

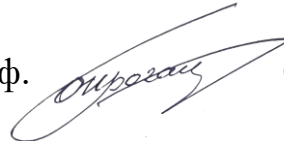
Міністерство освіти і науки України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Механічний факультет
Кафедра метрології та БЖД

ДИПЛОМНА РОБОТА

магістра

РОЗРОБКА МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЗОРІВ В РУХОМИХ З'ЄДНАННЯХ ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ ДОРОЖНІХ МАШИН

Завідувач кафедри, , канд. техн. наук, проф.



О. І. Богатов

Нормоконтролер, канд. техн. наук, доцент



М. В. Москаленко

Керівник, канд. техн. наук, доцент



Д. Є. Петрукович

Студентка гр. ММ-61-21



Л. О. Крупинова

Харків – 2022

Форма № Н-9.01

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет механічний
Кафедра метрології та безпеки життєдіяльності
Освітній рівень магістр
Спеціальність 152 "Метрологія та інформаційно - вимірювальна техніка"

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
О. І. Богатов
«19» вересня 2022 р.

З А В Д А Н Н Я **НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Крупині Лоліті Олександрівні

1. Тема роботи: "Розробка методу визначення зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач дорожніх машин".

Керівник роботи Петрукович Дмитро Євгенович, к.т.н. доцент
Затверджені наказом по університету від " 4 " жовтня 2022р. № 102.


2. Строк подання студентом роботи 15 грудня 2022р.

3. Вхідні дані до роботи 1) Типові геометричні та технічні характеристики гідрооб'ємних передач. 2) Типові технічні характеристики рідин, що використовуються в гідрооб'ємних передачах

4. Перелік питань, які потрібно розробити: 1) Аналіз вимог щодо зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач гусеничних машин. 2) Аналіз впливу зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач на коефіцієнт корисної дії передачі. 3) Оптимізація зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач на етапі проектування. 4) Охорона праці при проведенні вимірювань витрат рідини в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач. 5) Висновки. 6) Перелік посилань.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): плакати (слайди); 1) Результати аналізу основних підходів щодо побудови гідрооб'ємних передач дорожніх машин. 2) Кресленик гідрооб'ємної передачі, що досліджується в роботі. 3) Результати оптимізації зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач на етапі проектування.

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів проекту, що їх стосуються:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
5	Богатов О. І.		

7. Дата видачі завдання « 19 » вересня 2022 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН


Пор. №	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення літератури	20.09.2022	виконано
2	Аналіз вимог щодо зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач гусеничних машин. Аналіз впливу зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач на коефіцієнт корисної дії передачі	15.10.2022	виконано
3	Оптимізація зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач на етапі проектування	05.11.2022	виконано
4	Формулювання висновків	20.11.2022	виконано
5	Оформлення пояснювальної записки	25.11.2022	виконано
6	Створення презентації на Power Point та виготовлення креслеників	01.12.2022	виконано
7	Подання роботи на рецензію	10.12.2022	виконано

Студент гр. ММ-61-21


(підпис)

Крупінова Л. О.

Керівник роботи _____


(підпис)

Петрукович Д. Е.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи: 72 с., 27 рис., 4 таблиці, 3 додатка, 17 джерел.

ВИМІРЮВАЛЬНА ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА, ВИТРАТА, ГІДРООБ'ЄМНА ПЕРЕДАЧА, ДОРОЖНІ МАШИНИ, ДАТЧИК, ЗАЗОРИ, КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ, ЦІЛЬОВА ФУНКЦІЯ, ОПТИМІЗАЦІЯ ЗАЗОРІВ

Мета роботи – розробити метод визначення зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач на етапі проектування, що дозволяє забезпечити довговічність та надійність роботи цих передач.

Об'єкт дослідження – гідрооб'ємні передачі дорожніх машин.

Метод дослідження – визначення та вимірювання зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач.

В роботі розроблена методика визначення величини оптимальних зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач дорожніх машин на етапі проектування. Визначена залежність між зазорами та витратами, розроблені пропозиції щодо структури вимірювальної інформаційної системи для вимірювання витрати рідини.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, одиниць скорочень і термінів.....	7
Вступ.....	8
1 Аналіз гідрооб'ємних передач	9
1.1 Аналіз сучасних гідрооб'ємних передач і конструкцій кулько- поршневих гідропередач	9
1.2 Аналіз вимог щодо зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач дорожніх машин	14
2 Аналіз впливу зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач на коефіцієнт корисної дії передачі	16
2.1. Основні види механічних і гідравлічних втрат об'ємної гідромашини з кульовими поршнями.	17
2.2 Методика розрахунку коефіцієнта корисної дії гідропередачі та впливу зазорів.....	25
3 Оптимізація зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач на етапі проектування	40
3.1 Обґрунтування цільової функції для гідрооб'ємної передачі	40
3.2 Математичне моделювання залежності коефіцієнта корисної дії від зазорів та температури і порівняння результатів з експериментальними даними.....	41
3.3 Розрахунок вартості гідрооб'ємної передачі в залежності від точності виготовлення зазорів	47
3.4 Визначення цільової функції в залежності від вагових коефіцієнтів	49
4 Пропозиції щодо складу вимірювальної інформаційної системи для вимірювання витрат на випробувальному стенді гідрооб'ємної передачі ...	54
4.1 Залежність витрати від величини оптимальних зазорів з'єднання гідрооб'ємної передачі.....	54
4.2 Склад вимірювальної інформаційної системи.....	56
4.3 Обґрунтування основних елементів системи вимірювальної	

	6
інформаційної системи.....	57
4.4 Застосування вимірювальної інформаційної системи на стенді випробувальному гід्रोоб'ємної передачі.....	59
5 Охорона праці при проведенні вимірювань рідини в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач.....	62
5.1 Розрахунок зниження шуму від заходів по очистки робочої рідини від повітря і води та вибір трубопроводу в гідросистемі.....	64
Висновки.....	69
Перелік посилань.....	70
Додаток А Схема стенду гідравлічна принципова.....	72
Додаток Б Найменування складових принципової схеми випробувального стенду.....	74
Додаток В Ілюстративний матеріал до дипломної роботи.....	77

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ СКОРОЧЕНЬ
І ТЕРМІНІВ

АЦП – аналого-цифровий перетворювач

ВДТ – відеотермінал

ГМ1 – регульована машина (гідронасос)

ГМ2 – нерегульована машина (гідромотор)

ГОМТ – гідрооб'ємної механічної трансмісії

ЕОМ – електронно-обчислювальна машина

ВІС – вимірювальна інформаційна система

K_3 – коефіцієнт запасу

ККД – коефіцієнт корисної дії

ПЕОМ – персональна електронно-обчислювальна машина

ВСТУП

Радіальні кулькопоршневі гідропередачі привертають увагу виробників машин перш за все завдяки можливості забезпечення з їх допомогою компактною компоновки гідромеханічних трансмісій [1], скорочення їх маси і габаритів.

Однак, такі гідропередачі мають технологічні труднощі, які викликані обробкою поршневих отворів у блоках циліндрів при забезпеченні малих зазорів в парі «гільза-кулька». При достовірному визначенні величини зазорів залежить коефіцієнт корисної дії, вартість, надійність та довговічність дорожньої машини.

Одним із завдань, є розробка методу визначення зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач на етапі проектування. Ці зазори повинні бути оптимальними завдяки максимізації цільової функції, яка враховує найважливіші показники гідрооб'ємної передачі.

При експлуатації величина зазорів змінюється і важливе значення має визначення величини зазорів непрямим методом. Були визначені залежності між зазорами та витратою рідини, для контролю зазорів за допомогою вимірювальної інформаційної системи вимірювання витрати. Особливу важливість контроль величини зазорів набуває при розгляді проблеми підвищення якості передачі і підвищення ефективності роботи дорожньої машини.

Використання цифрових вимірювальних приладів в системах контролю і управління дозволить значно збільшити точність вимірювань, полегшить подальшу обробку інформації і передачу її по вимірювальних каналах [1].

Таким чином, розробка методу визначення зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач на етапі проектування, дозволить забезпечити довговічність та надійність роботи передач в дорожніх машинах.

1 АНАЛІЗ ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ

Гідропередачі призначені для використання в складі гідромеханічних коробок передач важких дорожніх машин, що забезпечує безступінчасте регулювання швидкості пересування і повороту [1].

Конструктивно гідропередача представляє собою моноблок, що містить дві радіально-поршневі гідромашини (насос з регульованим робочим обсягом і гідромотор) і гідроапаратуру, що забезпечує захист від перевантажень і функціонування в закритій схемі циркуляції робочої рідини. Гідрооб'ємна передача широко розповсюджена в дорожній техніці, а саме скрепер, асфальтоукладальник, автогрейдер.

1.1 Аналіз сучасних гідрооб'ємних передач і конструкцій кульково-поршневих гідропередач

Сучасні тенденції розвитку гідрооб'ємних передач у світлі підвищення технічного рівня гідрофікованих машин.

Поширення регульованих насосів і гідромоторів викликано підвищення ККД гідроприводу, забезпечення енергозбереження у виробничому процесі, реалізацією можливостей електрогідравтоматики для дистанційного управління приводом.

Істотну зручність для споживача створюють двошпоночні аксіально-поршневі насоси, які забезпечують подачу двох незалежних потоків робочої рідини. При використанні у гідроприводі головною перевагою двошпоночних насосів є отримання трьох різних витрат рідини (два окремих потоків або їх сума) від одного привідного двигуна. Двошпоночні насоси дозволяють покращити технічні характеристики гідравлічних систем шляхом мінімізації маси, енергоспоживання і зниження ризику перегріву гідросистеми. Вони забезпечують незалежну одночасну роботу двох виконавчих механізмів, кожний з яких має високу швидкість і точність [1].

Вагомим досягненням у розвитку конструкцій насосів є зростання частоти обертання (від 100 см³ до 1000 см³ по робочому об'єму). Необхідність підвищення частоти обертання насосів диктується адаптивністю до двигунів внутрішнього згоряння в гідроприводах машин. Частота обертання валу двигунів внутрішнього згоряння досягає від 2000 об/хв до 4000 об/хв, тому при використанні недостатньо швидкохідного насоса доводиться встановлювати редуктор, що веде до зростання металоємності і подорожчання приводу і гідрофікованої машини в цілому [5].

