

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

До захисту допущено  
Завідувач кафедри  
\_\_\_\_\_ Юрій ДАНИЛЬЧЕНКО  
(підпис) (ініціали, прізвище)  
“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2025 р.

## Дипломний проект

на здобуття ступеня бакалавра  
зі спеціальності 131 Прикладна механіка  
на тему: «Розробка системи керування машин великої прохідності з бортовим  
поворотом»

Виконав студент IV курсу, групи МВ-12

Ковтун Владислав Вадимович

(прізвище ім'я по батькові)

(підпис)

Керівник проекту к.т.н., ст.викл. Петришин А.І.

(вчена ступінь та звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

КОНСУЛЬТАНТИ:

РЕЦЕНЗЕНТ:

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

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Київ – 2025

## РЕФЕРАТ

У роботі розглянуто сучасні технічні рішення систем керування для всюдиходів і військової техніки, зокрема з використанням фрикційних муфт, гальм, планетарних та диференціальних передач. Проведено аналіз існуючих схем, виявлено їхні переваги та недоліки.

На основі отриманих даних розроблено власну конструкцію системи керування бортовим поворотом, яка передбачає використання фрикційних муфт і гальм у поєднанні з передачею гвинт-гайка та передачею типу рейка. Здійснено інженерні розрахунки механізмів типу «гвинт-гайка», рейково-зубчастих передач, а також гідравлічного приводу.

Для оцінки ефективності конструкції було створено тривимірну модель у середовищі Autodesk Inventor, та проведення аналізу пружно-деформованого стану.

**Ключові слова:** система керування, бортовий поворот, всюдихід, фрикційна муфта, гальмо, планетарний редуктор, гідропривід, рейка.

## ABSTRACT

The paper considers modern technical solutions of control systems for all-terrain vehicles and military equipment, in particular, using friction clutches, brakes, planetary and differential gears. The existing schemes are analyzed, their advantages and disadvantages are identified.

Based on the data obtained, the authors developed their own design of the side steering control system, which involves the use of friction clutches and brakes in combination with a screw-nut transmission and a rack and pinion transmission. Engineering calculations were performed for the screw-nut, rack-and-pinion, and hydraulic drive mechanisms.

To evaluate the effectiveness of the design, a three-dimensional model was created in the Autodesk Inventor environment and an analysis of the elastic-deformed state was performed.

**Keywords:** control system, side steering, all-terrain vehicle, friction clutch, brake, planetary gearbox, hydraulic drive, rail.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ВАРІАНТІВ РЕАЛІЗАЦІЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ВЕЛИКОЇ ПРОХІДНОСТІ.....	9
1.1. Інформаційний пошук.....	9
1.2. Конструкції та схеми систем керування транспортних засобів великої прохідності.....	14
1.3. Пропозиції щодо реалізації системи керування всюдиходом.....	23
Висновки до розділу 1.....	30
2. РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО РЕАЛІЗАЦІЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ВСЮДИХОДОМ.....	31
2.1. Пропонований варіант реалізації приводу керування муфтами та гальмами для виконання поворотів.....	37
3. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ.....	39
3.1. Розрахунок передачі типу гвинт-гайка.....	39
3.2. Розрахунок рейкової передачі.....	44
3.2.1. Розрахунок зубчатого колеса.....	44
3.2.2. Розрахунок рейки.....	45
3.3. Розрахунок гідроприводу.....	47
4. ПРОЄКТУВАННЯ ТРИВИМІРНОЇ МОДЕЛІ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТА АНАЛІЗ НАПРУЖНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ.....	53
4.1. Опис конструкції 3D-моделі.....	53
4.2. Особливості експлуатації та роботи механізму.....	54
4.3. Розрахунок напружено-деформованого стану.....	56
4.3.1. Підготовка моделі до розрахунку.....	56
4.3.2. Висновок з проведення розрахунку.....	58
4.4. Аналіз конструктивних рішень.....	59

4.4.1 Оцінка вибраного варіанту.....	59
4.4.2 Переваги та недоліки рішення.....	60
4.4.3 Приклади використання подібних рішень.....	61
Висновки до розділу 4.....	62
ВИСНОВКИ.....	63
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	65
ДОДАТОК А. Огляд відомих рішень.....	67
ДОДАТОК Б.Складальний кресленик.....	68
ДОДАТОК В.Зубчасте колесо.....	70
ДОДАТОК Г. Гайка.....	71
ДОДАТОК Д. Гвинт.....	72

## ВСТУП

**Актуальність роботи** полягає в тому, що сучасних умовах розвитку інфраструктури, сільського господарства, військової та будівельної галузей спостерігається зростаюча потреба у високонадійних, мобільних та маневрених транспортних засобах, здатних ефективно функціонувати в умовах складного ландшафту, бездоріжжя, піску, снігу та болота. До таких транспортних засобів належать машини підвищеної прохідності, серед яких особливе місце займають машини з бортовим поворотом. Їхні переваги – це висока маневреність, здатність розвертатися практично на місці, адаптивність до різноманітних дорожніх і ґрунтових умов, що особливо важливо в умовах обмеженого простору або відсутності класичних доріг.

Одним із ключових елементів таких машин є система керування, яка визначає не тільки зручність експлуатації, а й ефективність використання транспортного засобу в цілому. Від точності, чутливості, надійності та інтелектуальних можливостей системи керування залежать витрати пального, знос основних вузлів, безпека руху та продуктивність машини. З огляду на це, питання проектування сучасної системи керування машини з бортовим поворотом є надзвичайно актуальним.

На сучасному етапі розвитку технологій дедалі більше уваги приділяється автоматизації та використанню інтелектуальних систем керування. Це відкриває нові перспективи для вдосконалення традиційних механізмів і схем управління машинами з бортовим поворотом. Зокрема, можливе використання електронно-керованих гідросистем, сенсорного контролю, адаптивного керування, а також алгоритмів машинного навчання для підвищення точності та ефективності системи.

Водночас на практиці ще існує чимало технічних проблем, пов'язаних із нерівномірністю навантаження на борти, втратами енергії в гідросистемі, труднощами в реалізації плавного повороту, забезпеченням стабільності руху,

зносом гусеничних елементів тощо. Багато з них пов'язані саме з недосконалістю або застарілою конструкцією системи керування. Це свідчить про необхідність перегляду підходів до проектування системи керування та впровадження нових конструкційних і технологічних рішень.

**Метою роботи** є розробка та обґрунтування конструктивних і функціональних рішень системи керування машини підвищеної прохідності з бортовим поворотом, яка забезпечує підвищену маневреність, надійність, енергоефективність і стабільність руху машини в умовах складного рельєфу та бездоріжжя. У межах досягнення цієї мети передбачається вивчення існуючих систем керування, моделювання та оптимізація структури системи, а також аналіз технічних параметрів запропонованого рішення з урахуванням сучасних вимог до мобільної техніки.

Визначена мета передбачає вирішення наступних **завдань**:

1. Аналіз і узагальнення науково-технічної літератури — для вивчення існуючих типів машин з бортовим поворотом, конструкцій систем керування, їх переваг та недоліків.

2. Системний підхід — для комплексного розгляду машини як технічної системи, що включає в себе механічну, гідравлічну та електронну підсистеми управління.

3. Методи технічного моделювання — для побудови структурної та функціональної моделей системи керування, а також аналізу взаємозв'язків між її елементами.

4. Розрахунково-аналітичні методи — для обґрунтування основних параметрів системи керування, зокрема зусиль, швидкостей і гідравлічних характеристик.

5. Методи комп'ютерного моделювання (CAD/CAE) — для візуалізації конструктивних рішень, створення тривимірних моделей окремих вузлів і симуляції роботи системи.

6. Порівняльний аналіз — для зіставлення розробленої системи керування з існуючими аналогами за ключовими техніко-економічними показниками.

**Об’єкт дослідження** – процес функціонування машини підвищеної прохідності з бортовим поворотом в умовах складного рельєфу та бездоріжжя.

**Предмет дослідження** – система керування машини підвищеної прохідності з бортовим поворотом, її конструктивні особливості, принципи роботи, елементи та параметри, що впливають на точність, стабільність та ефективність керування.

## АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ВАРІАНТІВ РЕАЛІЗАЦІЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ВЕЛИКОЇ ПРОХІДНОСТІ

### 1.1 Інформаційний пошук.

Одним із важливих етапів при виконанні дипломної роботи, пов'язаної з розробленням нової або вдосконаленої технічної системи, є проведення інформаційного пошуку в патентних базах даних. Такий пошук дозволяє вивчити рівень сучасного технічного розвитку у вибраній галузі, виявити аналогічні або подібні технічні рішення, а також визначити патентну чистоту та потенційну новизну власної розробки.

1.WO2018046059 - Привід для приведення в дію фрикційної муфти[5].

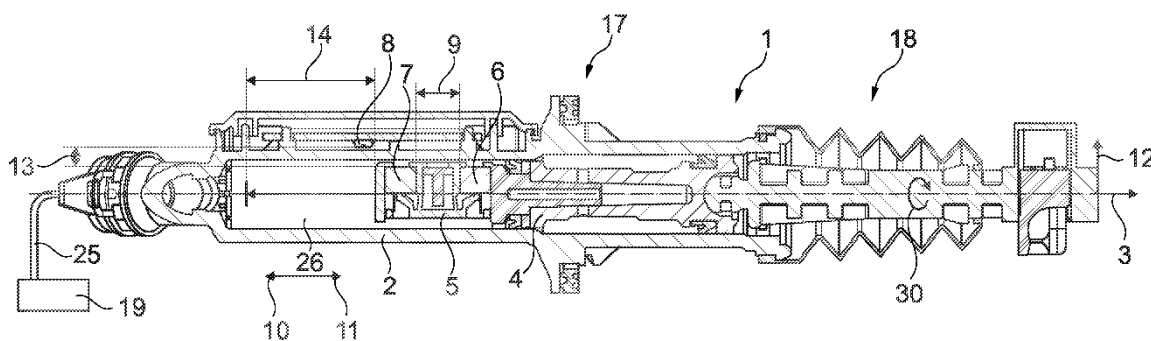


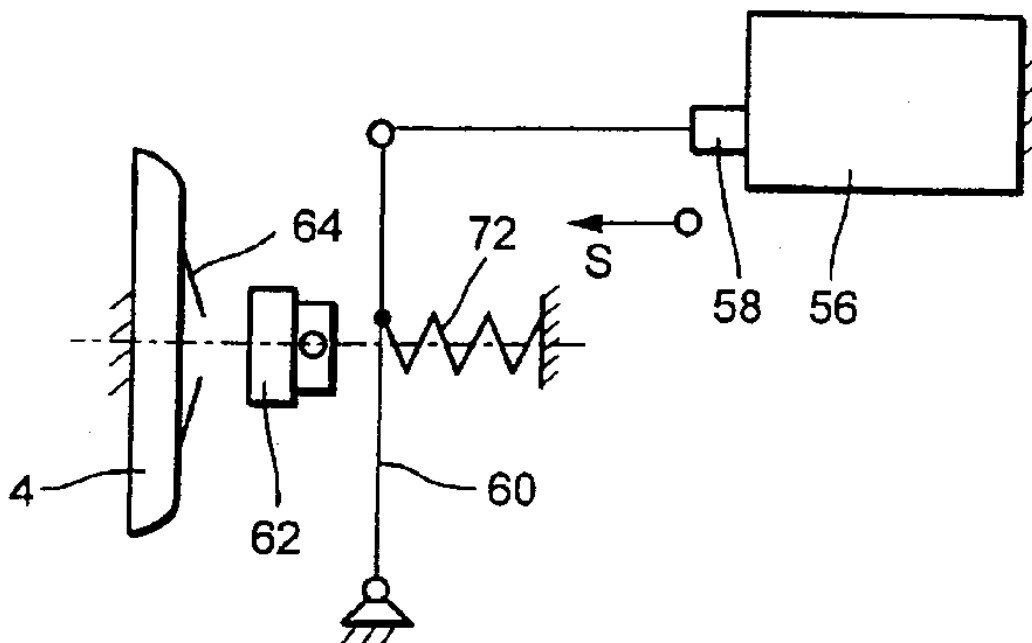
Fig. 1

**Рисунок 1.1** – Привід для приведення в дію фрикційної муфти [5].

Винахід стосується приводу 1 - для приведення в дію фрикційної муфти, що містить корпус - 2, і поршень - 4, який переміщується в корпусі в осьовому напрямку, причому на поршні закріплений магнітний пристрій з двома магнітами - 6 та 7, а на корпусі розташований датчик -8 для вимірювання магнітних полів магнітів. Згідно з винаходом, два магніти розташовані в осьовому напрямку на

відстані - 9 один від одного, причому магніти намагнічені у взаємно протилежних напрямках і в кожному випадку в осьовому напрямку.

2. US6896112B2 - Пристрій, що приводить в дію зчеплення [6].

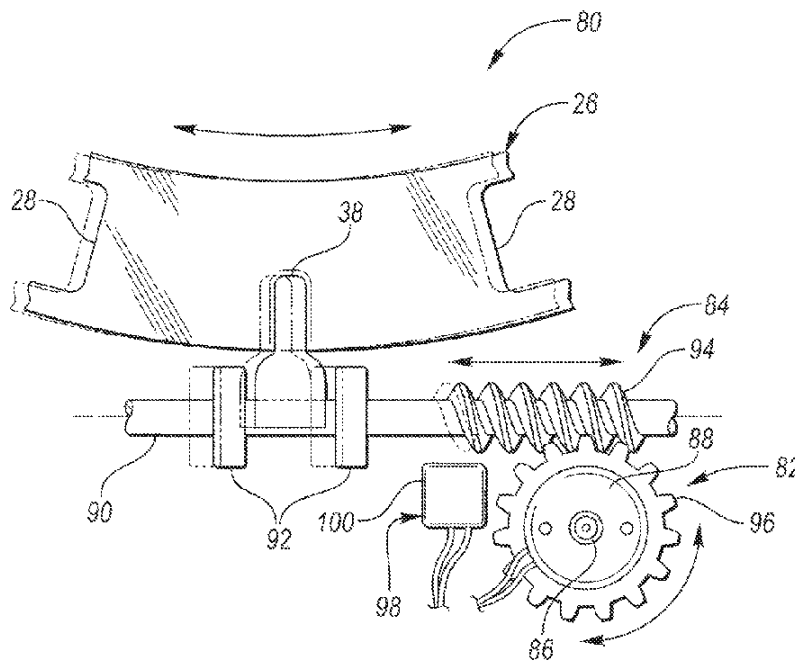


**Рисунок 1.2** – Пристрій для приведення в дію зчеплення в силовому агрегаті[6]

Пристрій для приведення в дію зчеплення в силовому агрегаті транспортного засобу, в якому силовий агрегат містить двигун, зчеплення, трансмісію та блок керування; зазначений пристрій приведення в дію зчеплення, що містить приводний двигун, який приводить в дію виконавчий елемент, і додатково містить передавальний механізм, що працює для передачі руху виконавчого елемента на елемент вимикання зчеплення, який рухається проти сили протидії пружини зчеплення для переміщення зчеплення із закритого положення у відкрите положення, причому передавальний механізм має перший діапазон переміщення, в якому зазначений рух виконавчого елемента в напрямку відкриття зчеплення не переміщує зчеплення з його закритого положення, і другий діапазон переміщення, в якому рух виконавчого елемента спричиняє зміщення зчеплення, в якому передавальний механізм має інтервал вільного ходу, і в якому зазначений вільний

хід використовується в першому діапазоні, причому пристрій додатково містить компенсаційний пружинний механізм, який вводить першу характеристику зусилля/переміщення в рух виконавчого елемента в першому діапазоні, в якому переміщення зчеплення в другому діапазоні слідує за характеристикою переміщення зчеплення, і в якому в зазначеному другому діапазоні зазначена характеристика зчеплення накладається на зазначену першу характеристику зусилля/переміщення.

