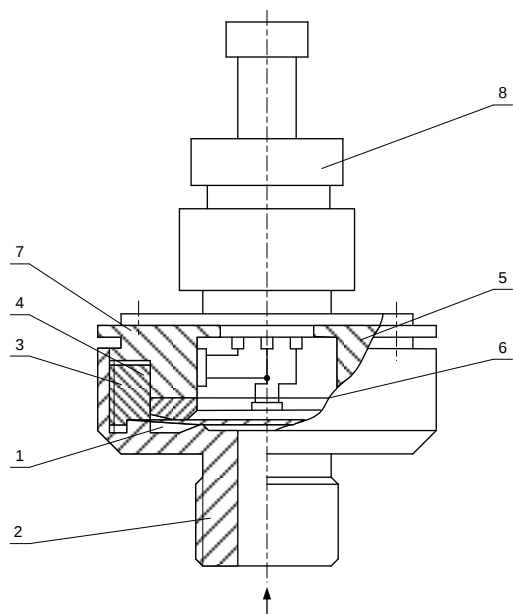


Рисунок 4.5 – Конструктивна схема давача низького тиску

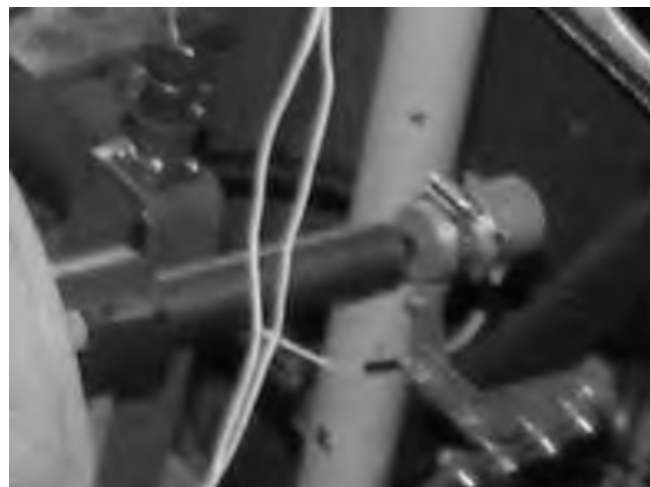


Рисунок 4.6 – Тахометричний давач на експериментальному стенді

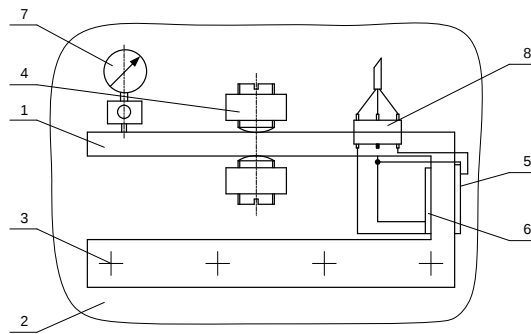


Рисунок 4.5 – Давач крутного моменту: а) конструктивна схема; б) на експериментальному стенді.

Отримані експериментальні залежності $M_{кр} = f(n)$, $n = f(\Delta p)$ відповідно для різних значень перепадів тиску Δp і витрат Q (показані на рис. 4.4). Як видно з приведених графіків, модель ГМБ-1 дозволяє регулювати оберти вихідної ланки в діапазоні $n = (2...160)$ хв⁻¹, а також змінювати крутний момент в діапазоні $M_{кр} = (10...300)$ Н·м при відповідних значеннях тиску робочої рідини. Момент зрушення становив приблизно 70-80% від номінального значення. Для забезпечення надійної роботи приводу при низьких обертах та високих моментах, особливо під час пуску, необхідно враховувати, що колесо працює під значним навантаженням. Збільшення числа оборотів призводить до зростання динамічних навантажень на тяговий орган, що може скоротити його термін служби.

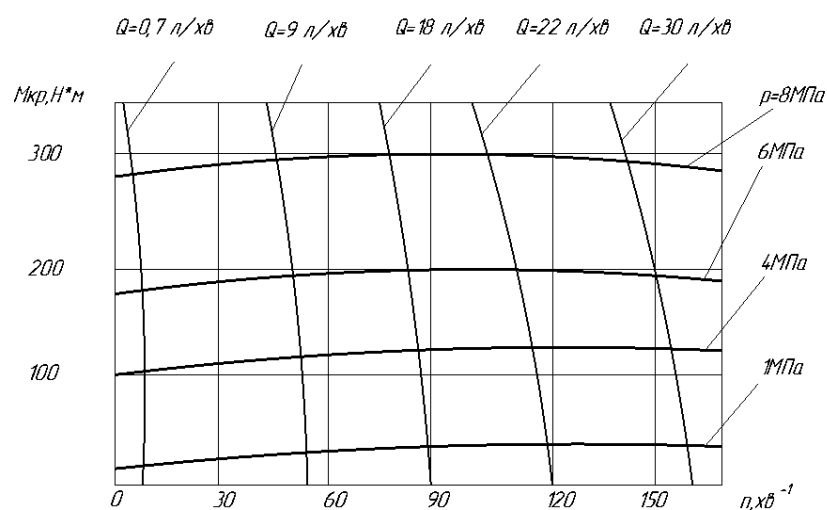


Рисунок 4.4 – Графіки експериментальних залежностей відповідно для різних значень перепадів тиску Δp і витрат Q .

5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Метою проведення комерційного та технологічного аудиту є розробка мотор-колеса привода ходової частини робота для вилучення та транспортування вибухонебезпечних матеріалів та пристроїв, що задовольняють вимогам, які ставляться до таких приводів

Для проведення технологічного аудиту було залучено 3-х незалежних експертів Вінницького національного технічного університету кафедри галузевого машинобудування: д.т.н., проф. Савуляк В. І., д.т.н., проф. Сивак Р. І. та к.т.н., доц. Слабкий А. В.

Для проведення технологічного аудиту було використано таблицю 5.1 [24] в якій за п'ятибальною шкалою використовуючи 12 критеріїв здійснено оцінку комерційного потенціалу.

Таблиця 5.1 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Крит.	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче цін аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів

Продовження табл. 5.1

5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів
Ринкові перспективи					
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкурентів немає
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних	Необхідно отримання великої кількості	Процедура отримання дозвільних	Необхідно тільки повідомлення	Відсутні будь-які регламентні обмеження на

	документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	виробництво та реалізацію продукту
--	---	--	--	--	------------------------------------

Таблиця 5.2 – Рівні комерційного потенціалу розробки

Середньоарифметична сума балів СБ, розрахована на основі висновків експертів	Рівень комерційного потенціалу розробки
0-10	Низький
11-20	Нижче середнього
21-30	Середній
31-40	Вище середнього
41-48	Високий

В таблиці 5.3 наведено результати оцінювання експертами комерційного потенціалу розробки.

Таблиця 5.3 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	Прізвище, ініціали, посада експерта		
	Савуляк В. І.	Сивак Р. І.	Слабкий А. В.
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	2	2
2	1	2	2
3	2	3	4
4	3	4	4
5	4	3	4
6	3	4	4
7	4	3	3
8	4	5	4
9	3	3	3
10	4	5	5
11	4	4	5
12	3	3	3
Сума балів	СБ ₁ =37	СБ ₂ =42	СБ ₃ =43
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	$\overline{СБ} = \frac{\sum_{i=1}^3 СБ_i}{3} = \frac{37 + 42 + 43}{3} = 40,67$		

Середньоарифметична оцінка, отримана на основі експертних висновків, становить 41 бал, і згідно з таблицею 4.3, це вказує на високий рівень комерційного потенціалу результатів проведених досліджень.

Результатом магістерської роботи є розробка мотор-колеса привода ходової частини робота, яка буде цікава військовим та спеціалістам інших галузей в яких застосовується роботизована прошукова техніка.

Проведемо оцінку якості і конкурентоспроможності нової розробки порівняно з аналогом.

В якості аналога для розробки було обрано привод механізму переміщення екскаватора ЕО-5124-2. Основними недоліками аналога є габаритність, маса приводу, залежність підвіски, вартість, використання гідромоторів та механічних передач як окремих елементів кінематичного ланцюга тощо.

Таблиця 5.4 – Основні параметри нової розробки та товару-конкурента

Показник	Варіанти		Відносний показник якості	Коефіцієнт вагомості параметра
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)		
1	2	3	4	5
Обертний момент, Н*м	100...200	100...300	1,5	10%
Коефіцієнт корисної дії	0,75	0,87	1,16	25%
Просвіт між гусеницями, мм	700	500	1,4	40%
Напрацювання на відмову, год	8000	10000	1,25	15%
Масо-габарити, кг	280	150	1,9	10%

У розробці дана проблема вирішується за рахунок зменшення складових одиниць механізму, таких як подвійний планетарний редуктор та циліндрична прямозуба передача та того, що гідромотор вмонтовано в саме ведуче колесо. Також система випереджає аналог за такими параметрами як: коефіцієнт корисної дії, потужність, крутний момент, габарити, маса, вартість.

В таблиці 5.4 наведені основні техніко-економічні показники аналога і нової розробки.

Проведемо оцінку якості продукції, яка є найефективнішим засобом забезпечення вимог споживачів та порівняємо її з аналогом.

Визначимо відносні одиничні показники якості по кожному параметру за формулами (5.1) та (5.2) і занесемо їх у відповідну колонку табл. 5.5.

$$q_t = \frac{P_{Hi}}{P_{Bi}} \quad (5.1)$$

або

$$q_t = \frac{P_{Bi}}{P_{Hi}} \quad (5.2)$$

де P_{Hi} , P_{Bi} – числові значення i -го параметру відповідно нового і базового виробів.

$$q_1 = \frac{300}{200} = 1,5;$$

$$q_2 = \frac{0,87}{0,75} = 1,16;$$

$$q_3 = \frac{700}{500} = 1,4;$$

$$q_4 = \frac{10000}{8000} = 1,25;$$

$$q_5 = \frac{280}{150} = 1,9.$$

Відносний рівень якості нової розробки визначаємо за формулою:

$$K_{я.в} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i, \quad (5.3)$$

$$K_{я.в.} = 1,5 \cdot 0,1 + 1,16 \cdot 0,25 + 1,4 \cdot 0,4 + 1,25 \cdot 0,15 + 1,9 \cdot 0,1 = 1,37$$

Відносний коефіцієнт показника якості нової розробки більший одиниці, отже нова розробка якісніший базового товару-конкурента.

Наступним кроком є визначення конкурентоспроможності товару. Конкурентоспроможність товару є головною умовою конкурентоспроможності підприємства на ринку і важливою основою прибутковості його діяльності.

Однією із умов вибору товару споживачем є збіг основних ринкових характеристик виробу з умовними характеристиками конкретної потреби покупця. Такими характеристиками найчастіше вважають нормативні та технічні параметри, а також ціну придбання та вартість споживання товару.

В табл. 5.6 наведено технічні та економічні показники для розрахунку конкурентоспроможності нової розробки відносно товару-аналога, технічні дані взяті з попередніх розрахунків.

Таблиця 5.5 – Нормативні, технічні та економічні параметри нової розробки і товару-виробника

Показники	Варіанти	
	Базовий (товар- конкурент)	Новий (інноваційне рішення)
1	2	3
1. Нормативно-технічні показники		
Обертовий момент, Н*м	100...200	100...300
Коефіцієнт корисної дії	0,75	0,87
Просвіт між гусеницями, мм	700	500
Напрацювання на відмову, год	8000	10000
Масо-габарити, кг	280	150
2. Економічні показники		
Ціна придбання, грн.	20000	15000

Загальний показник конкурентоспроможності інноваційного рішення (К) з урахуванням вищезазначених груп показників можна визначити за формулою:

$$K = \frac{I_{т.п}}{I_{е.п}} \quad (5.4)$$

де $I_{т.п}$ – індекс технічних параметрів; $I_{е.п}$ – індекс економічних параметрів.

Індекс технічних параметрів є відносним рівнем якості інноваційного рішення. Індекс економічних параметрів визначається за формулою (5.5)

$$I_{е.п} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{Hei}}{\sum_{i=1}^n P_{Bei}} \quad (5.5)$$

де P_{Hei} , P_{Bei} – економічні параметри (ціна придбання та споживання товару) відповідно нового та базового товарів.

$$I_{е.п} = \frac{200000}{150000} = 1,33;$$

$$K = \frac{1,37}{1,33} = 1,03.$$

Зважаючи на розрахунки, можна зробити висновок, що нова розробка буде конкурентоспроможніше, ніж конкурентний товар.

5.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи

Витрати, пов'язані з проведенням науково-дослідної роботи групуються за такими статтями: витрати на оплату праці, витрати на соціальні заходи, матеріали, паливо та енергія для науково-виробничих цілей, витрати на службові відрядження, програмне забезпечення для наукових робіт, інші витрати, накладні витрати.

1. Основна заробітна плата кожного із дослідників $З_о$, якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери визначається за формулою:

$$З_о = \frac{M}{T_p} \cdot t \text{ (грн)}, \quad (5.6)$$

де M – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.;

T_p – число робочих днів в місяці; приблизно $T_p \approx 21 \dots 23$ дні;

t – число робочих днів роботи дослідника.

Для розробки необхідно залучити інженера з посадовим окладом 30000 грн. Кількість робочих днів у місяці складає 21, а кількість робочих днів інженера складає 38. Зведемо сумарні розрахунки до таблиці 5.6.

Таблиця 5.6 – Заробітна плата дослідника в науковій установі бюджетної сфери

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату, грн.
Керівник	20000	952,4	5	4762
Інженер	30000	1428,6	38	54286
Всього				59048

2. Витрати на основну заробітну плату робітників (Z_p) за відповідними найменуваннями робіт розраховують за формулою:

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i \quad (5.7)$$

де C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн/год;

t_i – час роботи робітника на виконання певної роботи, год.

Погодинну тарифну ставку робітника відповідного розряду C_i можна визначити за формулою:

$$З_p = \frac{M_M K_i K_c}{T_p t_{зм}} \quad (5.8)$$

де M_M – розмір прожиткового мінімуму працездатної особи або мінімальної місячної заробітної плати (залежно від діючого законодавства), грн;

K_i – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду;

K_c – мінімальний коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників першого розряду з нормальними умовами праці виробничих об'єднань і підприємств до законодавчо встановленого розміру мінімальної заробітної плати.

T_p – середня кількість робочих днів в місяці, приблизно $T_p = 21 \dots 23$ дні;

$t_{зм}$ – тривалість зміни, год.

Таблиця 5.7 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Тривалість роботи, год	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн	Величина оплати на робітника, грн
1. Заготівельна	0,4	2	52,4	21,0
2. Обрізна	0,5	2	52,4	26,2
3. Токарна	0,9	6	95,2	85,7
4. Розточувальна	0,2	6	95,2	19,0
5. Фрезерна	0,7	6	95,2	66,7
6. Шліфувальна	0,8	7	104,8	83,8
7. Монтажна	1,3	6	95,2	123,8
8. Складальна	1,8	5	81,0	145,7
9. Регулювальна	0,9	7	104,8	94,3
Всього				666,2

3. Розрахунок додаткової заробітної плати робітників

Додаткова заробітна плата $З_d$ всіх розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення розраховується як 10 - 12 % від основної заробітної плати робітників.

На даному підприємстві додаткова заробітна плата начисляється в розмірі 11% від основної заробітної плати.

$$З_д = (З_о + З_р) \frac{Н_{\text{доп}}}{100\%} \quad (5.9)$$

$$З_д = 0,11(59048 + 666,2) = 6568,52$$

4. Нарахування на заробітну плату $Н_{\text{зп}}$ дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою (5.10):

$$Н_{\text{зп}} = (З_о + З_р + З_д) \frac{\beta}{100} \text{ (грн)} \quad (5.10)$$

де β – ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування, %.

Дана діяльність відноситься до бюджетної сфери, тому ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування буде складати 22%, тоді:

$$Н_{\text{зп}} = (59048 + 666,2 + 6568,52) \frac{22}{100} = 14582,11 \text{ (грн)}$$

5. Сировина та матеріали.

До статті «Сировина та матеріали» належать витрати на сировину, основні та допоміжні матеріали, інструменти, пристрої та інші засоби й предмети праці, які придбані у сторонніх підприємств, установ і організацій та витрачені на проведення досліджень за прямим призначенням згідно з нормами їх витрачання, а також витрачені придбані напівфабрикати, що підлягають монтажу або виготовленню й додатковій обробці в цій організації, чи дослідні зразки, що виготовляються виробниками за документацією наукової організації.

Витрати на матеріали (М) у вартісному вираженні розраховуються окремо для кожного виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{i=1}^n (H_i \cdot \Pi_i \cdot K_i - B_i \cdot \Pi_{Bi}) \quad (5.11)$$

де H_i – норма витрат матеріалу i -го найменування, кг;

n – кількість видів матеріалів;

Π_i – вартість матеріалу i -го найменування, грн/кг;

K_i – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_i = 1,1 \dots 1,15$);

B_i – маса відходів i -го найменування, кг;

Π_{Bi} – вартість відходів i -го найменування, грн/кг.

Проведені розрахунки зведені в таблицю 5.8.

Таблиця 5.8 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1 кг, грн	Норма витрат, кг	Вартість витраченого матеріалу, грн
1. Лист сталевий ст. 4	85	12	1020
2. Труба ст. 3, 300мм, 280мм	78	10	780
3. Прокат трубний ст. 40Х	95	20	1900
4. Виливки Сталь 40ХН	120	15	1800
5. Кріпильні деталі	300	5	1500
6. Труба, Сталь 3, 125 мм	95	40	3800
7. Штамповки, Сталь 40	92	10	920
8. Лист сталевий 70мм	79	20	1580
Всього			13300
З врахуванням коефіцієнта транспортування			14630

6. Розрахунок витрат на комплектуючі

Витрати на комплектуючі вироби (K_6), які використовують при дослідженні нового технічного рішення, розраховуються, згідно з їхньою номенклатурою, за формулою:

$$K_6 = \sum_{j=1}^n H_j \cdot \Pi_j \cdot K_j \quad (5.12)$$

де N_j – кількість комплектуючих j -го виду, шт.;

C_j – покупна ціна комплектуючих j -го виду, грн;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$).

Проведені розрахунки зводимо до таблиці 5.9.

Таблиця 5.9 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість, шт.	Ціна за штуку, грн	Сума, грн
Підшипник 53511	2	380	760
Манжета 2.1-30×52	8	30	240
Кільце 030-0,33-19-1-0	4	40	160
Болт М14-8g×200	2	20	40
Болт М6-6g×25	8	5	40
Болт М6-6g×30	8	5,5	44
Кільце А30.65Г	12	8	96
Гайка 2 М14-6Н.04	4	4,5	18
Шайба 6.31	4	2,5	10
Кільце гумове 60 - 4.6 NBR 70 А	4	7,5	30
Кільце гумове 95 - 4.6 NBR 70 А	4	10	40
Всього (з врахуванням транспортних витрат)			1625,80

7. Амортизація обладнання, програмних засобів та приміщень

В спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання, приміщень та програмному забезпеченню тощо, можуть бути розраховані з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою:

$$A_{\text{обл}} = \frac{C_6}{T_v} \cdot \frac{t_{\text{вик}}}{12}, \quad (5.13)$$

де C_6 – балансова вартість обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, які використовувались для проведення досліджень, грн;

$t_{\text{вик}}$ – термін використання обладнання, програмних засобів, приміщень під час досліджень, місяців;

$T_{\text{в}}$ – строк корисного використання обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, років.

Результати проведених розрахунків необхідно звести до таблиці 5.10.

Таблиця 5.10 – Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн
1. ПК	25000	2	1	1041,67
2. Принтер	6000	2	1	250,00
3. Експериментальний стенд	50000	4	1	1041,67
Верстат токарний	40000	4	1	833,33
Верстат фрезерний	32000	4	1	666,67
Верстат зубофрезерний	36000	4	1	750,00
Верстат шліфувальний	38000	4	1	791,67
Всього				5375,00

8. До статті «Паливо та енергія для науково-виробничих цілей» відносяться витрати на всі види палива й енергії, що безпосередньо використовуються з технологічною метою на проведення досліджень.

$$B_e = \sum_{j=1}^n \frac{W_{yt} \cdot t_i \cdot \Pi_e \cdot K_{\text{вп}i}}{\eta_i} \quad (5.14)$$

де W_{yt} – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки, кВт;

t_i – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

Ц_e – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн;

$K_{\text{впi}}$ – коефіцієнт, що враховує використання потужності, $K_{\text{впi}} < 1$;

η_i – коефіцієнт корисної дії обладнання, $\eta_i < 1$.

Для написання магістерської роботи використовується персональний комп'ютер для якого розрахуємо витрати на електроенергію.

$$B_e = \frac{0,25 \cdot 270 \cdot 10,5 \cdot 0,5}{0,8} = 442,97$$

9. Службові відрядження.