В якості критерію швидкохідності може служити добуток робочого об'єму на максимальну частоту обертання гідромашини. Значення цього добутку істотно зростають при збільшенні робочого об'єму гідромашини.

Широке поширення отримують комбіновані насоси різних конструкцій і типорозмірів. Використання комбінацій насосів дозволяє радикально знизити масу і вартість гідрофікованої машини за рахунок відмови від встановлення додаткових двигунів або коробок відбору потужності.

Поряд з відомими конструкціями гідромоторів аксіально- та радіально-поршневого типів все більшого поширення отримали героторні гідромотори завдяки надійності і компактності і високих питомих показників.

Відношення маси гідромотора до максимального крутильного моменту, становить від 0,014 до 0,02, що майже в два рази нижче, ніж у високомоментних радіально-поршневих гідромоторах однократної дії (ексцентрикових) і наближається до значень цього співвідношення в радіально-поршневих гідромоторах багаторазового дії від 0,08 до 0,012.

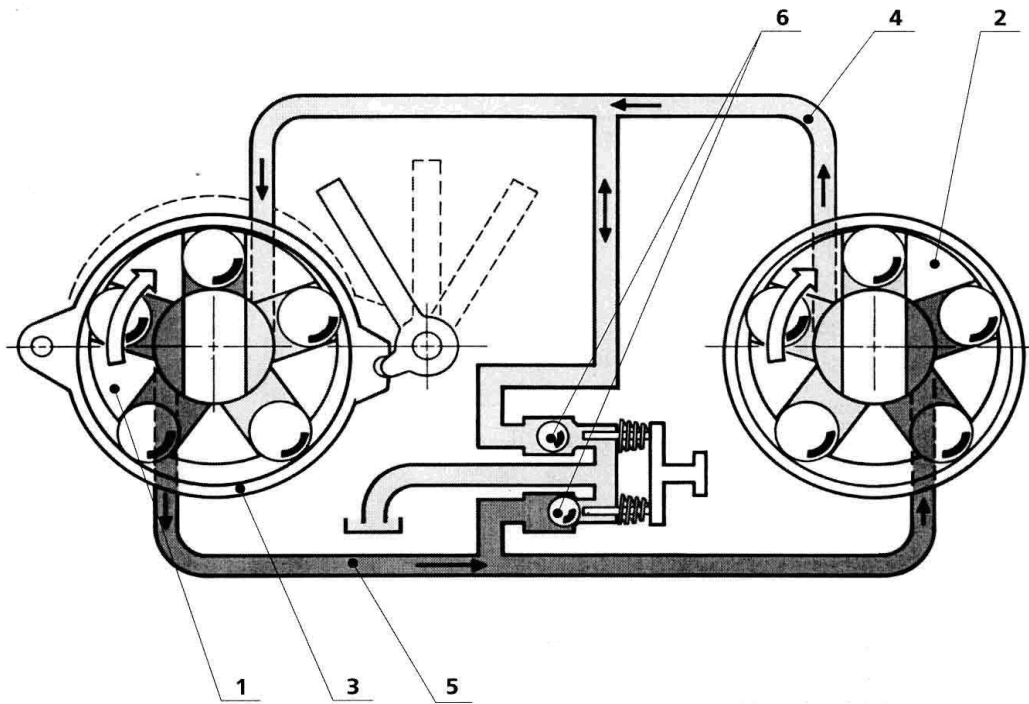
Радіально-поршневі насоси конструкції Карі (Carey), в яких в якості поршнів використовувалися кульки, з'явилися на початку 20-го століття. Але зношування поршневих груп кульок з одночасним їх ковзанням по поверхні циліндрів приводив до інтенсивних витоків та неефективності експлуатації насосів такого типу. Крім того, технологічні труднощі викликала прецизійна обробка поршневих отворів у блоках циліндрів з сталей високої твердості при забезпеченні малих зазорів в парі «гільза-кулька».

Удосконалення технології виготовлення і поява нових матеріалів і покриттів дозволили реалізувати конструкції кулько-поршневих гідромашин з істотно зниженим зносом поршневих груп [2]. Вже в 60-х роках з'явилася інформація про реалізацію в кулько-поршневих гідромашинах тисків до 17,5 МПа і проведені дослідження з оцінки впливу типу гідромашини на значення витоків у поршневих групах.

Мінімальні осьові і радіальні габарити при використанні кулько-поршневих гідромашин у складі моноблочної гідропередачі і в зв'язку з цим можливість оптимальної компоновки у складі гідромеханічних трансмісій мобільних машин стали передумовою для подальшого розвитку радіальних кулько-поршневих гідропередач [8].

Схема радіальної кулько-поршневої гідропередачі фірми «Eaton GmbH» представлена на рисунку 1.4. Радіально-поршневі гідромотори багаторазової дії з кульковими поршнями розроблені у науково-дослідній лабораторії «National Research Development Corporation» (Великобританія) у варіантах чисто кулько-поршневих гідромашин і з установкою кульки в рухомій опорі (поршні), що обумовлено прагненням знизити витоки. Виробництво гідромоторів з опорою на профільну напрямну за допомогою кульки і герметизацією його за допомогою циліндричного поршня освоєно для аксіально- і радіально-поршневих високомоментних гідромоторів з робочими об'ємами до 765 см³ і 1600 см³ відповідно фірмою «Cargon Hydraulic Motor Division». Номінальний тиск 14 МПа, максимальний 35 МПа.

Виробництво гідромоторів з опорою на профільну напрямну за допомогою кульки і герметизацією його за допомогою циліндричного поршня освоєно для аксіально- і радіально-поршневих високомоментних гідромоторів з робочими об'ємами до 765 см³ і 1600 см³ відповідно фірмою «Cargon Hydraulic Motor Division». Номінальний тиск 14 МПа, максимальний 35 МПа.



■ - ВИСОКИЙ ТИСК
 □ - НИЗЬКИЙ ТИСК (ЗЛИВ)

1 - насос регульований; 2 - гідромотор з постійним робочим об'ємом; 3 - статор (реактивне кільце) насоса; 4, 5 - магістралі гідросистеми; 6 - зворотні клапани системи підживлення та вільного ходу.

Рисунок 1.4 – Схема радіальної кульково-поршневої гідропередачі фірми «Eaton GmbH» (моделі 6 і 7).

Високомоментні радіально-поршневі гідромотори з робочими об'ємами до 5 дм³ освоєні фірмою «Hitachi» (Японія). Особливістю конструкції є диференціальний (ступінчастий) поршень, в головці більшого діаметра якого розміщена кулька. Значення номінального тиску становить 18 МПа, максимального 28 МПа.

Перевагами кулькопоршневих гідропередач у трансмісіях є простота конструкції, виключення з трансмісії перетворювача крутильного моменту, мінімізації втрат потужності при гальмуванні, скорочення маси і габаритів трансмісій в порівнянні з раніше застосовуваними для 50 - 60 - тонних машин.

Трансмiсія НМРТ-500 фірми «General Electric» (США) потужністю в 400 кВт включає спеціальний кулько-поршневий гiдропривiд. На думку авторiв роботи [1] вона вважається успішним прикладом реалiзацiї самого передового i ефективного напрямку створення трансмісії за рахунок реалiзацiї паралельних потокiв гiдравлiчної та механiчної потужностi.

Основною перевагою радiальних кулько-поршневих гiдромашин i гiдропередач є їх унікальні швидкісні можливостi. В якостi оцiночного критерiю зазвичай використовується швидкісний показник [13], який визначається як добуток частоти обертання на корiнь кубічний з робочого об'єму гiдромашини.

Навiть найдосконаліші на сьогоднішній день аксіально-поршневі гiдромашини розробки фірм, що спеціалізуються на виробництві мобiльної гiдравлiки, мають значення швидкісного показника не більше 19 i до 24 в аксіально-поршневих гiдромашинах лiтальних апаратiв. У кулько-поршневих гiдромашинах цей показник досягає 26 - 28, абсолютні значення частот обертання вказують на можливiсть з'єднання гiдропередач з приводними двигунами без промiжних редукторiв.

Аналіз конструкцiй радiальних кулько-поршневих моноблочних гiдропередач показує, що їх мiнімальні осьові габарити досягнуті за рахунок відмови від більш герметичних торцевих розподiльних вузлiв з гарантованим притиском контртіла на користь цапфових вузлiв з гарантованим зазором мiж цапфою i осьовий розточенням блоку цилiндрiв.

Оскільки поршні-кульки не мають активних ущiльнених елементiв (крiм власного ущiльнювального паска, довжина якого мiнімальна), основні витоки припадають на поршневі групи. Витоки за розподiльним вузлом не перевищують, як показують розрахунки, від 10% до 20 % загальних витокiв у гiдромашині.

1.2. Аналіз вимог щодо зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач дорожніх машин

В інженерії виникає завдання, коли необхідно дослідити спільну роботу декількох тіл як єдиного механізму. Одним з аспектів такого вивчення є аналіз вимог до зазору.

Існує багато типів конструкції, де працюють деталі, які з'єднані з нерухомими за допомогою вальниць (підшипників) різних видів. Підшипники є стандартизованими деталями. Однак є об'єкти, рухоме з'єднання яких має конструктивні особливості, що обмежують застосування відомих розрахункових формул.

Таким прикладом є радіально конструкційно-поршнева гідрооб'ємна передача з кульковими поршнями.

При роботі гідрооб'ємної передачі неприпустимою подією є торкання поверхні цапфи блоку цапфових розподільників з поверхнею ротора. Такий дотик призводить до заклинювання гідрооб'ємної передачі [6].

Для забезпечення безаварійної роботи гідрооб'ємної передачі, ротор встановлений на цапфу з деяким зазором, який вибирається виходячи з обмежень. З одного боку, зазор повинен бути достатньо великим для гарантії відсутності контакту, з іншого боку – повинен бути досить малим для зниження об'ємних втрат у гідрооб'ємній передачі рисунок 1.6.