3. US9702419B2 - Електромеханічна система керування режимом роботи вузла зчеплення [2].

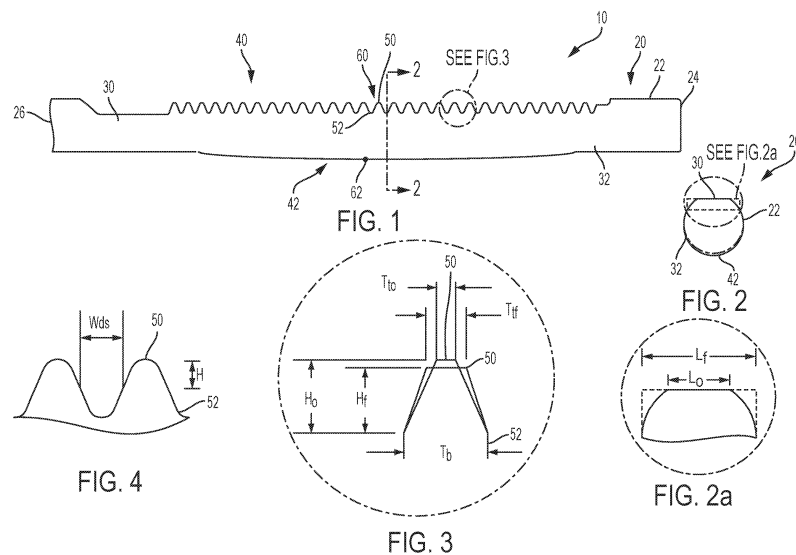


**Рисунок 1.3** – Електромеханічна система для керування режимом роботи селективного вузла зчеплення[2]

Електромеханічна система для керування режимом роботи селективного вузла зчеплення, що містить регулювальний елемент, встановлений для керуваного переміщення; двонаправлений приводний вузол з електричним живленням, з'єднаний з регулювальним елементом для вибіркового переміщення

регулювального елемента з невеликим переміщенням між різними положеннями, які відповідають різним режимам роботи вузла зчеплення, причому приводний вузол утримує регулювальний елемент у бажаному положенні після цілеспрямованого припинення подачі електричного живлення до приводного вузла; та логіку керування, яка визначає несправність системи та генерує сигнал команди безпечного положення у випадку несправності системи, причому привід переміщує елемент керування у безпечне положення на основі сигналу команди безпечного положення, щоб запобігти ненавмисному ввімкненню вузла зчеплення.

#### 4. US12286163B2 Рульова рейка та спосіб її виготовлення [8].



**Рисунок 1.4** – Рульова рейка та спосіб її виготовлення [8]

Спосіб виготовлення рейки включає вирізання множини зубів рульової рейки в першій частині видовженого елемента. Кожен зуб з множини зубів рульової рейки має ширину першого зуба та висоту першого зуба. Спосіб також включає розміщення видовженого елемента, що має множини зубів рульової рейки, у пресі. Прес має матрицю та пуансон. Матриця сконфігурована для прийому

другої частини видовженого елемента. Пуансон забезпечений множинністю порожнин для зубів, які звернені до першої частини видовженого елемента. Спосіб включає забезпечення видовженого елемента, перша частина якого розташована навпроти другої частини. Спосіб також включає вирізання кількох зубів рульової рейки в першій частині видовженого елемента. Кожен зуб з кількох зубів рульової рейки має першу ширину, першу висоту та перший профіль. Спосіб також включає висаджування кількох зубів рульової рейки пресом. Кілька зубів рульової рейки висаджуються таким чином, що кожен зуб з кількох зубів рульової рейки має другу ширину, більшу за першу ширину, другу висоту, меншу за першу висоту, та другий профіль, відмінний від першого профілю.

#### 5. CN203318487U Рейка рульового механізму з шестернею та рейкою[7].

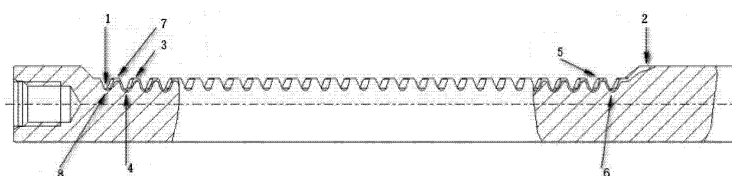


图 1

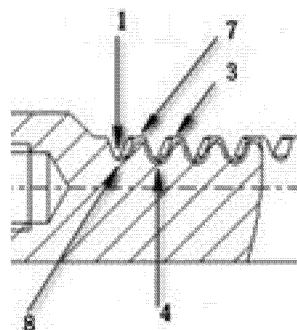


图 2

#### Рисунок 1.5 – Рейка рульового механізму з шестернею та рейкою[7]

Рейка для рульового механізму з зубчастою рейкою містить корпус рейки, де корпус рейки містить ділянку групи зубців, що несуть зусилля, контактну ділянку провідної головки, розподілену на обох кінцях ділянки групи зубців, що несуть

зусилля, та нерухому ділянку з'єднання рейки, з'єднану з контактною ділянкою провідної головки, та характеризується тим, що: опуклий зуб для підтримки з'єднання гартового металу кожного зубця групи зубців, що несуть зусилля, розташований на одному кінці ділянки групи зубців, що несуть зусилля; контактна ділянка провідної головки містить одну контактну ділянку провідної головки, розподілену в канавці зубця, що простягається до ділянки нерухомого з'єднання рейки опуклого зубця для підтримки з'єднання гартового металу кожного зубця групи зубців, що несуть зусилля, та іншу контактну ділянку провідної головки розподілену у формі дуги на іншому кінці ділянки групи зубців, що несуть зусилля.

## **1.2 Конструкції та схеми систем керування транспортних засобів великої прохідності**

У сучасному машинобудуванні існує значна кількість рішень щодо систем керування для транспорту підвищеної прохідності, які знаходять застосування у військовій, спеціальній та цивільній техніці. Ці системи забезпечують ефективну передачу зусиль та моментів керування, гарантуючи надійність руху в складних дорожніх та кліматичних умовах.

Основні схеми систем керування відрізняються конструктивною складністю, способом реалізації поворотів, типами приводів та взаємодією з іншими системами машини. У практиці застосовуються як гідравлічні, так і механічні, електромеханічні та комбіновані системи. Кожна з них має свої переваги та обмеження залежно від умов експлуатації.

Варто також враховувати, що значна частина технічних рішень запозичена з досвіду експлуатації техніки типу МТ-ЛБ, БТР та інших зразків військової техніки, що вже довели свою ефективність в умовах бойового застосування.

До транспортних засобів великої прохідності можна віднести наступні транспортні засоби:

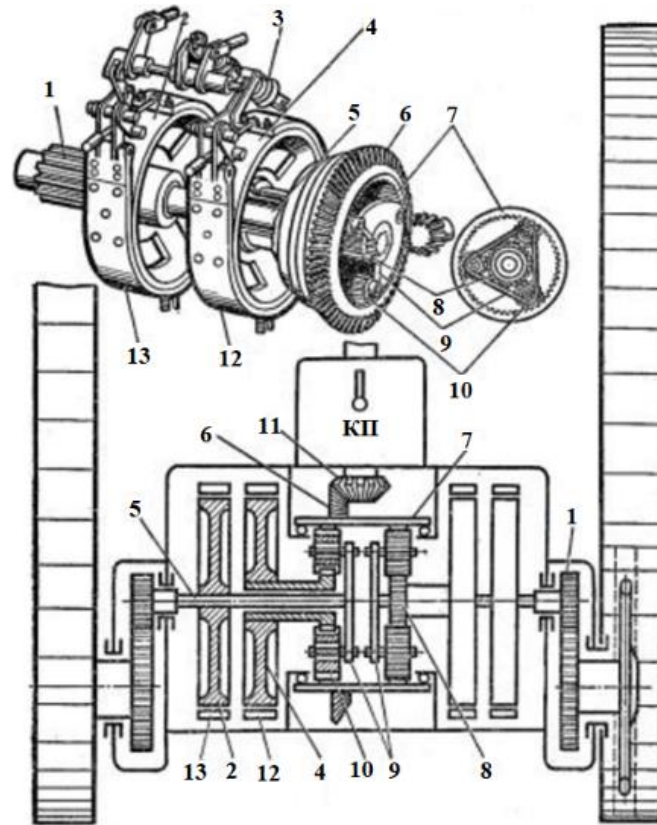
- всюдиходи;
- техніку для роботи на полі (трактори, комбайни);
- військову техніку (танки).

Реалізація системи керування такими транспортними засобами може здійснюватися як за рахунок традиційних схем, як в автомобілях, – коробка передач, диференціал та гальма. Але для здійснення повороту необхідно в конструкції забезпечити присутність керованого мосту з встановленими по обох кінцях поворотними .

Інший варіант реалізації системи керування рухом є підхід, який використовується в танках. Де повороти виконуються за рахунок передачі потужності на один з бортів танку. Відповідно відпадає необхідність в присутності диференціалу та керованого мосту. На томість вимагається присутність системи гальмування бортів на базі фрикційних муфт або гальмівних систем з планетарними редукторами.

Розглянемо варіанти реалізації кінематичних схем трансмісії машин з системами керування транспортним засобом:

Планетарний механізм повороту гусиночного трактора ДЕТ-250 (рис. 1.6). Механізм оснований на роботі планетарної передачі спільно з гальмівними барабанами. Для різкого повороту гусеничного трактора необхідно після включення сонячної шестерні затягнути гальмо 13 (рис. 1.6) шляхом натискання на педаль чи важень в кабіні керування. В такому разі відбудеться лівий поворот трактора. Аналогічно виконується правий поворот. Плавний поворот здійснюється за рахунок розфіксування сонячних шестерен за рахунок відпускання стрічкових гальм (наприклад, для лівого борту гальма 12), тоді сонячна шестерня планетарного редуктора почне обертатися і, відповідно, степінь розфіксування цієї шестерні буде пропорційне зниження швидкості руху лівого борту відносно правого.

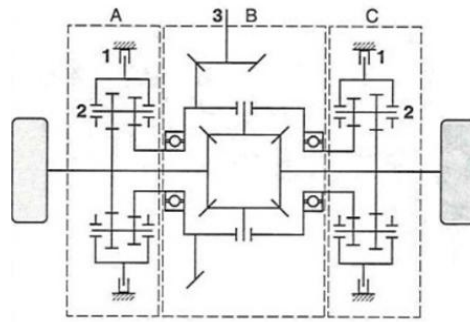


1 – ведуча шестерня, 2, 4 – гальмівний барабан, 3 – пружина, 5 – вал, 6 – ведена шестерня головної передачі, 7 – корончасте колесо, 8 – сонячна шестерня, 9 – водило, 10 – сателіти, 11 – ведуча шестерня, 12, 13 – гальмівна стрічка

**Рисунок 1.6** – Планетарний механізм повороту гусеничного трактора. [1].

Система керування поворотами транспортного засобу на базі планетарних бортових редукторів (рис. 1.7). Основна відмінність від попереднього варіанту є в тому, що в даній конструктивній схемі застосовані окремі бортові планетарні редуктори, на відміну від схеми на (рис. 1.6), де використовується суміщена схема з лівою і правою планетарними передачами.

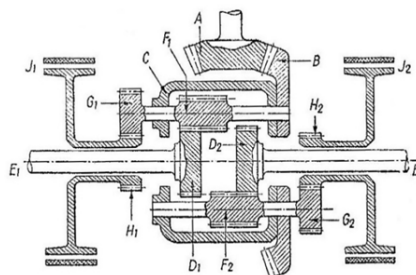
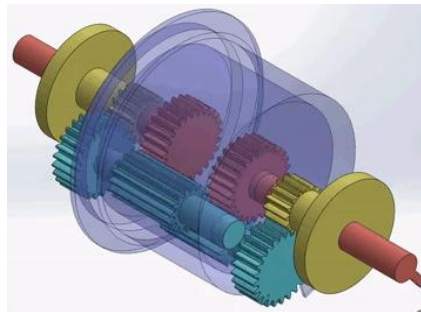
Застосування планетарних редукторів дозволяє зменшити розміри головної передачі та валів півосей.



**Рисунок 1.7** – Система керування поворотами транспортного засобу на базі планетарних бортових редукторів. [11].

Система з керованим диференціалом (рис. 1.8).

Використовуючи планетарну трансмісію з проміжними шестернями та гальмом, ця система регулює швидкість одного з бортів для полегшення повороту. Робота системи подібна до роботи планетарного механізму повороту гусеничного трактора ДЕТ-250 (рис. 1.6.).

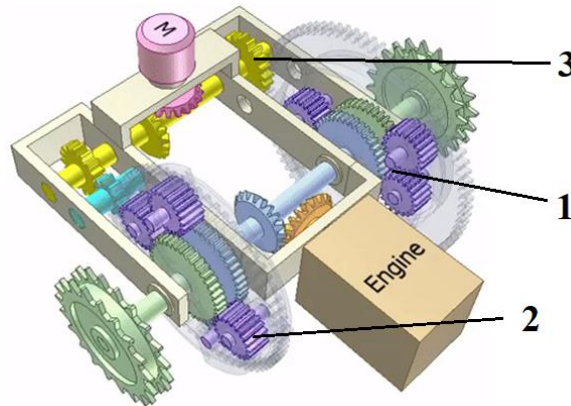


а)

б)

**Рисунок 1.8** – Система з керованим диференціалом: а – 3D модель системи; б – конструктивна схема; А – конічна шестерня; В – конічне колесо; С – водило;  $F_1, F_2$  - сателіти;  $D_1, D_2$  – сонячні шестерні;  $G_1, G_2$  – шестерні;  $H_1, H_2$  – зубчасті колеса гальм  $J_1$  та  $J_2$  [10].

Система подвійного диференціала (рис.1.9).



1 – диференціал правого борту, 2 – диференціал лівого борту, 3 – рульовий вал

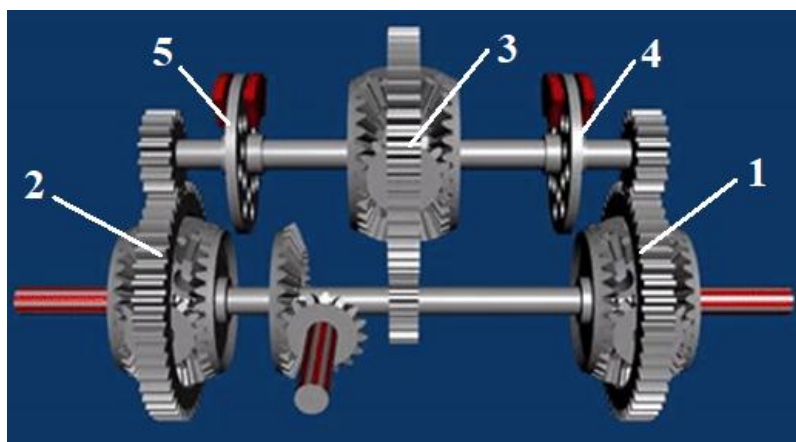
**Рисунок 1.9** – Система керування з подвійним диференціалом:

Наявні два диференціали та рульовий вал (керування поворотом) для керування швидкістю борту, що дозволяє змінювати радіуси повороту залежно від вибору передачі. Наявність рульового валу дозволяє більш плавно регулювати поворот транспортного засобу. Для роботи системи необхідно забезпечити передачу потужності від двигуна на рульовий вал.

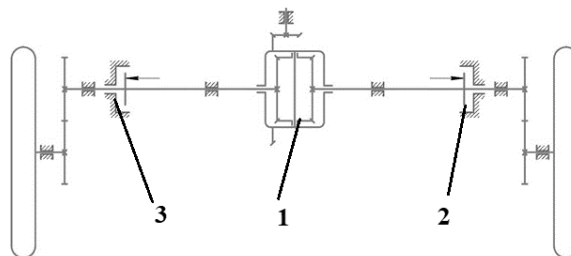
Анімацію всіх режимів руху при даній системі керування можна побачити за посиланням: <https://www.youtube.com/watch?v=F6zMxRH9XWc>.

Схема з потрійним диференціалом Меррітта-Брауна (рис. 1.8). Розроблена на базі схеми з подвійним диференціалом, в цій системі додано третій диференціал для забезпечення безступінчастого рульового керування.