Витрати за статтею «Службові відрядження» розраховуються як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$B_{\text{св}} = (Z_o + Z_p) \frac{H_{\text{св}}}{100\%} \quad (5.15)$$

де $H_{\text{св}}$ – норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$B_{\text{св}} = (59048 + 666,2) \cdot 0,2 = 11942,76 \text{ (грн)}.$$

10. Накладні (загальновиробничі) витрати $B_{\text{нзв}}$ охоплюють: витрати на управління організацією, оплата службових відряджень, витрати на утримання, ремонт та експлуатацію основних засобів, витрати на опалення, освітлення, водопостачання, охорону праці тощо. Накладні (загальновиробничі) витрати $B_{\text{нзв}}$ можна прийняти як (100...150)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які виконували дану МКНР, тобто:

$$B_{\text{нзв}} = (3_o + 3_p) \frac{H_{\text{нзв}}}{100\%} \quad (5.16)$$

де $H_{\text{нзв}}$ – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$B_{\text{нзв}} = (59048 + 666,2) \frac{100}{100\%} = 59713,80 \text{ (грн)}$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати, які безпосередньо стосуються даного розділу МКНР

$$B = 59048 + 666,2 + 6568,52 + 14582,11 + 14630 + 1625,8 + 5375 + 442,97 + 11942,76 + 59713,80 = 174594,78 \text{ грн}$$

Прогнозування загальних втрат $ЗВ$ на виконання та впровадження результатів виконаної МКНР здійснюється за формулою:

$$ЗВ = \frac{B}{\eta} \quad (5.17)$$

де η – коефіцієнт, який характеризує стадію виконання даної НДР.

Оскільки, робота знаходиться на стадії науково-дослідних робіт, то коефіцієнт $\beta = 0,3$.

Звідси:

$$ЗВ = \frac{B}{\eta} = 174594,78 \text{ (грн)}.$$

5.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки

У даному підрозділі кількісно спрогнозуємо, яку вигоду, зиск можна отримати у майбутньому від впровадження результатів виконаної наукової роботи. Розрахуємо збільшення чистого прибутку підприємства $\Delta\Pi_i$, для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки, за формулою

$$\Delta\Pi_j = \sum_{i=1}^n (\Delta\Pi_0 \cdot N + \Pi_0 \cdot \Delta N) \lambda \cdot \rho \left(1 - \frac{v}{100} \right) \quad (5.18)$$

де $\Delta\Pi_0$ – покращення основного оціночного показника від впровадження результатів розробки у даному році.

N – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

ΔN – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки:

Π_0 – основний оціночний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

n – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки:

λ – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість. Ставка податку на додану вартість дорівнює 20%, а коефіцієнт $\lambda = 0,8333$.

ρ – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту. $\rho = 0,25$;

v – ставка податку на прибуток. У 2024 році – 18%.

Припустимо, що ціна зросте на 2000 грн. Кількість одиниць реалізованої продукції також збільшиться: протягом першого року на 30 шт., протягом другого року – на 50 шт., протягом третього року на 60 шт. Реалізація продукції до впровадження розробки складала 1 шт., а її ціна до 150000 грн. Розрахуємо прибуток, яке отримає підприємство протягом трьох років.

$$\Delta\Pi_j = \sum_{i=1}^n (2000 \cdot 1 + (150000 + 2000) \cdot 30) 0,833 \cdot 0,25 \left(1 - \frac{18}{100}\right) =$$

$$= 777310,49 \text{ (грн)},$$

$$\Delta\Pi_j = \sum_{i=1}^n (2000 \cdot 1 + (150000 + 2000) \cdot (30 + 50)) 0,833 \cdot 0,25 \left(1 - \frac{18}{100}\right) =$$

$$= 2079250,2 \text{ (грн)},$$

$$\Delta\Pi_j = \sum_{i=1}^n (2000 \cdot 1 + (150000 + 2000) \cdot (30 + 50 + 60)) 0,833 \cdot 0,25 \times$$

$$\times \left(1 - \frac{18}{100}\right) = 3637187,9 \text{ (грн)}.$$

5.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Розрахуємо основні показники, які визначають доцільність фінансування наукової розробки певним інвестором, є абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Розрахуємо величину початкових інвестицій PV , які потенційний інвестор має вкласти для впровадження і комерціалізації науково-технічної розробки.

$$PV = k_{\text{інв}} \cdot 3B \quad (5.19)$$

$k_{\text{інв}}$ коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію. Це можуть бути витрати на підготовку приміщень, розробку технологій, навчання персоналу, маркетингові заходи тощо ($k_{\text{інв}} = 2 \dots 5$).

$$PV = 2 \cdot 581982,6 = 1163965,21 \text{ (грн)}.$$

Абсолютна ефективність вкладених інвестицій $E_{\text{абс}}$:

$$E_{\text{абс}} = (\text{ПП} - PV) \quad (5.20)$$

де ПП – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство від реалізації результатів наукової розробки, грн.;

$$\text{ПП} = \sum_{i=1}^t \frac{\Delta\Pi_i}{(1+\tau)} \quad (5.21)$$

де $\Delta\Pi_i$ – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДДКР, грн.;

T – період часу, протягом якого виявляються результати впровадженої НДДКР, роки;

τ ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,2;

t – період часу (в роках).

$$\text{ПП} = \frac{779310,49}{(1+0,2)^1} + \frac{2079250,3}{(1+0,2)^2} + \frac{3637,187,9}{(1+0,2)^3} = 4207993,33 (\text{грн}),$$

$$E_{\text{абс}} = (4207993,33 - 1163965,21) = 3044028,12 (\text{грн}).$$

Оскільки $E_{\text{абс}} > 0$ вкладання коштів на виконання та впровадження результатів НДДКР може бути доцільним.

Розрахуємо відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій $E_{\text{в}}$. Для цього застосуємо формулу:

$$E_{\text{в}} = \sqrt[T_{\text{ж}}]{1 + \frac{E_{\text{абс}}}{PV}} - 1 \quad (5.22)$$

де $T_{\text{ж}}$ – життєвий цикл наукової розробки, роки.

$$E_B = \sqrt[3]{1 + \frac{3044028,12}{1163965,21}} - 1 = 0,84 = 84\%$$

Визначимо мінімальну ставку дисконтування, яка у загальному вигляді визначається за формулою:

$$\tau = d + f \quad (5.23)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2022 році в Україні $d = (0,14 \dots 0,2)$;

f – показник, що характеризує ризикованість вкладень; зазвичай, величина $f = (0,05 \dots 0,1)$.

$$\tau = 0,18 + 0,05 = 0,23.$$

Так як $E_B > \tau_{\min}$, то інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні даної наукової розробки.

Розрахуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій за формулою:

$$T_{\text{ок}} = \frac{1}{E_B}. \quad (5.24)$$

$$T_{\text{ок}} = \frac{1}{0,84} = 1,2 \text{ (роки)}.$$

Оскільки як $T_{\text{ок}} \leq 3 \dots 5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним.

Результати здійсненого технологічного аудиту вказують на високий рівень комерційного потенціалу. У порівнянні з аналогічним виробом виявлено, що нова розробка вищої якості і більш конкурентоспроможна, як з технічних, так і економічних позначень.

Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 1,2 роки, загальні витрати на розробку складуть 581982 грн.

ВИСНОВКИ

1. Здійснено теоретичне обґрунтування теми роботи, яке засвідчило про доцільність розробки конструкції нового типу приводу переміщення пошукового робота. Порівняння технічних показників аналога і нової конструкції показує, що нова розробка має значно менші габарити та меншу кількість вузлів

2. Проведено аналіз відомих конструкцій гусеничних ходів та вмонтованих гідравлічних приводів за яким встановлено, що розробка нового вмонтованого гідравлічного приводу є актуальною. За результатами аналізу відомих конструкцій вмонтованих гідравлічних приводів було визначено технічні та конструктивні вимоги до розроблюваного пристрою.

3. Розроблено спеціальний гідравлічний двигун з керованими робочими параметрами. Принципово новими вузлами в ньому є вбудований гідродвигун, який конструктивно також є передавальним механізмом. Таке нововведення дозволило зменшити габарити приводу, розширити діапазон та забезпечити плавність регулювання параметрів, збільшити потужність та знизити металоємність.

4. Здійснено конструктивні розрахунки елементів приводу за результатами яких спроектовано вмонтований гідравлічний привід ходового візка пошукового робота.

5. Експериментальними дослідженнями спеціального гідродвигуна визначено його робочі параметри, зміна яких дозволить здійснити проектування двигуна з найбільш ефективними технічними параметрами. Також встановлено, що розроблений привод має можливість регулювання робочих параметрів в досить широкому діапазоні, що дозволить рух пошукового робота як по рівній, так і по рельєфній місцевості.

6. Розроблено математичну модель процесу роботи гідравлічного привода механізму переміщення пошукового робота з урахуванням прийнятих припущень. Розроблено принципову схему експериментального стенда для проведення

досліджень та здійснено вибір контрольно-вимірювальних та реєструючих пристроїв.

7. Під час виконання економічному розділі встановлено високий рівень комерційного потенціалу розробки, а також термін окупності вкладених інвестицій в даний проект – 1,2 роки. Згідно проведеного розрахунку загальні витрати на розробку складуть 581982 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Єгошина В. Замінована Україна: заборонені «пелюстки», експеримент із підривом та ідентифіковані російські сапери (розслідування). Радіо Свобода. URL: <https://www.radiosvoboda.org/a/skhemy-zaminovana-ukrayina/32842727.html> (дата звернення: 14.11.2024).
2. Харківський фермер обладнав трактор для дистанційного розмінування полів (відео). Landlord. URL: <https://landlord.ua/news/kharkivskyi-fermer-obladnav-traktor-dlia-dystantsiinoho-rozminuvannia-poliv-video/> (дата звернення: 14.11.2024).
3. «Витримав 16 скидів, доставляв БК і вивозив поранених. Ворог два тижні нічого не розумів»: історія екіпажу наземного дрона «Вепр». АрміяInform – Інформаційне агентство АрміяInform. URL: <https://armyinform.com.ua/2024/09/09/vytrymav-16-skydiv-dostavlyav-bk-i-vyvozyv-poraneniyh-vorog-dva-tyzhni-nichogo-ne-rozumiv-istoriya-ekipazhu-nazemnogo-drona-vepr/> (дата звернення: 10.11.2024).
4. Роботоносець, дрономет чи бойовий помічник: роботизована платформа "Скорпіон 3" від Temerland на "Зброя та Безпека-2021" | Defense Express. Військовий портал Defense Express - все про військову справу. URL: https://defence-ua.com/news/robotonosets_dronomet_chi_bojovij_pomichnik_robotizovana_platforma_scorpion_3_vid_temerland_na_zbroja_ta_bezpeka_2021-3981.html (дата звернення: 10.11.2024).
5. В Україні успішно випробували дрон-розміновувач «Змій». MILITARNYI. URL: <https://mil.in.ua/uk/news/v-ukrayini-uspishno-vyprobuvaly-dron-rozminovuvach-zmij/> (дата звернення: 12.11.2024).
6. В Україні створили універсальний наземний дрон «Довбуш»: чим він допоможе ЗСУ. відео. WAR OBOZREVATEL. URL: <https://war.obozrevatel.com/ukr/v-ukraini-stvorili-universalnij-nazemnij-dron-dovbush-chim-vin-dopomozhe-zsu-video.htm> (дата звернення: 12.11.2024).
7. PackBot. ROBOTS: Your Guide to the World of Robotics. URL: <https://robotsguide.com/robots/packbot> (date of access: 10.12.2024).
8. Army guide. Army Guide. URL: <http://www.army-guide.com/rus/product1795.html> (date of access: 12.11.2024).
9. MTGR - micro tactical ground robot for EOD and military operations. Roboteam. URL: <https://robo-team.com/products/mtgr/#s-5> (date of access: 12.11.2024).
10. Універсальний робот для розмінування AVENGER ROV. Головна. URL: <http://intertrade-ukraine.com/obladnannya/robototekhnichni-kompleksi/universalnij-robot-dlya-razminuvannya-avenger-rov> (дата звернення: 12.11.2024).
11. Чим корисна гусенична техніка у військовій сфері - Знання. Китайський машинобудівний завод, обладнання для будівельних матеріалів, виробники

гусеничних транспортних засобів, фабрика - FLYING RAIN. URL: <https://ua.concslab-machine.com/info/what-is-the-use-of-tracked-vehicles-in-the-mil-93812690.html> (дата звернення: 10.12.2024).

12. Шини чи гусениці? - AgroTimes. AgroTimes. URL: <https://agrotimes.ua/article/shini-chi-gusenici/> (дата звернення: 10.12.2024).

13. Лівінський О.М., Пшінько О.М., Савицький М.В., Курок О.І., Єсипенко А.Д., Бабиченко В.Я., Коваленко В.М., Пелевін Л.Є., Смірнов В.М., Воляннюк В.О. Будівельні машини та обладнання. Підручник. - К. :Українська академія наук; «МП Леся», 2015.- 612 с.

14. Машини для земляних робіт [Текст] : підручник / ред.: Л. А. Хмара, С. В. Кравець. - Харків : ХНАДУ, 2014. - 548 с.

15. Онищенко О.Г. Будівельна техніка / О.Г. Онищенко, В.М. Помазан. – Київ. «Урожай», 1999. – 302 с.

16. Кубіч В. І. Ходова частина гусеничних машин /Навчальний посібник [Кубіч В. І.] – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2019.–247 с

17. Пат. 11969UA, МПК B65G 23/00. Гідравлічний мотор-барабан [Текст] / Л. К.Поліщук, О. А. Адлер. – № u200507036, заявл. 15.07.2005 , опубл. 16.01.2006, Бюл. № 1. – 3 с. : кресл.

18. Пат. 36107UA, МПК B65G 23/00. Керований гідравлічний мотор-барабан [Текст] / Є.В. Харченко, Л. К.Поліщук, О. А. Адлер, А. С. Мамчур. – № u200806894, заявл. 19.05.2008 , опубл. 10.10.2008, Бюл. № 19. – 4 с. : кресл.

19. Мархель І. І. Деталі машин: Навчальний посібник. – К.: Алерта, 2005. – 368 с.: іл.

20. Малащенко В. О., Янків В. В. Деталі машин. Проектування елементів механічних приводів: Навчальний посібник. – Львів: «Новий Світ-200», 2018. – 264 с.

21. Курмаз Л. В. Основи конструювання деталей машин. – Харків: Підручник НТУ «ХП», 2010. – 532 с.

22. Поліщук Л. К. Динаміка вмонтованого гідроприводу конвеєрів мобільних машин [Текст] : монографія / Л. К. Поліщук. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 240 с.

23. Іскович-Лотоцький, Р. Д. Використання гідроімпульсного приводу в обладнанні переробних виробництв [Текст] : монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, О. В. Поліщук. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 110 с.

24. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с.

ДОДАТКИ

Додаток А
(обов'язковий)

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ
РОЗРОБКА ПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПОШУКОВОГО
РОБОТА

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

д. т. н., професор Леонід ПОЛІЩУК,

(підпис)

« ____ » _____ 2024 рік

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

На розробку приводу механізму переміщення пошукового робота

Розробив студент

Спеціальності 133 «Галузеве

машинобудування»

Андрій САМОЙЛОВ

« ____ » _____ 2024 рік

Керівник: к.т.н., доцент

Олександр ПОЛІЩУК

1 Найменування і область застосування

Найменування – привод механізму переміщення пошукового робота.

2 Підстава для виконання роботи

Підставою для розробки даного дипломного проекту є індивідуальне завдання на магістерську кваліфікаційну роботу та наказ ректора по ВНТУ про закріплення тем.

3 Мета і призначення дослідження

Розробка мотор-колеса привода ходової частини робота для вилучення та транспортування вибухонебезпечних матеріалів та пристроїв.

Призначення розробки – використання у виробництві роботизованої техніки для проведення пошукових робіт.

4 Джерела розробки

Список використаних джерел розробки

4.1 Поліщук Л. К. Динаміка вмонтованого гідроприводу конвеєрів мобільних машин [Текст] : монографія / Л. К. Поліщук. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 240 с.

4.2 Іскович-Лотоцький, Р. Д. Використання гідроімпульсного приводу в обладнанні переробних виробництв [Текст] : монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, О. В. Поліщук. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 110 с.

4.3 Лівінський О.М., Пшінько О.М., Савицький М.В., Курок О.І., Єсипенко А.Д., Бабиченко В.Я., Коваленко В.М., Пелевін Л.Є., Смірнов В.М., Волянчук В.О. Будівельні машини та обладнання. Підручник . - К. : Українська академія наук; «МП Леся», 2015.- 612 с.

4.4 Машини для земляних робіт [Текст] : підручник / ред.: Л. А. Хмара, С. В. Кравець. - Харків : ХНАДУ, 2014. - 548 с.

5 Вихідні дані для розробки робочого органу:

1.	Швидкість руху гусениці, м/с	0....1,64;
2.	Крутний момент на колесі, Н·м	10....300
3.	Потужність, кВт	28
4.	Маса, кг.....	930
Габаритні розміри, мм		
5.	діаметр.....	460
	довжина.....	440

5.1 Технічні вимоги

- регулювання органів управління – безступінчасте;
- вимоги монтажно-ї придатності до продукції – поставка в зібраному вигляді;
- захист від вологи, шкідливих випаровувань та корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;
- складові частини конструкції механізму переміщення пошукового робота взаємозамінні;
- деталі, вузли механізму переміщення пошукового робота, мають бути виготовлені з матеріалів стійких до вологи, та різних видів ґрунту;
- система керування – визначається кінцевою комплектацією пошукового робота.

5.2 Вимоги до надійності:

довговічність – не менше 5 тис. год; безвідмовність – напрацювання на відмову – 1 тис. год; збереженість – повинна забезпечуватися працездатність привод механізму переміщення пошукового робота в режимі очікування, роботи, консервації; ремонтпридатність – конструвальне рішення має бути таким, що забезпечує легкодоступність до деталей, які потенційно мають найкоротший термін напрацювання на відмову та відносно простий їх ремонт.

5.3 Вимоги до технологічності розробки, виробництва і експлуатації – конструкція приводу механізму переміщення пошукового робота повинна бути

такою, щоб забезпечувати їх виготовлення без застосування спеціального обладнання і устаткування.

5.4 Вимоги до рівня уніфікації і стандартизації, вимоги до використання стандартних, уніфікованих і запозичених складальних одиниць і деталей при розробці, показники рівня уніфікації – за можливості під час розробки приводу механізму переміщення пошукового робота використовувати уніфіковані деталі і стандартні вироби.

5.5 Конструкція має відповідати естетичним і ергономічним вимогам та бути зручною в обслуговуванні та управлінні.

5.6 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговування і ремонту:

– умови експлуатації за яких відбуватиметься експлуатація продукції із заданими технічними показниками – продукція призначена для використання у помірних кліматичних умовах;

– час підготовки продукції до використання після транспортування і зберігання – 1 год;

– вид обслуговування – періодичний;

– періодичність і орієнтовна трудомісткість технічного обслуговування і ремонту – 2 дні (один раз в три місяці);

5.7 Вимоги до транспортування і збереження

– можливість транспортування на будь-якому виді вантажних транспортних засобів;

– захист від ударів під час завантаження і розвантаження;

– зберігання на складі готової продукції;

– зберігання у законсервованому вигляді.

6 Економічні показники:

- орієнтований термін окупності витрат на розробку – 3 роки,

- освоєння виробництва продукції,

- економічна перевага розробленої продукції у порівнянні з кращими зразками.

7 Виконавці НДР: студент спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» Андрій САМОЙЛОВ.

8 Етапи НДР і терміни їх виконання:

- дослідження проблематики теми МКР та формування напрямків покращення та розробки нових зразків аналогічних зразків техніки;
- розробка нової приводу механізму переміщення пошукового робота;
- проектні та перевірочні розрахунки елементів обладнання;
- проведення експериментальних досліджень;
- техніко-економічне обґрунтування МКР;
- висновки;
- оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів для захисту МКР.

9 Порядок контролю і прийомки

- попередній захист проекту;
- захист проекту перед комісією.

Додаток Б
(Обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

РОЗРОБКА ПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПОШУКОВОГО
РОБОТА

Сучасні конструкції пошукових роботів



Багатоцільовий дрон «Вепр» з навісним обладнанням для розмінування та з навісним і причіпним обладнанням для вантажних перевезень та евакуації поранених



Робот-розмінувач PackBot



Робот-розмінувач TALON



Наземний дрон «Скорпіон-3»



Дрон-розмінувач «Змії»



Робот-розмінувач Explosive Ordnance Disposal Robot



Робот-розмінувач AVENGER ROV



Багатофункціональний наземний дрон «Довбуш»

08-62.MKP.007.00.00.000 П1

Серія №

Період примієн.