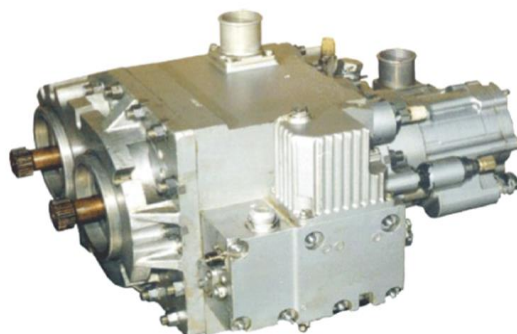
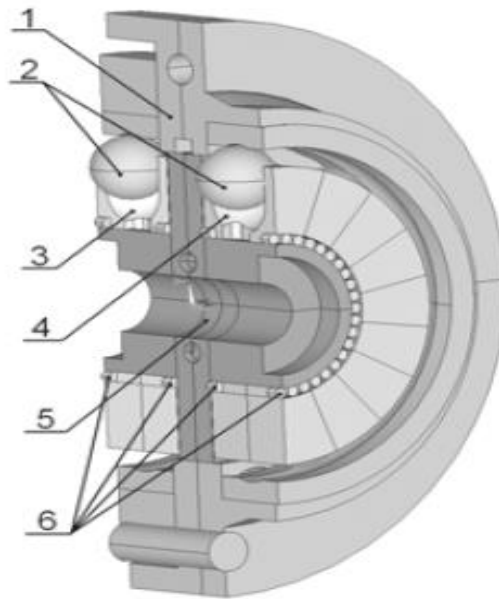


Рисунок 1.5 – Зовнішній вигляд основних елементи гідрооб'ємної передачі



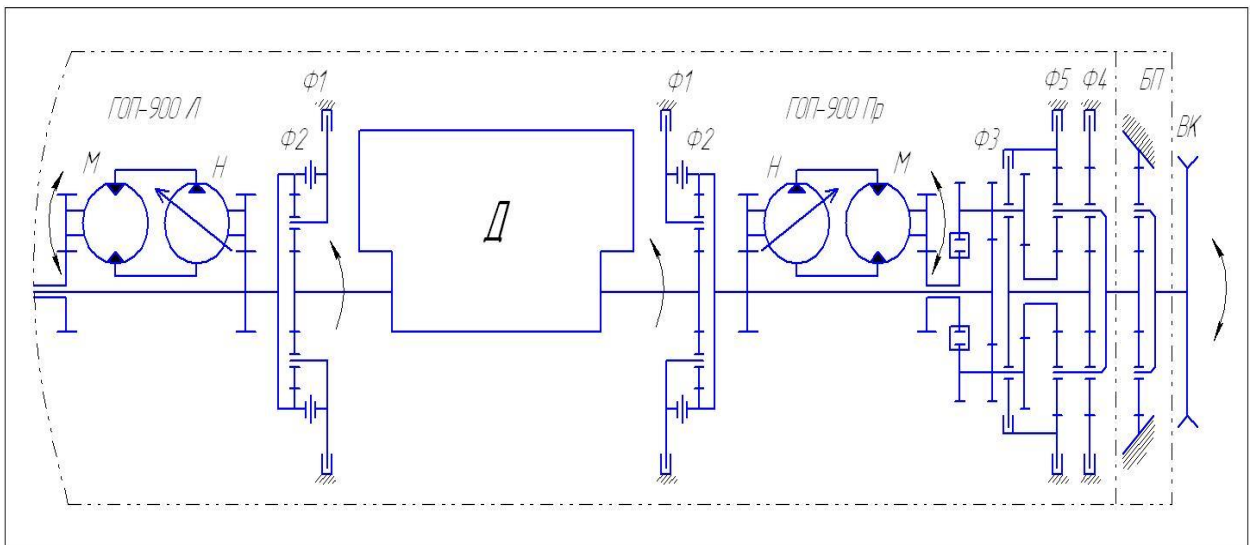
1 - корпус гідропередачі; 2 - кулькові поршні, 3 - ротор гідронасосу; 4 - ротор гідромотора, 5 - блок цапфових розподільників; 6 - опорні вальці

Рисунок 1.6 - Основні елементи гідрооб'ємної передачі (1/2 частина конструкції, осьовий розріз)

Зазор як конструктивний параметр може бути обраний за результатами дослідження спільного деформування цапфи і ротора при різних робочих режимах, і відповідних їм навантаженням [13].

2 АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЗАГОРІВ В РУХОМИХ З'ЄДНАННЯХ ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ НА КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ ПЕРЕДАЧІ

Для проведення аналізу впливу зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач на коефіцієнт корисної дії передачі розглянемо кінематичну принципову схему двохпотокової гідрооб'ємної механічної трансмісії (рисунок 2.1).



Д - привідний двигун; БП - бортова передача; ВК - провідне колесо; Н - регульований насос; М - нерегульований гідромотор; Ф1, Ф2, Ф3, Ф4, Ф5 - фрикціони планетарних передач.

Рисунок 2.1 – Кінематична принципова схема гідрооб'ємної механічної трансмісії дорожньої машини

Оскільки гідрооб'ємна передача має більш низький ККД у порівнянні з механічною трансмісією порядку від 0,75 % до 0.85 %, то для підвищення ККД всієї трансмісії вводять механічну частину, що працює в паралельному потоці потужності. Підвищення загального ККД гідрооб'ємної механічної трансмісії зводиться до збільшення ККД гідравлічної частини гідрооб'ємної передачі [1].

Зміна швидкості руху і тягових зусиль, відключення двигуна проводиться включенням і виключенням певних фрикціонів в коробці передач і зміною ексцентриситету насоса згідно з рисунком 2.2.

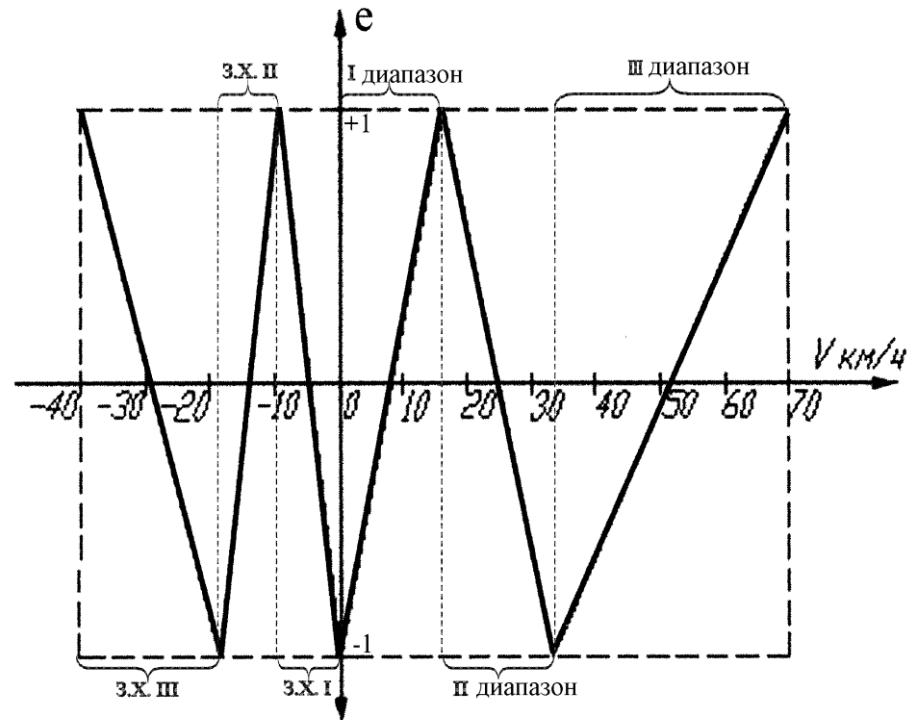


Рисунок 2.2 - Графік змін ексцентриситету гідрооб'ємної передачі на робочих діапазонах

Безступінчаста зміна крутильного моменту досягається за рахунок регулювання основних параметрів потоку - продуктивності Q і тиску p у регульованому гідрооб'ємному насосі.

2.1 Основні види механічних і гідравлічних втрат об'ємної гідромашини з кульовими поршнями.

Для опису тисків, кутових швидкостей, ексцентриситетів, втрат і ККД перший індекс «1» буде ставитися до регульованої гідромашини (ГМ1 - гідронасос), індекс «2» - до нерегульованої гідромашини (ГМ2 - гідромотор).

До зазначених втрат відносяться:

1) Втрати потужності на тертя котіння в парі поршень-куля - статор [15] для всього поршневого комплекту, що складається з n поршнів, осереднений за період $T = 2\pi/n\omega$:

$$N_{11}^* = \frac{1}{T} \int_0^T \sum_{i=1}^n N_{1i} f_{1i} R_1 \omega dt, \quad (2.1)$$

де N_{1i} – реакція, що визначається в кожний момент часу для кожного з n поршнів.

Втрата потужності в парі поршень-куля-циліндр [15] при обертанні кулі в циліндрі з лінійною швидкістю $\omega R_1/R_3$ в зоні контактної реакції N_{2i} осереднена за час T по всьому поршковому комплекту і має вигляд:

$$N_{12}^* = \frac{1}{T} \int_0^T \sum_{i=1}^n N_{2i} f_{2i} R_2 \omega dt. \quad (2.2)$$

Момент тертя в вальцевій вальниці визначається формулою [13,14]:

$$M_s = f_D \cdot 10^{-8} \left[\frac{30\nu\omega}{\pi} \right]^{2/3} D_1^3 + f_j P_r D_1, \quad (2.3)$$

2) Втрати потужності на тертя в вальниці ротора, які осереднені за час T :

$$M_s = f_D \cdot 10^{-8} \left[\frac{30\nu\omega}{\pi} \right]^{2/3} D_1^3 \omega + f_j P_r D_1 \frac{1}{T} \int_0^T P_r dt \quad (2.4)$$

Диференціал моменту $dM(\varphi)$ рідинного тертя в зазорі між ротором і валом [15], що обумовлений роботою проти дотичних напружень в тонкому

шарі робочої рідини між ротором і нерухомою цапфою (рисунок 3.1), обчислюється виразом:

$$dM(\phi) = 2\mu\omega R^3 \frac{Ld\phi}{\delta(1-\varepsilon\cos\phi)} = \tau dS \cdot R, \quad (2.5)$$