Ця схема схожа до рульового керування з подвійним диференціалом (див. рис. 1.9), за винятком того, що замість поперечного валу рульового керування тут використовуються два поперечних вали рульового керування, з'єднані з диференціалом рульового керування 3. Частина крутного моменту приводу завжди подається через диференціал рульового керування 3 та два бортових диференціали 1 і 2. Для уповільнення то одного, то іншого борту використовуються гальма 4 і 5. Рульове керування працює аналогічно, як наведена далі Система з диференціалом та гальмами. Для роботи цієї системи немає потреби, як у випадку системи керування з подвійним диференціалом, розробляти систему відбору потужності від двигуна.



**Рисунок 1.10** - Схема з потрійним диференціалом Меррітта-Брауна: 1 – диференціал правого борту, 2 – диференціал лівого борту, 3 – рульовий диференціал, 4 – гальмо для керуванням лівим бортом, 5 – гальмо для керування правим бортом [15].



1 – диференціал, 2 – гальмо правого борту, 3 – гальмо лівого борту

**Рисунок 1.11** – Система з диференціалом та гальмами[15].

Поворот виконується за рахунок роботи гальм 2 і 3 лівого та правого бортів. Система включає диференціал 1 на виході трансмісії, що дозволяє бортам обертатись з різною швидкістю.

Переваги системи:

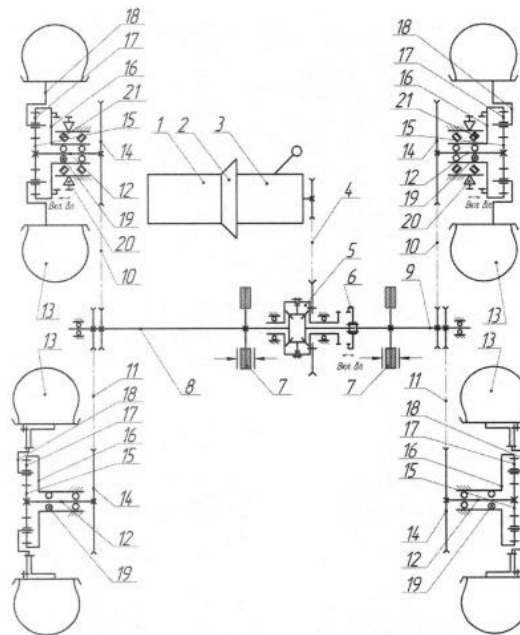
– Простота: Відносно проста конструкція в порівнянні з іншими системами.

Недоліки:

– Розсіювання тепла: При роботі системи (робота гальм) виділяється багато тепла, що особливо важливо враховувати при великій масі транспортного засобу.

– Чутливість до руху по бездоріжжю: Пересічена місцевість може спричинити ненавмисні повороти через наявність диференціалу.

Кінематична схема всюдиходу з ланцюговими передачами та колісними планетарними редукторами (рис. 1.12).



1 – двигун, 2 – зчеплення, 3 – коробка передач, 4 – ланцюгова передача, 5 – диференціал, 6 – муфта блокування диференціала, 7 – дискове гальмо, 8,9 – піввісь, 10, 11 – бортові ланцюгові передачі, 12 – піввісь, 13 – редуктор-колесо/

**Рисунок 1.12** – Кінематична схема всюдиходу з колісними планетарними редукторами [15].

Особливістю цієї схеми є застосування вбудованих в колеса планетарних колісних редукторів. Це дозволяє зменшити крутні моменти на трансмісійних валах та їх розміри. Управління правим та лівим бортом всюдиходу виконується за рахунок спільної роботи диференціалу 5 (рис. 1.12) та двох фрикційних гальм 7, розміщених на обор бортах всюдиходу. Така конструкція дозволяє легше керувати напрямком передачі потужності при маневрах всюдиходу.

Вмонтовані в колеса всюдиходу бортові редуктори (рис. 1.13), за рахунок зменшення розмірів трансмісії, дають можливість збільшити внутрішній простір всюдиходу. Бортові редуктори побудовані на базі планетарних передач.



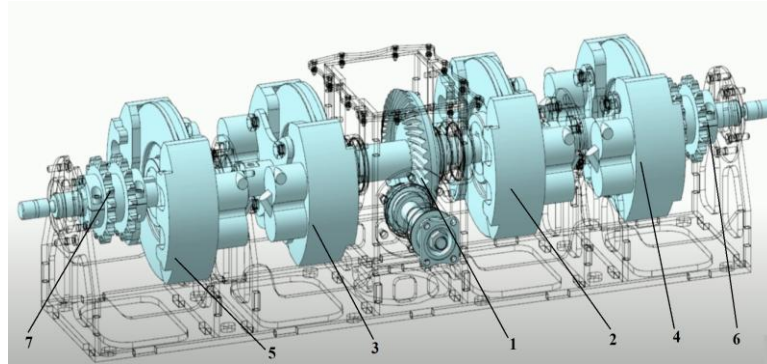
**Рисунок 1.13** – Редуктор в маточині колеса [17]

Управління всюдиходом шляхом використання фрикційних муфт спільно з конічним редуктором (рис. 1.13).

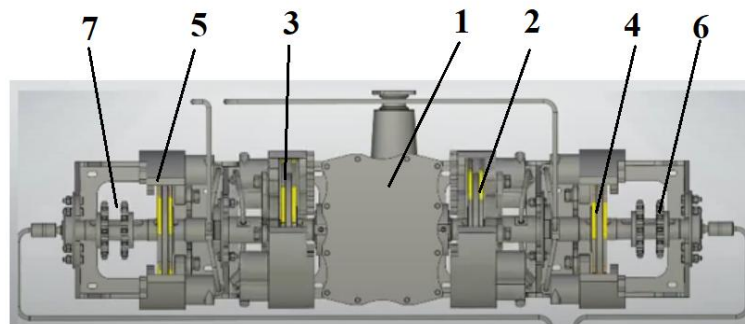
Повороти всюдиходу здійснюються за рахунок роботи як фрикційних муфт 3 або 4, так і гальм 5 або 6. Для здійснення плавного повороту виконують відключення відповідної муфти, залежно від напрямку, в якому потрібно повернути всудихід. Різкий поворот здійснюється за рахунок одночасного спрацювання і муфти, і гальма одного з бортів всюдиходу.

Управління включенням та виключенням фрикційних муфт та гальм можна організувати шляхом перемикання важелів в кабіні водія, що під'єднані до гідроциліндра, який через гідросистему керує муфтами і гальмами.

Управління муфтами та гальмами можна також організувати через електронну систему, що дозволить зробити радіокерований всюдихід.



а)



б)

1 – конічний редуктор; 2, 3 – фрикційні муфти; 4,5 – гальма; 6, 7 – зірочки

Рис. 1.14. Конструкція системи керування поворотами всюдиходу: а – 3D модель системи бортового повороту всюдиходу; б – модель системи в площині [15].

Головною перевагою системи керування за допомогою фрикційних муфт є простота конструкції.

### 1.3 Пропозиції щодо реалізації системи керування всюдиходом

У процесі проєктування системи керування для транспортного засобу підвищеної прохідності особливу увагу слід приділяти вибору принципу реалізації повороту та розподілу крутного моменту між бортами або осями. Серед існуючих технічних рішень можна виокремити кілька ключових підходів, що на практиці знайшли своє застосування в різних конструкціях.

До таких рішень належать системи з потрійним диференціалом, подвійним диференціалом, керованим диференціалом, а також системи з використанням фрикційних муфт і гальмівних механізмів. Кожна з цих схем має свої особливості побудови, експлуатаційні переваги, а також обмеження, що проявляються в залежності від умов застосування та призначення транспортного засобу.

У рамках цього проєкту ці варіанти було розглянуто з погляду їхньої доцільності впровадження в конструкцію всюдихода, з урахуванням загальної компоновки, вимог до прохідності, надійності, можливості технічного обслуговування, а також перспективи подальшої автоматизації системи керування. Певне значення при цьому має і потенційне використання техніки у сфері, де потрібна підвищена мобільність і здатність працювати в умовах складного рельєфу, змінного навантаження та обмеженого доступу до сервісної підтримки. На основі вищенаведених конструкцій систем керування транспортних засобів було вирішено винести на розгляд наступні варіанти реалізації системи керування всюдиходом:

1. Система керування з фрикційними муфтами та гальмами, зображена на рис. 1.15.

Система керування з фрикційними муфтами та гальмами є однією з найпоширеніших схем, що використовуються в гусеничних машинах для реалізації бортового повороту. Принцип її роботи полягає в частковому або повному гальмуванні одного з бортів за допомогою гальмівного механізму, у той час як інший борт продовжує обертатися, що й забезпечує поворот машини. Фрикційні

муфти використовуються для зчеплення або розчеплення силових потоків, дозволяючи оперативно переключати режими руху. Така схема є відносно простою в реалізації та надійною при експлуатації, особливо в умовах помірних навантажень.

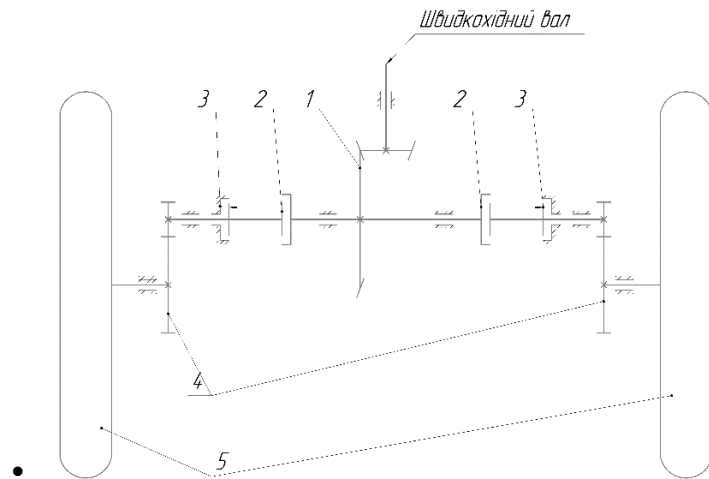
Проте основним недоліком систем з фрикційними муфтами та гальмами є значні втрати енергії, що відбуваються під час гальмування одного з бортів. Це призводить до перегріву елементів, підвищеного зношення гальмівних накладок та необхідності частого технічного обслуговування. Крім того, такі системи обмежують маневреність машини при високих навантаженнях і не забезпечують точного розподілу зусиль між бортами. Незважаючи на ці недоліки, фрикційні системи все ще активно застосовуються в багатьох видах спеціальної техніки завдяки своїй простоті, компактності та відносно низькій вартості.

#### Переваги:

- Простота: простота конструкції та виготовлення.
- Мінімальна модернізація конструкції та вартість

#### Недоліки:

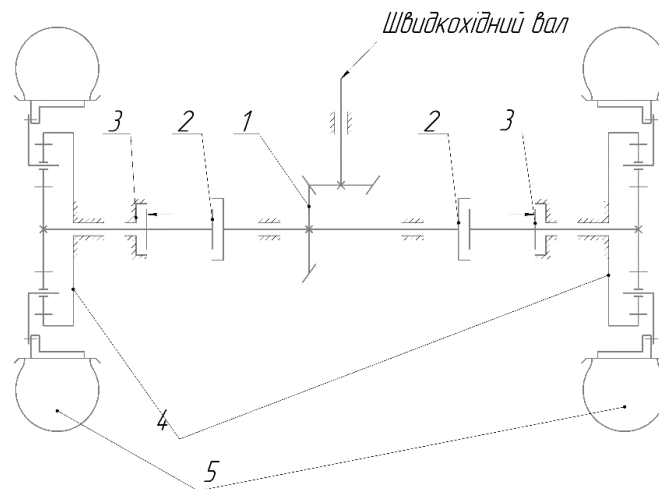
- Втрати потужності: фрикціони знижують потужність, яка передається від двигуна, що призводить до падіння швидкості, особливо проявляється на схилах або м'якій поверхні.
- Виділення тепла: при гальмуванні виділяється значна кількість тепла, що призводить до підвищених вимог до гальм та їх охолодження.



1 – гіпоїдна передача, 2 – фрикційні муфти, 3 – гальма, 4 – бортові редуктори, 5 – колеса

**Рисунок 1.15** – Система керування з фрикційними муфтами та гальмами'

Зменшити габарити системи керування з фрикційними муфтами можна за рахунок використання вбудованих в колеса планетарних редукторів, як показано на схемі 1.14.



1 – гіпоїдна передача, 2 – фрикційні муфти, 3 – гальма, 4 – колісні планетарні редуктори, 5 – колеса.

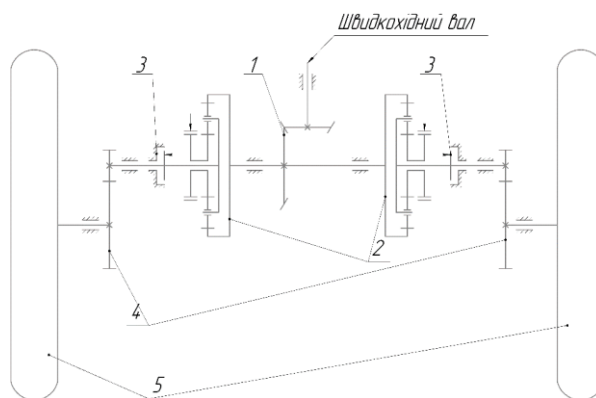
**Рисунок 1.16** – Вдосконалена схема керування з фрикційними муфтами та вбудованими в колеса планетарними редукторами.

Недоліком схеми на рис. 1.14, порівняно із схемою на рис. 1.13, це її складність.

Система з керованим диференціалом (рис. 1.17).

Система з керованим диференціалом є сучасним і технологічно гнучким рішенням, що застосовується у транспортних засобах підвищеної прохідності. На відміну від класичних диференціалів, які автоматично розподіляють крутний момент між бортами або колесами, керований диференціал дозволяє змінювати цей розподіл у реальному часі за допомогою електронної або гідравлічної системи керування. Це дає змогу оптимізувати зчеплення з поверхнею, зменшити пробуксовування та поліпшити прохідність техніки в умовах складного рельєфу, грязі або снігу.

Особливістю таких систем є можливість реалізації функцій активного керування поворотом без використання гальм або складних багаторівневих трансмісій. Електронне керування дозволяє адаптувати роботу диференціала до швидкості руху, кута повороту, навантаження на кожен борт, а також до зовнішніх умов. Системи з керованим диференціалом часто інтегруються з іншими елементами активної безпеки — такими як системи курсової стабілізації або антибуксувальні системи, що підвищує загальну ефективність та безпечність експлуатації транспортного засобу.



1 – гіпоїдна передача, 2 – планетарні передачі, 3 – гальма, 4 – бортові редуктори,  
5 – колеса.

**Рисунок 1.17** – Система з керованим диференціалом.

### Переваги:

- Ефективне рульове управління: забезпечує більш плавні повороти без значних втрат енергії.
- Постійний привід: передає рух на обидва борти під час маневрів.

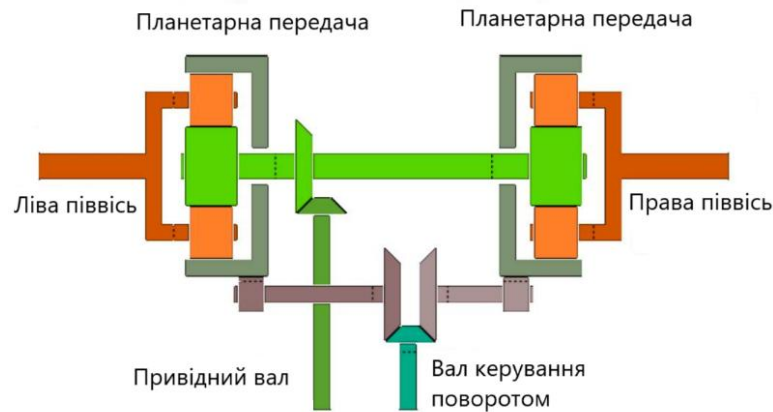
### Недоліки:

- Фіксований радіус повороту: пропонує лише один радіус повороту.
- Складність: Більш складна, ніж базові системи з гальмами та фрикційними муфтами.