Взам. шкід. №

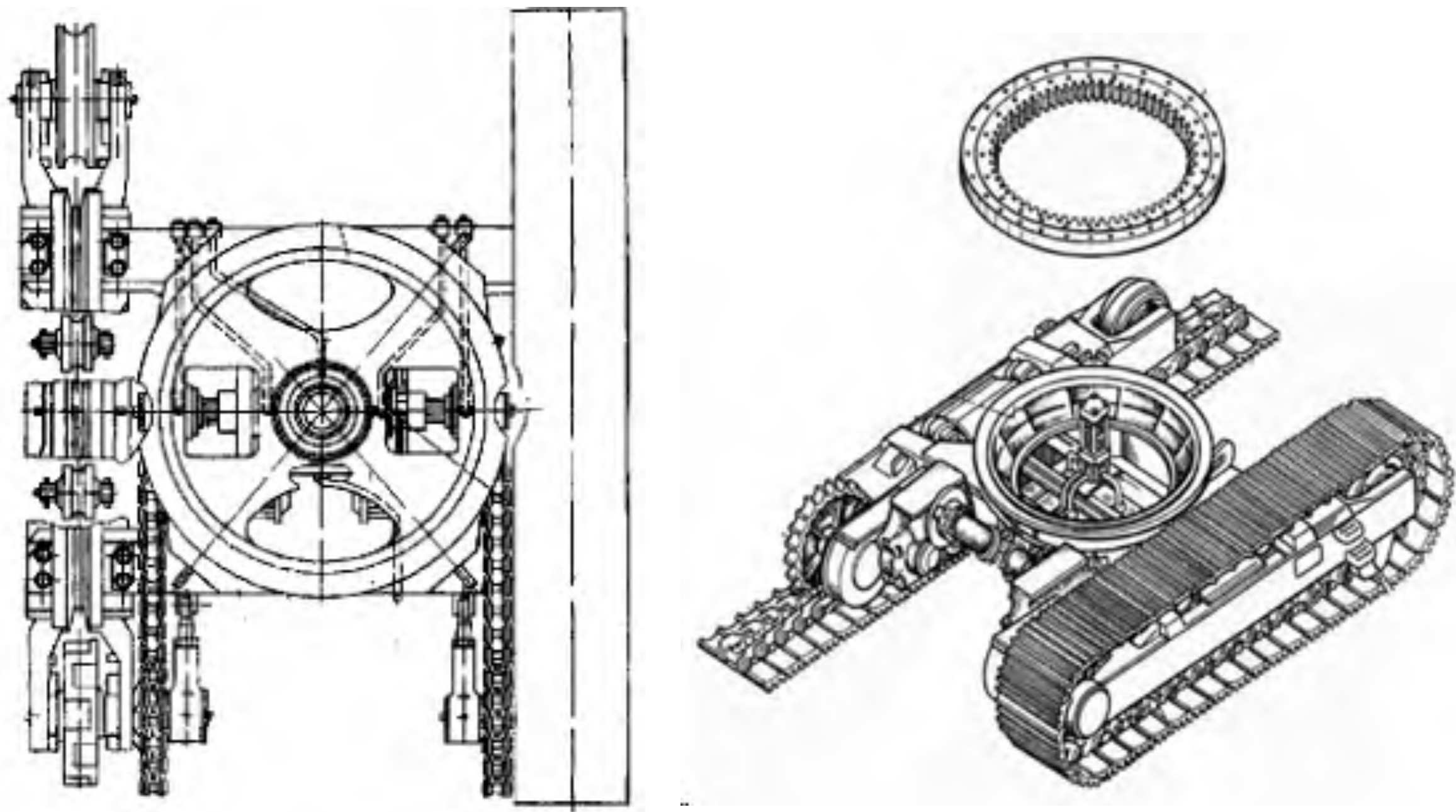
Відб. № шкід.

Підп. и дата

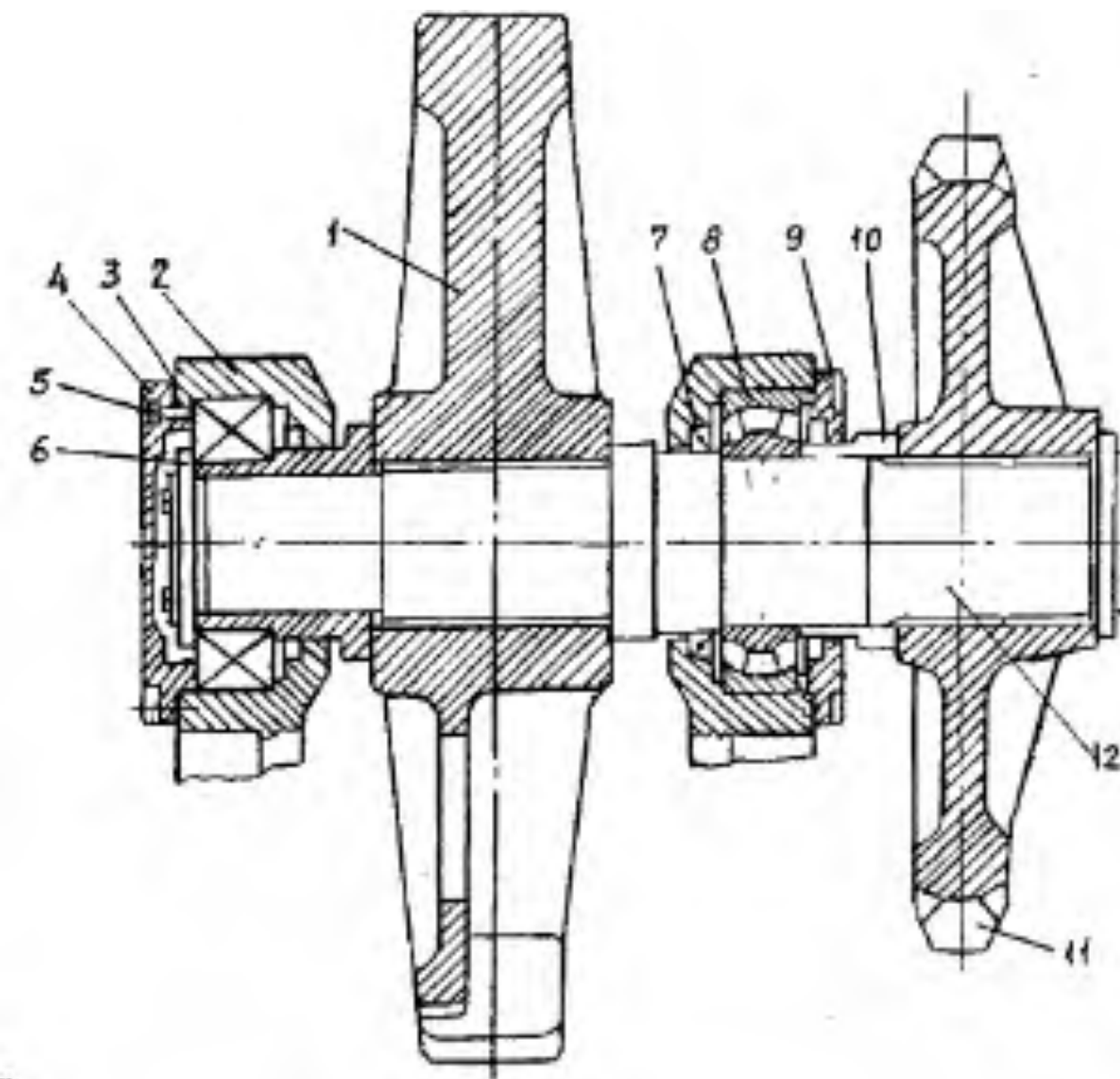
Вид № розд.

						08-62.MKP.007.00.00.000 П1		
Взм. Розроб. Проб. Г.контр.	Лист	№ док-м. Самойлов А. С. Полещук О. В.	Підп.	Дата	Сучасні конструкції пошукових робіт	Лист	Масштаб	Масштаб
								1:1
						Лист	Листов	1
Н.контр. Утв.		Слодкий А. В. Полещук Л. К.				1ГМ-23м, ВНТУ		
						Копіювання		
						Формат А1		

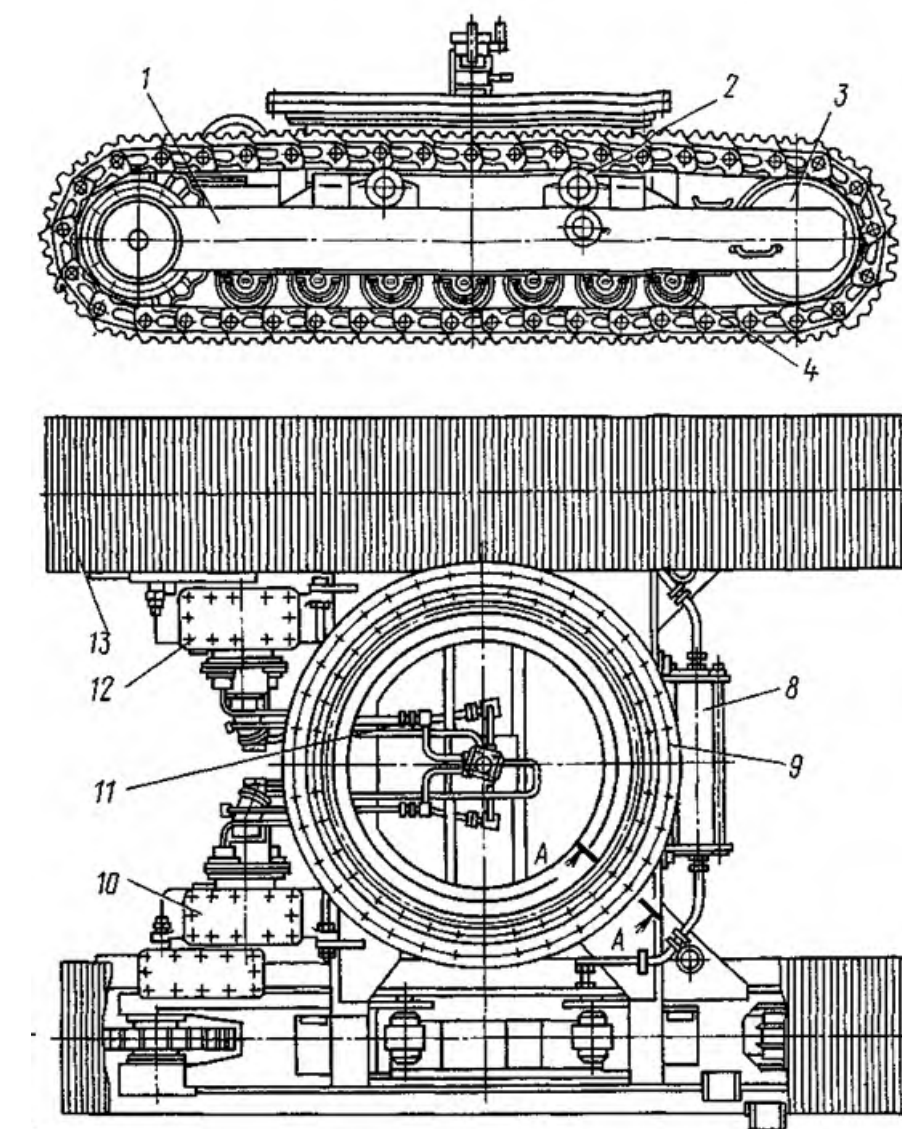
Конструкції гусеничних ходів



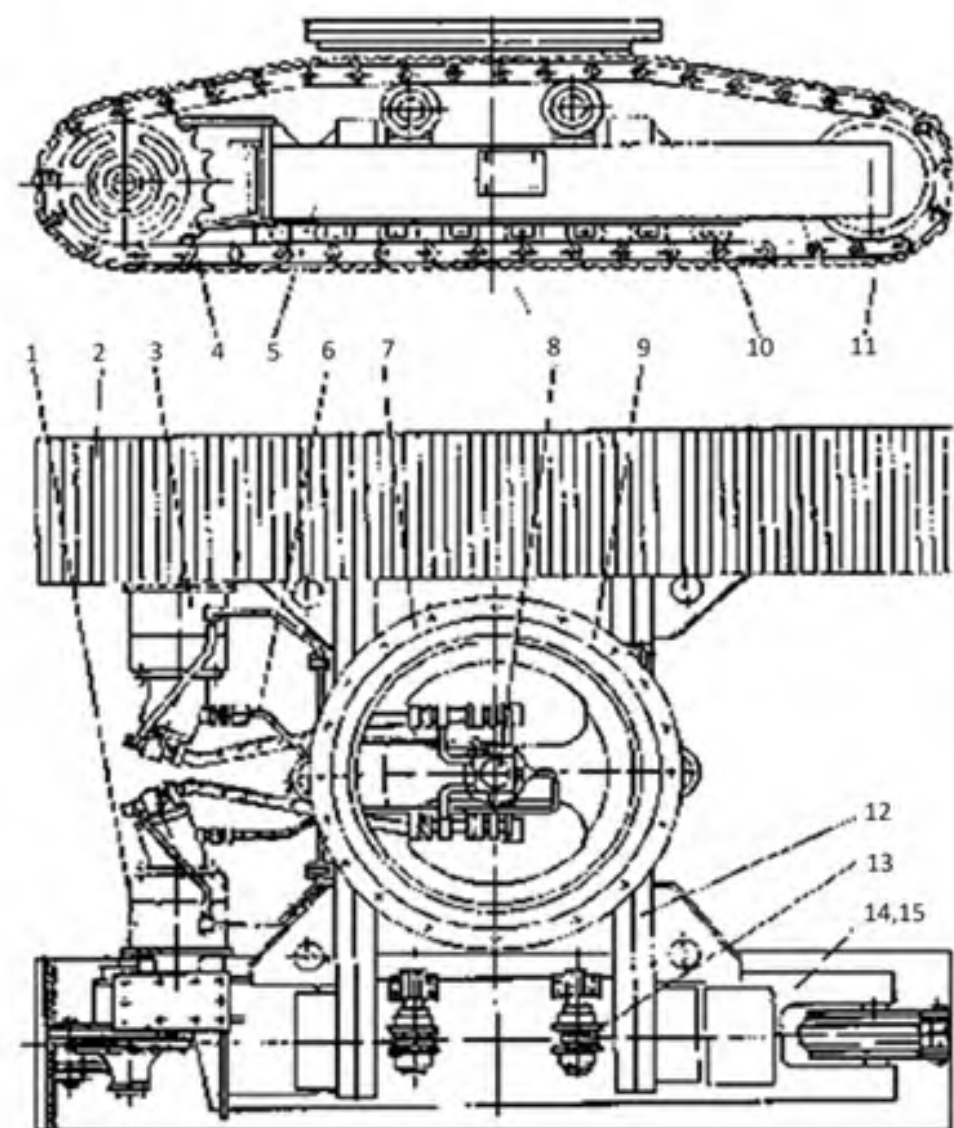
Ходовий візок екскаватора із ланцюговою передачею



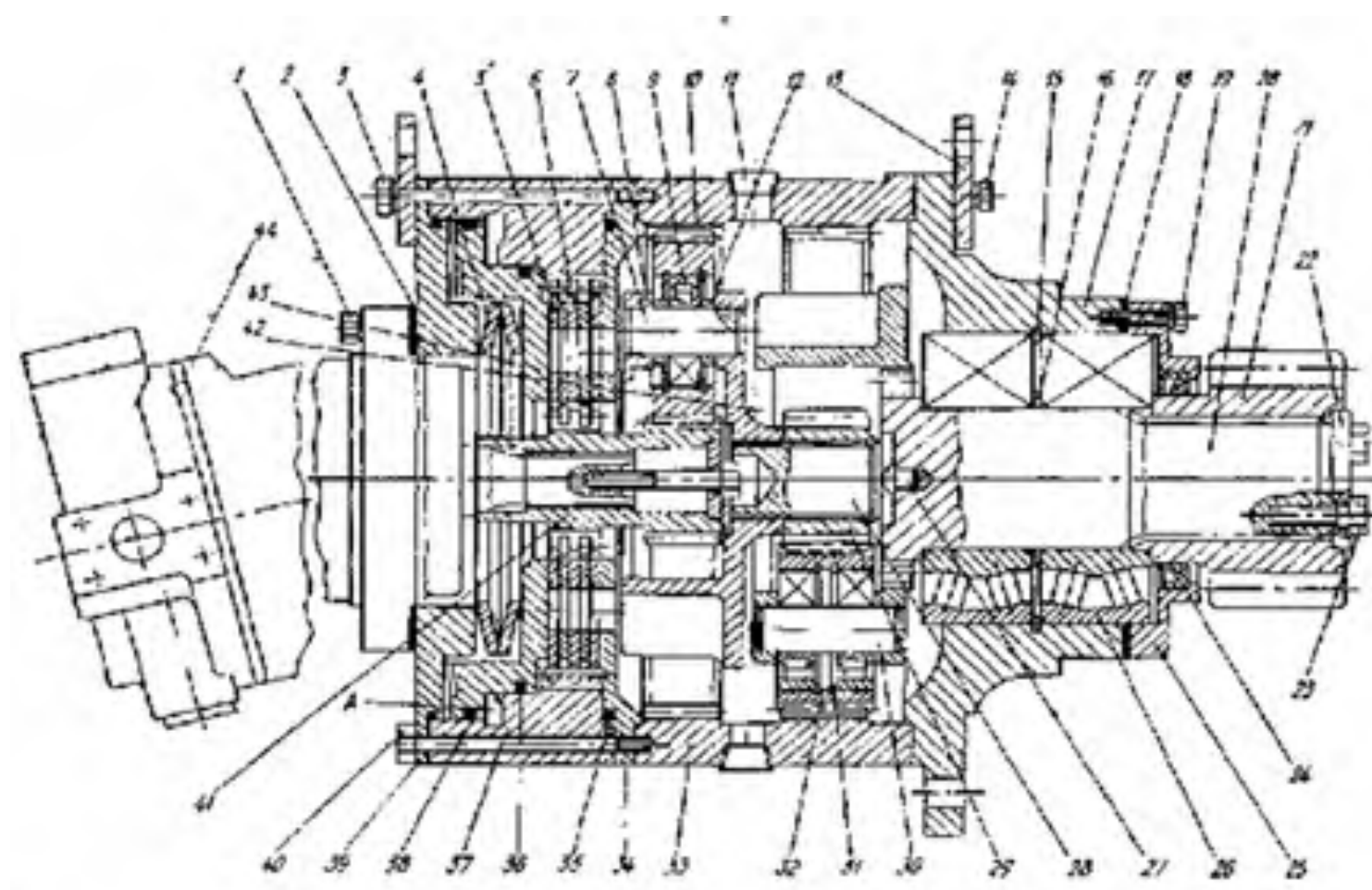
Вузол колеса приводного



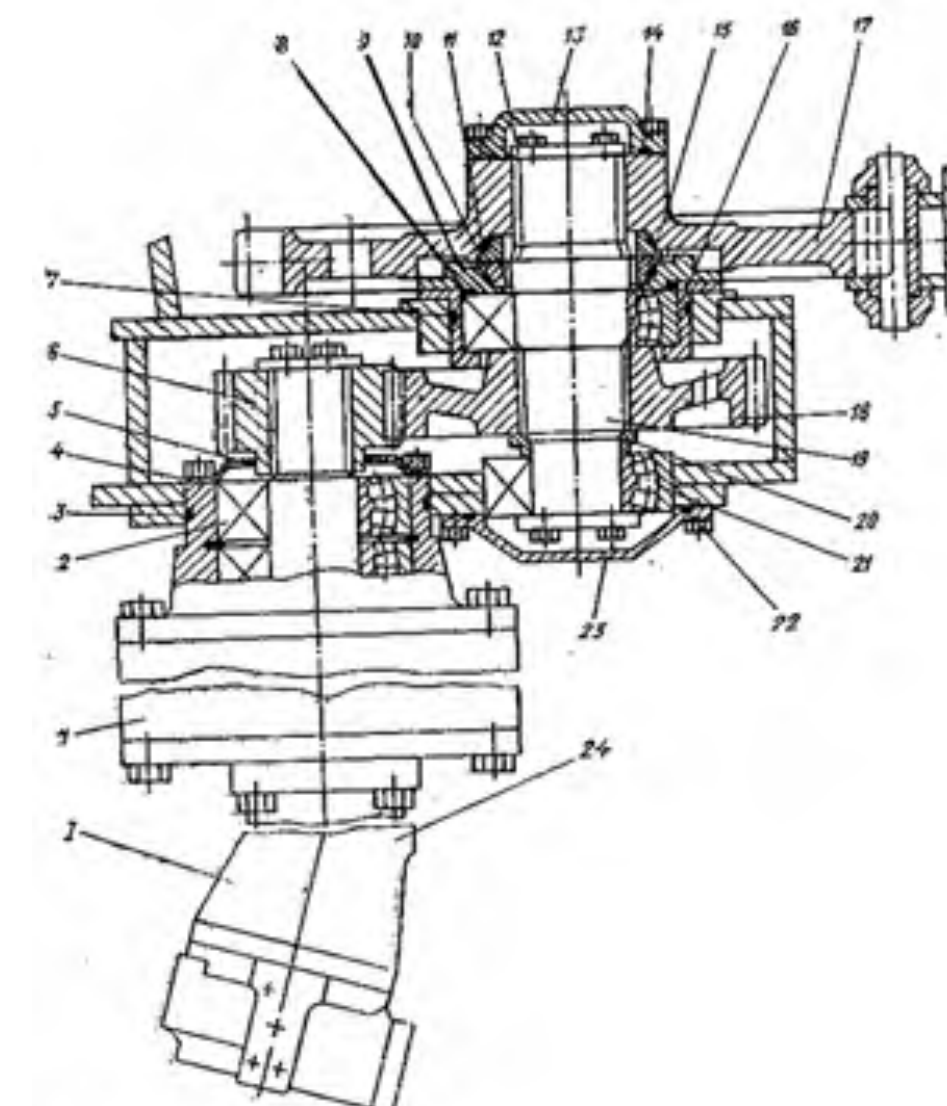
Візок гусеничний EO-5124-2



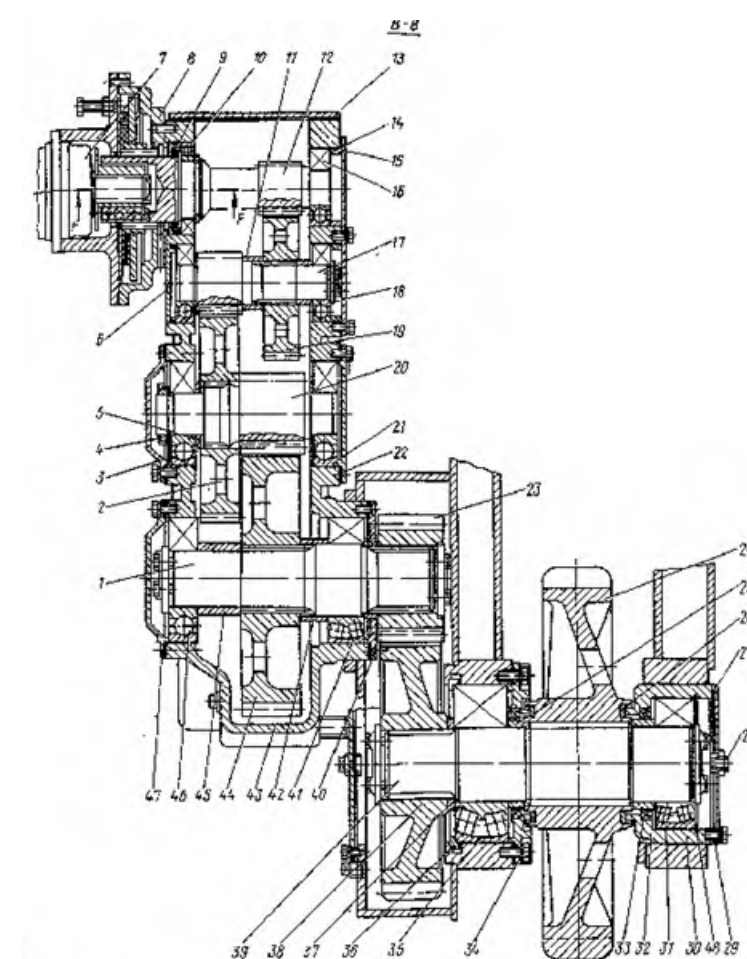
Хід гусеничний із зовнішніми гідромоторами