де τ - дотичні напруження в шарі робочої рідини з зазором $h(\phi)$,

$$h(\phi) = \delta(1-\varepsilon\cos\phi);$$

$$\tilde{L} = L + 0,5C - \text{еквівалентна ширина пояска тертя.}$$

У поточний момент часу t , коли вектор миттєвої сили P_2 і його напрямний кут Θ визначають величину і місце мінімального зазору h_{min} в розподільнику, інтегральний момент рідинного тертя по обох ущільнюючим пояскам шириною C визначається виразом:

$$\begin{aligned} M_{ж}(t) &= 4\bar{\mu}\omega R^3 \frac{\tilde{L}}{\delta} \int_0^\pi \frac{d\phi}{1-\varepsilon\cos\phi} = 4\bar{\mu}\omega R^3 \frac{\tilde{L}}{\delta} \frac{2}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} \operatorname{arctg} \frac{(1+\varepsilon)\operatorname{tg}\frac{\phi}{2}}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} \Big|_0^\pi = \\ &= 8\bar{\mu}\omega R^3 \frac{\tilde{L}}{\delta\sqrt{1-\varepsilon^2}} \left[\frac{\operatorname{arctg}(1+\varepsilon) \cdot \infty}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} - \operatorname{arctg}0 \right] = 4\bar{\mu}\omega R^3 \frac{\pi\tilde{L}}{\delta\sqrt{1-\varepsilon^2}} \end{aligned} \quad (2.6)$$

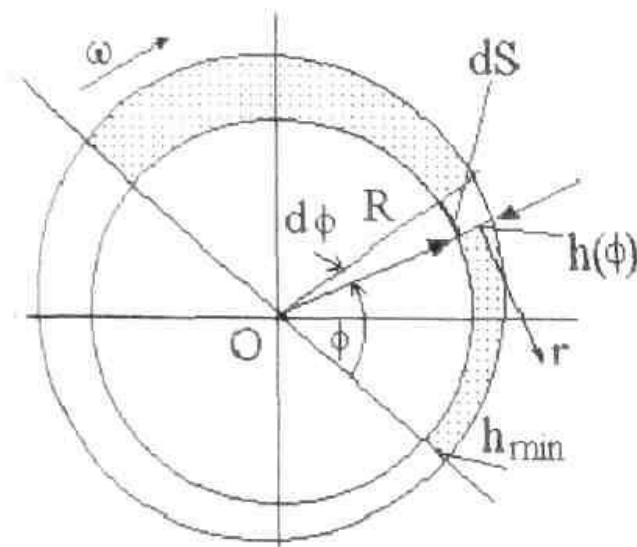


Рисунок 2.3 – Пояснення величин при розрахунку моменту $M_{ж}$

3) Втрати потужності на рідинне тертя в ущільненні цапфових розподільників, які усереднені за час T з урахуванням (2.6) і залежності відносної деформації від результуючої навантаження P_r , описуються виразом:

$$N_{14}^* = \frac{4\bar{\mu}\omega\tilde{L}R^3}{\delta T} \int_0^T \frac{dt}{\sqrt{1-\varepsilon^2(t)}}. \quad (2.7)$$

При роботі гідрооб'ємної передачі робоча рідина проходить через ущільнення розподільника під дією відцентрових сил, потрапляє в плоский кільцевий зазор величиною h , торцевої поверхні ротора і щогою розподільника цапфи [15]. При малих конструктивних зазорах h_T , порівняно низьких температурах і високих кутових швидкостях ротора гідромашини, втрати на рідинне тертя серйозно впливають на ККД гідропередачі. На рисунку 2.4 показана торцева поверхня ротора з внутрішнім радіусом R_1 і зовнішнім R_2 .

Диференціал моменту рідинного тертя в зазорі між ротором і плоскою щогою розподільчої цапфи визначається:

$$dM = \tau \cdot dS, \quad (2.8)$$

$$\tau = \mu\omega R / h_1, \quad (2.9)$$

де τ - дотичне напруження в шарі рідини;

$dS = 2\pi R dR$ - кільцевий диференціал площі.

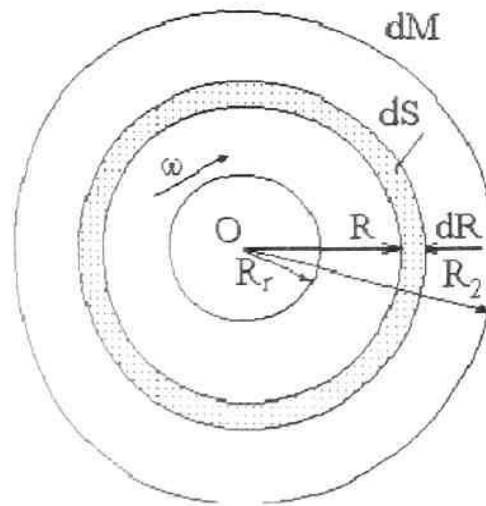


Рисунок 2.4 – Пояснення параметрів при визначенні моменту рідинного тертя

Момент рідинного тертя $M_{\text{ц}}$ у зазначеній парі визначається виразом:

$$M_{\text{ц}} = \mu \frac{\omega}{h_r} 2\pi \int_{R_r}^{R_2} R^2 dR = \frac{2\pi}{3h_r} \mu \omega (R_2^3 - R_r^3). \quad (2.10)$$

4) Втрати потужності на рідинне тертя в зазорі між плоскою кільцевою торцевою поверхнею ротора гідромашини і щобою розподільчої цапфи визначається виразом:

$$N_{15}^* = \frac{2\pi}{3h_r} \mu \omega^2 (R_2^3 - R_r^3). \quad (2.11)$$

5) Втрати потужності на перемішування робочої рідини, що знаходиться в корпусі гідромашини визначаються експериментально. Ці втрати пропорційні масі рідини в корпусі і квадрату кутової швидкості ротора гідромашини.

Оцінимо данні втрати наступним чином. Нехай у стаціонарному режимі роботи гідромашини зовнішні витікання (в поршневому комплекті $Q_{\text{порш}}$ і в розподільнику $Q_{\text{розп}}$) мають загальну масу m_0 . Ці витіки відводяться

відкачуючим насосом в зливний бак і компенсуються насосом підживлення, який знаходиться в картері гідрооб'ємної передачі.

Тоді кінетична енергія цієї перемішуючої маси визначається, як:

$$K = 0,5 \cdot m_0 V^2, \dots \dots \dots (2.12)$$

а потужність, втрачена цієї маси, має вигляд (усереднений за час T):

$$N_{16}^* = \frac{\rho(Q_{\text{порш}} + Q_{\text{розн}})(\omega \bar{R})^2}{2} = \frac{\rho(\omega \bar{R})^2}{2T} \int_0^T \left(\sum_{i=1}^n Q_i + Q_{\text{розн}} \right) dt, \quad (2.13)$$

де ρ - густина робочої рідини;

\bar{R} - деякий наведений середній радіус обертових частин гідромашини, по якій рухається основна маса перемішуючої рідини, та який дорівнює $0,5(R_1 + R_2)$.

б) Гідравлічні втрати тиску на подолання місцевих опорів обумовлені деформацією потоку робочої рідини при зміні швидкості. Ці втрати визначаються як:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^{\xi} \Delta p_i = \frac{\rho}{2} \sum_{i=1}^{\xi} \xi_i \frac{Q_i^2}{F_i^2} = \frac{\rho}{2} \sum_{i=1}^{\xi} (\xi_i v_i)^2 \quad (2.14)$$

де ξ_i - відповідно коефіцієнт і-го місцевого опору, через який проходить витрата Q_i ;

F_i - площа його поперечного перерізу, через який проходить витрата Q_i ;

ξ - число місцевих опорів.

Втрати тиску для обох гідромашин гідрооб'ємну передачу представимо у вигляді:

$$\Delta p_{\Sigma} = 2(\Delta p_{1u} + \Delta p_{2u} + 2\Delta p_{\kappa} + \Delta p_{\mu}), \quad (2.15)$$

де Δp_{1u} , Δp_{2u} - середньо інтегральні втрати тиску в циліндрі ГМ1 і ГМ2;

Δp_{κ} - втрата тиску при повороті потоку рідини [14] на 120° в порожнині нагнітання для входу в одну з чотирьох однакових по конфігурації і площі F магістралей;

Δp_{μ} - втрата тиску в кожній з чотирьох магістралей, як в прямому трубопроводі.

В прямому потоці потужності перепад тиску на ГМ2 дорівнює:

$$\Delta p_2 = \Delta p_2 - \Delta p_{\Sigma}. \quad (2.16)$$

З урахуванням рівності для швидкості кульки-поршня в циліндрі $v_i = -E\omega \sin \gamma_i$, середньо інтегральна швидкість руху рідини в циліндрі визначається виразом:

$$\bar{v}_i = -\frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} E\omega \sin \gamma_i d\gamma = \frac{2E\omega}{\pi}. \quad (2.17)$$

Середньо інтегральна швидкість робочої рідини v , на вході у вікно втулки дорівнює:

$$v = \overline{v_i S_u} / S_{отв}, \quad (2.18)$$

де S_u - площа циліндра;

$S_{отв}$, - отвори циліндра.

З урахуванням виразу (2.17) для ГМ1:

$$\Delta\rho_{1ц} = \frac{\rho}{2} \xi \left(\frac{2E_1\omega_1 R_3^2}{S_{омв}} \right), \quad (2.19)$$

$$\xi = 0,5 \left[1 - \frac{\pi R_3^2}{(b-2r)^2 + 4(b-2r)r + \pi r^2} \right], \quad (2.20)$$

де b , r - конструктивні параметри вікна циліндра.

Для нерегульованої ГМ2 середньо інтегральні втрати тиску визначається з виразу:

$$\Delta\rho_{2ц} = \frac{\rho}{2} \xi \left(\frac{2E_{2,max}\omega_2 S_{омв} R_3^2}{R_3^2} \right)^2. \quad (2.21)$$

Для визначення втрати тиску в магістралях оцінюються згідно виразу:

$$\Delta\rho_M = 0,025 \frac{L_M}{D_M} v_M^2 \frac{\rho}{2}, \quad (2.22)$$

де L_M - довжина магістралі;

D_M - діаметр магістралі;

v_M - середня швидкість робочої рідини в магістралі.

Для даної конструкції гідрооб'ємної передачі з урахуванням чотирьох магістралей:

$$v_M = \frac{Q_T - \Sigma\Delta Q}{\pi D_M^2}, \quad (2.23)$$

де Q_T – теоретична витрата гідромашини, що працює в режимі гідронасосу;

$\Sigma\Delta Q$ -сумарні об'ємні втрати в ній.