## 2. Система керування з подвійним диференціалом (рис. 1.17).

Система керування з подвійним диференціалом є однією з ефективних схем реалізації бортового повороту у транспортних засобах підвищеної прохідності. Її конструктивною особливістю є наявність двох диференціалів, які розподіляють крутний момент між бортами машини, дозволяючи змінювати швидкість обертання коліс або гусеничних рушіїв незалежно один від одного. Завдяки цьому забезпечується плавне виконання повороту, зменшення втрат енергії та зношування трансмісії, а також підвищується стабільність руху на нерівних або слизьких поверхнях.

Застосування подвійного диференціала дозволяє реалізовувати як прямолінійний рух, так і поворот без використання гальмування одного з бортів, що характерне для класичних механізмів бортового повороту. Це суттєво підвищує ефективність пересування техніки в умовах бездоріжжя, де рівномірний розподіл зусиль на рушії має критичне значення. Крім того, система такого типу добре інтегрується з електронними блоками управління, що відкриває можливість для автоматизації процесів маневрування та адаптивного керування залежно від рельєфу, навантаження чи дорожніх умов.



**Рисунок 1.17** – Система керування з подвійним диференціалом[12]

Переваги:

- Змінний радіус повороту: регулює радіус повороту відповідно до швидкості та вибраної передачі.
- Нейтральне рульове управління: дозволяє автомобілю повертатися на місці, обертаючи гусениці/колеса в протилежних напрямках.
- Рекуперативне рульове управління: підтримує розподіл потужності на обидва борти, покращуючи ефективність повороту.

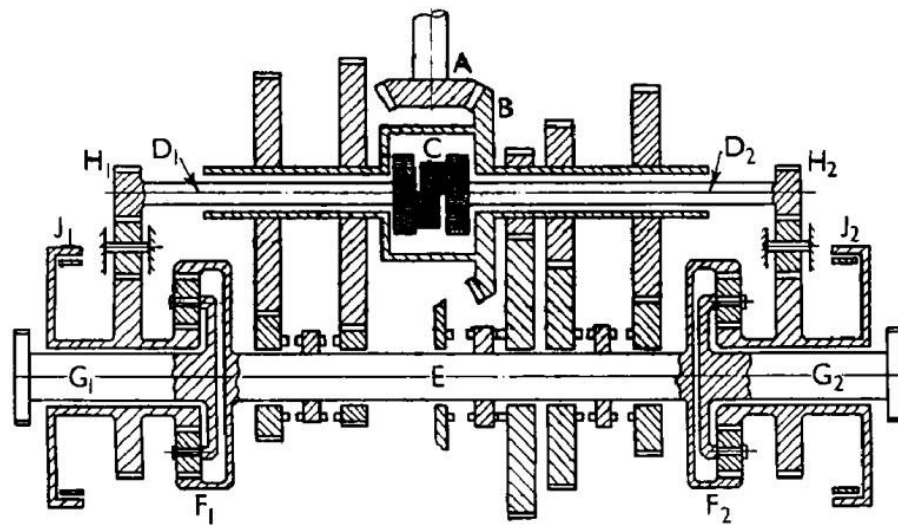
Недоліки:

- Механічна складність: передбачає більш складну конструкцію, що збільшує вимоги до виробництва та обслуговування.

Схема з потрійним диференціалом Меррітта-Брауна (рис. 1.18).

Схема з потрійним диференціалом Меррітта-Брауна є однією з найскладніших, але й найефективніших трансмісійних систем, що використовуються у гусеничних транспортних засобах військового та спеціального призначення. Основу схеми становлять три диференціали, з яких два розподіляють крутний момент між лівим і правим бортами, а третій виконує функцію суматора або коректора кутових швидкостей. Завдяки такій конфігурації забезпечується незалежне керування обома бортами без втрати потужності, що дозволяє машині здійснювати плавний поворот навіть на місці, без застосування гальмування.

Головною перевагою схеми Меррітта-Брауна є висока енергоефективність та стійкість до перевантажень, що робить її придатною для важких гусеничних машин, таких як танки та інженерна техніка. Водночас, складність механізму, велика кількість рухомих елементів та високі вимоги до точності виготовлення і синхронізації створюють певні труднощі в експлуатації та обслуговуванні. Незважаючи на це, концепція потрійного диференціала залишається актуальною завдяки своїй здатності забезпечувати одночасно маневреність, стабільність і повну передачу потужності до рушіїв, що є критично важливим у складних умовах бездоріжжя або бойових дій.



**Рисунок 1.18** – Схема керування з потрійним диференціалом[14]

Переваги:

- Покращена маневреність: забезпечує плавність та можливість безперервного регулювання поворотом.
- Енергоефективність: підтримує ефективний розподіл енергії під час поворотів.
- Замість двох входів (привід+рульове керування) необхідний лише один. Поворот здійснюється за рахунок гальмування однієї з півосей, як у системі з диференціалом та гальмами (див. вище)

Недоліки:

- Підвищена складність: ще більше ускладнює механічну конструкцію, впливаючи на надійність та обслуговування.
- Відсутня можливість нейтрального рульового управління (розвороту на місці).

### **Висновки до розділу 1**

У цьому розділі було проведено систематизований аналіз сучасних технічних рішень у сфері систем керування транспортними засобами великої прохідності, зокрема — машинами з бортовим поворотом. Розглянуто основні принципи побудови механічних, гідравлічних, електромеханічних і комбінованих систем керування, а також проаналізовано їхні технічні та експлуатаційні особливості.

Отже, можна сказати наступне, що було визначено загальні технічні вимоги до системи керування машини з бортовим поворотом, а також обґрунтовано доцільність розроблення власної модифікованої системи, яка базується на кращих практиках сучасного машинобудування, але враховує можливість спрощення, здешевлення й адаптації до конкретних умов експлуатації.

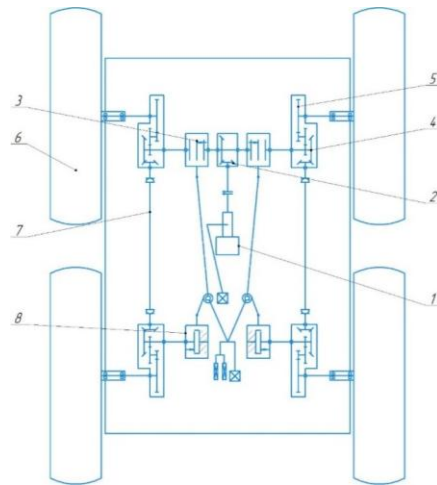
## 2. РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО РЕАЛІЗАЦІЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ВСЮДИХОДОМ

З огляду на актуальність задачі підвищення мобільності техніки, реалізація ефективної системи керування всюдиходом повинна спиратися на принципи надійності, адаптивності та функціональної гнучкості. Це означає, що всі підсистеми повинні бути тісно інтегрованими, водночас залишаючись доступними для обслуговування та заміни.

Особливо важливою є оптимізація конструктивних елементів — зокрема, використання уніфікованих вузлів та стандартизованих елементів. Такий підхід не лише спрощує виробництво, а й значно скорочує час на ремонт та модернізацію техніки.

Окрему увагу варто приділити взаємодії системи керування з іншими компонентами трансмісії, гальмівною системою та системою стабілізації курсової стійкості.

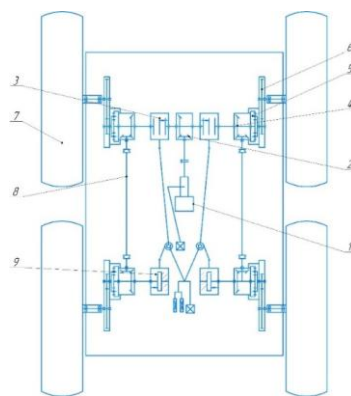
Представлена система на рис.2.1. працює на основі роботи фрикційних муфт 3 та гальм 8. Відповідно легкі повороти здійснюються за рахунок розмикання фрикційних муфт 3, у разі необхідності здійснення різкого повороту в роботу включаються гальма 8, що дозволяють здійснити повну зупинку лівого чи правого борту всюдиходу, залежно від того в якому напрямку можна здійснити поворот всюдиходу.



1 – двигун, 2 – гіпоїдна передача, 3 – фрикційна муфта, 4 – бортова гіпоїдна передача, 5 – бортовий двохступінчатий редуктор, 6 – колесо, 7 – бортовий трансмісійний вал, 8 – гальмо

**Рисунок 2.1** – Система керування бортовими поворотами із застосуванням фрикційних муфт та гальм.

На рис. 2.1. запропоновано варіант системи керування з удосконаленням у вигляді встановлення замість двохступінчатого редуктора 5 планетарної передачі 5 з одноступінчастим циліндричним косозубим зачепленням 6, що зображені на рис. 2.2.

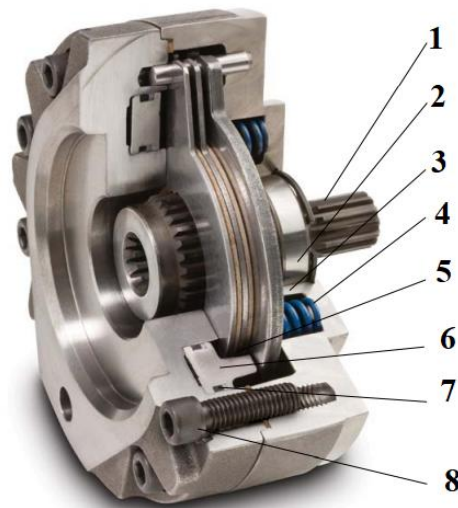


1– двигун, 2 – гіпоїдна передача, 3 – фрикційна муфта, 4 – бортова гіпоїдна передача, 5 – бортова планетарна передача, 6 – бортовий одноступінчатий редуктор, 7 – колесо, 8 – бортовий трансмісійний вал, 9 - гальмо

**Рисунок 2.2** – Вдосконалення системи керування, що зображена на рис. 2.1:

Перевагами схеми з планетарними бортовими редукторами на рис. 2.2 є можливість зменшення величини крутного моменту на трансмісійних валах, що веде до зменшення їх маси. Також це дасть можливість зменшити масу та габарити передач трансмісії.

Для оцінки як максимальний гальмівний момент впливає на масу гальма, використаємо Багатодискові гальма зображені на рис. 2.3, дані гальма виготовляються для стаціонарної та мобільної техніки (екскаватори, грейдери, самоскиди і т.д.), яка працює в гірничій промисловості. Гальма можуть працювати в масляній ванні, яка дає можливість покращити відвід тепла від поверхонь тертя.



1 - загартовані шліци на валу, 2 – герметичний підшипник, 3 – ущільнення валу, 4 - кремнієві хромовані пружини, 5 – фрикційні диски, 6 – поршень, 7 - ущільнююче та опорне кільце, 8 – гвинт

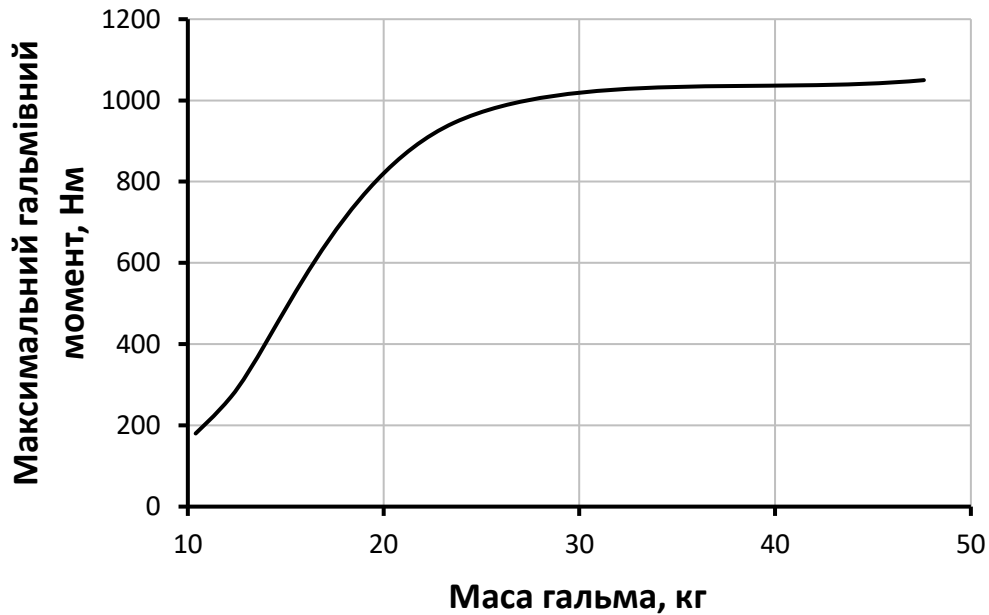
**Рисунок 2.3** –Багатодискові гальма [13]

На рис. 2.4. зображений графік залежності моменту гальмування від маси гальма. Ділянка, на якій відбувається ріст моменту гальмування від 200 Нм до 800 Нм супроводжується значним ростом маси гальма. Ріст крутного моменту на цій

ділянці в 4 рази збільшує масу гальма в 2 рази. Оцінимо наближено зменшення маси за схемою на рис. 2.2 з врахуванням наступних параметрів:

- загальне передатне число двохступінчатого редуктора (рис. 2.1 поз. 5) -7,3;
- передатне число планетарного редуктора (рис. 2.2 поз. 5) – до 9;
- передаточне число одноступінчатого зачеплення – 2,5.

Враховуючи вищенаведене падіння маси гальма за схемою на рис. 2.2 може досягти 25%.



**Рисунок 2.4** – Залежність гальмівного моменту від маси багатодискових гальм

Виконаємо оцінку падіння маси трансмісійних валів. Для цього скористаємося відомою формулою, за якою розраховується діаметр валу залежно від того, який крутний момент він повинен сприймати:

$$d \geq 10^3 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} \quad (2.1)$$

де  $T$  – крутний момент,

Нм;  $[\tau]$  – допустиме напруження на кручення, приймаємо  $[\tau] = 35$  МПа.

На основі формули 2.1 побудована графічна залежність на рис. 2.5, що відображає вплив падіння крутного моменту на падіння маси валу, необхідної для забезпечення його міцності.

За рахунок застосування планетарного редуктора за схемою на рис. 2.2 можна досягти падіння маси  $\Delta m$  трансмісійних валів в 1,8 рази.



**Рисунок 2.5** – Вплив падіння крутного моменту на падіння маси валу  $\Delta m$ .

Проведений наближений аналіз різниці мас одноступінчатого планетарного зачеплення та одноступінчастого циліндричного зачеплення без врахування мас корпусів цих передач з врахуванням наступних умов:

- однакової величини крутного моменту, що передається в передачі;
- однакового передаточного числа.

В розрахунках передавальне число було прийнято  $u = 3$ .

Маса колеса з зовнішнім зачепленням приблизно визначається за залежністю:

$$M_{з.к} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot b \cdot \rho}{4}, \quad (2.2)$$

де  $b$  – ширина колеса;

$\rho$  – густина матеріалу колеса;

$d$  – дільний діаметр колеса.

Маса колеса з внутрішнім зачепленням приблизно визначається за залежністю:

$$M_{з.к.вн} = \frac{\pi \cdot d_{max}^2 \cdot (b+s) \cdot \rho}{4} - \frac{\pi \cdot d_{min}^2 \cdot b \cdot \rho}{4}, \quad (2.3)$$

де  $d_{max}$  - максимальний діаметр колеса;

$d_{min}$  - діаметр внутрішньої порожнини колеса;

$s$  – товщина перемички між маточиною та вінцем колеса.