Редуктор приводу ходу



Привід гусениці



Привід гусениць EO-5124-2

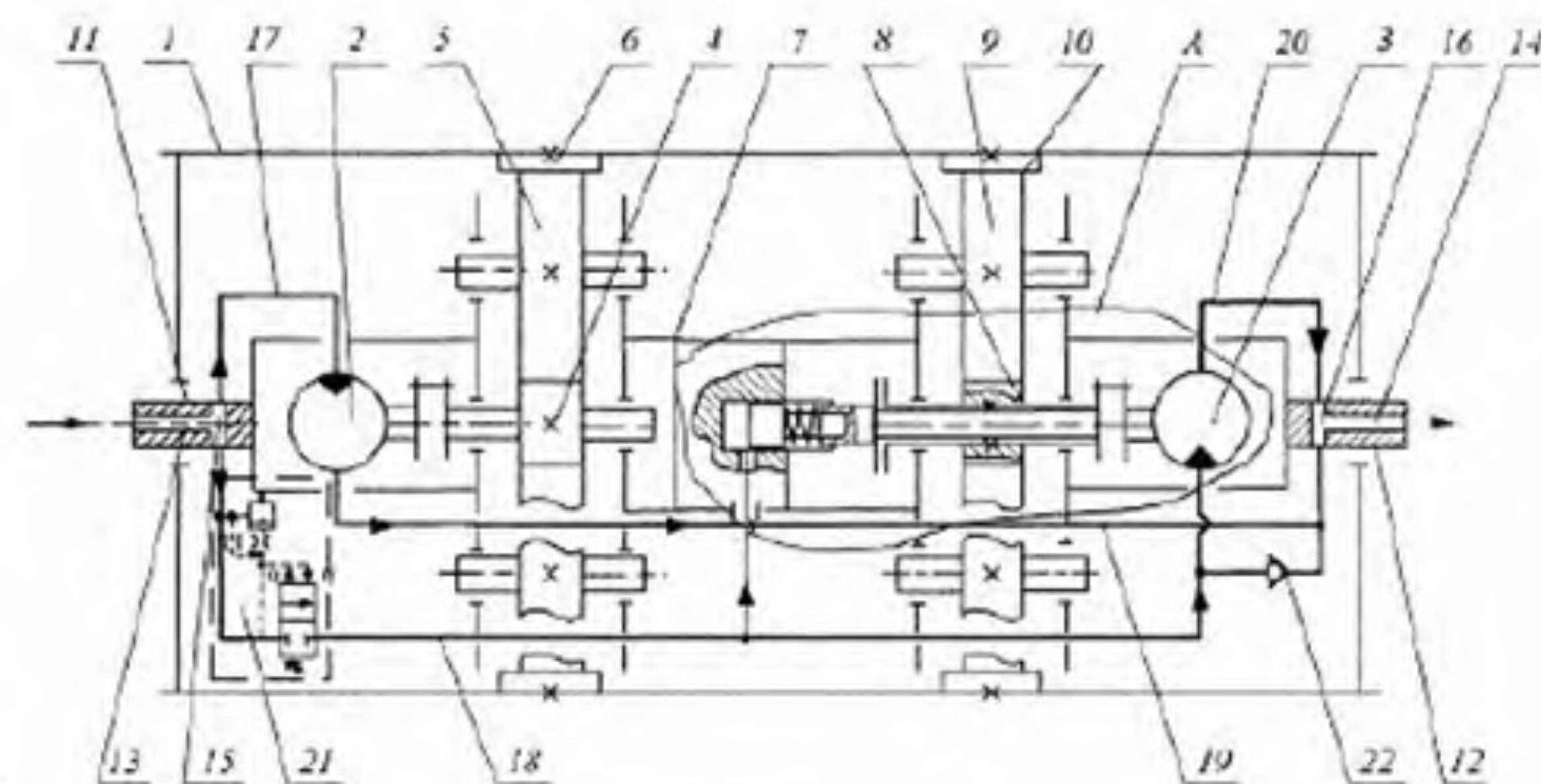
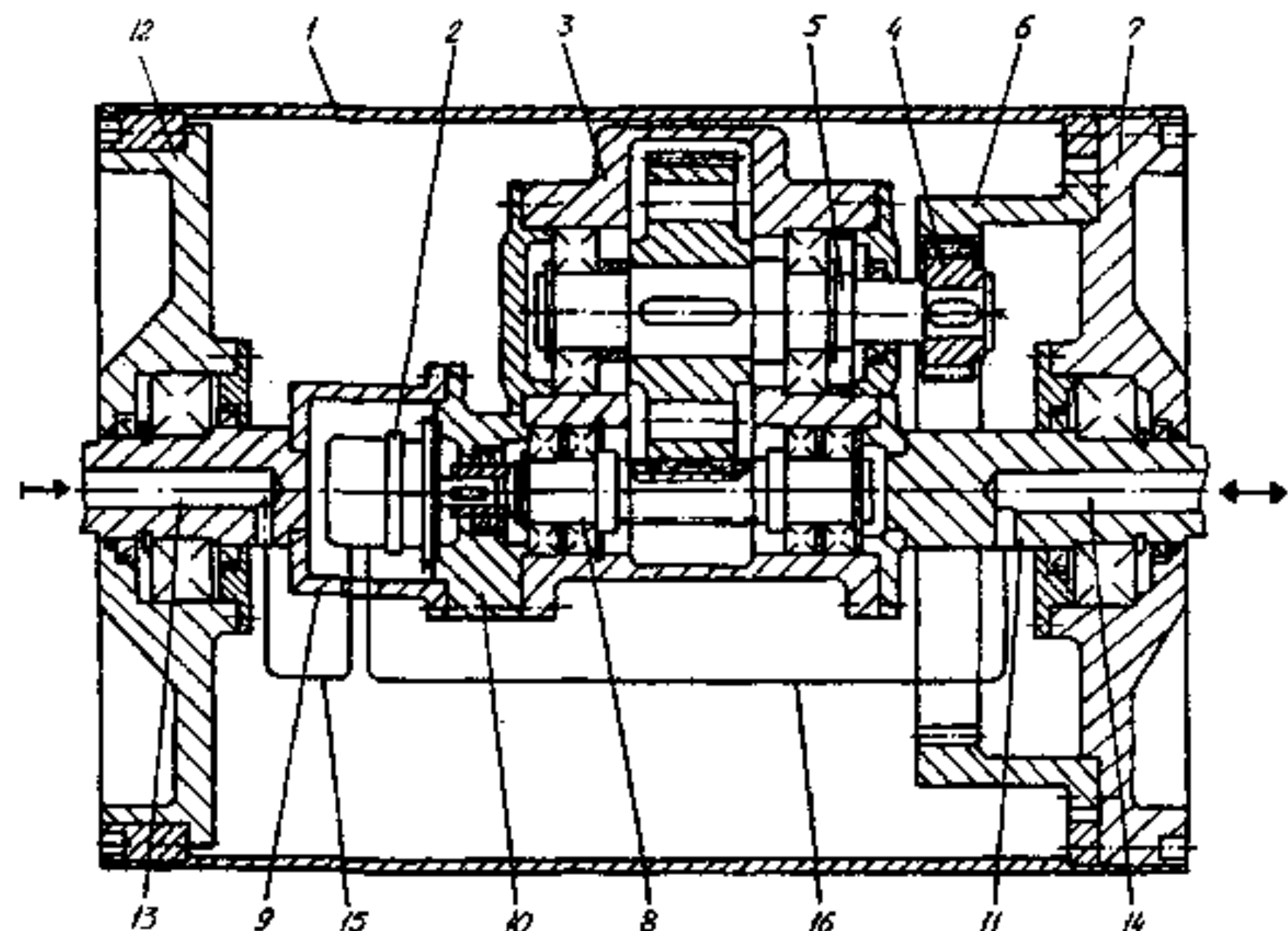
08-62.МКР.007.00.00.000 П2

Серий №	Перв. примеч.
---------	---------------

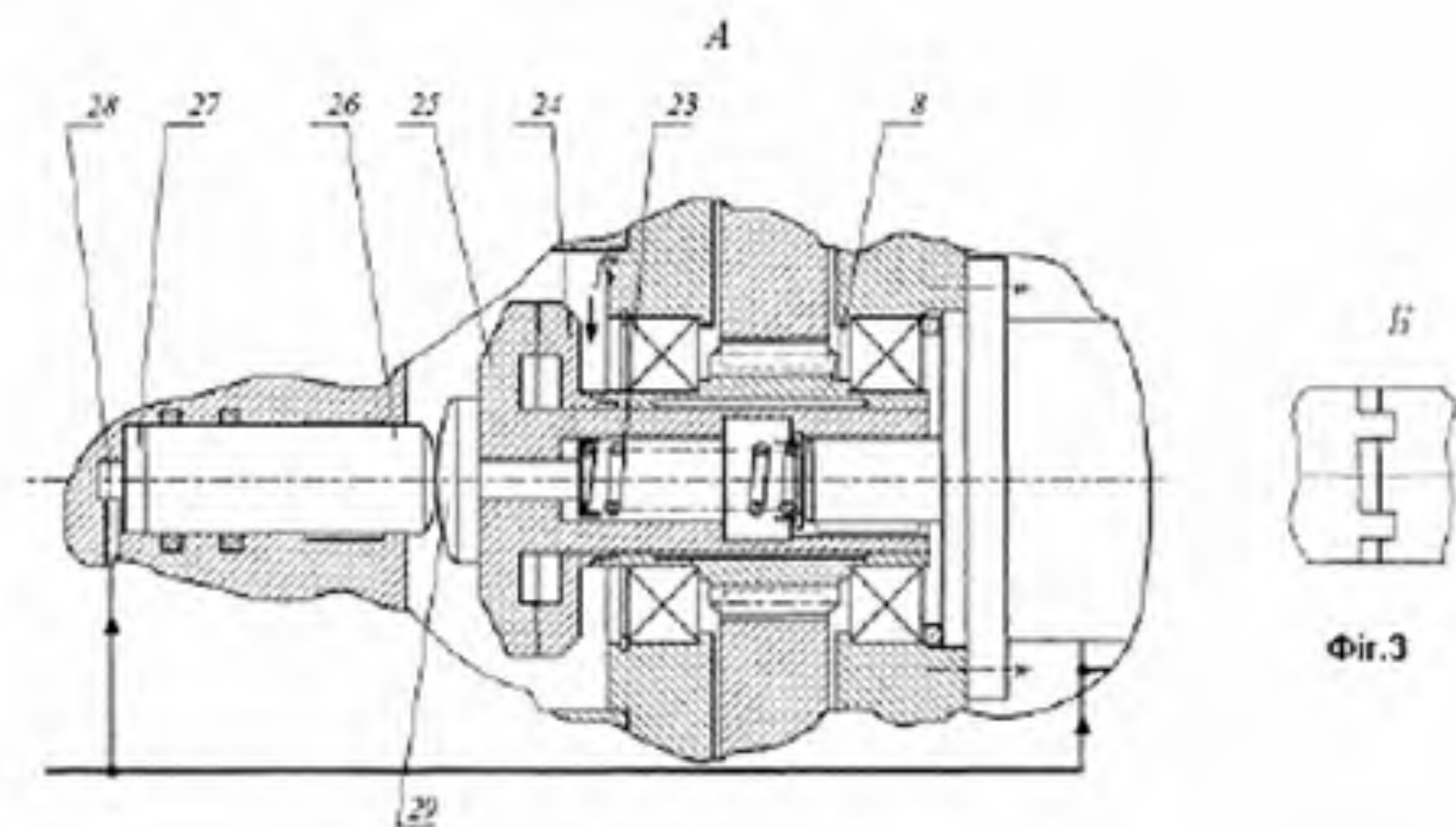
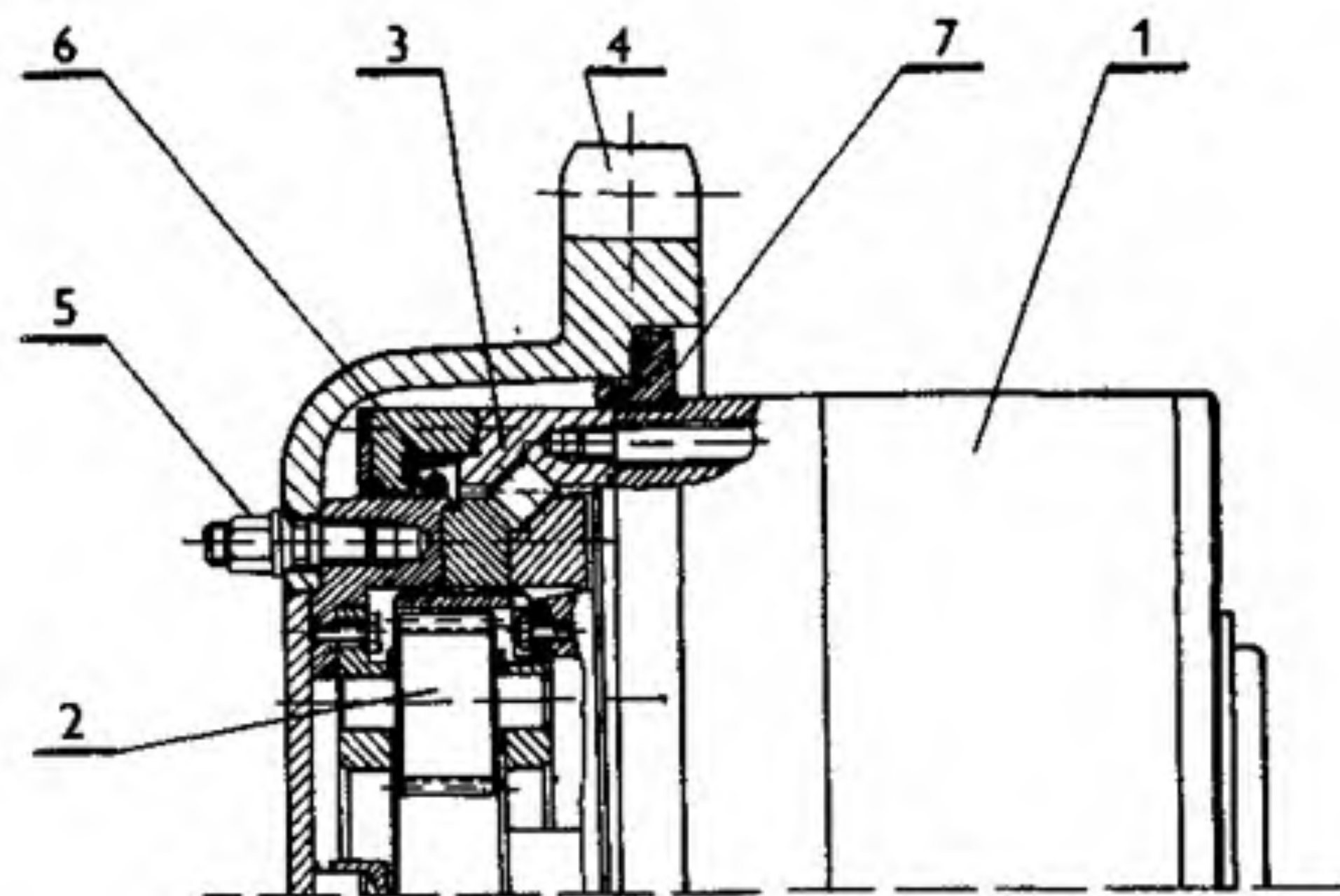
Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инд. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

						08-62.МКР.007.00.00.000 П2		
Изм. Разраб. Пров. Т.контр.	Лист	№ док-м. Самойлов А. С. Полещук О. В.	Подп.	Дата	Конструкции гусеничных ходов	Лит.	Масса	Масштаб
								1:1
	Лист		Листов			1		
Исполн. Утв.	Слободкин А. В. Полещук Л. К.					1ГМ-23м, ВНТУ		
Копировал								
Формат А1								

Конструктивні схеми гідравлічних мотор-барабанів



Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана



Керований гідравлічний мотор-барабан

Гідравлічний ланцюговий барабан

08-62.МКР.007.00.00.000 ПЗ

Серія №

Перф. примеч.

Инд. № разра.

Подп. и дата

Взам. инд. №

Инд. № дора.

Подп. и дата

						08-62.МКР.007.00.00.000 ПЗ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Патентно-інформаційний пошук			Лист	Масштаб	Масштаб
Разраб.		Самойлов А. С.								1:1
Проб.		Полещук О. В.						Лист	Листов	1
Т.контр.								1ГМ-23м, ВНТУ		
Исполн.		Сладкий А. В.						Копировал		
Утв.		Полещук Л. К.						Формат А1		

Математична модель процесу роботи мотор-колеса приводу

При складанні диференціальних рівнянь робочого процесу використовуються такі припущення: зв'язок вихідного валу з інерційним навантаженням і в проміжних ланках мотор-колеса вважається абсолютно жорстким; гусениця вважається абсолютно жорсткою; температура робочої рідини постійна; втрати в гідросистемі прямо пропорційні тиску; в зв'язку з незначною довжиною трубопроводів не враховуються гідравлічні втрати в них і хвильові процеси; тиск на зливі постійний і $P_{\text{зл}}=0,2\ldots0,3$ МПа; продуктивність насосної станції постійна, тобто не залежить від величини тиску в гідросистемі $Q_{\text{н}}=\text{const}$; сумарний момент, який розвивають гідродвигуни постійний, $M=\text{const}$.

При підключенні гідродвигуна до насосної станції можна відокремити найбільш важливі основні фази робочого процесу: фазу набору тиску робочої рідини при нерухомому виконавчому органі і фазу розгону виконавчого органу до сталої швидкості руху.

Фазу набору тиску робочої рідини можна представити рівнянням:

$$Q_0=Q_p+Q_{\text{вн}} \tag{4.1}$$

Фаза розгону виконавчого органу може бути записана такою формулою: |
Рівняння руху мотор-колеса з врахуванням навантаження і втрат

$$I_{\text{м}}\varepsilon=I_{\text{м}}\frac{d^2\varphi}{dt^2}=M_{\text{к}}-M_{\text{с}}. \tag{4.2}$$

Рівняння зв'язку, яке виражає умови неперервності потоку в приводній гідросистемі внаслідок її пружності є

$$Q_0=Q_p+Q_{\text{вн}}+Q_{\text{в}} \tag{4.3}$$

Проаналізуємо величини, які входять в рівняння (4.1)-(4.3).

Витрати зв'язані зі зміною об'єму гідросистеми внаслідок її пружності

$$Q_{\text{в}}=-\frac{W}{E(p)}\cdot\frac{dp}{dt} \tag{4.4}$$

де W – об'єм робочої рідини в приводній гідросистемі;

p і t – відповідно тиск робочої рідини і час;

$E(p)$ - зведений модуль пружності підвідних магістралей і робочої рідини у відповідності в діапазоні 0-3 МПа – рівний середньоінтегральному значенню $E_{\text{ср}}$, а при тиску більше ніж 3МПа – постійному значенню E .