2.2 Методика розрахунку коефіцієнта корисної дії гідропередачі та впливу зазорів

Механічний коефіцієнта корисної дії регульованою ГМ1 η_{1M} і нерегульованої ГМ2 η_{2M} визначаються виразами:

$$\eta_{1M} = \frac{N_{IT}}{N_{IT} + \sum N_{li}^*} = \frac{N_1 - \sum N_{li}^*}{N_1} = \frac{M_{IT}}{M_{IT} + \sum M_{li}^*} = 1 - \frac{\sum \Delta M_1}{M_1}, \quad (2.24)$$

$$\eta_{2M} = \frac{N_{2T} - \sum N_{2i}^*}{N_{2T}} = \frac{N_2}{N_2 + \sum N_{2i}^*} = 1 - \frac{\sum \Delta M_2}{M_{2T}} = 1 - \frac{M_2}{M_2 + \sum \Delta M_2}, \quad (2.25)$$

$$\Delta N_1 = \sum_{i=1}^6 N_{li}, \quad \Delta N_2 = \sum_{i=1}^6 N_{2i}, \quad \sum_{i=1}^6 \Delta M_1,$$

де $\sum_{i=1}^6 \Delta M_2$ - сумарні механічні втрати потужності і моментів для ГМ1 і ГМ2.

У нашому випадку ці втрати задаються формулами (2.1), (2.2), (2.4), (2.6), (2.9), (2.11).

N_1, M_1 - вхідна потужність і момент на валу ГМ1;

N_2, M_2 - вихідна потужність і момент на валу ГМ2.

N_{IT}, N_{2T} - теоретичні потужності ГМ1 і ГМ2 визначаються виразами відповідно:

$$N_{IT} = (\rho_2 - \rho_0) Q_{IT} = 0.25 \Delta \rho_1 \omega_1 E_1 n d^2 = \Delta \rho_1 \omega_1 q_1 = M_{IT} \omega_1 = (M_1 - \sum \Delta M_1) \omega_1, \quad (2.26)$$

$$N_{2T} = (\rho_2 - \rho_0) Q_{2T} = 0.25 \Delta \rho_2 \omega_2 E_2 n d^2 = \Delta \rho_2 \omega_2 q_2 = M_{2T} \omega_2 = (M_2 - \sum \Delta M_2) \omega_2, \quad (2.27)$$

де Q_{IT}, Q_{2T}, q_1, q_2 - теоретичні витрати і продуктивності регульованою ГМ1 і нерегульованої ГМ2;

n - кількість поршнів;
 d - і діаметр поршнів;
 p_0 - тиск підживлення.

Гідравлічний коефіцієнт корисної дії гідрооб'ємної передачі з урахуванням формул (2.12) - (2.18) визначається виразом [13]:

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \Delta p_{\Sigma} / (p_1 - p_0). \quad (2.28)$$

Гідромеханічний ККД гідрооб'ємної передачі описується співвідношенням $\eta_M = \eta_{1M} \eta_{2M} \eta_1$. У зворотному потоці потужності всі індекси «1» в формулах для втрат і ККД міняються місцями з індексами «2».

Розглянемо елементарну щілину шириною dx зі змінним зазором h (рисунок 2.5) і загальним перепадом тиску $p_1 - p_a$ (p_a - атмосферний тиск), що розбита на n перерізів. Витрата рідини через кожний переріз складає dQ . Кут φ , вибирається малим (від 0,05 рад до 0,30 рад), але довільним і, як буде показано нижче, його величина не суттєво впливає на обчислення елементарної витрати dQ .

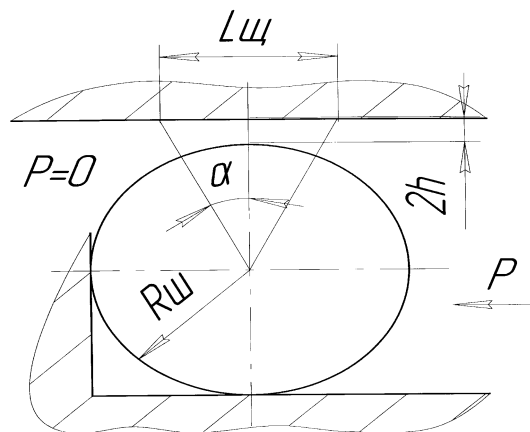


Рисунок 2.5 - Схема визначення витоків у парі «кулька-циліндр»

Витрату між перерізами 1 і 2 розраховуємо за формулою [13]:

$$dQ = \frac{(p_1 - p_2) \left(\frac{h_1 - h_2}{2} + \delta \right)^3 dx}{12 \mu R \frac{\phi}{n} \cos \phi}, \quad (2.29)$$

де p_1, p_2 - тиски в перерізах;

δ - найменший зазор між кулькою та циліндром;

$(h_1 + h_2)/2 + \delta$ - середній зазор в елементарній щілині на шляху

$$B_1 B_2 = R \frac{\phi}{n} \cos \phi.$$

Змінні параметри, що характеризують зміну зазору в перерізах 1 і 2, обчислюються за формулами:

$$h_1 = 2R \sin^2 \frac{\phi}{2}, \quad h_2 = 2R \sin^2 \left(\frac{n-1}{n} \cdot \frac{\phi}{2} \right). \quad (2.30)$$

Побудуємо ланцюжок рівностей для n перерізів елементарної щілини:

$$dQ = \frac{p_1 - p_2}{12 \mu R} \cdot \frac{\left[R \sin^2 \frac{\phi}{2} + R \sin^2 \left(\frac{n-1}{n} \cdot \frac{\phi}{2} \right) + \delta \right]^3}{\frac{\phi}{n} \cos \phi}, \quad (2.31)$$

$$dQ = \frac{p_2 - p_3}{12 \mu R} \cdot \frac{\left[R \sin^2 \left(\frac{n-1}{n} \cdot \frac{\phi}{2} \right) + R \sin^2 \left(\frac{n-2}{n} \cdot \frac{\phi}{2} \right) + \delta \right]^3}{\frac{\phi}{n} \cos \left(\frac{n-1}{n} \cdot \phi \right)}, \quad (2.32)$$

$$dQ = \frac{p_1 - p_{i+1}}{12 \mu R} \cdot \frac{\left[R \sin^2 \left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \frac{\phi}{2} \right) + R \sin^2 \left(\frac{n-i}{n} \cdot \frac{\phi}{2} \right) + \delta \right]^3}{\frac{\phi}{n} \cos \left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \phi \right)}, \quad (2.33)$$

де i - кількість перерізів, яка змінюється від 1 до n_ϕ .

При цьому на виході щілини $p_{n+1}=p_a$. Прирівняємо послідовно перше рівняння з i -им, починаючи з останнього при $i = n$, виключимо при цьому P_n, P_{n-1}, \dots, P_2 . Отже, загальна формула для обліку диференціала витоків розраховується за формулою:

$$dQ = \frac{p_1 - p_a}{12\mu R} \cdot \frac{n}{\cos\left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \phi\right)} \cdot \frac{1}{\phi \sum_{i=1}^n \left[R \sin^2\left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \frac{\phi}{2}\right) + R \sin^2\left(\frac{n-i}{n} \cdot \frac{\phi}{2}\right) + \delta \right]^3}. \quad (2.34)$$

Ряд S_n розраховується за формулою:

$$S_n = \frac{n}{\cos\left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \phi\right)} \cdot \frac{1}{\phi \sum_{i=1}^n \left[R \sin^2\left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \frac{\phi}{2}\right) + R \sin^2\left(\frac{n-i}{n} \cdot \frac{\phi}{2}\right) + \delta \right]^3}. \quad (2.35)$$

Витрата через концентричну щілину радіусом $R = 0,03175$ м з зазором $\delta = 20$ мкм при динамічному коефіцієнті в'язкості $\mu = 0,0144$ Па·с, при тиску $p_1 = 10$ МПа і $\phi = 0,1$ рад наближається до величини 139 см³/с. У таблиці 2.1 при цих же вихідних даних досліджено вплив на збіжність ряду S_n та витрату через концентричну щілину з числом розбиття n і величини кута ϕ [5]. Як видно, при числі розбиття n дорівнює від 10 до 1000 витрат $Q_{\text{конц}}$, що виражена для зручності в см³/с, для різних ϕ від 0,05 рад до 0,3 рад має стійку тенденцію до збіжності за рахунок збіжності ряду S_n .

Таблиця 2.1 – Вплив на збіжність ряду S_n і витрата параметрів n і φ .

n	Витрата $Q_{\text{конц}}$					
	$\varphi=0,05$	$\varphi =0,1$	$\varphi =0,15$	$\varphi =0,2$	$\varphi =0,25$	$\varphi =0,3$
10	144,56	146,39	155,27	168,65	-	
100	142,79	139,43	139,34	139,44	139,59	139,78
200	142,77	139,37	139,22	139,23	139,26	139,31
500	142,77	139,36	139,19	139,17	139,17	139,17
1000	142,77	139,36	138,18	139,16	139,16	139,16

З урахуванням ексцентричності між кулею і циліндром (рисунок 2.6)
 $\delta(\psi) = \delta(l - \varepsilon \cos \psi)$, диференціал $dx = R d\psi$, параметр ексцентричності $\varepsilon = 1$.

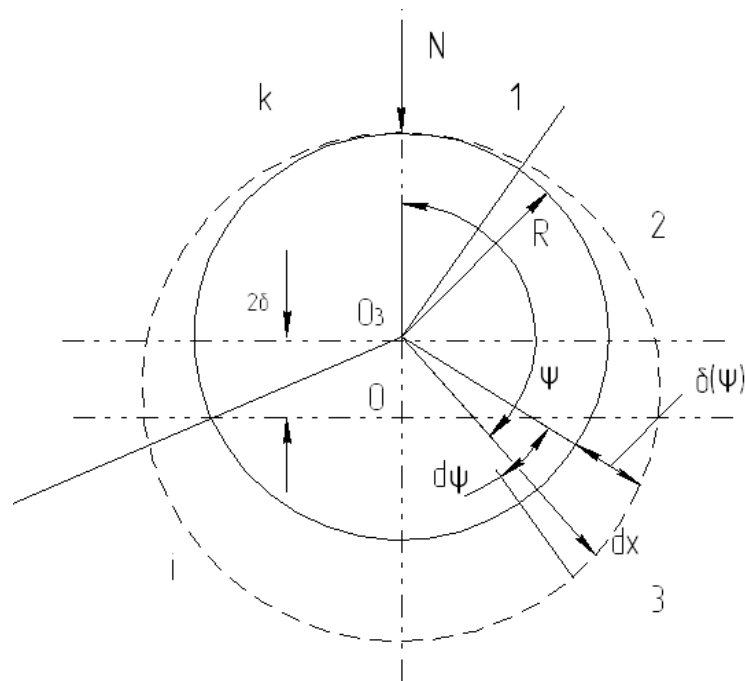


Рисунок 2.6 – Ексцентричність між кулею і циліндром

Вираз для чисельного інтегрування повної витрати між кулею і поршнем розраховується за формулою:

$$dQ_l = \frac{(p_1 - p_a)^2}{12\mu R} \int_0^{2\pi} \left. \lim_{n \rightarrow \infty} \frac{n}{\phi \sum_{i=1}^n \left[R \sin^2 \left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \frac{\phi}{2} \right) + R \sin^2 \left(\frac{n-i}{n} \cdot \frac{\phi}{2} \right) + \delta(1 - \cos \psi) \right]^3} d\psi \right\} \quad (2.36)$$

Виходячи з формули (2.36) при $\varepsilon=0$ отримуємо оцінку витрат між циліндром і кулею при їх концентричному розташуванні.