Маса циліндричної зубчастої передачі обраховується по залежності:

$$M_{ц} = M_{з.к.1} + M_{з.к.2}. \quad (2.4)$$

Маса планетарного двоступінчастого редуктора визначається за залежністю:

$$M_{пл} = M_{сон} + K \cdot M_{сат.1} + K \cdot M_{сат.2} + M_{епіц} + M_{вод}, \quad (2.5)$$

де  $M_{сон}$  – маса сонячної шестерні;

$K$  – кількість сателітів;

$M_{сат.1}$  – маса сателіта першої ступені;

$M_{сат.2}$  – маса сателіта другої ступені;

$M_{епіц}$  – маса епіцикла (корони);

$M_{вод}$  – маса водила.

При обчисленні мас планетарного зачеплення та одноступінчастого циліндричного зачеплення та їх порівнянні була встановлена їх відносна маса:

$$\varepsilon = \left| \frac{M_{ц} - M_{пл}}{M_{ц}} \right| \cdot 100\% = 40\% \quad (2.6)$$

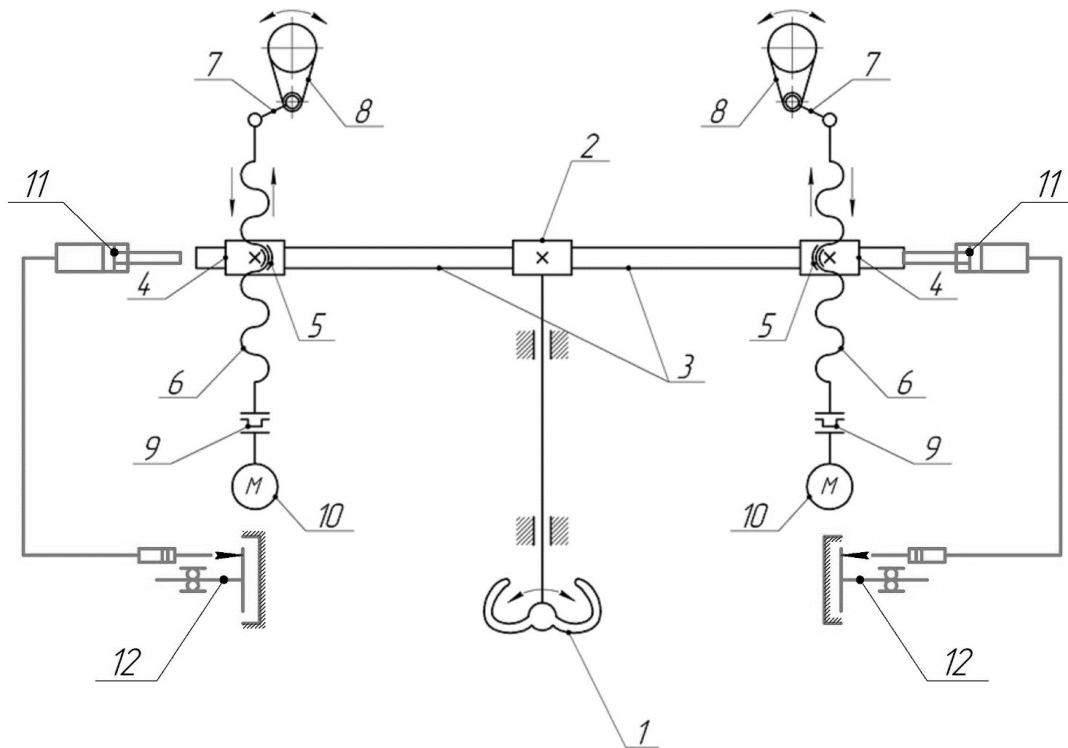
що говорить про те, що маса планетарної передачі має бути на 40% менша за масу циліндричного одноступінчастого зачеплення.

Ще одним можливим подальшим напрямком вдосконалення системи керування поворотами бортів всюдиходу є використання подвійних керованих диференціалів (рис. 1.14). Такий варіант дозволить забезпечити кращу керованість всюдиходом, його розвертання на місці. Проте для реалізації такого варіанту

необхідно забезпечити механічне керування диференційними передачами через вал відбору потужності від двигуна внутрішнього згорання.

## 2.1 Пропонований варіант реалізації приводу керування муфтами та гальмами для виконання поворотів.

Нами пропонується доопрацювати варіант приводу керування муфтами.



1 – штурвал; 2 – шестерня; 3- зубчаста рейка; 4 – зубчасте колесо; 5 – гайка; 6 – гвинт; 7 – шатун/мала тяга; 8 – корпус фрикційної муфти; 9 – плаваюча муфта(шліцева, зубчаста, тощо); 10 – електродвигун, 11-гідроциліндр керування гальмами; 12 – гальма.

**Рисунок 2.6.** – Привід системи керування муфтами з можливістю коригування положення тяг:

Принцип роботи: при повороті штурвала 1, зубчасте колесо 2 обертається та зміщує рейку 3, яка при цьому обертає зубчасте колесо 4. Зубчасте колесо жорстко закріплене на гайці 5 гвинтової передачі, яка має один ступінь вільності – поворот

відносно власної осі. Обертання колеса, а разом з нею і гайки призводить до поздовжнього переміщення гвинта 6, який через малу тягу 7 обертає корпус муфти 8 разом з однією з чашок з кульками. З іншого борту конструкція майже симетрична, за винятком напрямку різі гвинтової передачі – він протилежний. Таким чином, при повороті штурвала в якийсь бік, один з гвинтів рухається на замикання муфти, інший – на розмикання.

Управління гальмами 12 здійснюється за рахунок натискання рейки на лівий чи правий гідроциліндри 11 керування, що заюеспечує відповідно спрацювання лівого чи правого гальма.

Можливість коригування зусилля на муфті, та реалізація одночасного розмикання/замикання муфт на обох бортах здійснюється за допомогою двох програмно-керованих електроприводів, які здатні додатково повернути гвинти в потрібний для замикання/розмикання бік.

## РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ

### 3.1. Розрахунок передачі типу гвинт-гайка

Вихідні данні:

Осьова сила на гвинті:  $F_a=900$  Н

Хід гвинта:  $P_z=20$  мм

Тип різьби: упорна

Крок різьби: 5 мм

Кількість заходів:  $z=4$

Матеріал гайки: бронза

Матеріал гвинта: сталь

Розрахуємо кут підйому витків:

$$\tan \Psi = \frac{P_z}{\pi \cdot d_2} = \frac{P \cdot z}{\pi \cdot d_2}$$

Підставимо:

$$\tan \Psi = \frac{5 \cdot 4}{\pi \cdot 18,25} = 0,348 \approx 19,99$$

Пояснення:

Ця формула визначає кут підйому гвинтової лінії, який залежить від кроку різьби, кількості заходів та середнього діаметра. Кут підйому визначає співвідношення між обертальним і поступальним рухом гвинта. Чим більший кут, тим менший виграш у силі, але вищий ККД.

Проведемо розрахунки Силового аналізу передачі.

Момент на гвинті:

$$T = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\Psi + \varphi') \quad (3.1)$$

Обчислимо кут  $\varphi'$ :

$$\tan \varphi' = \frac{f}{\cos \delta} \quad (3.2)$$

При слабкому змащуванні для пари сталь-бронза  $f = 0,1$

Для упорної різьби  $\delta = 3^\circ$

Підставимо:

$$\tan \varphi' = \frac{0,1}{\cos(3^\circ)} \approx 0,1$$

$$T = 900 \cdot \frac{18,25}{2} \cdot 0,479 = 3933,8 \text{ Н/мм}$$

Порахуємо коефіцієнт корисної дії:

$$\eta = \frac{\tan \Psi}{\tan(\Psi + \varphi')} \quad (3.3)$$

Підставимо:

$$\eta = \frac{0,348}{0,479} = 0,72$$

Для передачі гвинт-гайка  $\eta = 0,6 \dots 0,8 \Rightarrow$  Умова виконується.

Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання:

$F_a$  – осьова сила на гвинті ;

$d_2$  – середній діаметр різьби;

$h$  – висота профілю різьби;

$H$  – висота гайки;

$P$  – крок різьби

$\Psi_h$  – коефіцієнт висоти різьби.

$\Psi_H$  – коефіцієнт висоти гайки.

$$h = \Psi_h \cdot P$$

Для упорної різьби  $\Psi_h = 0.75$

$$h = 0.75 \cdot 5 = 3,75$$

$$H = \Psi_H \cdot d_2$$

Для упорної різьби коефіцієнт  $\Psi_H = 1.2 \dots 2.5$

Підставимо:

$$H = 1.8 \cdot 18,25 = 32,85 \text{ мм}$$

Порахуємо кількість витків у гайці:

$$z_B = \frac{H}{P}$$

Підставимо:

$$z_B = \frac{32,85}{5} = 6.57$$

Поверхня контакту обчислюється за формулою:

$$A = \pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z_B$$

Підставимо:

$$A = \pi \cdot 18.25 \cdot 3.75 \cdot 6.57 \approx 1412.56$$

### 3.1.2 Розрахунок гайки

А) Розрахунок витків різьби на зріз.

$$\tau_{зр} = \frac{F_a}{A_{зр}} = \frac{F_a}{\pi \cdot d \cdot H \cdot k} \leq [\tau]_{зр} \quad (3.4)$$

Тут  $k$  – коефіцієнт повноти різьби.  $k = 0,5$

Підставимо:

$$\tau_{зр} = \frac{F_a}{A_{зр}} = \frac{900}{\pi \cdot 22 \cdot 32,85 \cdot 0,5} = 0,792 \leq [\tau]_{зр}$$

$[\tau]_{зр}$  допустимі для напр для бронзи 25 ... 30 МПа. => Умова виконується.

Б) Розрахунок корпусу гайки на розтяг з крученням.

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_a \cdot \beta}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \quad (3.5)$$

$\beta = 1,3$  – коефіцієнт, що враховує закручування гайки.

Так як внутрішній діаметр гайки ( $D_{\text{внут}}$ ) = ( $d + 0,5$  мм), приймаємо його як 22,5 мм

Приймаємо зовнішній діаметр гайки  $D_{\text{зов}} = 30$  мм.

Підставимо:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 900 \cdot 1.3}{\pi \cdot (30^2 - 22^2)} \approx 3.58 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження для бронзи  $[\sigma]_p = (35 \dots 45)$  МПа. => Умова виконується

Порахуємо товщину стінки гайки:

$$s = \frac{D_{\text{зов}} - D_{\text{внут}}}{2} \quad (3.6)$$

Підставимо:

$$s = \frac{30 - 22,5}{2} = 3,75 \text{ мм}$$

В) Розрахунок опорного торця і висоти фланця гайки

Розрахунок опорного торця гайки на зминання

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot (D_{\phi}^2 - D^2)} \leq [\sigma]_{\text{зм}}$$

Розрахунок висоти фланця:

Висота фланця визначається з умови рівномірного розподілу навантаження між витками

$$h_{\phi} = 0,25H$$

Підставимо:

$$h_{\phi} = 0,25 \cdot 32,85 = 8,21 \text{ мм}$$

Приймаємо висоту фланця 8 мм.

Підставимо:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{4 \cdot 900}{\pi \cdot (46^2 - 30^2)} = 0,942365 \text{ МПа}$$

Для чавунної і бронзової гайки  $[\sigma]_{\text{ЗМ}} = (35 \dots 45)$  МПа. Умова виконується.

Перевіримо висоту фланця за формулою:

$$D_{\phi} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot \sigma_{\text{ЗМ}}} + D^2} \quad (3.7)$$

Підставимо:

$$D_{\phi} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 900}{\pi \cdot 0,942365} + 30^2} = 46 \text{ мм}$$

Для чавунної і бронзової гайки  $[\sigma]_{\text{ЗМ}} = (35 \dots 45)$  МПа. Умова виконується.

Розрахунок гвинта

А) Розрахунок стержня гвинта на розтяг (стиск) з крученням.

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2}$$

Підставимо:

$$\sigma = \frac{4 \cdot 900}{\pi \cdot 13,322^2} \approx 3,22 \text{ МПа}$$

Напруження від дії моменту в різьбі  $T$

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_1^3}$$

Підставимо:

$$\tau = \frac{16 \cdot 3933,8}{\pi \cdot 13,322^3} \approx 8,4 \text{ МПа}$$

За III теорією міцності:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad (3.8)$$

Підставимо:

$$\sigma_E = \sqrt{3,22^2 + 4 \cdot 8,4^2} \approx 17,1 \text{ МПа.}$$

## 3.2 Розрахунок рейкової передачі.

### 3.2.1 Розрахунок зубчатого колеса.

Для нашого розрахунку буде використовуватись готове зубчате колесо з наступними параметрами:

Діаметр зубчатого колеса:  $D_{\text{колеса зовн.}} = 57 \text{ мм.}$

Ділильний діаметр зубчатого колеса:  $D_{\text{колеса сер.}} = 52 \text{ мм.}$

Модуль зубчатого колеса:  $m_{\text{зуб.колеса}} = 2 \text{ мм.}$

Хід зубчатого колеса: 164 мм.

Кількість зубів на зубчатому колесі:  $Z_{\text{зуб.колеса}} = 26$

Крутний момент на валу(в якості валу використовується наша передача гвинт-гайка):  $T = 3933,8 \text{ Н}\cdot\text{мм}$

Коефіцієнт форми зуба:  $Y_{\text{зуб.колеса}} = 0.375$

Ширина зуба визначається за формулою:

$$s = \frac{\pi \cdot m}{2} \quad (3.9)$$

Підставимо:

$$s = \frac{\pi \cdot 2}{2} = 3.14 \text{ мм}$$

Порахуємо згинальне напруження по Льюїсу:

$$\sigma = \frac{2 \cdot T}{s \cdot m \cdot Z \cdot Y_{\text{зуб.колеса}}} \quad (3.10)$$

Підставимо:

$$\sigma = \frac{2 \cdot 3933,8}{3,14 \cdot 2 \cdot 26 \cdot 0.375} \approx 128,42 \text{ МПа}$$

Допустимі напруження для Сталь 45 (200-300 МПа). Умова виконується.

Проведемо розрахунок контактного напруження:

$$\sigma_H = Z_H \cdot \sqrt{\frac{T \cdot K_H}{D_{\text{колёса сер.}} \cdot S}} \quad (3.11)$$

$K_H \approx 1.2$  – коефіцієнт навантаження.

$Z_H$  – коефіцієнт для матеріалу зубів. Для Сталь 45  $\approx 1$

Підставимо:

$$\sigma_H = 1 \cdot \sqrt{\frac{3933.8 \cdot 1.2}{52 \cdot 3.14}} = 5,376 \text{ МПа.}$$

### 3.2.2 Розрахунок рейкової передачі.

Модуль рейки:  $m_n = 2$  мм

Крок рейки:

$$P_n = \pi \cdot m_n \quad (3.12)$$

Підставимо:

$$P_n = \pi \cdot 2 = 6,283 \text{ мм}$$

Модуль основний торцевий:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (3.13)$$

Кут нахилу зуба  $\beta = 20^\circ$

Підставимо:

$$m_t = \frac{2}{\cos 20^\circ} \approx 2,12 \text{ мм}$$

Крок торцевий:

$$P_t = \frac{P_n}{\cos \beta} \quad (3.14)$$

Підставимо:

$$P_t = \frac{6,283}{\cos 20^\circ} = 6,68 \text{ мм}$$

Висота головки зуба:  $h_a = 2\text{ мм}$

Висота зуба:  $h = 4,5\text{ мм}$ .

Діаметр рейки:  $D_{\text{рейки}} = 25\text{ мм}$ .

Довжина косоного зуба:

$$b_1 = \frac{D_{\text{рейки}}}{\cos \beta} \quad (3.15)$$

Підставимо:

$$b_1 = \frac{25\text{ мм}}{\cos \beta} = 26,6\text{ мм}.$$

Лінійне переміщення рейки  $L$ , відповідаюче куту повороту колеса:

$$L = \frac{Y \cdot P_t \cdot z}{360^\circ} \quad (3.16)$$

$z$ -число зубів зубчатого колеса.

$Y$ -кут повороту колеса, відповідаюче переміщенню рейки на велечину  $L$ .