Втрати витрат внаслідок витікання з насоса гідромоторів

$$Q_{\text{в}}=\alpha\cdot p \tag{4.5}$$

де α – коефіцієнт втрат.

Витрати через гідромотори приводу

$$Q_{\text{в}}=\sum_{i=1}^n W_i\frac{d\varphi_{\text{м}}}{dt}, \tag{4.6}$$

де n – кількість гідродвигунів приводу;

W_i – характерний об'єм i -го двигуна;

$\varphi_{\text{м}}=U_p\cdot\varphi_i$ – кут повороту шестерень двигуна;

де $U_{\text{м}}$ – передавальне число редуктора мотор-колеса;

Момент, що розвивають гідромотори

$$M_i=\sum_{j=1}^n W_j\cdot p\cdot U_p, \tag{4.7}$$

Сумарний момент опору з врахуванням дисипативних втрат,

$$M_{\text{с}}=\sum_{i=1}^n\left[\beta_i\frac{d\varphi_{\text{м}}}{dt}U_p+\text{sign}\left(\frac{d\varphi_{\text{м}}}{dt}\right)M_{\text{тр},i}\right]+\\ +\text{sign}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)(M_{\text{тр},\text{м}}+M_{\text{тр},\text{п}}+M_{\text{тр}}+\sum M_{\text{св}}), \tag{4.8}$$

де β_i – коефіцієнт в'язкого тертя в двигуні;

$M_{\text{тр},i}=\gamma M_{\text{в}}^i$ – момент опору від сухого тертя в гідродвигунах; γ – коефіцієнт сухого тертя в гідродвигунах;

$M_{\text{тр},\text{м}}=0,5(\psi mgD_{\text{к}})$ – момент опору обертання мотор-коліс; ψ – узагальнений коефіцієнт опору обертання мотор-барабана; m – маса обертових частин мотор-коліс; $D_{\text{к}}$ – діаметр корпусу мотор-колеса;

$M_{\text{тр},\text{п}}=0,5fql_pD_{\text{к}}$ – момент опору, визначений силовою дією на грунт; f – коефіцієнт тертя гусениць по грунту; l – довжина ділянки завантаження; $q_{\text{лр}}$ – відносна лінійна маса навантаженого робота;

$M_{\text{тр}}=0,5fgl_pD_{\text{к}}$ – момент тертя гусениць по сталевих роликках; де $g_{\text{л}}$ – погонна маса гусениць; $l_{\text{н}}$ – довжина ділянки ненавантаженої гілки гусениць, що контактує з роликками,

$M_{\text{св}}=\sum_{i=1}^n 0,5(\lambda mgD_i)$ – момент опору обертання приводного, проміжних і ведених коліс; де λ - коефіцієнт опору обертання; m_iD_i - відповідно маса і діаметр частин, що обертаються;

$I_{\text{м}}=I_{\text{к}}+I_{\text{с}}$ – зведений до осі обертання мотор-колеса момент інерції рухомих елементів ходової частини [22,24].

Тут $I_{\text{к}}=0,5m_{\text{к}}D_{\text{к}}^2$, – зведений до осі обертання мотор-колеса момент інерції частин приводного і паразитного коліс, верхніх роликів і котків та гусениць[24];

де $m_{\text{к}}$ – загальна зведена маса перерахованих вище елементів ходової частини до точки гусениці, що визначається з виразу

$$m_{\text{к}}=m_{\text{кв}}+m_{\text{кк}}+m_{\text{кг}} \tag{4.9}$$

Зведена маса гусениці

$$m_{\text{кв}}=2l\rho_{\text{г}}, \tag{4.10}$$

де l – довжина гусениці;

$\rho_{\text{г}}$ – лінійна густина гусениці.

Зведена маса котків $m_{\text{кк}}$

$$m_{\text{кк}}=\sum_{i=1}^n\frac{k_iI_{\text{кк},i}}{R_i^2}, \tag{4.11}$$

де n – кількість котків даного виду; $I_{\text{кк},i}R_i$ – відповідно момент інерції і зовнішній радіус котків; $k_{\text{к}}$ – коефіцієнт розподілу маси в деталі.

Зведена маса елементів мотор-колеса

$$m_{\text{кг}}=\sum_{i=1}^n\frac{k_iI_{\text{кг},i}}{R_i^2}, \tag{4.12}$$

$I_{\text{к}}$ – приведений до осі мотор-колеса момент інерції мас приводу, що обертаються

Зведений до осі вмонтованого привода $I_{\text{м}}$ момент інерції мас приводу, що обертаються, визначиться [22]

$$I_{\text{м}}=\sum_{i=1}^n I_i+\sum_{i=1}^k I_{\text{св},i}+I_{\text{св}}, \tag{4.13}$$

де $\sum_{i=1}^n I_i$ – сумарний приведений момент інерції мас (в даному випадку – шестерень)

гідродвигунів, що обертаються до осі вмонтованого привода.

Тоді рівняння має вигляд

$$I_{\text{к}}^{(0)}=4m_{\text{к}}\cdot R_0^2(2K_{\text{м}}+1). \tag{4.14}$$

Зведення моменту інерції $I_{\text{к}}^{(0)}$ до осі обертання вмонтованого привода здійснюється за формулою

$$I_{\text{к}}^{(1)}=I_{\text{к}}^{(0)}\left(\frac{\omega_{\text{к}}}{\omega_0}\right)^2. \tag{4.15}$$

Оскільки, $\frac{\omega_{\text{к}}}{\omega_0}=u_{\text{к}}$, вираз (4.15) прийме вигляд

$$I_{\text{к}}^{(0)}=I_{\text{к}}^{(1)}\cdot u_{\text{к}}^2. \tag{4.16}$$

Для n – гідродвигунів

$$\sum_{i=1}^n I_i=nI_{\text{к}}^{(0)}\cdot u_{\text{к}}^2=4m_{\text{к}}R_0^2(2K_{\text{м}}+1)\cdot u_{\text{к}}^2. \tag{4.17}$$

Сумарний зведений момент інерції шестерні до осі обертання вмонтованого привода визначиться

$$\sum_{i=1}^k I_{\text{св}}=k\cdot k_{\text{св}}\cdot m_{\text{св},\text{к}}(2R_{\text{св}})^2\cdot u_{\text{к}}^2. \tag{4.18}$$

з урахуванням $k=0,5$

$$\sum_{i=1}^k I_{\text{св}}=2m\cdot k_{\text{св}}\cdot m_{\text{св},\text{к}}\cdot R_{\text{св}}^2\cdot u_{\text{к}}^2. \tag{4.19}$$

де $m_{\text{св}}$, $R_{\text{св}}$ – відповідно зведена маса і радіус корпусних обертових деталей.

Момент корпусу барабана щодо осі обертання вмонтованого привода визначиться з виразу

$$I_{\text{б}}=0,5m_{\text{б}}\cdot R_{\text{б}}^2. \tag{4.20}$$

де $m_{\text{б}}$, $R_{\text{б}}$ – відповідно зведена маса і радіус корпусу барабана.

Аналітичний розв'язок системи рівнянь (4.1)-(4.3) з урахуванням умов (4.4)-(4.20), що описують розглядуваний процес, є досить складним завданням. Тому доцільно застосувати чисельні методи за допомогою математичних пакетів, таких як MATLAB, для отримання розв'язку. При цьому розрахунок доцільно проводити поетапно, використовуючи результати попереднього етапу як початкові дані для наступного.

Дослідження складеної математичної моделі робочого процесу мотор-колеса для приводу пошукового робота дозволить більш якісно визначити конструктивні параметри і режими роботи приводних пристроїв, що дає можливість поліпшити їх динамічні характеристики і вибрати оптимальну швидкість транспортування.

Експериментальне обладнання та результати експериментальних досліджень

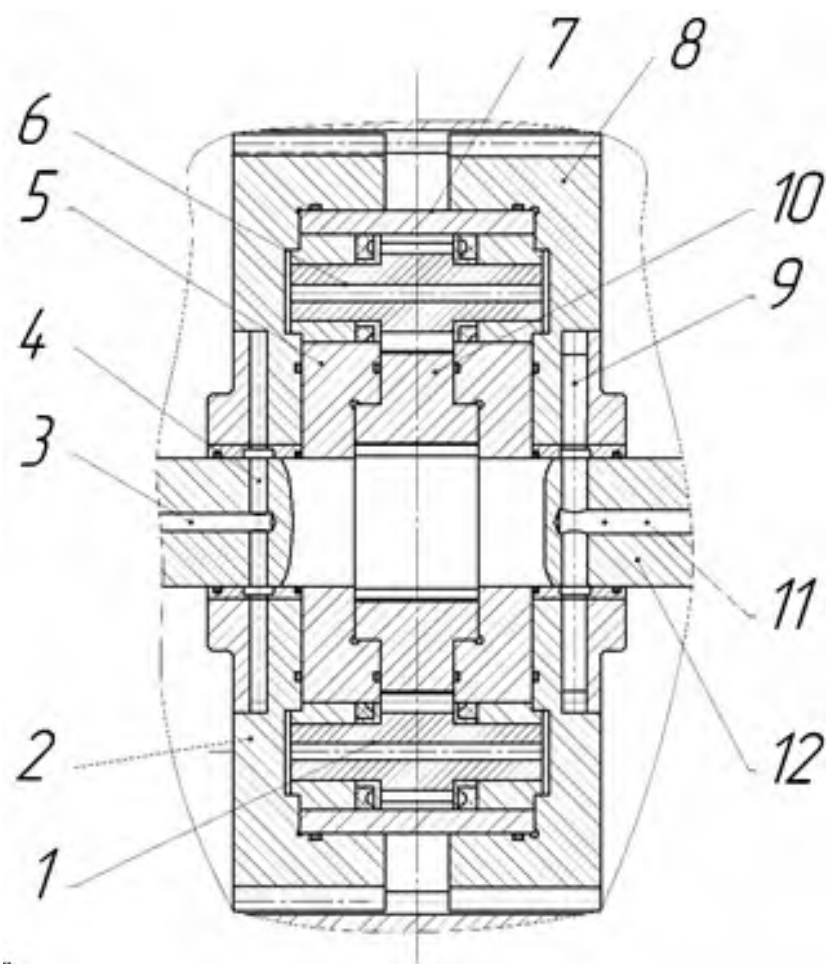


Схема моделі ГМБ-1

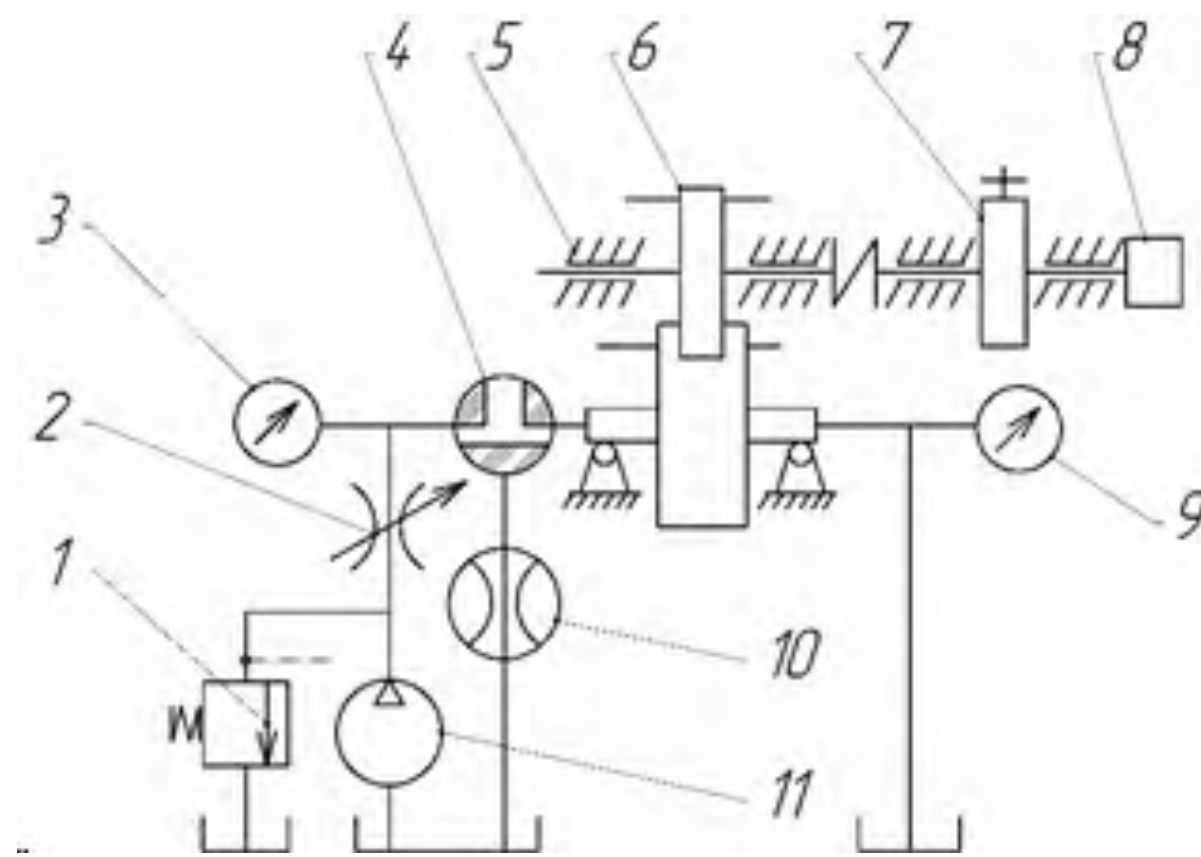
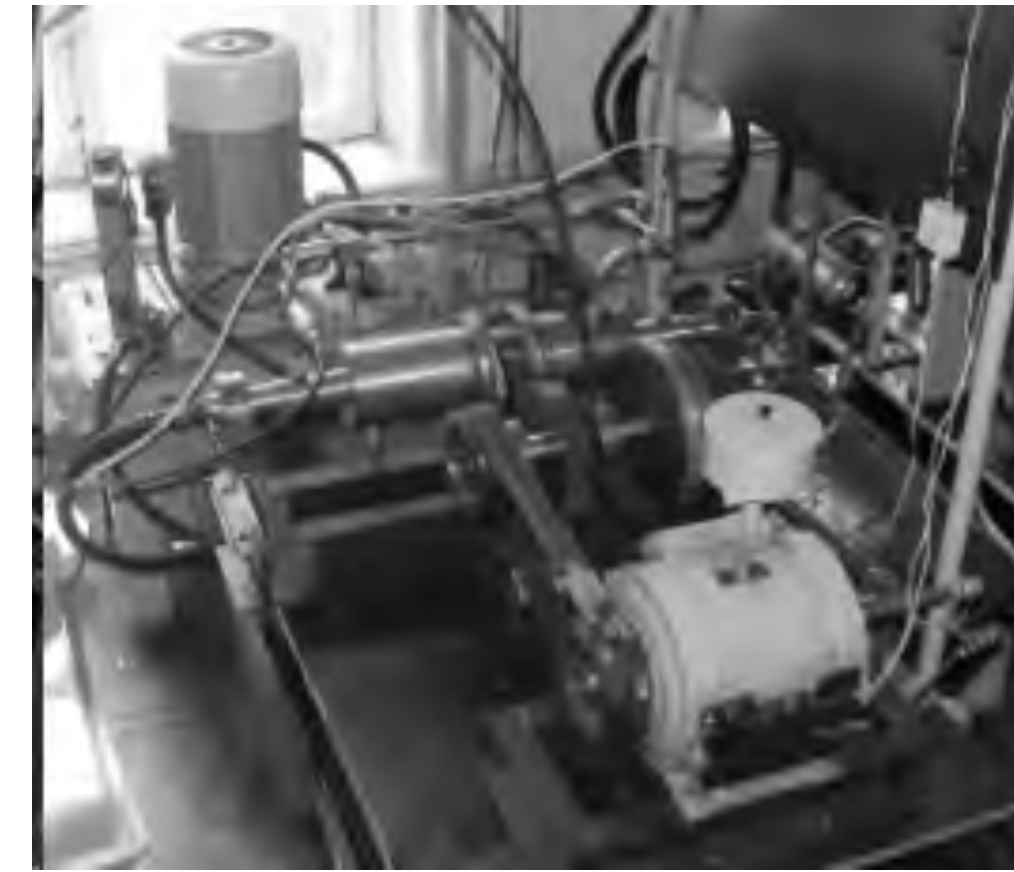
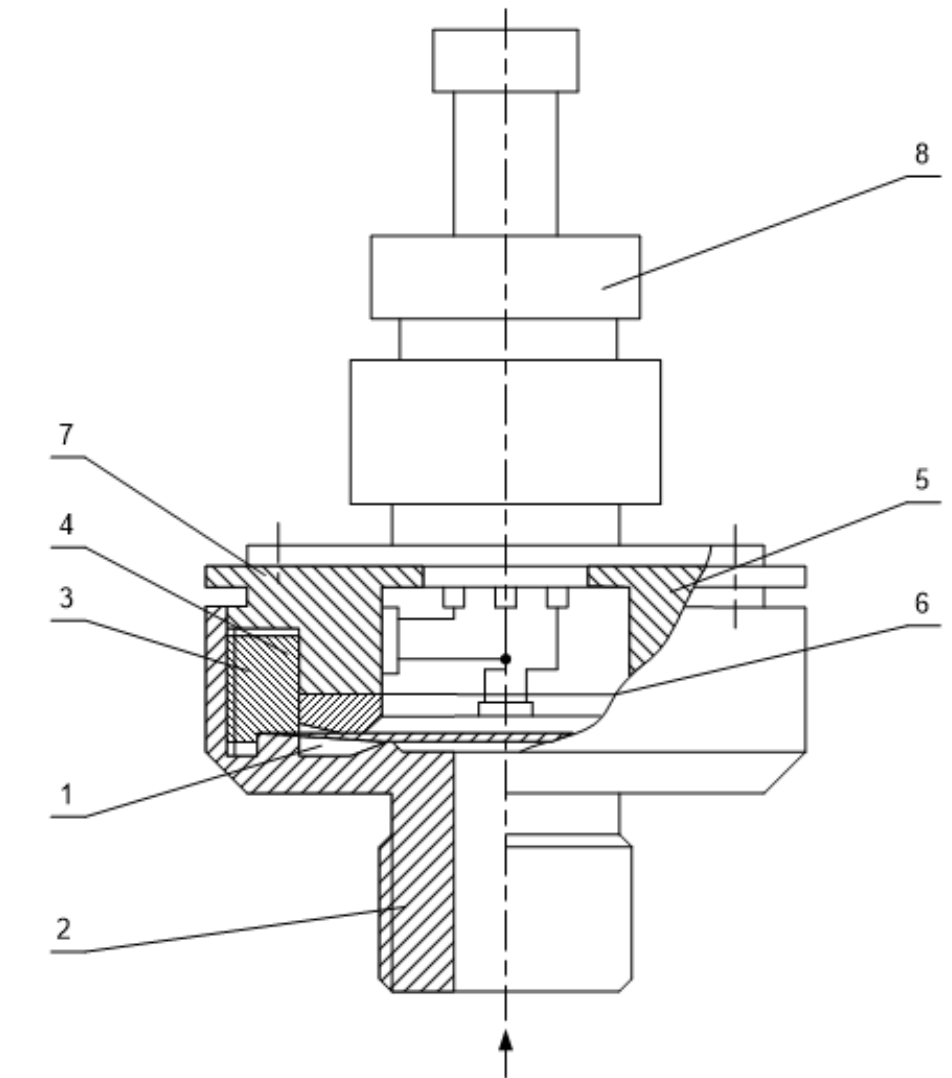


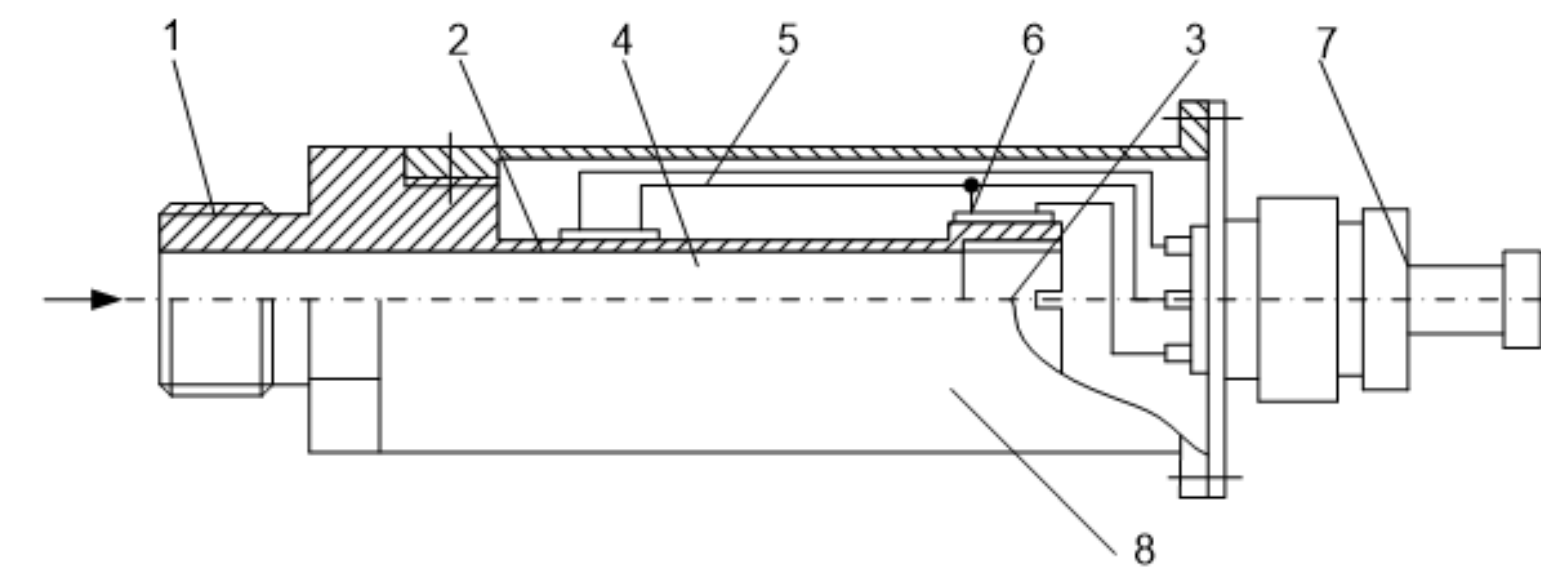
Схема гідравлічного стенда для дослідження робочих характеристик моделі ГМБ-1