Щілини у формулі (2.36) приймаємо при малих ϕ , путь витоку L дорівнює $B_1 B_{n-1} = B_\phi$ та $\cos \left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \phi \right) = 1$, $\sin^2 \left(\frac{n-i+1}{n} \cdot \frac{\phi}{2} \right) = 0$, $\sin^2 \left(\frac{n-i}{n} \cdot \frac{\phi}{2} \right) = 0$, тоді співвідношення (2.36) приймає відомий вираз для визначення диференціалу витрати у вузькій плоскій щілині:

$$\Delta Q_l = dQ = \frac{(p_1 - p_0) dx}{12\mu L} \cdot \frac{n}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\delta^3}} = \frac{\Delta p \delta^3 dx}{12\mu L} \quad (2.37)$$

Аналіз формули (2.37) дозволяє зробити три важливі зауваження.

По-перше, за наявності ексцентричності ε дорівнює 0 або 1 в кільцевому зазорі не можна застосовувати відомий [13] множник $1+1,5\varepsilon^2$ для переходу від витрати через концентричну кільцеву щілину до витрати в ексцентричній щілині. При $\delta = 1$ витрата в ексцентричній щілині збільшується в 2,5 рази в порівнянні з концентричною щілиною. У разі витікання між кулею і циліндром, проведені дослідження дають інший важливий для практики множник, що дорівнює приблизно 1,93, тобто менше, ніж 2,5 [15].

Результати зазначеного дослідження витрат наведені в таблиці 2.2 при чисельному інтегруванні за формулою (2.36) для кількості h розбиття зазорів $k = 10$; $k = 100$ і $k = 360$ інтервалу інтегрування $[0; 2\pi]$.

Таблиця 2.2 – Дослідження витрат кулею і поршнем для різних k і R

R , см	$Q_{\text{ексц}}$			$Q_{\text{конц}}$	$Q_{\text{ексц}}/Q_{\text{конц}}$
	$k=10$	$k=100$	$k=360$	$k=360$	$k=360$
1	156,87	156,88	156,88	79,66	1,969
2	214,92	214,92	214,92	111,22	1,932
3	268,66	268,66	268,66	139,76	1,922
4	300,93	300,93	300,93	156,78	1,919

Для $n = 200$, $\varphi = 0,1$ сходження витрати по k можна для практики вважати ідеальним. Відношення витрат при $\varepsilon = 1$ та $\varepsilon = -1$ відповідно до результатів досліджень, наведених у таблиці 2.2 (для різних радіусів кулі R при перепаді тиск $\Delta P = 10$ МПа, $\mu = 0,0144$ Па·с, $\delta = 20$ мкм, $n = 200$, $\varphi = 0,1$ рад) дає приблизно постійне відношення від 1,92 до 1,96 [14].

По-друге, слід особливо зупинитися на достовірності допущення про те, що витікання через вузький зазор між кулею і циліндром носить ламінарний характер і вся наведена теорія, в основі якої лежить формула Хагена-Пуазейля, є основною. Для визначеності кільцевий ексцентричний зазор ділиться на $k = 16$ рівних частин ($2\pi/16$) і в кожному елементарному перерізі (рисунок 2.6) оцінюється число Рейнольдса (Re) (таблиця 2.3) для різних радіальних зазорів δ (10 мкм, 12,5 мкм, 15 мкм, 18 мкм).

Як видно з таблиці 2.3 для 10 МПа максимальне число Рейнольдса (Re) не перевищує 400 (середнє - не більше 127). Для тиску контрольної точки 25 МПа максимальна кількість Re (таблиця 2.3) не перевищує 1000 (середнє - не більше 330), тобто значно нижче за критичний.

По-третє, проблема у розв'язанні задачі про витікання робочої рідини у вузькому зазорі між кулею і циліндром полягає у визначенні характеру

витікання в зазорі - ламінарного або турбулентного - за значенням числа Re [13].

Таблиця 2.3 – Значення числа Re в ексцентричному зазорі між кулею-поршнем і циліндром

k	Радіальний зазор між шаром і циліндром δ , мкм							
	$\Delta p=10$ МПа				$\Delta p=25$ МПа			
	10	12,5	15	18	10	12,5	15	18
	Re				Re			
1	0,0	0,0	0,1	0,1	0,0	0,1	0,2	0,3
2	0,7	1,3	2,0	3,2	1,8	3,2	5,0	8,0
3	4,7	8,2	13,0	20,5	11,8	20,6	32,5	51,3
4	15,7	27,5	43,5	68,5	39,4	68,9	108,6	171,4
5	35,4	61,9	97,8	154,4	88,6	154,9	244,4	385,9
6	60,1	105,0	165,8	261,8	150,2	262,5	414,4	654,6
7	81,0	141,6	223,7	353,4	202,5	354,1	559,2	883,5
8	89,3	156,1	246,5	389,6	223,2	390,3	616,4	974,0
9	81 0	141,6	223,7	353,4	202,5	354,4	59,2	883,5
10	60,1	105,0	165,8	261,8	150,2	262,5	414,4	654,6
11	35 4	61.9	97,8	154,4	88,6	154;9	244,4	385,9
12	15 7	27 5	43,5	68,5	39,4	68,9	108,6	171,4
13	4.7	8,2	13,0	20,5	11,8	20,6	32,5	51,3
14	0,7	1,3	2,0	3,2	1,8	3,2	5,0	8,0
15	0,0	0,0	0,1	0,1	0,0	0,1	0,2	0,3
16	0	0	0	0	0	0	0	0
Re_{cp}	29	50	80	127	74	127	204	323
ΔQ_1 ,	47,3	82,7	130,6	206,2	118,3	206,6	326,4	515,6

Суперечність полягає в тому, що число Re визначає характер витікання через середню швидкість потоку в зазорі, а її розрахунок проводиться на підставі різних методик для ламінарного або для турбулентного витікання. Детальне розв'язання цієї задачі наведено в роботі [15], в якій розглядаються і аналізуються два випадки витікання: ламінарний і турбулентний. В останньому випадку в роботі [15] детально проаналізовано коефіцієнти витрати p , що входять у вирази для числа Re при турбулентному витіканню:

$$Re = \frac{2v_{cp}h}{\nu} = \frac{2\tilde{\mu}h}{\nu} \sqrt{\frac{2\Delta p}{p}}. \quad (2.38)$$

Показано, що середні числа Re не перевершують критичного. Підсумкові результати по дослідженню напірних витоків між кулею і циліндром і в усьому поршневному комплекті гідронасосу гідрооб'ємної передачі наведені в [15]. Експериментальна проливка кулі в циліндрі маслом ТАД-17 при температурі $T = 100$ °С і радіальному зазорі $\delta = 15$ мкм під тиском 10 МПа, проведена в ЗАТ «НДІ Гідропривід» повністю підтвердила ламінарний характер витікання робочої рідини.

Виведена формула (2.36) використовується при визначенні об'ємних ΔQ_1 в поршневному комплекті як пріоритетних втрат при обчисленні об'ємного ККД гідрооб'ємна передача [2].

Розрахунок витоків робочої рідини в парі куля-циліндр для діаметра кульок 44,4 мм наведений в [2].

Розрахункова схема об'ємних витрат ΔQ_2 для ГМ1, пов'язаних з винесенням робочої рідини через обертання кулі-поршня навколо своєї осі з кутовою швидкістю ω_s показана на рисунку 2.7.

Частинки робочої рідини, які контактують з поверхнею кулі при його обертанні навколо осі, що проходить через його центр Q_3 перпендикулярно площині креслення [13] на радіусі r , мають лінійну швидкість $V(r)$. У зоні контакту (точки А) обертаєма кулька-поршень протидіє виносу робочої рідини і навпаки в зоні максимуму ексцентричного зазору (точка В) винесення часток масла на ГМ1 найбільший.

Диференціал швидкісної витрати між кулькою-поршнем і циліндром ротора розраховується за формулою:

$$dQ_v = \frac{1}{2} v(r) dS, \quad (2.39)$$

де $v(p) = -\omega_s p = -\omega_s R_3 \cos \Theta$ (де знак «-» враховує позитивний або негативний винос робочої рідини).