Порахуем кут повороту колеса  $Y$ :

$$Y = L \frac{360^\circ}{P_t \cdot z}$$

Підставимо:

$$Y = 164 \frac{360^\circ}{6,68 \cdot 26} = 339,9^\circ$$

Розрахунок на згинальні напруження:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{D_{\text{рейки}} \cdot m_n \cdot Y_F} \quad (3.17)$$

$K_F$  – коефіцієнт навантаження на згин (1.1 – 1.25)

$Y_F$  – коефіцієнт форми зуба при згині (2.5 – 3 для прямозубих коліс)

Підставимо:

$$\sigma_F = \frac{900 \cdot 1.2}{25 \cdot 2 \cdot 2.5} = 8,64\text{ МПа}$$

Допустиме згинальне напруження для сталі 250-300 МПа. Умова виконується.

### 3.3 Розрахунок Гідроприводу.

Вихідні дані:

Сила на штоці гідроциліндра муфти:  $F_{шт1} = 400 \text{ Н}$

Сила на штоці гідроциліндра гальма,  $F_{шт2} = 400 \text{ Н}$

Час спрацювання муфт і гальм:  $t_{peak} = 0.5 \text{ с}$

Хід штока муфти:  $S_{шт1} = 0,053 \text{ м}$

Хід штока гальм:  $S_{шт2} = 0,05 \text{ м}$

Швидкість штока гідроциліндра муфти[3]:

$$V_{шт1} = \frac{S_{шт1}}{t_{peak}} = 0.106 \text{ м/с}$$

Швидкість штока гідроциліндра гальма:

$$V_{шт2} = \frac{S_{шт2}}{t_{peak}} = 0.1 \text{ м/с}$$

Потужність на гідроциліндрах [4]:

$$N_{шт1} = F_{шт1} \cdot V_{шт1} = 42.4 \text{ Вт}$$

$$N_{шт2} = F_{шт2} \cdot V_{шт2} = 42.4 \text{ Вт}$$

#### 3.2.1 Розрахунок потужності насоса

Запас по силі та швидкості

$$k_{зап.сила} = 2$$

$$k_{зап.шв.} = 2$$

Ефективна потужність насоса, Вт

$$N_{НАС} = k_{зап.сила} \cdot k_{зап.шв.} \cdot (2 \cdot N_{шт1} + 2 \cdot N_{шт2}) = 659,2$$

Вибір насосу:

Номінальний тиск в системі згідно рекомендацій, Па

$$p_{\text{НОМ}} = 3 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Попередня робоча частота насосу:

$$n_{\text{НАС}} = 1000 \text{ об/хв}$$

Робочий об'єм:

$$q_{\text{НАС}} = \frac{N_{\text{НАС}}}{p_{\text{НОМ}} \cdot n_{\text{НАС}}} = 2.197 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{об}$$

Подача насосу:

$$Q_{\text{НАС}} = q_{\text{НАС}} \cdot n_{\text{НАС}} = 2.197 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{об}$$

Робочий об'єм:

$$q_{\text{НАС}} \cdot 10^6 = 0.22 \text{ см}^3/\text{об}$$

Вибираємо насос Danfoss (Turolla) SNP1NN[9]:

$$\eta_{\text{об}} = 0.85$$

дійсні значення робочого об'єму м<sup>3</sup>/об, частоти об/хв та подачі, м<sup>3</sup>/с

$$q_{\text{НАС.Д}} = 4 \cdot (10^{-2})^3$$

$$n_{\text{НАС.Д}} = 1000$$

$$Q_{\text{НАС.Д}} = q_{\text{НАС.Д}} \cdot n_{\text{НАС.Д}} \cdot \frac{\eta_{\text{об}}}{60} = 5.667 \cdot 10^{-5}$$

$$Q_{\text{НАС.Д}} \cdot 60 \cdot 1000 = 3.4 \text{ л/с}$$

В лініях швидкість приймається м/с

$$V_{\text{РІД.ВСМ}} = 1,5 \text{ м/с}$$

$$V_{\text{РІД.НАП}} = 3 \text{ м/с}$$

$$V_{\text{РІД.ЗЛ}} = 2 \text{ м/с}$$

Визначення внутрішнього діаметру гідроліній (на всмоктування, напірної, зливної):

$$d_{\text{Р.ВСМ}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{НАС.Д}}}{\pi \cdot V_{\text{РІД.ВСМ}}}} = 0.006935 \text{ м}$$

$$d_{\text{Р.НАП}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{НАС.Д}}}{\pi \cdot V_{\text{РІД.НАП}}}} = 0.004904$$

$$d_{p.3Л} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot Q_{\text{нас.д}}}{\pi \cdot V_{\text{рід.3Л}}}} = 0.006006$$

Мінімальні зовнішні діаметри гідроліній:

$$d_{p.\text{НАП.д}} = d_{p.\text{нап}} \cdot 10^3 + 2 \cdot 2 = 8.904$$

$$d_{p.3Л.д} = d_{p.\text{заг.д}} \cdot 10^3 + 2 \cdot 2 = 10.006$$

Приймаємо внутрішній діаметр гідроліній:

$$D_{p.\text{ЗАГ.д}} = 0.0012 \text{ м}$$

Та товщину стінки труби 2 мм.

Тоді дійсне значення швидкості рідини в гідролініях:

$$V_{\text{рід.д}} = \frac{4 \cdot Q_{\text{нас.д}}}{\pi \cdot d_{\text{ЗАГ.д}}^2} = 50.104$$

$$\varphi = 1.6$$

$$\eta_{\text{г.ц.об}} = 0.95$$

### 3.2.2 Розрахунок гідроциліндрів муфт, м

Діаметр поршневої камери

$$D_{\text{ШТ1.ПОР}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{ШТ1}} \cdot \varphi}{\pi \cdot p_{\text{НОМ}} \cdot \eta_{\text{г.ц.об}}}} = 0.017$$

Діаметр штока, м

$$D_{\text{ШТОКА1}} = D_{\text{ШТ1.ПОР}} \cdot \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} = 0.01$$

Розрахунок гідроциліндрів гальм, м

Діаметр поршневої камери

$$D_{\text{ШТ2.ПОР}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{ШТ2}} \cdot \varphi}{\pi \cdot p_{\text{НОМ}} \cdot \eta_{\text{г.ц.об}}}} = 0.017$$

Діаметр штока:

$$D_{\text{штока2}} = D_{\text{шт2.пор}} \cdot \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} = 0.01 \text{ м}$$

Уточнення діаметрів з умови забезпечення швидкості штока:

$$D_{\text{шт1.пор.шв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{нас.д}}}{\pi \cdot V_{\text{шт1}}}} = 0.026 \text{ м}$$

$$D_{\text{штока1}} = D_{\text{шт2.пор.шв}} \cdot \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} = 0.016 \text{ м}$$

Обчислення площі поршневої камери, м<sup>2</sup>

$$S_{\text{шт1.пор}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{шт1.пор}}^2}{4} = 2.246 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Обчислення площі штокової камери, м<sup>2</sup>

$$S_{\text{шт1.пор}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{шт1.пор}}^2 \cdot D_{\text{штока1}}^2)}{4} = 1.404 \cdot 10^{-4}$$

Витрати циліндра м<sup>3</sup>/с

$$\eta_{\text{г.ц.о}} = 0.98$$

$$Q_{\text{шт1}} = \frac{S_{\text{шт1.пор}} \cdot V_{\text{шт1}}}{\eta_{\text{г.ц.б}}} = 2.429 \cdot 10^{-5}$$

в л/с:  $Q_{\text{шт1}} \cdot 1000 = 0.024$

Перепад тиску на гідроциліндрі, Па

$$\Delta p_{\text{ц}} = \frac{F_{\text{шт1}}}{S_{\text{шт1.шт}} \cdot \eta_{\text{г.ц.об}}} = 3 \cdot 10^6$$

Потужність на штоках, Вт

$$\eta_{\text{ц}} = 0.9$$

$$N_{\text{шт1.1}} = \frac{F_{\text{шт1}} \cdot V_{\text{шт1}}}{\eta_{\text{ц}}} = 47.111$$

$$N_{\text{ШТ2.1}} = \frac{F_{\text{ШТ2}} \cdot V_{\text{ШТ2}}}{\eta_{\text{ц}}} = 44.444$$

Фактична подача насоса з врахуванням всіх гідроциліндрів м3/с

$$n = 4$$

$$Q_{\text{ШТ1.}\phi} = 1.1 \cdot Q_{\text{ШТ1}} \cdot n = 1.069 \cdot 10^{-4}$$

або в л/с

$$Q_{\text{ШТ1.}\phi} \cdot 1000 = 0.107$$

Вибираємо робочу рідину:

ВМГЗ (ТУ38-1-01-479-79)

Густина

$$\rho = 860 \text{ кг/м}^3$$

Кінематична в'язкість при температурі:  $t = 50^\circ\text{C}$ .

$$\nu = 10 \text{ мм}^2/\text{с}$$

Діапазон робочих температур  $-40 - +60 \text{ C}$

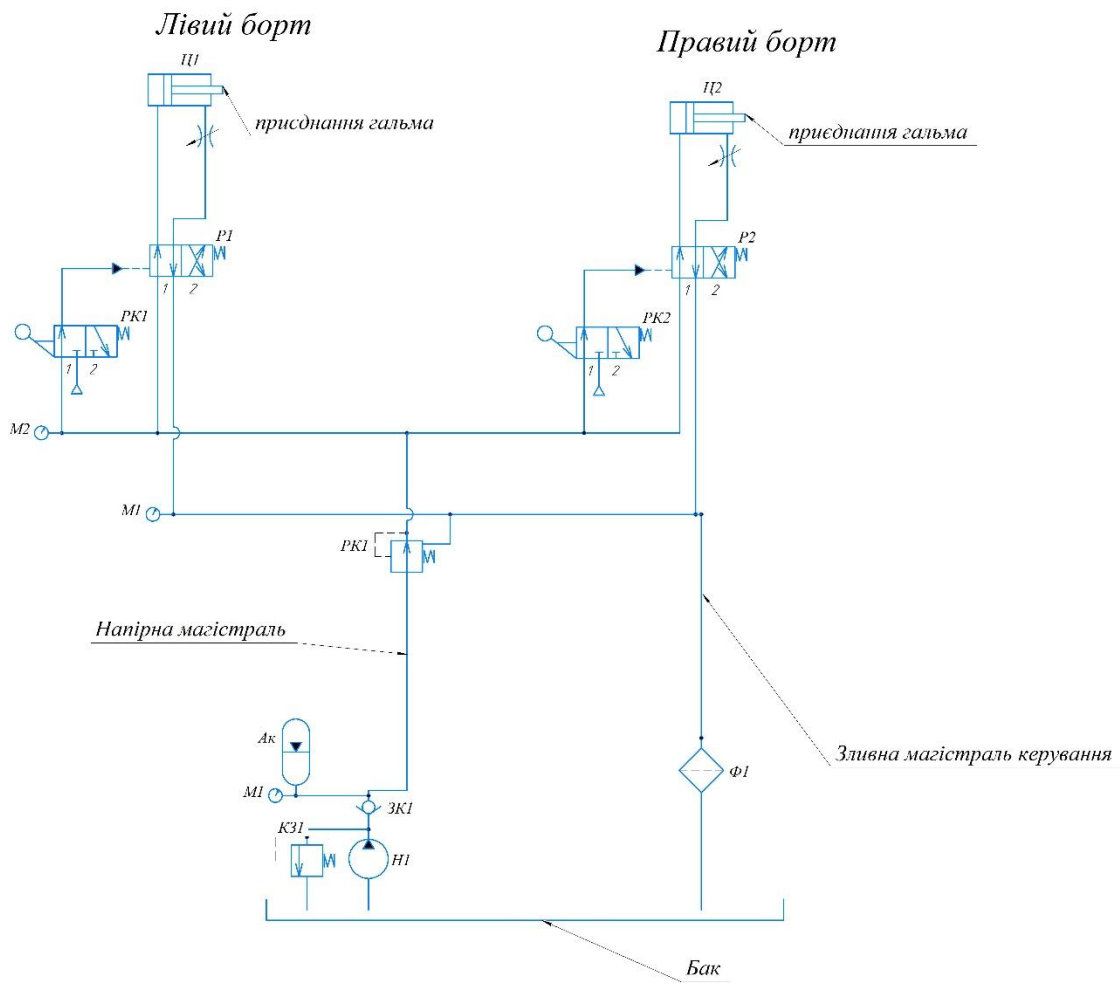
Втрати тиску:

$$\Delta p_l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V_{\text{РІД.Д}^2}}{2} \cdot \rho \cdot 10^{-6}$$

$$\Delta p_l = \xi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V_{\text{РІД.Д}^2}}{2} \cdot \rho \cdot 10^{-6}$$

Орієнтовний об'єм гідробака (без теплового розрахунку), л

$$V_{\text{г.б.}} = 0.8 \cdot Q_{\text{нас.д}} \cdot 1000 \cdot 60 = 2.72$$



**Рисунок 3.1** Гідравлічна схема системи керування.

## **4. ПРОЄКТУВАННЯ ТРИВИМІРНОЇ МОДЕЛІ РУЛЬОВОГО МЕХАНІЗМУ ТА АНАЛІЗ НАПРУЖНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ**

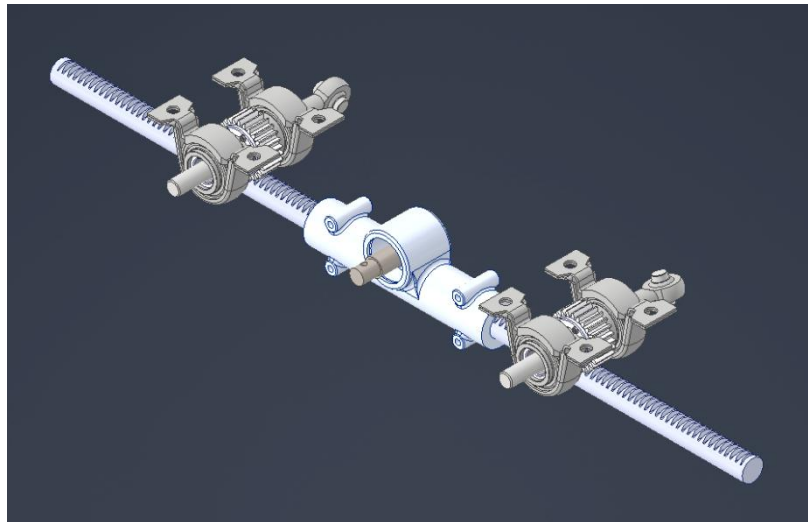
У цьому розділі розглядається процес створення тривимірної моделі рульового механізму типу "рейка-шестерня" з доповненням конструкції гвинтовими передачами. Модель була розроблена у середовищі автоматизованого проєктування Autodesk Inventor.

За основу було взято готову модель рульової рейки з шестернею. Конструкція була доопрацьована: додано дві зубчасті передачі з обох боків рейки. У середині кожної шестерні реалізовано гвинтову передачу типу "гвинт-гайка", що забезпечує обертально-поступальну передачу зусиль до рульових тяг. Така модифікація дозволяє досягти симетричної передачі навантажень, зменшити люфти та покращити точність рульового управління.

### **4.1. Опис конструкції 3D-моделі.**

Основу моделі становить рульова рейка в зборі, до якої було додано модифіковані компоненти з метою покращення функціональності та ілюстрації принципу роботи. У стандартну конструкцію було внесено наступні зміни:

- по обидва боки до рейки було додано два зубчасті колеса, що знаходяться у зчепленні з рейкою;
- всередині зубчастих коліс розміщено гвинтову пару типу гвинт-гайка, яка забезпечує перетворення обертального руху на поступальний;
- центральна частина містить опору з підшипниковим вузлом, яка стабілізує вал.
- також було додано підшипникові опори, які кріпляться по обидва боки гайки.