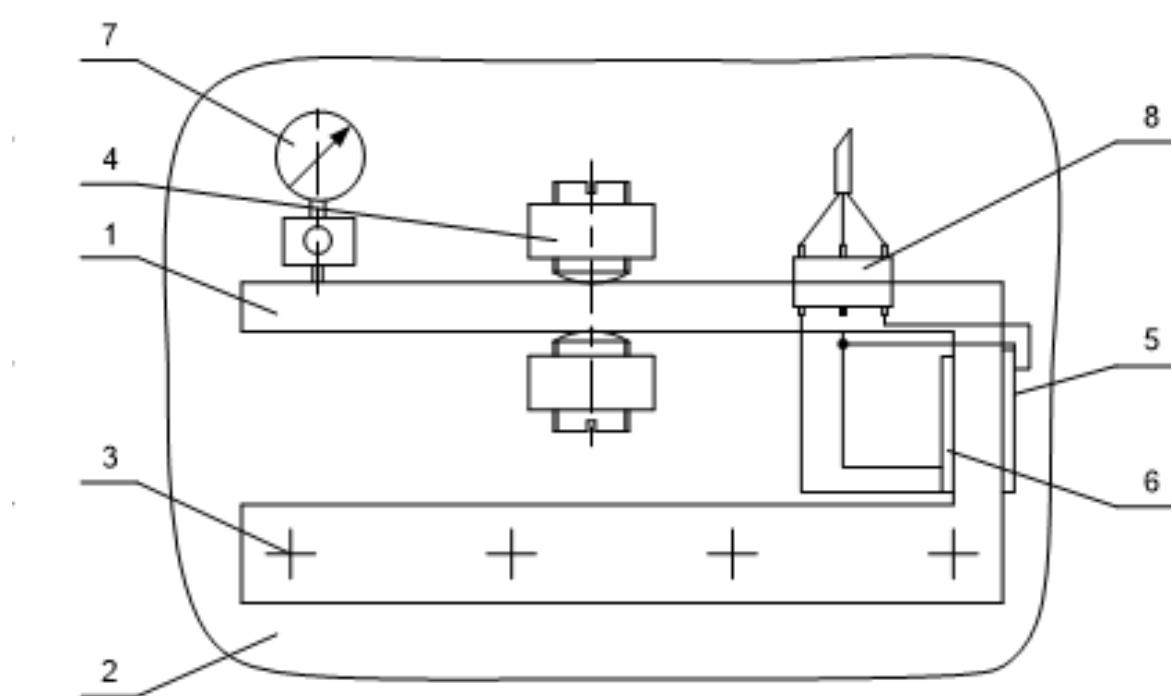
Загальний вид експериментального стенду для дослідження ГМБ-1



Конструктивна схема давача низького тиску



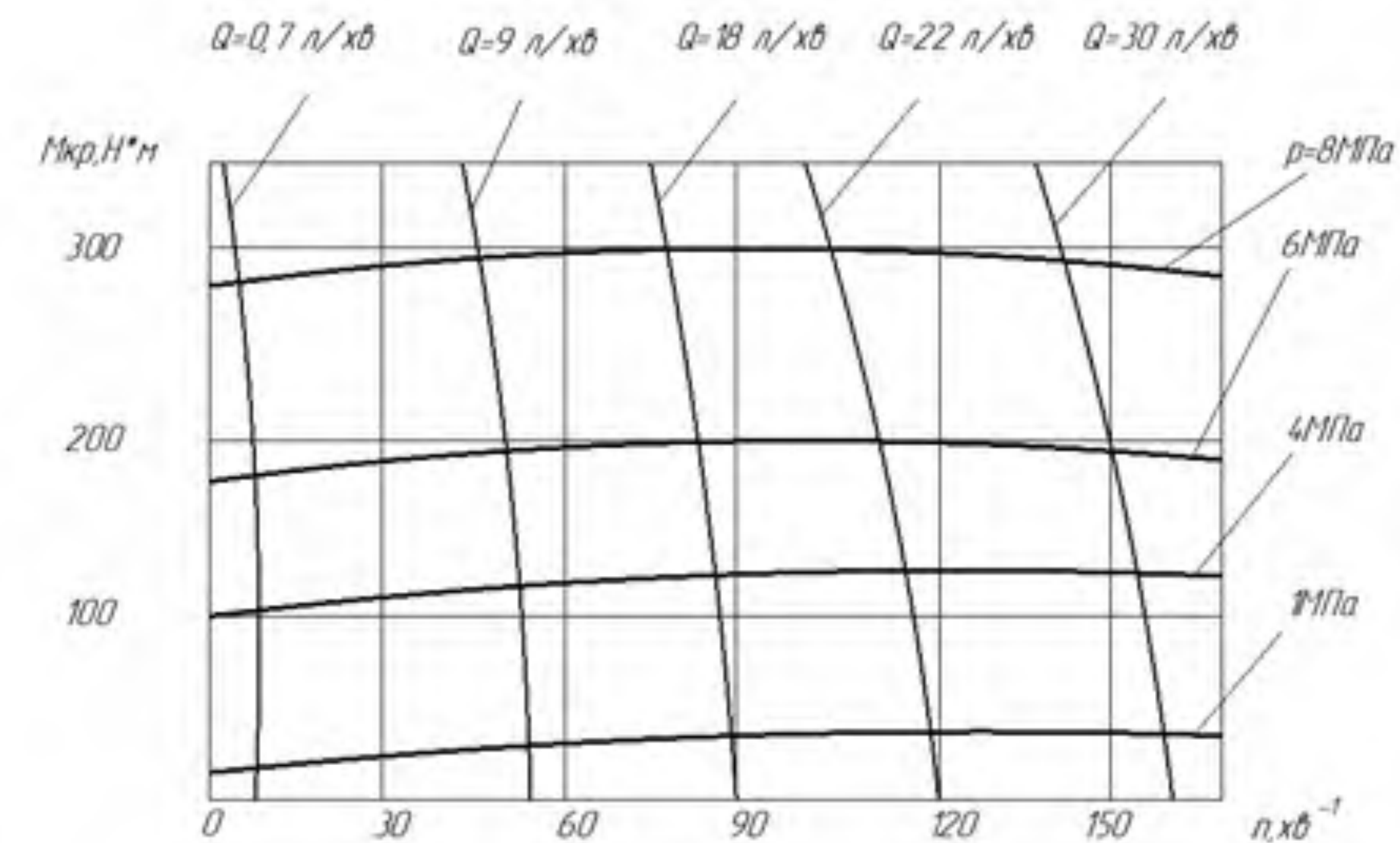
Конструктивна схема та встановлення на експериментальному стенді давача високого тиску



Конструктивна схема та встановлення на експериментальному стенді давача крутного моменту



Тахометричний давач на експериментальному стенді



Графіки експериментальних залежностей відповідно для різних значень перепадів тиску Δp і витрат Q

№ док. № докл.

Підп. і дата

Взам. инв. №

Инд. № докл.

Підп. і дата

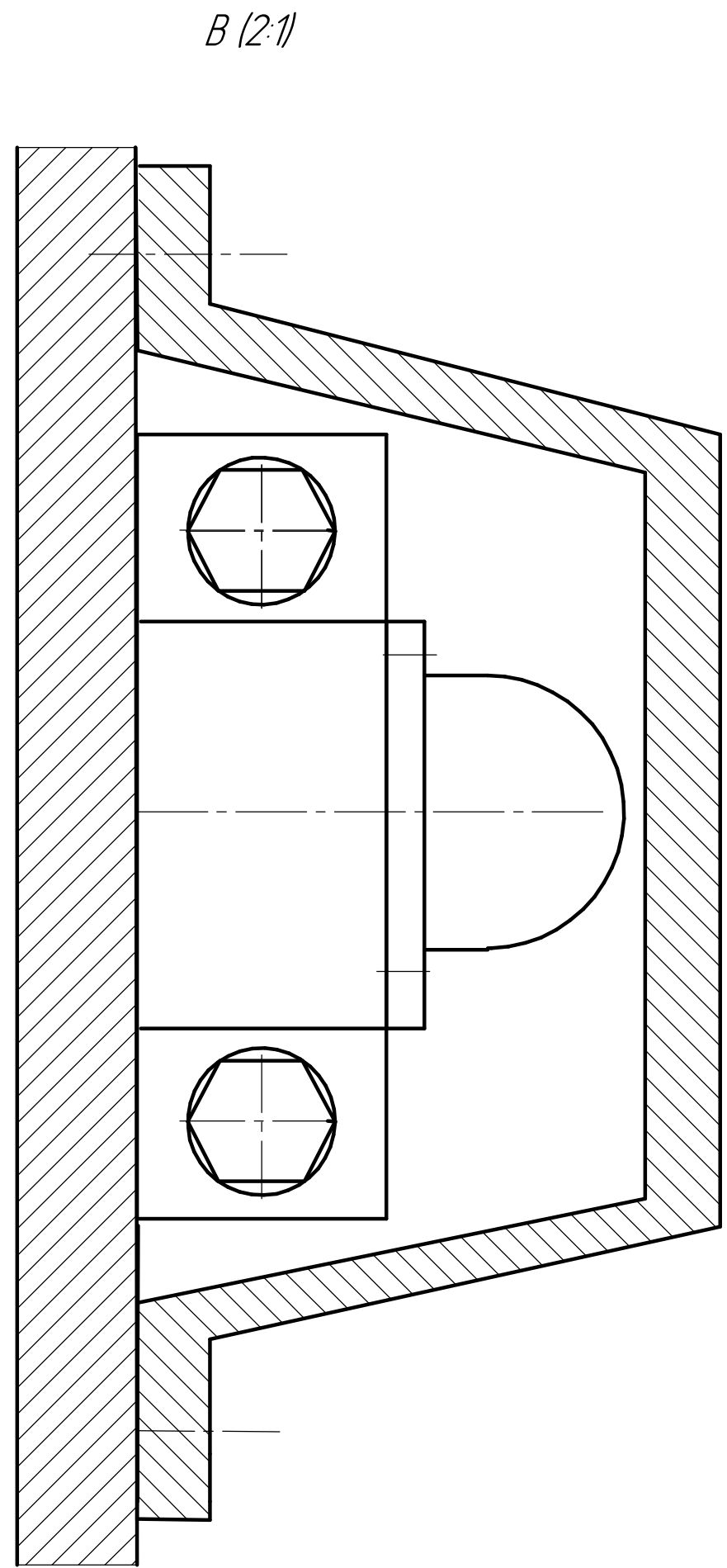
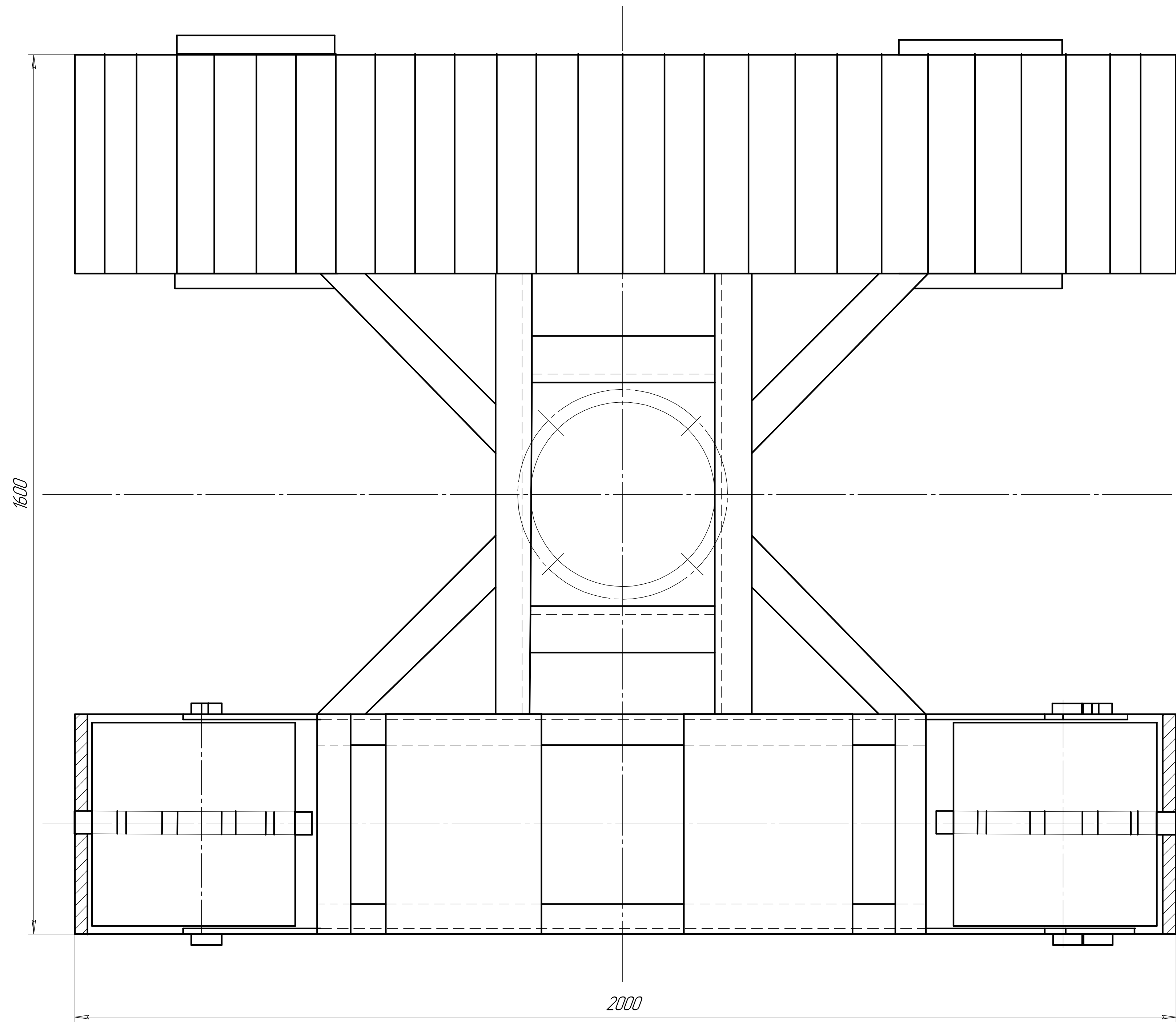
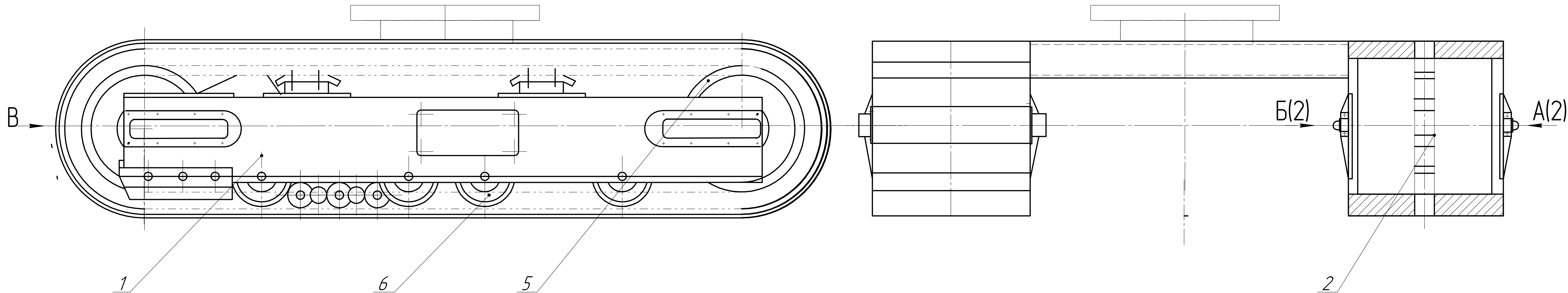
Стор. №

Перв. примеч.

08-62.МКР.007.00.00.000 П5

						08-62.МКР.007.00.00.000 П5				
Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата	Экспериментальне обладнання та результати експериментів			Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.		Сажинков А. С.								1:1
Проб.		Полещук О. В.								
Г. контр.								Лист	Листов	1
Исполн.		Сладкий А. В.						1ГМ-23м, ВНТУ		
Утв.		Полещук Л. К.								
Копирован										
Формат А1										

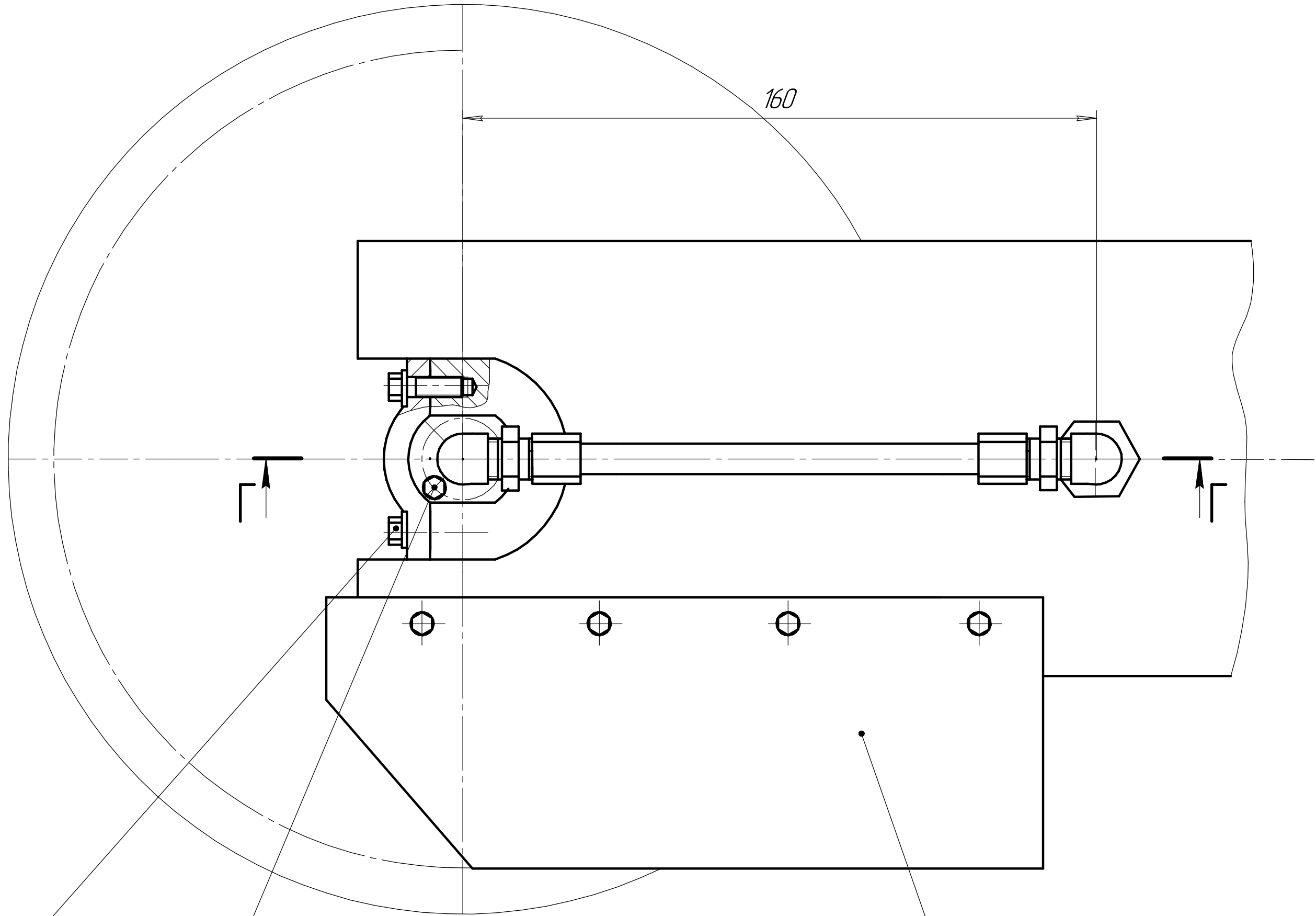
08-62.MKP.007.00.00.000.CK



1. Тип приво́ду-гідравлі́чний
2. Кількі́сть при́водних ко́ліс-2
3. Но́міна́льний мо́мент на ко́лесі-300Н·м
4. Но́міна́льна ча́стота о́берта́ння на ко́лесі,об/хв-640