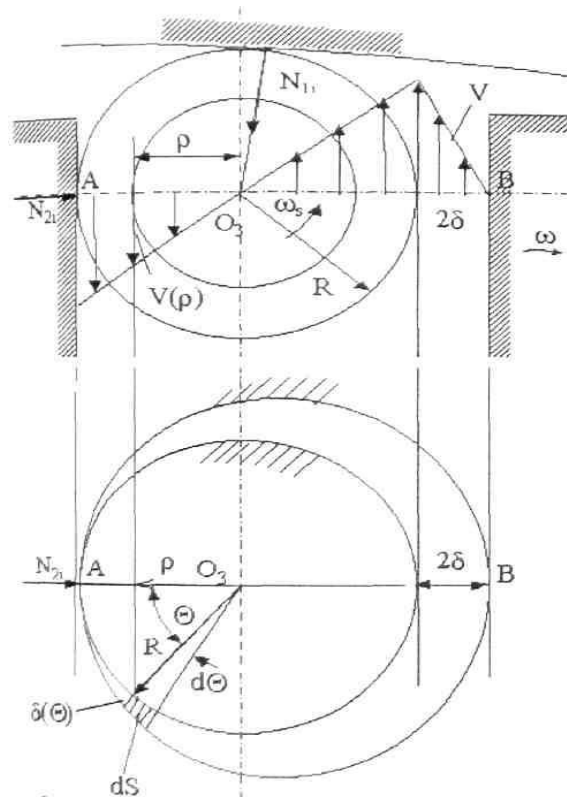


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема об’ємних витрат

Диференціал площі dS , через яку проходить швидкісна витрата, обумовлена швидкістю $v(p)$ та розраховується за формулою:

$$dS = \delta(\Theta) \cdot R_3 d\Theta = \delta(1 - \varepsilon \cos \Theta) R_3 d\Theta. \quad (2.40)$$

Інтегрування за круговою довжиною ексцентричного зазору з урахуванням (2.39) і (2.40) дає величину швидкісної витрати Q_v між поршнем і циліндром:

$$Q_v = 2 \int_0^{\pi} dQ_v = -\omega_s R_3^2 \delta \int_0^{\pi} (\cos \Theta - \cos^2 \Theta) d\Theta = \frac{\pi}{2} \omega_s R_3^2 \delta. \quad (2.41)$$

З урахуванням що кутова швидкість обертання кульки-поршня навколо своєї осі $\omega_S = R_1\omega/R_3$, швидкісна витрата через один поршень визначається формулою $Q_v = 0,5\pi R_1 R_3 \delta \omega$, а для всього поршневого комплексу, що складається з n поршнів, загальна швидкісна витрата ΔQ_2 має вигляд [13]:

$$\Delta Q_2 = Q_v n = \frac{\pi}{2} R_1 R_3 \delta \omega n . \quad (2.42)$$

Розглянемо витоки в цапфових розподільниках між втулкою ротора і цапфою [5].

Робоча рідина, що дроселюється в кільцеву проточку з боку високого тиску, надходить по ній на бік низького тиску і потім витікає назовні (зовнішні витікання Q_B) по всьому кільцевому периметру πD_o через ексцентричний зазор між втулкою і віссю під впливом усталеного в проточці в даний момент тиску $p(x, c)$, що залежить від розмірів x і c [13].

Перепад тиску $p-p_0(x, c)$ утворює витрату Q_o у проточку на стороні високого тиску [13]. У зоні низького тиску має місце перетікання Q_n , під впливом перепаду тиску $p(x, c)-p_0$. Диференціали цих витоків по куті ϕ , що відраховується від h_{min} уздовж твірної цапфової вісі, мають вигляд:

$$dQ_B = \frac{p(x, c) h^3(\phi) D_o d\phi}{24\mu(L-x-c)} \quad dQ_o = \frac{[p(x, c) - p_0] h^3(\phi) D_o d\phi}{24\mu x}, \quad (2.43)$$

$$dQ_o = \frac{[p(x, c) - p_0] h^3(\phi) d\phi}{24\mu x}, \quad (2.44)$$

де $h(\phi) = \delta(l - \varepsilon_r \cos\phi)$ - розподіл зазору за кутом ϕ ;

$\varepsilon_r = (\delta_r + e_2)/\delta$ - ексцентричність зазору;

e_2 - радіальний монтажний зазор у вальцях вальниці;

δ - настановний зазор між втулкою і віссю при їх концентричному розташуванні;

L - загальна ширина щілини між втулкою і віссю (рисунок 2.3) [13].

Відповідно до закону збереження витрати:

$$\int_{-(\pi-\Theta-\beta)}^{\Theta-\beta} dQ_0 = \int_0^{2\pi} dQ_\beta + \int_{\Theta+\beta_2}^{\Theta+\pi-\beta} dQ_n, \quad (2.45)$$

де β - конструктивний параметр цапфи.

Тоді миттєві інтегральні витрати після інтегрування (2.45) з урахуванням (2.43) матимуть вигляд:

$$Q_\beta = \frac{\pi D_0 p(x, c) \delta^3 (1 + 1,5 \varepsilon^2)}{12 \mu (L - x - c)} \quad Q_0 = \frac{[p(x, c) - p_0]}{12 \mu x} D_0 \delta^3 B(t),$$

$$Q_0 = \frac{[p(x, c) - p_0]}{12 \mu x} D_0 \delta^3 A(t). \quad (2.46)$$

Інтегрування співвідношення (2.39) за період $T=2\pi/n\omega$ з урахуванням виразів (2.46) (2.47) дає середньоінтегральні об'ємні втрати у розподільнику ГМ1:

$$A(t) = \pi - 2\beta + 6\varepsilon \sin\Theta \cos\beta + 1,5\varepsilon^2(\pi - 2\beta) + 1,5\varepsilon^2 \sin 2\beta \cos 2\Theta + \\ + 2\varepsilon^3 \sin\Theta \cos\beta - \frac{\varepsilon^3}{3} [\sin^2(\Theta - \beta) + \sin^2(\Theta + \beta)] \quad (2.47)$$

$$B(t) = \pi - 2\beta + 6\varepsilon \sin\Theta \cos\beta + 1,5\varepsilon^2(\pi - 2\beta) + 1,5\varepsilon^2 \sin 2\beta \cos 2\Theta - \\ + 2\varepsilon^3 \sin\Theta \cos\beta + \frac{\varepsilon^3}{3} [\sin^2(\Theta - \beta) + \sin^2(\Theta + \beta)] \quad (2.48)$$

З урахуванням (2.43) - (2.48) миттєвий тиск в кільцевій проточці:

$$p(x, c) = \frac{A(t)p_0 + B(t)p_1}{(\pi - 2\beta)(L - c) + 2\beta_x} \cdot \frac{L - c - x}{2 + 3\varepsilon^2}; \quad (2.49)$$

$$Q_{1B} = \frac{\pi D_0 \delta^3}{6\mu(L - x - c)T} \int_0^T p(x, c) \cdot (1 + 1.5b^2) dt;$$

$$Q_{10} = \frac{D_0 \delta^3}{12\mu x T} \int_0^T B(t) [p_1 - p(x, c)] dt;$$

$$Q_{1n} = \frac{D_0 \delta^3}{12\mu x T} \int_0^T A(t) [p(x, c) - p_0] dt; \quad (2.50)$$

Отримані вирази [13] дозволяють, варіюючи конструктивними параметрами x , L і c , провести оптимізацію розподільника за критерієм найбільшого об'ємного ККД. Вибір параметрів x і c повинен бути забезпечений таким чином, щоб притиснення ротора на боці високого тиску здійснювалося як на гідронасоси, так і на гідромотори, як у прямому, так і в зворотному потоці потужності. Як видно, об'ємні втрати у розподільнику істотно залежать від місця розташування h_{min} і ексцентричності зазору, тобто нерозривно пов'язані із загальною силовою картиною в радіально-поршневій гідромашині [8].

У конструкції радіально-поршневої гідромашини за рахунок відносно великого діаметра поршня-кулі (0,0635 м) при їх кількості 9 забезпечується притиснення ротора гідронаосу і гідромотора на боці високого тиску. Кільцеві проточки в конструкції не використовуються. Це пов'язано, перш за все, з тим, що габаритні осьові розміри (уздовж осі цапфи) надзвичайно малі за вимогами компоновання гідрооб'ємної механічної трансмісії (ГОМТ) і ширина L поясків розподільника також мала ($L = 8$ мм).

Виведені в роботах [13, 15] формули (2.46) - (2.49) для об'ємних втрат у цапфовому розподільнику є загальними. Для розглянутого цапфового розподільника гідрооб'ємної передачі витік на боці високого тиску у разі притиснення ротора на боці високого тиску обчислюється за формулою (2.49), в якій відстань до проточки x приймається рівним довжині

ущільнювального пояса L , а тиск $p(x, c)$ дорівнює нулю, що впливає з формули (2.48) при $L = x$ і $c = 0$ у разі відсутності кільцевої проточки. Таким чином, середні інтегральні витрати на боці високого та низького тиску у відповідності з формулами (2.46) - (2.49) для ГМ1 мають вигляд:

$$Q_{1n} = \frac{D_0 \delta^3 p_0}{12 \mu L T} \int_0^T A(t) dt, \quad Q_{10} = \frac{D_0 \delta^3 p_1}{12 \mu L T} \int_0^T B(t) dt; \quad (2.51)$$

Сумарні зовнішні об'ємні втрати ΔQ_3 у розподільчому вузлу:

$$Q_3 = Q_{1n} + Q_{10} = \frac{D_0 \delta^3}{12 \mu L T} \left[p_0 \int_0^T A(t) dt + p_1 \int_0^T B(t) dt \right]. \quad (2.52)$$

За співвідношенням (2.52) проводиться оцінка зовнішніх витоків в розподільнику, що впливають на об'ємний ККД гідромашин і гідрооб'ємних передач в цілому.

Вирази для загального об'ємного ККД регульованою ГМ1 і нерегульованою ГМ2, що працюють в прямому потоці потужності через гідрооб'ємну передачу, мають вид [8]:

$$\eta_{10} = \frac{Q_{1T} - \sum \Delta Q_1}{Q_{1T}} = 1 - \frac{\sum \Delta Q_1}{e_1 q \omega_1};$$

$$\eta_{20} = \frac{Q_{2T} - \sum \Delta Q_2}{Q_{2T}} = 1 - \frac{\sum \Delta Q_2}{e_2 q \omega_2 + \sum \Delta Q_2}; \quad (2.53)$$

Між теоретичними витратами, продуктивністю і об'ємними втратами ГМ1 ($e_1 = var$) і ГМ2 ($e_2 = const$) у прямому потоці потужності має місце ланцюг співвідношень:

$$Q_{2T} = Q_{1T} - \sum \Delta Q_1 = e_1 q \omega_1 - \sum \Delta Q_1 = e_2 q \omega_2 - \sum \Delta Q_2. \quad (2.54)$$

Загальний об'ємний ККД гідрооб'ємної передачі в прямому потоці потужності має вигляд:

$$\eta_0 = \eta_{10} \eta_{20} = \left(1 - \frac{\sum \Delta Q_1}{Q_{1T}} \right) \left(1 - \frac{\sum \Delta Q_2}{Q_{2T}} \right) = 1 - \frac{\sum \Delta Q_1 + \sum \Delta Q_2}{Q_{1T}}. \quad (2.55)$$

У зворотному потоці потужності за аналогією з механічним ККД всі індекси «1» у формулах (2.53) - (2.55) міняються місцями з індексами «2».