**Рисунок 4.1** – Загальний вигляд 3D-моделі рульового механізму.

## 4.2. Особливості експлуатації та роботи механізму.

### Передача гвинт-гайка



**Рисунок 4.2** – Гвинт-гайка розміщена всередині зубчатого колеса жорстким зчепленням.

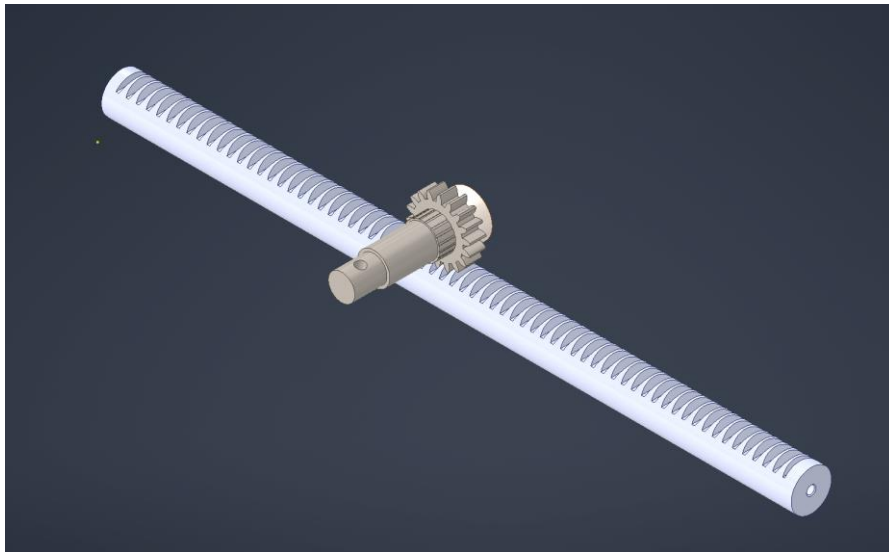
Передача гвинт-гайка застосовується для перетворення обертального руху на поступальний із підвищеною точністю. У цій моделі вона використовується як

проміжний елемент між зубчастим колесом і робочим штоком. Завдяки різьбі великого кроку та можливості використання декількох заходів (наприклад, 4-заходна упорна різьба), така передача забезпечує:

- високу точність переміщення;
- здатність до самогальмування (в залежності від кута підйому різьби);
- плавність ходу.

Однак її основним недоліком є невисокий ККД, особливо при наявності значного тертя.

Зубчаста передача рейка-шестерня



**Рисунок 4.3** – Зубчаста передача рейка-шестерня.

Зубчаста передача рейка-шестерня є класичним прикладом простої, але надійної системи для перетворення обертального руху валу в поступальний рух рейки. Вона дозволяє:

- передавати значні зусилля при малих габаритах;
- забезпечує жорсткий зчеплений зв'язок, що актуально для рульового управління;
- легко реалізується у плані виготовлення та обслуговування.

Недоліки включають підвищений знос у місці контакту, особливо при недостатній змазці або при роботі в агресивних умовах.

### 4.3 Розрахунок напружено-деформованого стану.

У цьому розділі виконується розрахунок напружено-деформованого стану (НДС) досліджуваної деталі з використанням інструментів середовища Autodesk Inventor, а саме модуля Stress Analysis. Основна мета розрахунку – визначення критичних зон концентрації напружень, оцінка зміщень конструкції та розрахунок коефіцієнта запасу міцності для перевірки надійності виробу.

#### 4.3.1 Підготовка моделі до розрахунку.

На першому етапі було змодельовано геометрію деталі у 3D-середовищі Inventor. Далі у вкладці Stress Analysis створено нову симуляцію типу Static Analysis.

Було виконано:

- Задання матеріалу конструкції.
- Встановлення граничних умов.
- Застосування зовнішнього навантаження, згідно наших розрахунків.

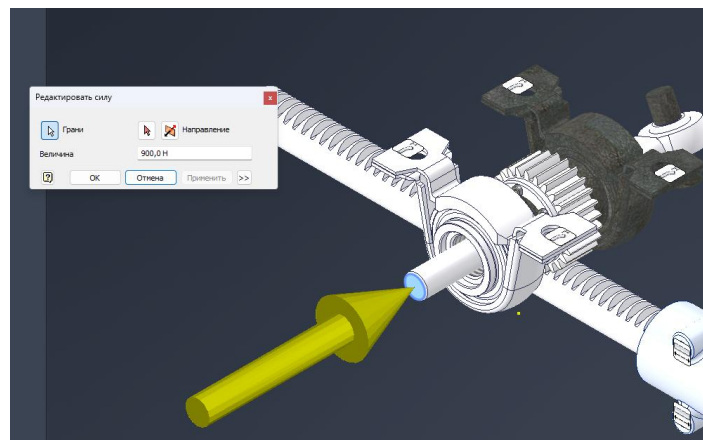
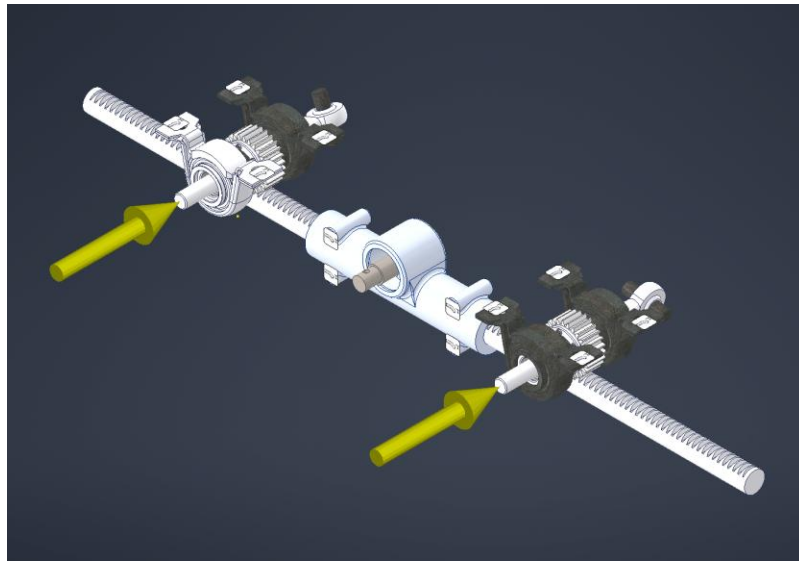
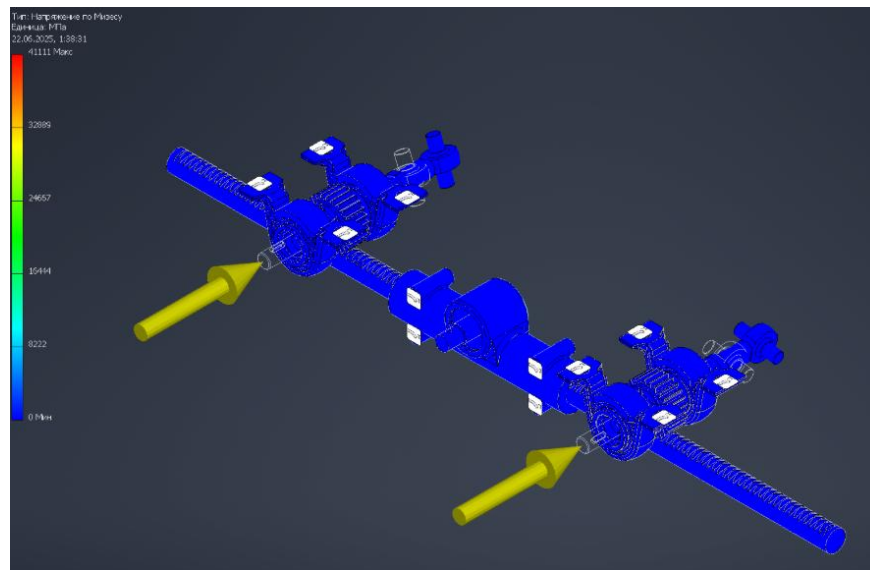


Рисунок 4.4 – Задання зовнішніх сил.



**Рисунок 4.5** – Модель деталі у середовищі Stress Analysis

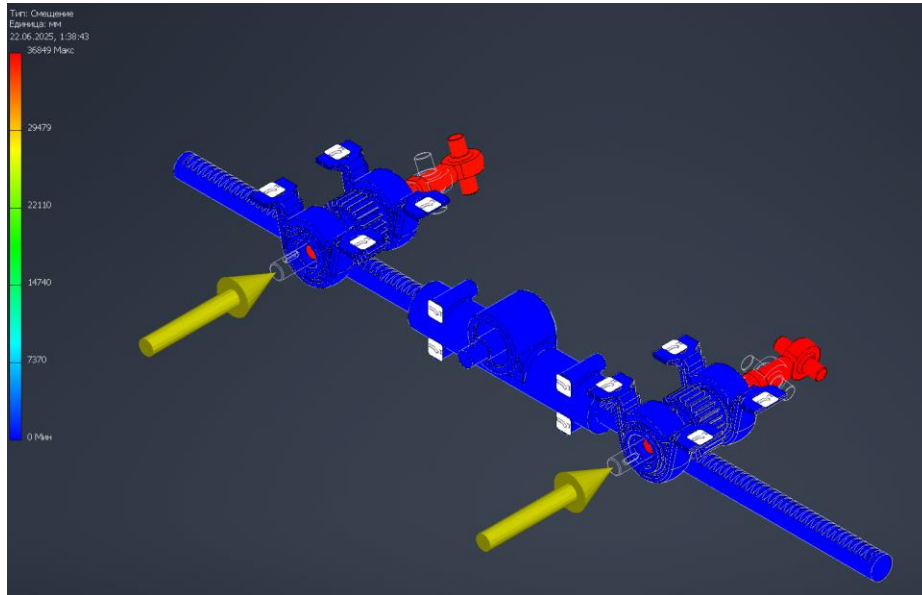
На рис. 4.6 показано розподіл напружень за критерієм Мізеса. Даний критерій є узагальненою оцінкою напруженого стану і дозволяє виявити області, де можуть виникати пластичні деформації.



**Рисунок 4.6** – Результат аналізу напруження за Мізесом

З аналізу видно, що максимальні значення напружень спостерігаються у зоні штока з віссю, а також у місцях кріплення елементів опор – це вказує на можливу перевантаженість елементів передачі.

На рис. 4.7 наведено карту переміщень конструкції під дією прикладеного навантаження. Величина переміщення визначає жорсткість системи та її стійкість до зовнішнього впливу.



**Рисунок 4.7** – Результат аналізу зміщення.

Максимальне значення переміщення становить: 36849 мм.

Це значення є значним і свідчить про те, що конструкція в існуючому вигляді демонструє надмірну гнучкість. Основна деформація зосереджена у тих же зонах, що і пікові напруження – у місцях контакту передавальних елементів з віссю та у точках прикладення сили. Така концентрація вказує на необхідність перегляду товщини перерізів, типу опор або використання підсилень.

#### **4.3.2 Висновок з проведення розрахунку.**

Проведене дослідження деформованого стану конструкції дозволило виявити критичні зони концентрації напружень та максимальних переміщень.

Результати аналізу засвідчили, що при заданому навантаженні окремі елементи конструкції зазнають перенапруження та надмірних деформацій, що може

призвести до втрати працездатності. Це свідчить про необхідність удосконалення конструкції шляхом підвищення її жорсткості, зміни геометричних параметрів або застосування більш міцних матеріалів. Застосування числового моделювання у середовищі Autodesk Inventor підтвердило його ефективність для попереднього інженерного оцінювання напружено-деформованого стану складальних виробів.

Для забезпечення надійності та довговічності конструкції доцільно:

- Підсилення або зміна геометрії, зокрема – в місцях з найбільшими переміщеннями.
- Провести топологічну оптимізацію елементів.
- Додати ребра жорсткості або змінити структуру опор.
- Застосувати додатковий аналіз контактних взаємодій між вузлами, що дозволить врахувати реальні умови експлуатації.

#### **4.4 Аналіз конструктивних рішень.**

У сучасному машинобудуванні, зокрема в системах керування рухом, активно використовуються різноманітні механізми передачі зусилля та переміщення. Найпоширенішими серед них є зубчасті передачі, гвинтові передачі, а також їх комбінації. У цьому проєкті реалізована комбінована передача: «зубчасте колесо - рейка» та «гвинт - гайка», що поєднує переваги обох рішень.

##### **4.4.1 Оцінка вибраного варіанту**

Використана в даному проєкті комбінована передача "гвинт-гайка в шестерні" дозволяє отримати:

- компактність (менше деталей у порівнянні з класичною схемою);
- перетворення обертального руху в поступальний без потреби у зовнішніх лінійних приводах;

- симетричне навантаження за рахунок двох передач зліва і справа;
- гнучкість при проектуванні напрямку переміщення тяг, оскільки вал може крутитися в обидві сторони;
- ефективну передачу моменту на рейку.

Таке конструювання є оптимальним у випадках, коли потрібно сумістити механічну надійність зубчастої пари та плавність і точність гвинтової пари.

Окремо слід відзначити, що зубчаста передача з рейкою дозволяє забезпечити передачу зусилля без ковзання, що робить її ідеальною для ситуацій, коли потрібно досягнути фіксованого переміщення без втрат або ковзання, властивого, наприклад, фрикційним передачам. Водночас, внутрішня гвинтова пара - особливо при використанні упорної різьби або спеціального антифрикційного покриття - додає механізму ефект самогальмування, що може бути дуже корисним у випадках, коли потрібно зафіксувати положення без додаткових стопорних пристроїв.

#### 4.4.2 Переваги та недоліки рішення.

У таблиці нижче наведено основні переваги та недоліки реалізованого конструктивного рішення

**Таблиця 4.1** – Основні переваги та недоліки.

<b>Критерій</b>	<b>Оцінка</b>
Компактність	Висока - гвинт інтегровано в шестерню, немає окремого лінійного приводу.
Простота обслуговування	Середня - гвинтову пару потрібно регулярно змащувати.
Вартість виготовлення	Середня - залежить від точності нарізки різьби та зубців.

Надійність	Висока - при правильному обслуговуванні.
Самогальмування	Так - при використанні упорної різьби.
Складність виготовлення	Помірна – потрібна висока точність розміщення гвинта у шестерні.
Універсальність	Висока - підходить для точних або повторюваних переміщень.
Зносостійкість	Висока у шестерні, середня у різьбі (залежить від навантаження та мастила).

#### 4.4.3 Приклади використання подібних рішень.

##### 1.Робототехніка і автоматизація

У галузі робототехніки, особливо в сегменті промислових маніпуляторів або мобільних платформ, комбіновані механізми все частіше використовуються для забезпечення точного лінійного переміщення з можливістю швидкого повернення в початкове положення. Наприклад, у конструкціях телескопічних кареток або висувних модулів, де потрібно виконати рух у прямому напрямку з контрольованим зусиллям, застосовується передача гвинт-гайка, що інтегрується у зубчасту систему. Це дозволяє економити місце й зменшити інерційне навантаження.

##### 2.Автомобільна промисловість

У автомобілебудуванні класична рульова рейка використовується майже у всіх сучасних авто. Водночас, у системах адаптивного керування або електропідсилення рульових систем, усе частіше застосовують електромеханічні вузли, де електродвигун приводить в дію гвинтову пару, яка, своєю чергою, обертає

або переміщує зубчастий сегмент. Це фактично і є модернізований варіант комбінованої передачі, схожої до тієї, що реалізована у проєкті.

### 3. Медичне обладнання та оптика

У мікропозиційовальних пристроях, таких як столи для томографії, оптичні платформи або лазерні гальванометри, часто застосовується передача гвинт-гайка, яка інтегрується в рейкову платформу. Це дозволяє досягти максимальної плавності руху, а також виключити вібрації, що особливо важливо у медичній діагностиці.

### **Висновок до розділу 4**

Було виконано повне 3D-моделювання вузла рульового керування із застосуванням зубчастої та гвинтової передачі, також було проведено розрахунок деформовано-напруженого стану. Побудовано 3D-модель, креслення на основні деталі, а також здійснено аналіз експлуатаційних властивостей та доцільності використання такого конструктивного рішення. Представлені креслення є основою для подальшого виготовлення або імітаційного моделювання роботи механізму.