08-62.MKP.007.00.00.000.CK						Візок ходовий (складальне креслення)		
Ізв.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	12.12.24	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Савилюк А. С.					у		1:1
Проб.	Полещук О. В.					Лист	1	Листов
Т.контр.							2	
Н.контр.	Слободкин А. В.					ВДТУ зр.1ГМ-23м		
Утв.	Полещук Л. К.					Копировал		
						Формат А1		

A(1)

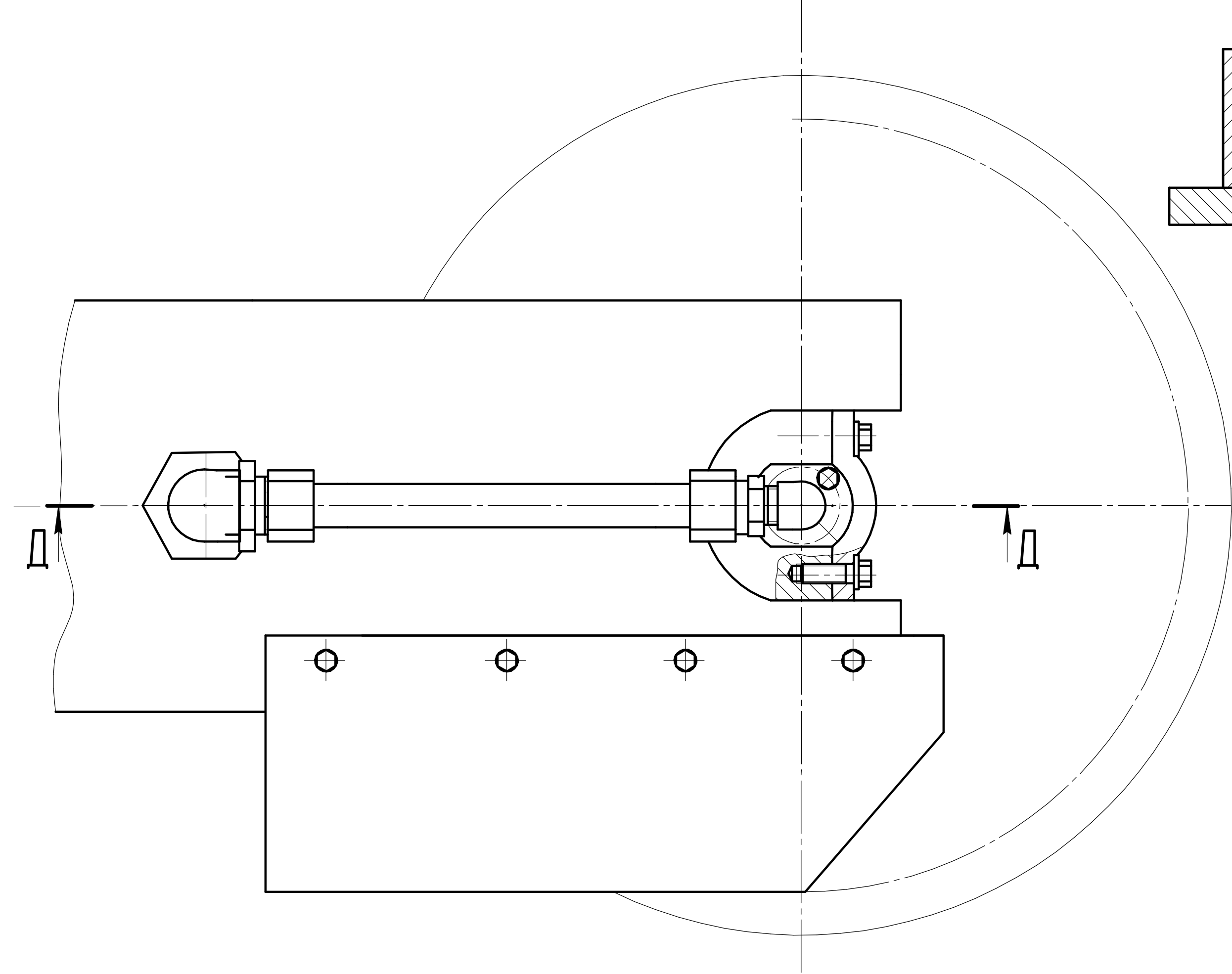


15
24

14
23

12

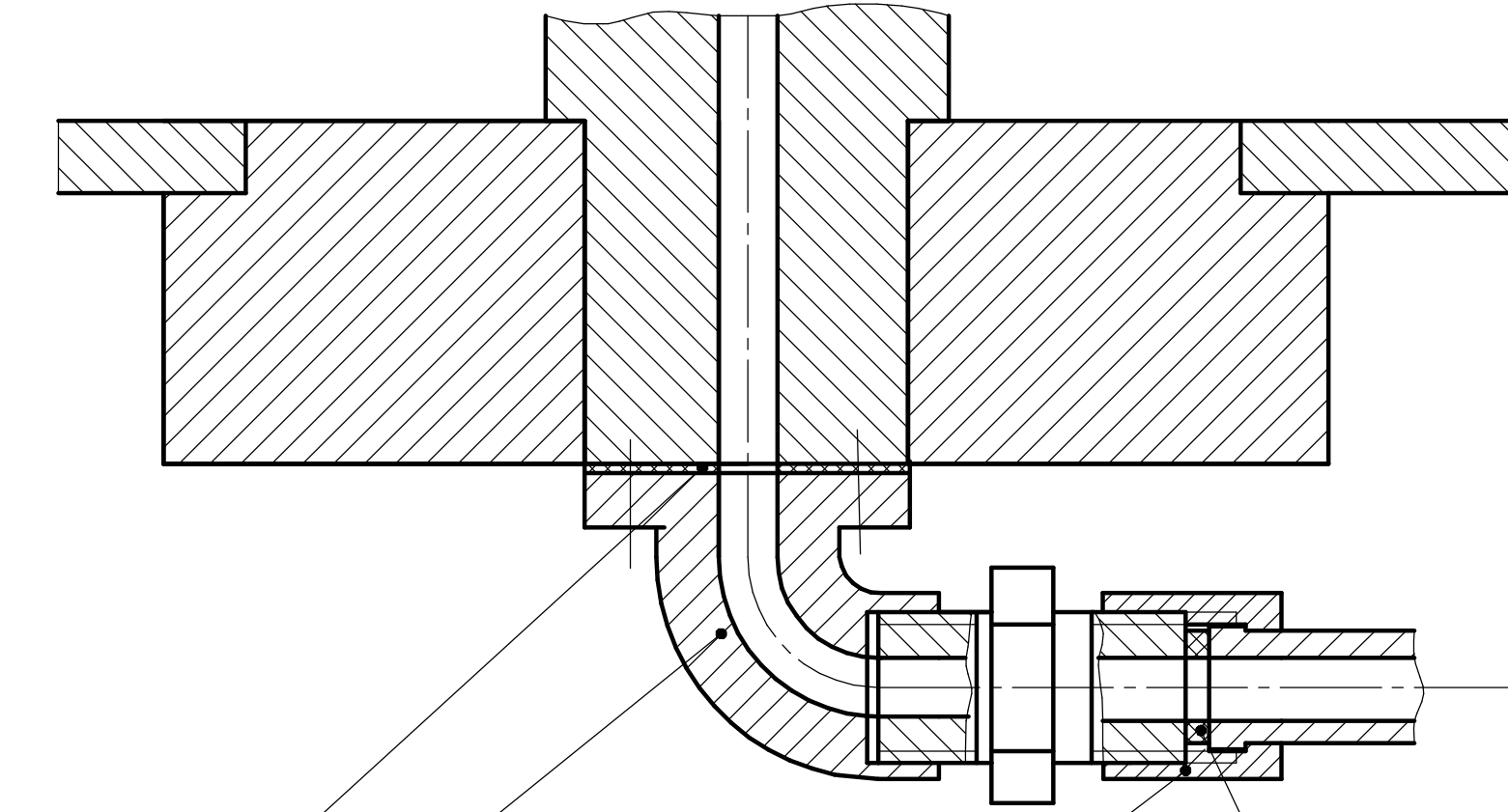
Б(1)



Д

Д

Г-Г



18

7

19

26

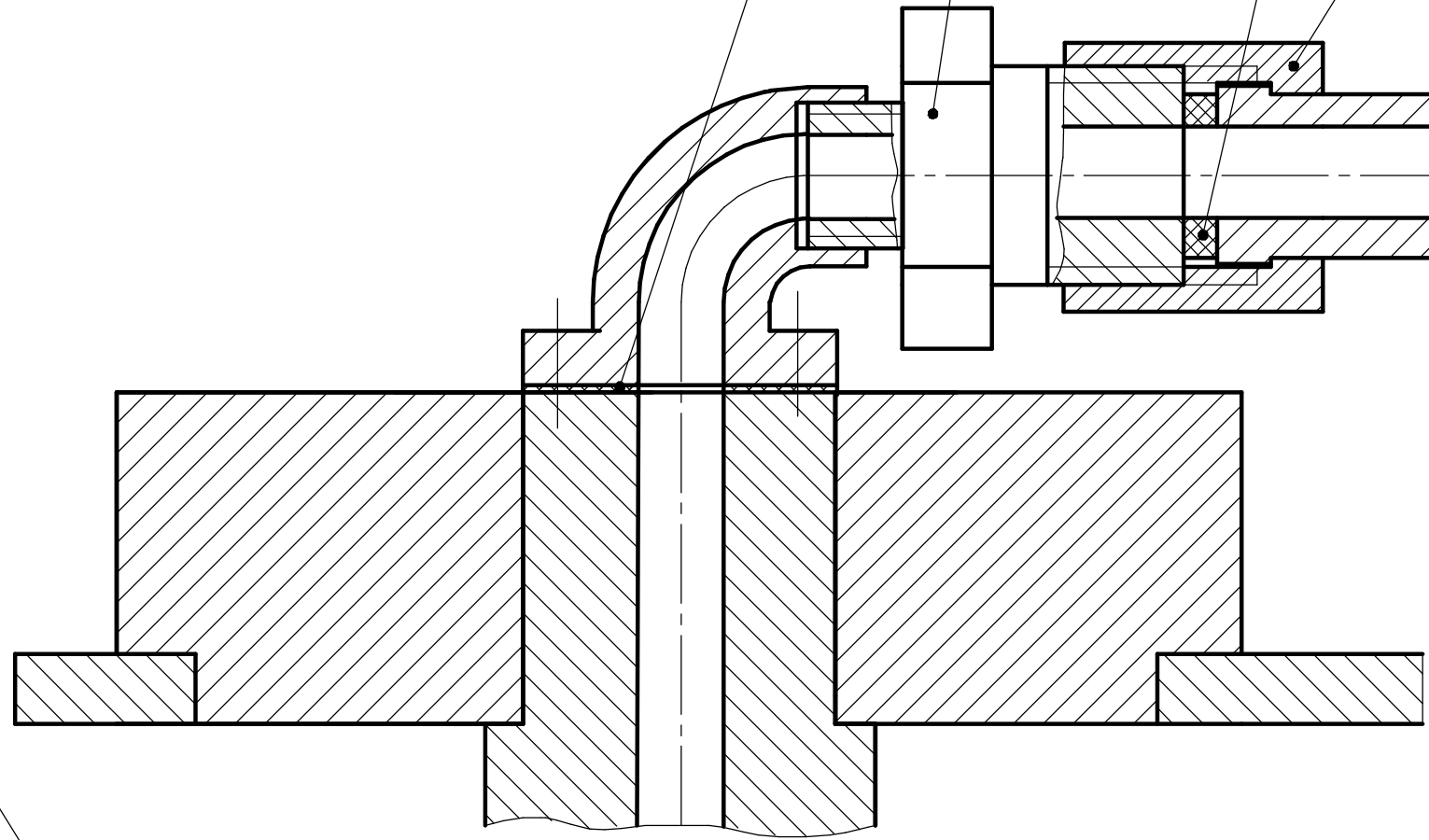
16

21

17

20

Д-Д



10

25

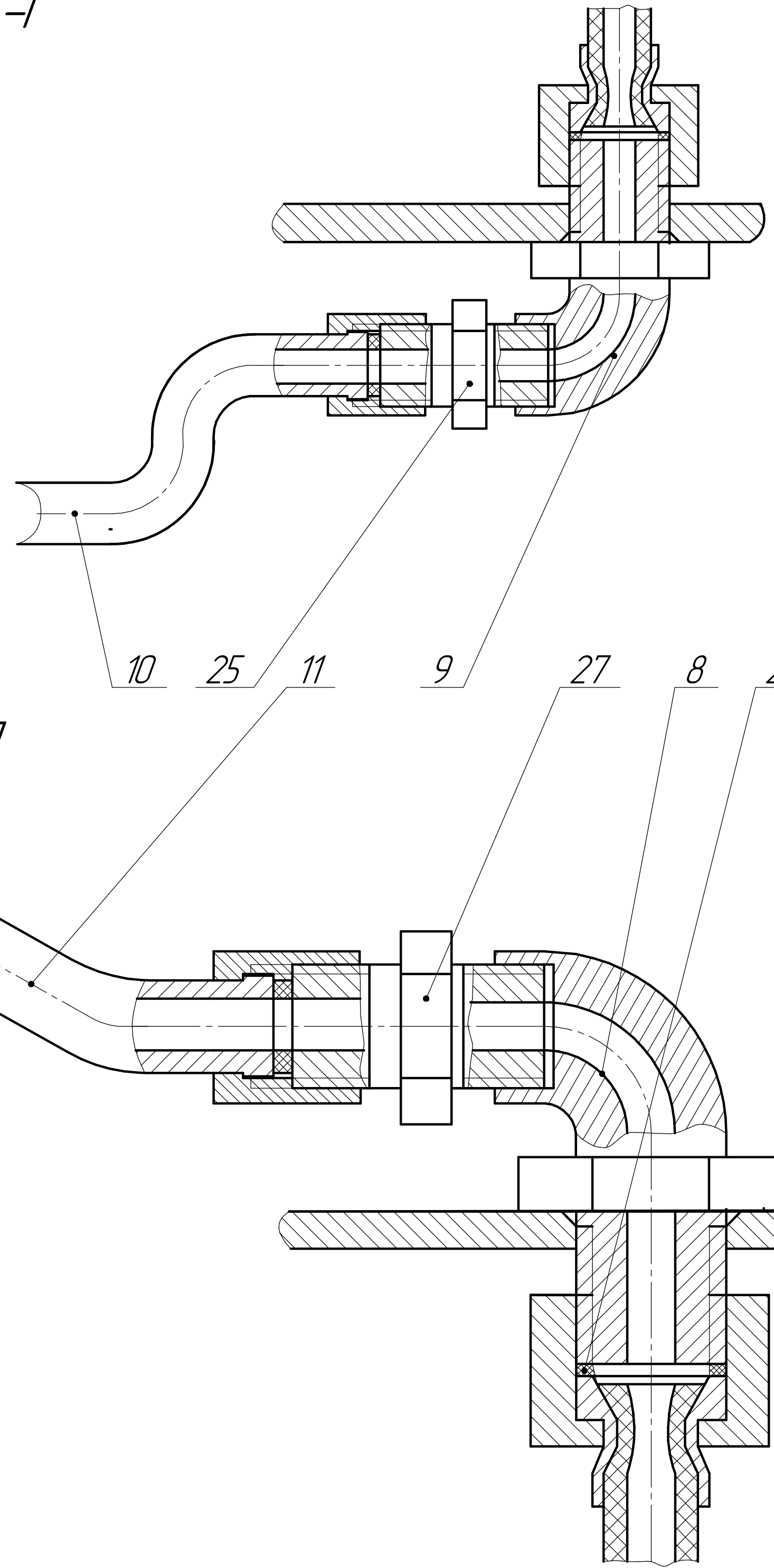
11

9

27

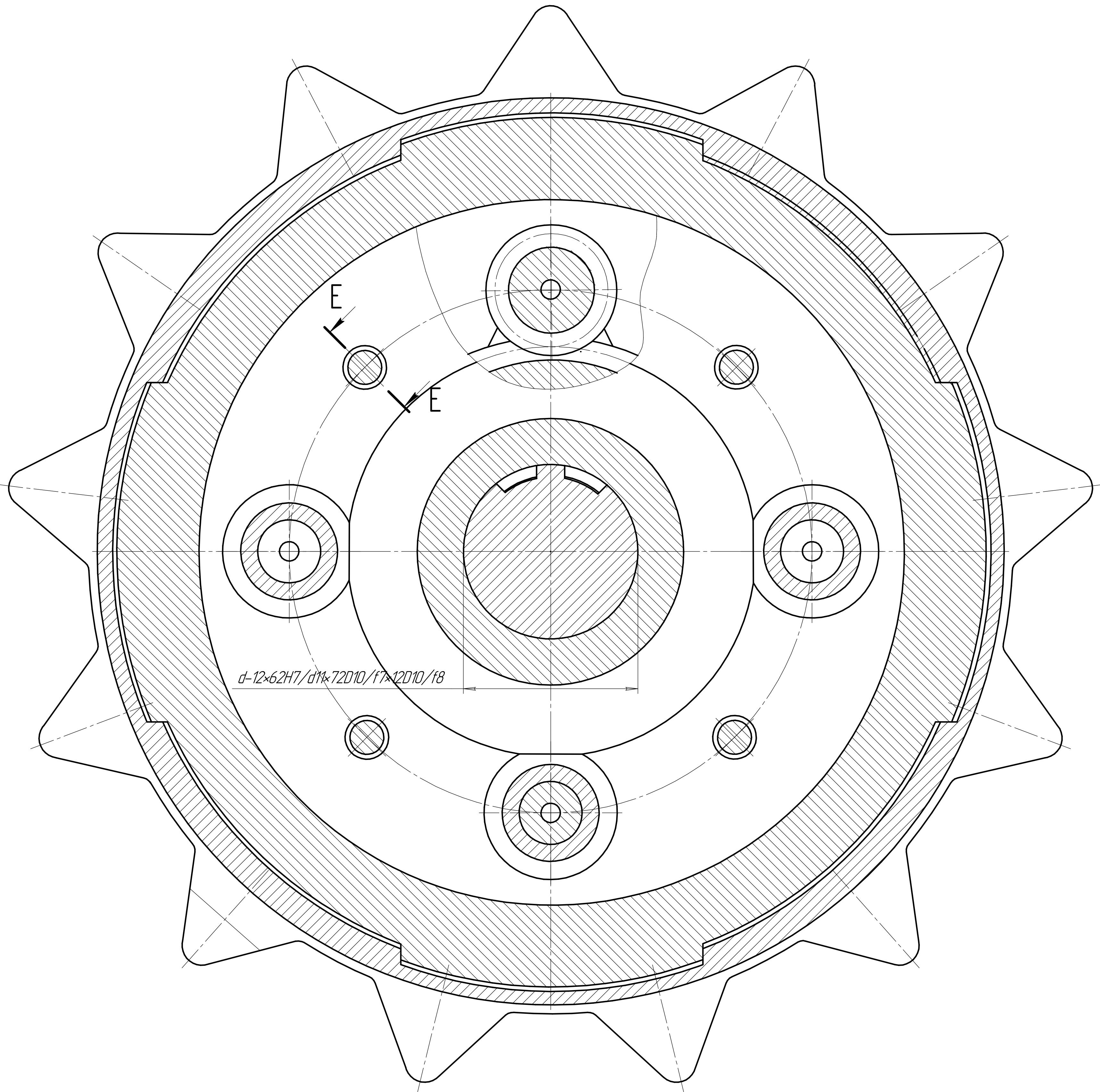
8

22

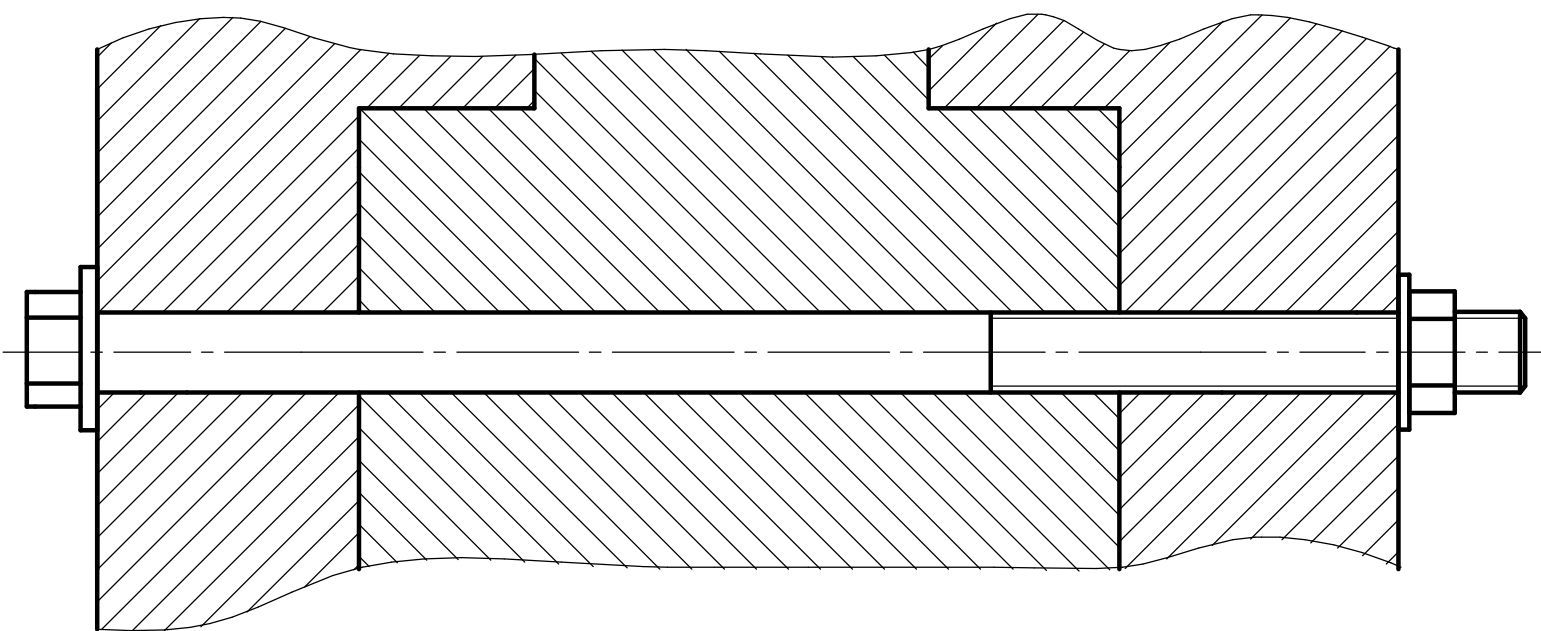


								08-62.МКР.007.02.00.000СК							
								Мотор-колесо (складальный кресленик)				Лист	Масса	Масштаб	
														930	1:1
														Лист	1
								ВНТУ, ИГМ-23м							
Изм/Лист	№ докум		Подп	Дата											
Разраб	Самойлов А. С.			2024											
Проб	Полещук О. В.														
Т.контр															
Исконтр	Сладких А. В.														
Утв	Полещук Л. К.														