## ВИСНОВКИ

У процесі виконання дипломної роботи було реалізовано повноцінний цикл проектування системи керування для транспортного засобу підвищеної прохідності з бортовим поворотом. Робота охоплює як теоретичні, так і практичні аспекти створення інноваційної системи керування, спрямованої на підвищення мобільності, надійності та ефективності роботи всюдихода в умовах складного рельєфу.

На першому етапі дослідження було проведено аналіз існуючих конструктивних рішень у галузі машинобудування, зокрема схем керування транспортними засобами з бортовим поворотом. Розглянуто класичні та сучасні варіанти реалізації таких систем: з фрикційними муфтами та гальмами, планетарними редукторами, керованими і подвійними диференціалами, а також системи з потрійним диференціалом Меррітта-Брауна. Кожна з них була оцінена з погляду складності конструкції, ефективності, надійності та доцільності використання в умовах експлуатації всюдиходів.

У результаті було визначено, що найбільш оптимальним для даного проекту є варіант з використанням фрикційних муфт і гальм, як найбільш простого, ремонтпридатного та ефективного рішення, особливо для техніки, що використовується в умовах обмеженого сервісного обслуговування. Однак така система має певні недоліки — зокрема, значні енергетичні втрати під час гальмування, виділення тепла та зношування гальмівних елементів. Для мінімізації цих факторів у роботі запропоновано вдосконалення у вигляді використання бортових планетарних редукторів, що дозволяють знизити навантаження на трансмісійні вали та зменшити масу гальмівного обладнання.

У другому розділі представлено власну конструкцію системи керування, що реалізована через симетричний привід з гвинтовою передачею типу “гвинт-гайка” та рейково-зубчастим механізмом. Така компоновка дозволяє забезпечити

синхронне керування муфтами обох бортів, з можливістю ручного або електромеханічного регулювання. Проведено розрахунки основних параметрів елементів системи: зусиль, моментів, потужностей та геометричних розмірів.

Особлива увага була приділена розрахунку гідроприводу, який відповідає за керування гальмами. З урахуванням реальних параметрів тиску, швидкості переміщення та навантаження було підібрано насос і гідроциліндри, а також визначено діаметри гідроліній. Використання багатодискових гальм, що працюють у масляному середовищі, дозволяє забезпечити достатнє гальмівне зусилля при оптимальних габаритах і масі.

На завершальному етапі розробки була створена тривимірна модель конструкції у середовищі Autodesk Inventor. Модель дозволила візуалізувати роботу механізмів, оцінити кінематичні зв'язки між елементами, перевірити коректність руху та відповідність проектним параметрам. Такий підхід підвищив точність конструкторських рішень і дозволив виявити та усунути потенційні недоліки ще на етапі моделювання.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

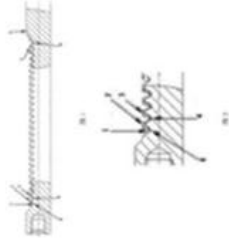
- 1.Будова тракторів [Електронний ресурс] : навчальний посібник. – URL: <https://budova-traktoriv.com.ua/index.html> (дата звернення 12.04.2025)
2. Електромеханічна система керування режимом роботи вузла зчеплення. пат. US9702419B2, США, № US9702419B2, F16D41/125 , заяв. 11.07.2017,опубл.11.07.2017.URL:<https://patents.google.com/patent/US9702419B2/en?q=US9702419B2+> (дата звернення 17.04.2025)
- 3.Мандрус В.І., Лещін Н.П., Звягін В.М. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків. Львів, „Світ”, 1995.- 263с.
- 4.Мельник В.П., Качан С.Н., Водолажченко О.Г.. Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування об’ємного гідроприводу автомобілів вантажопідйомної та будівельно-дорожньої техніки для студентів денної та заочної форм навчання спеціальностей підйомно-транспортні, будівельно –дорожні машини і обладнання та автомобілі і автомобільне господарство. Макіївка, ДонДАБА,1998
5. Привід для приведення в дію фрикційної муфти, пат. WO2018046059, Німеччина, № PCT/DE2017/100734, F16D 25/08 2006.1, заявл. 31.08.2017, опубл.15.03.2018.WIPO.URL:<https://patentscope.wipo.int/search/en/WO2018046059> (дата звернення 20.04.2025)
6. Пристрій, що приводить в дію зчеплення, пат. US6896112B2, США, № US6896112B2,F16D48/06,заяв.08.06.2004,опубл.24.05.2005.URL:<https://patents.google.com/patent/US6896112B2/en?q=US6896112B2+>(дата звернення 22.04.2025)
7. Рейка рульового механізму з шестернею та рейкою, пат. CN203318487U, Китай, № CN203318487U, заяв.14.05.2013, опубл.04.12.2013 URL:<https://patents.google.com/patent/CN203318487U/en?q=CN203318487U+>
8. Рульова рейка та спосіб її виготовлення, пат. US12286163B2, США, № US12286163B2, B21D53/88; B62D3/12; B21K1/76; заяв.09.08.2016, опубл.29.04.2025.URL:<https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/061018075/publication/US12286163B2?q=steering%20rack> (дата звернення 26.04.2025)

9. Шестеренні гідронасоси. Danfoss (Turolla) SNP1NN.  
URL:<https://www.bibus.ua/produkti-rishennja/gidravlika/new-gidravlichni-nasosi/shesterenni-nasosi/> (дата звернення 01.05.2025)
10. Cletrac Controlled Differential Steering System, *The Model*  
URL:<https://selmec.org.uk/articles/93-cletrac-controlled-differential-steering-system> (дата звернення 05.05.2025)
11. Chen, Y.-F., Chen, I.-M., Chang, J., Liu, T. *Схематичні діаграми сучасних диференціалів з векторизацією крутного моменту (TVD)* [Рис. 1а–1b] // *Design and Analysis of a New Torque Vectoring System with a Ravigneaux Gearset for Vehicle Applications / Energies*. — 2017. — Рис. 1. — Електронний варіант: ResearchGate.  
URL:[https://www.researchgate.net/figure/Schematic-diagrams-of-current-torque-vectoring-differential-TVD-designs-a\\_fig1\\_353432824](https://www.researchgate.net/figure/Schematic-diagrams-of-current-torque-vectoring-differential-TVD-designs-a_fig1_353432824) (дата звернення 07.05.2025)
12. Differential steering. Double-differential  
URL: [https://en.wikipedia.org/wiki/Differential\\_steering](https://en.wikipedia.org/wiki/Differential_steering) (дата звернення 17.05.2025)
13. 1Matrix International. Мультидискові гальма: технічний каталог P-7805-MX-A4 [Електронний ресурс]. – Altra Industrial Motion, 2019. – 20 с.  
URL:[https://www.altraliterature.com/-/media/Files/Literature/Brand/matrix-international/catalogs/p-7805-mx-a4-sections/p-7805-mx-a4\\_multi\\_disc\\_brakes.ashx](https://www.altraliterature.com/-/media/Files/Literature/Brand/matrix-international/catalogs/p-7805-mx-a4-sections/p-7805-mx-a4_multi_disc_brakes.ashx), (дата звернення 21.05.2025)
14. Triple Differential Drive Steer Transmission. Background  
URL:<https://selmec.org.uk/articles/121-triple-differential-drive-steer-transmission>
15. Triple Differential Tank Steering: URL: <https://vimeo.com/1524956> (дата звернення 26.05.2025)
16. Wheel Drives, Compact planetary wheel drives are designed for self-propelled vehicles with hydraulic  
URL: [\[https://dana-sac.co.uk/power-transmission/mobile-planetary-drives/wheel-drives/](https://dana-sac.co.uk/power-transmission/mobile-planetary-drives/wheel-drives/) (дата звернення 28.05.2025)

## Огляд відомих рішень

CN203318487U

Рейка рульового механізму з шестернею та рейкою



1 - Шестерня (ведуче колесо), 2 - Корпус рульового механізму, 3 - Зубці шестерні, 4 - Зубці рейки, 5 - Кінець зубчастої частини рейки, 6 - Плазмовий контакт (фроста збох стос), 7 - Лінійне зчеплення (точка контакту), 8 - Втулка або підшипникова опора

US12286163B2

Рульова рейка та спосіб її виготовлення

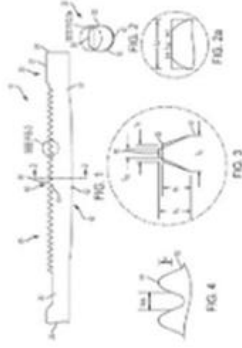


FIG. 1 - Загальний вигляд рульової рейки

10 - Рульовий механізм (вузол рульової рейки), 20 - Кінцева частина (горіць), 22 - Кромка (кінець поверхні), 24 - Боковий край рейки, 26 - Лівий кінець рейки, 30 - Фроста, 32 - Ніжня поверхня рейки

Основна частина рейки:

40 - Рейка, 42 - Ніжня частина рейки

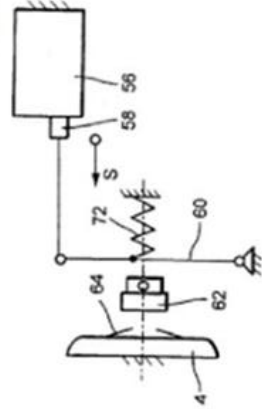
Зубці рейки:

50 - Зубці, 52 - Владина між зубцями, 60 - Центральна ділянка зубців, 62 -

Передній міжзонами рейки

US6896112B2

Пристрій, що приводить в дію зчеплення



4 - Педаль зчеплення, 56 - Електронний блок керування, 58 - Датчик положення, 60 - Поршень або шток виконавчого механізму, 62 - Втулка або поршень головного циліндра, 64 - Робочий циліндр або елемент з'єднання з зчепленням, 72 - Пружина повернення, 5 - Перемикач (можливо, зчеплення або перемикач передачі)





## ДОДАТОК В. Зубчасте колесо

√ Раб.З

Модуль	2
Число зубців	Z 26
Коефіцієнт зміщення	x 0
Супинь точності	- 8-с
Дільний діаметр	d 52
Міжосьова відстань	aw 37,5

20.04.02 ДЛБ.НН ММІ.МВ-12.04.02

1)Матеріал: Сталь 45, ДСТУ 7809

2)Термообробка за потреби: гартування зубів до НРС 45-50.

3)Фаски 1x45° обробити згідно з ГОСТ 10549.

4)Зубчасту поверхню обробити за ГОСТ 1643-81

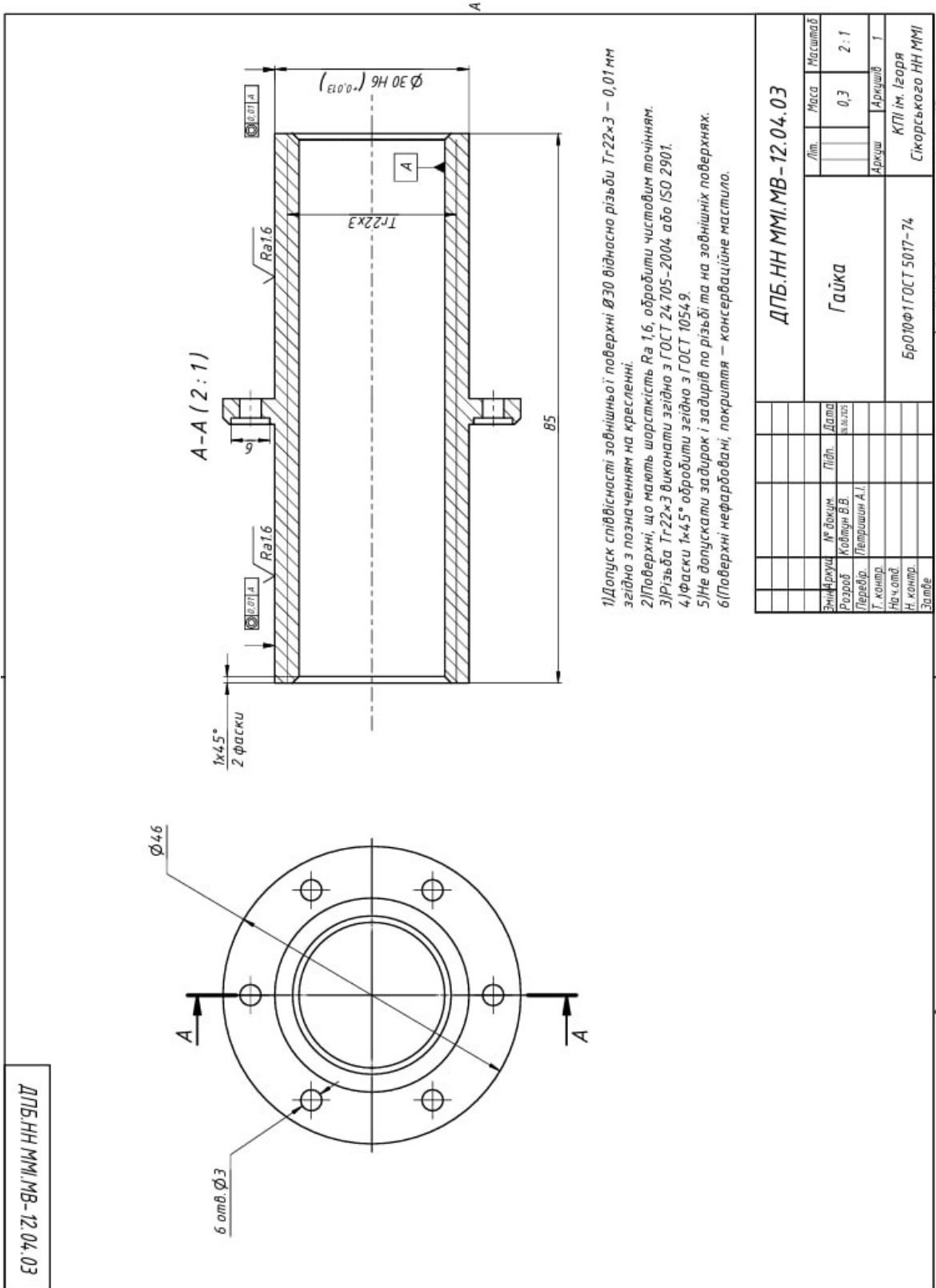
5)Отвори Ø3 – свердлити за ГОСТ 12489-71, гострих крамок не допускати.

6)Фаски 1x45° – зняти на всіх зазначених поверхнях.

7)Поверхні очистити, нанести антикорозійне мастило.

<b>ДЛБ.НН ММІ.МВ-12.04.02</b>		Лит.	Маса	Масштаб
<b>Зубчасте колесо</b>		0,2	2:1	
Сталь 45 ДСТУ 7809		Аркус	Аркус	Т
КПІ ім. Ізгоря Сікорського НН ММІ		Формат А3		

# ДОДАТОК Г. Гайка



- 1) Допуск співвідносності зовнішньої поверхні  $\varnothing 30$  відносно різьби Tr22x3 – 0,01 мм згідно з позначенням на кресленні.
- 2) Поверхні, що мають шорсткість Ra 1,6, обробити чистовим точенням.
- 3) Різьба Tr22x3 виконати згідно з ГОСТ 24 705–2004 або ISO 2901.
- 4) Фаски 1x45° обробити згідно з ГОСТ 10549.
- 5) Не допускати задирок і задирів по різьбі та на зовнішніх поверхнях.
- 6) Поверхні нефарбовані, покриття – консерваційне мастило.

ДПБ.НН ММ.МВ-12.04.03		Лит.	Маса	Масштаб
Гайка			0,3	2 : 1
БРО10Ф1ГОСТ 5017-74		Аркус	Аркус	Т
		КПІ ім. Ізоря Сікорського НН ММІ		
		Фолькліп АЗ		

Відп. Друку	№ докум.	Підп.	Дата
Розроб	Коблюк В.В.		24.04.2023
Перевір.	Петришин А.І.		
Т. констр.			
Нач. отд.			
Н. констр.			
Забаве			

# ДОДАТОК Д. ГВИНТ