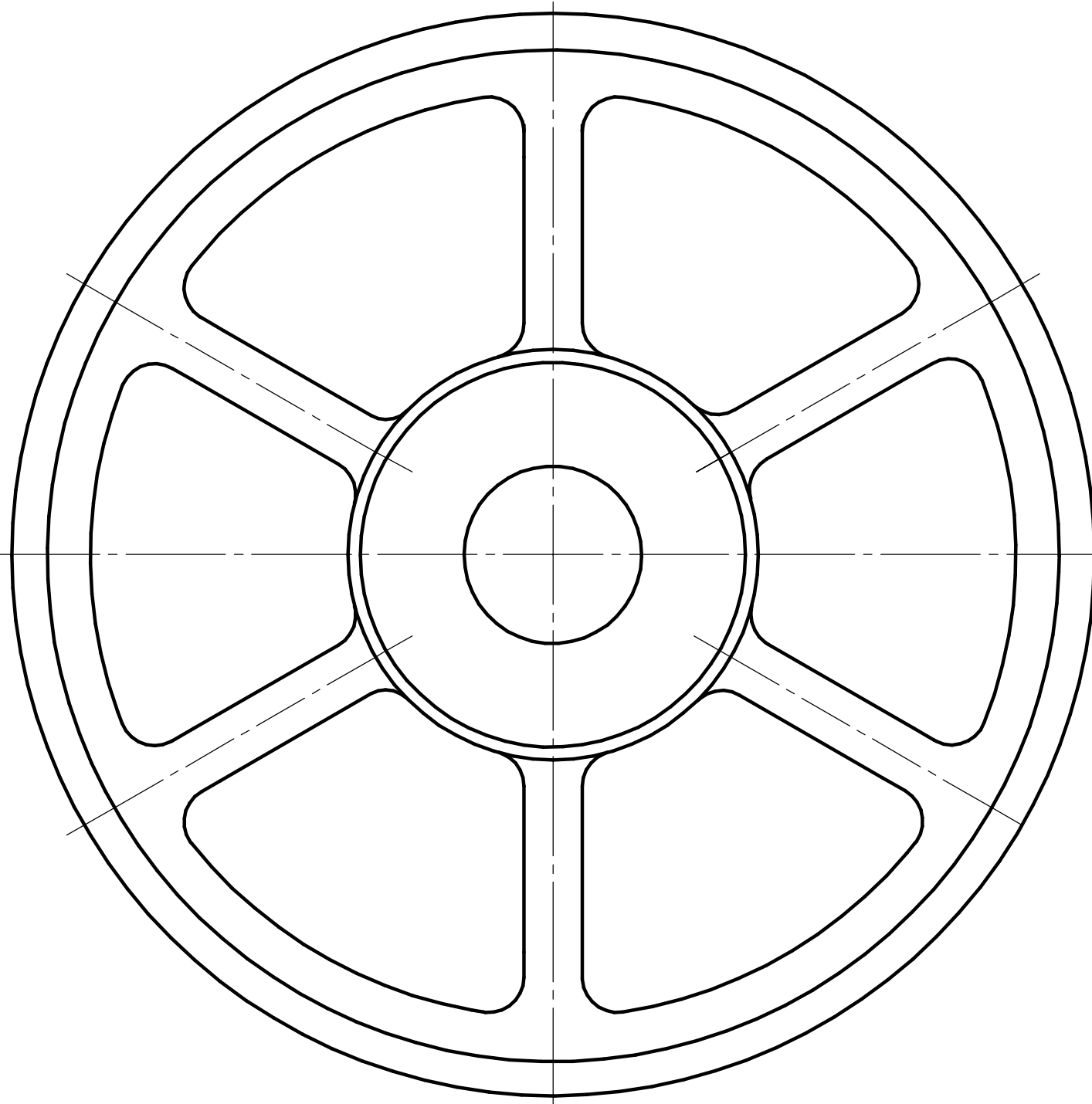
B-B(1)



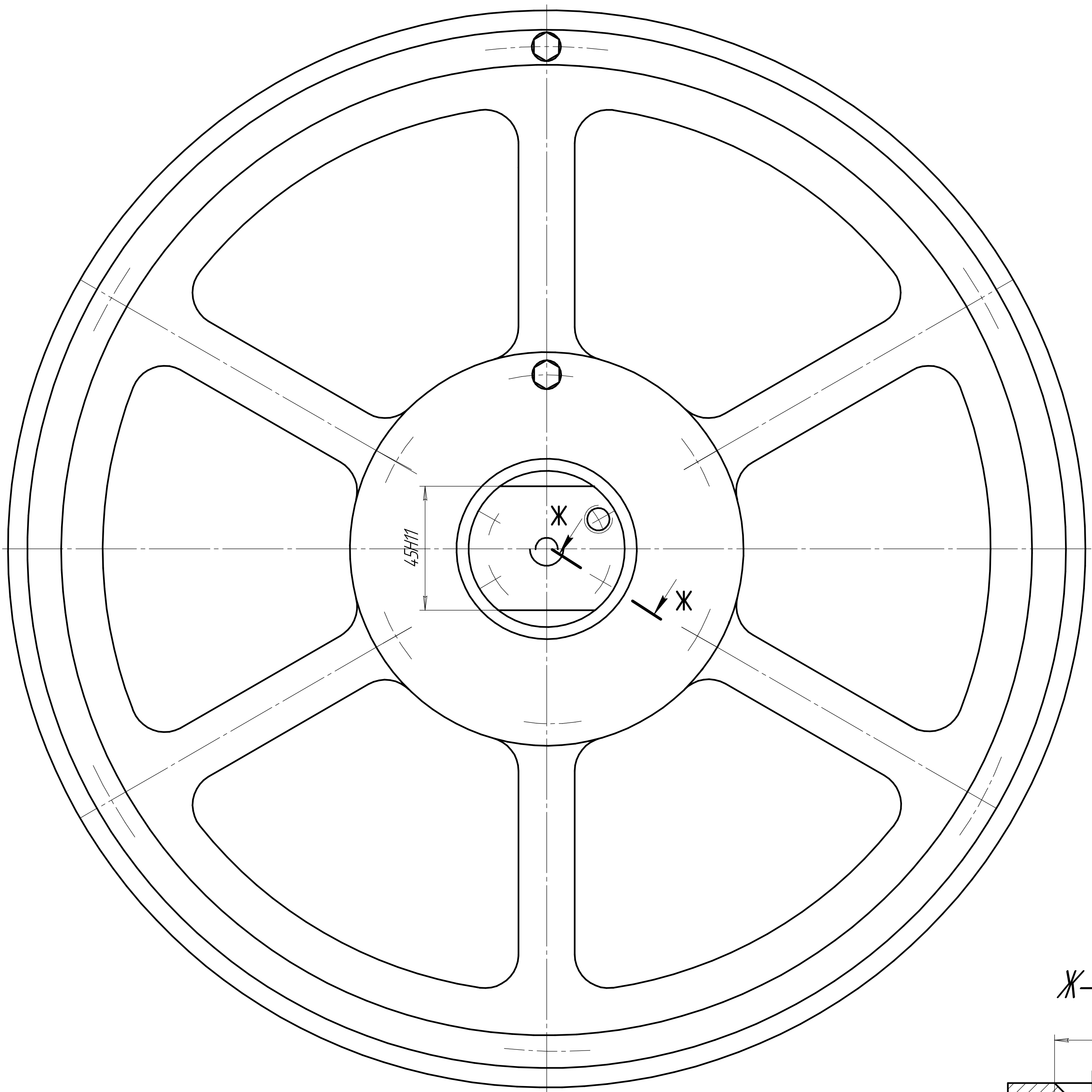
E-E (1)



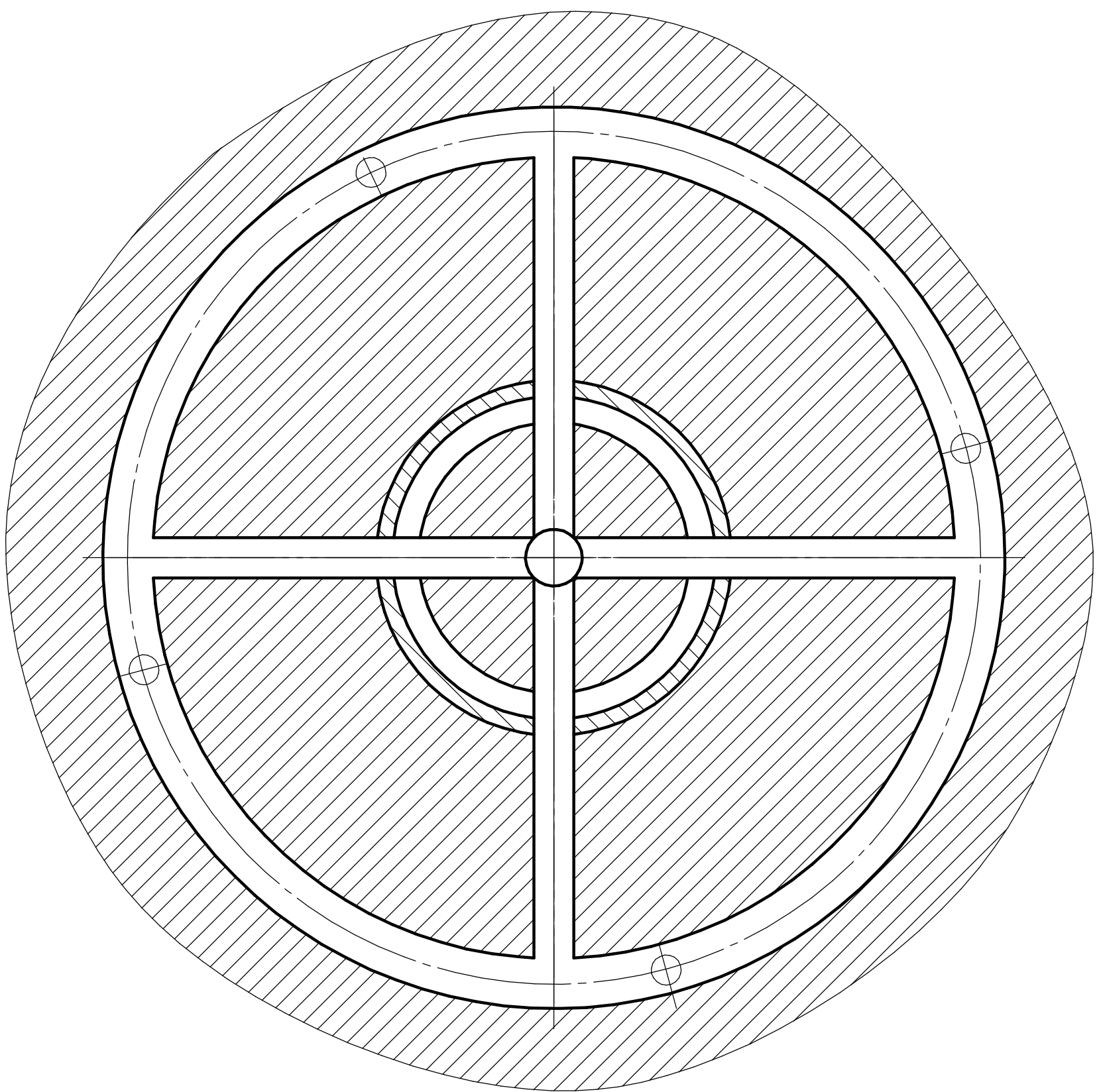
И (1:2) (1)



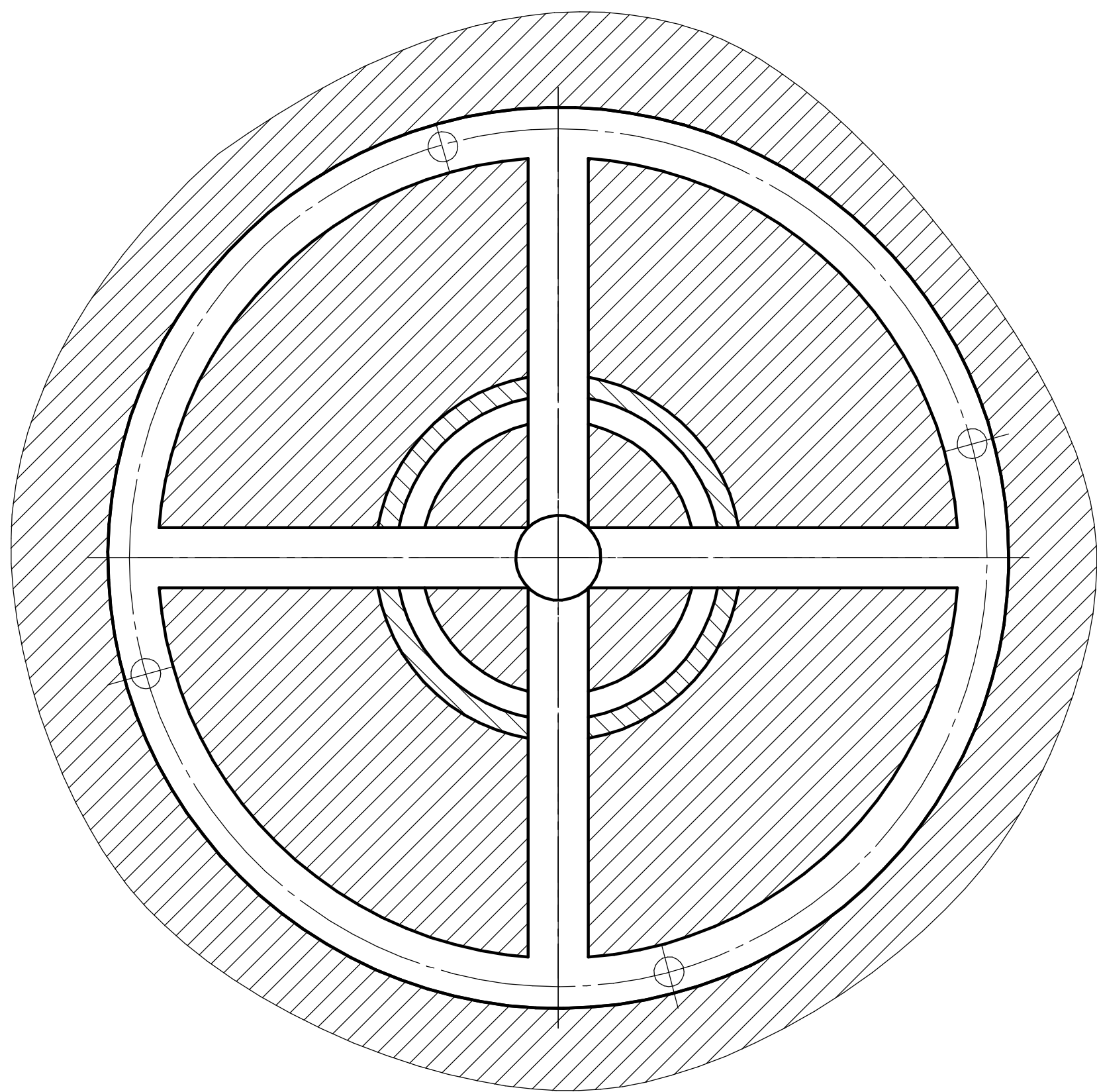
А, Б



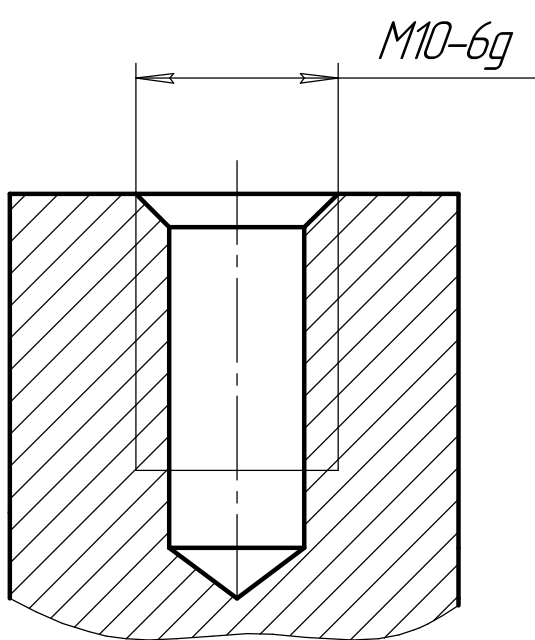
Г-Г(1)



Д-Д(1)



Ж-Ж



Додаток В
(Обов'язковий)

СПЕЦИФІКАЦІЇ

РОЗРОБКА ПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПОШУКОВОГО
РОБОТА

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание					
Справ. №	A1					Документація							
						Складальні одиниці							
				1	08-62.MKP.007.01.00.000	Рама	1						
				2	08-62.MKP.007.02.00.000	Мотор-барабан	2						
						Деталі							
				5	08-62.MKP.007.00.00.005	Колесо ведоме	2						
				6	08-62.MKP.007.00.00.006	Каток опорний	6						
				7	08-62.MKP.007.00.00.007	Коліно	3						
				8	08-62.MKP.007.00.00.008	Коліно	1						
				9	08-62.MKP.007.00.00.009	Коліно	1						
				10	08-62.MKP.007.00.00.010	Гідропровід	4						
				11	08-62.MKP.007.00.00.011	Гідропровід	4						
				12	08-62.MKP.007.00.00.012	Скоба	4						
						Стандартні вироби							
						Болти ГОСТ 7798 -70							
		14		M12 - 6dх40.68	8								
		15		M14 - 6dх100.68	4								
				Гайка накладна ГОСТ13957-74									
		16		16-22A	2								
		17		122-22A	2								
				Прокладка ГОСТ 15180-86									
		18		B-10-100-A	1								
		19		B-15-100-A	1								
Подп. и дата													
Взам. инв. №													
Инв. № дубл.													
Подп. и дата													
Инв. № подл.													
Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата	08-62.MKP.007.00.00.000									
Разраб.	Самойлов А. С.			Візок ходовий									
Пров.	Поліщук О. В.			1ГМ-23м, ВНТУ									
Н.контр.	Сладкий А. В.												
Утв.	Поліщук Л. К.												

Копировал

Формат A4

[illegible]

Додаток Г
(Обов'язковий)

**ПРОТОКОЛ ПЕРЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА
НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ**
РОЗРОБКА ПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПОШУКОВОГО
РОБОТА

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: «Розробка приводу механізму переміщення пошукового робота»

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ Кафедра «Галузевого машинобудування», ФМТ.
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Turnitin

Оригінальність 88% Схожість 12%

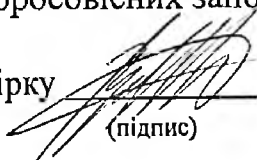
Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

✓ 1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.

2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її автора. Роботу направити на доопрацювання.

3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку


(підпис)

Шенфельд В. Й.

(прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Turnitin щодо роботи.

Автор роботи



Самойлов А. С.

(прізвище, ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Поліщук О. В.

(прізвище, ініціали)