Таким чином, при малих конструктивних зазорах, порівняно низьких температурах, високих кутових швидкостях ротора гідромашини втрати на рідинне тертя можуть дуже вплинути на загальний механічний ККД гідромашини. Об'ємні витрати в поршневому комплекті є пріоритетними витратами при обчисленні об'ємного ККД гідрооб'ємної передачі. На ККД впливають сімнадцять зазорів між циліндром та поршнем-кулькою.

3 ОПТИМІЗАЦІЯ ЗАГОРІВ В РУХОМИХ З'ЄДНАННЯХ ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ НА ЕТАПІ ПРОЕКТУВАННЯ

3.1 Обґрунтування цільової функції для гідрооб'ємної передачі

Дано визначення оптимізації. Оптимізація – це отримання найкращого зазору за заданим критерієм для заданих умов. Для проведення оптимізації необхідні: математична модель об'єкта, цільова функція і оптимізаційний алгоритм (рисунок 3.1) [5]. Введемо цільову функцію, яка залежить від вартості та ККД гідрооб'ємної передачі. Для оптимізації величини зазорів в роботі стоїть задача у визначенні максимального значення цільової функції. Цільова функція формалізує вимоги, що пред'являються до об'єкту. Оптимізаційний алгоритм здійснює пошук екстремуму цільової функції. Математичною функцією є ККД, що залежить від величини зазорів та температури; вартість, яка залежить від зазорів.

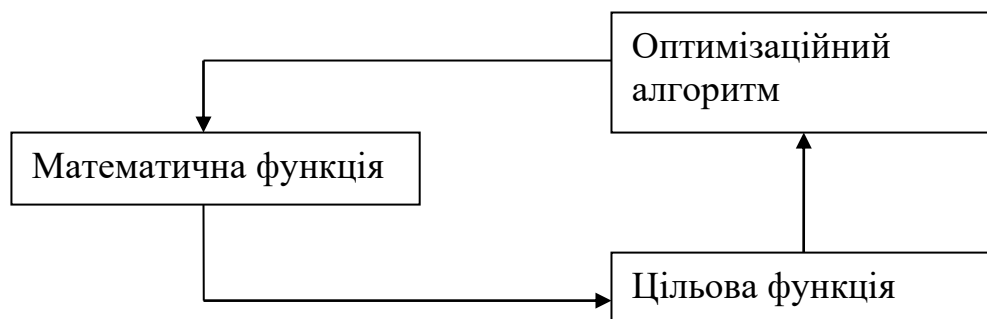


Рисунок 3.1 – Структура оптимізаційного процесу

В цільовій функції ККД та вартість мають різні розмірності і величину. Тому вони повинні бути приведені з допомогою розмірних коефіцієнтів до однієї розмірності і бути сумірні.

Цільову функцію ε визначимо за формулою [12]:

$$\varepsilon = c_1 \eta(h, T) - c_2 C(h) \quad (3.1)$$

де c_1, c_2 – вагові коефіцієнти, причому $c_1+c_2=1$, які підкреслюють вагу того чи іншого фактору в цільовій функції;

$C(h)$ – вартість гідрооб'ємної передачі в залежності від величини зазорів h ;

$\eta(h, T)$ - коефіцієнт корисної дії гідрооб'ємної передачі, який залежить в найбільшій мірі від величини зазорів h , і температури рідини T .

Головним чинником цільової функції є ККД, який залежить від зазорів та температури.

3.2 Математичне моделювання залежності коефіцієнта корисної дії від зазорів та температури і порівняння результатів з експериментальними даними

Загальний ККД гідропередачі визначається, як добуток об'ємного і гідромеханічного ККД гідропередачі [1, 12].

$$\eta = \eta_M \cdot \eta_O. \quad (3.2)$$

Об'ємний ККД визначається, як відношення сумарних витоків робочої рідини до теоретичної витрати гідромашини [1].

Вирази для об'ємного ККД гідропередачі працює в прямому потоці потужності визначається виразом:

$$\eta_o = 1 - \frac{\Sigma Q_{ут}}{Q_T} = 1 - \frac{Q_{ут(порш)} + Q_{ут(розп)}}{Q_T}, \quad (3.3)$$

де $\Sigma \Delta Q$ - об'ємні втрати у гідромашинах, що складаються з витоків, м³/с;

Q_m - теоретична витрата гідромашини, м³/с:

$$Q_T = qen_{вих}, \quad (3.4)$$

де q - робочий об'єм гідромашини, см^3 ;

e - відносний ексцентриситет;

$n_{вих}$ - обороти на виході гідромашини.

Сумарні витоки складаються з витоків у поршневих групах та розподільних вузлів і перетоків.

При цьому вимірювання в натурних зразках гідропередач проводяться сумарно для витоків у поршневих групах і розподільних вузлах (шляхом вимірювання витрати підживлення), причому перші, як показують розрахунки, складають до 90 % сумарних витоків [2].

Стосовно до радіальної моноблочної кулькопоршневої гідропередачі із застосуванням мінерального масла ТАД-17 $Q_{ум(порш)}$ розраховується за виразом [12]:

$$Q_{ум(порш)} = 16,67 \frac{\pi \times D_{ш} \times h^3}{\rho \times \nu \times L_{щ}} \times \Delta P, \text{ л/хв}, \quad (3.5)$$

де $D_{ш}$ - діаметр кулі, що дорівнює 63,5 мм;

ΔP - перепад тисків, 20 МПа;

h - зазор між кулею і циліндром (за кресленням від $\delta = 0,017$ мм до 0,025 мм);

$L_{щ}$ - довжина щілини в напрямку витоків (визначалася експериментальним шляхом, для $d_{ш} = 63,5$, $L = 1,75$ мм);

16,67 - коефіцієнт, що визначає максимальний ексцентриситет розташування кульки в циліндрі [5];

ρ - густина робочої рідини, г/см^3 ;

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості.

Коефіцієнт динамічної в'язкості ν залежить від температури і розраховується за формулою [3]:

$$v = \frac{0,336}{0,1 \cdot T} \quad (3.6)$$

Густина робочої рідини ρ в залежності від температури робочої рідини дорівнює [2]:

$$\rho(t) = \frac{\rho}{1 + \alpha \Delta T}, \quad (3.7)$$

де ρ – густина для мінеральних олій у практичних розрахунках можна прийняти $0,9 \text{ г/см}^3$ при температурі $15 \text{ }^\circ\text{C}$;

α - коефіцієнт об'ємного розширення для об'ємної ваги $0,9 \text{ г/см}^3$, який дорівнює $0,00064$.

Слід зазначити, що розрахунок витоків відбувається для однієї поршневої групи, тому необхідно витоків помножити на кількість поршневих груп.

Витоків в розподільнику визначаються так само, як і в поршневій групі.

$$Q_{\text{вт(роз)}} = 16,67 \frac{\pi \times D_B \times h^3}{\rho \times v \times L_{\text{щ}}} \times \Delta P, \text{ л/хв}, \quad (3.8)$$

де D_B - діаметр валу, який дорівнює 140 мм ;

$L_{\text{щ}}$ - довжина щілини витоків, що складає 8 мм ;

δ - радіальний зазор (за кресленням від $0,038 \text{ мм}$ до $0,056 \text{ мм}$).

Гідромеханічний ККД гідропередачі визначається відношенням сумарних втрат потужності до теоретичної потужності гідромашини і має вигляд:

$$\eta_M = 1 - \frac{\Sigma \Delta N}{N_T}, \quad (3.9)$$

де N_t - теоретична потужність гідропередачі, кВт, причому

$$N_T = \Delta P \cdot Q_T. \quad (3.10)$$

Розрахунок гідромеханічних втрат потужності гідропередачі показав, що 90 % втрат потужності йде на перемішування робочої рідини.

Оцінимо перемішувальні витрати на окремій гідромашині наступним чином. Нехай у стаціонарному режимі роботи гідромашини зовнішні витікання (в поршневому комплекті $Q_{порш}$ і в розподільнику $Q_{розп}$) мають загальну масу m_0 . Ці витоки відводяться відкачуючим насосом через фільтри. Тоді кінетична енергія цієї перемішуючої маси K дорівнює $0,5m_0V^2$, а потужність, яка втрачається на перемішування цієї маси, має вигляд (усереднений за час T) [3]:

$$N = \frac{\rho(Q_{ум(порш)} + Q_{ум(розп)}) (\omega R)^2}{2} =$$

$$= \frac{\rho \left(\left(\frac{12500 \cdot \pi \cdot D_{III} \cdot h^3}{\rho \cdot v \cdot L_{III}} \right) + \left(\frac{12500 \cdot \pi \cdot D_B \cdot h^3}{\rho \cdot v \cdot L_{III}} \right) \right) \cdot (\omega R)^2}{2}, \quad (3.11)$$

де ρ - густина робочої рідини з урахуванням температури робочої рідини;

R - деякий наведений радіус обертових частин гідромашини, прийнятий рівним середньому радіусу R дорівнює $0,5(R1+R2)$, по якому рухається основна маса, що перемішується, рідини R дорівнює $0,5(160+145)$.

Підставимо формули (3.3) в (3.2) і отримаємо вираз для загального ККД:

(3.12)

$$\eta = \left(1 - \frac{(16.67 \cdot \Delta P \cdot \pi \cdot h^3 / 0.9 \cdot \nu (1 + \alpha \Delta T)) \cdot (\frac{D_{\text{ц}} + D_{\text{в}}}{L_{\text{ц}} + L_{\text{в}}})}{q \cdot e \cdot n_{\text{вих}}}\right) \cdot \left(\frac{D_{\text{ц}} + D_{\text{в}}}{L_{\text{ц}} + L_{\text{в}}}\right)$$

$$\cdot \left(1 - \frac{\frac{16.67 \cdot \pi \cdot h^3}{\nu} \left(\frac{D_{\text{ц}} + D_{\text{в}}}{L_{\text{ц}} + L_{\text{в}}}\right)}{\Delta P \cdot q \cdot e \cdot n_{\text{вих}}}\right)$$

Розглянемо діапазон величини зазорів в межах від 17 мкм до 80 мкм, що обумовлено технологічними вимогами.

Залежності ККД гідрооб'ємної передачі від величини зазорів h для різних температур робочої рідини приведені на рисунках 3.2, 3.3.

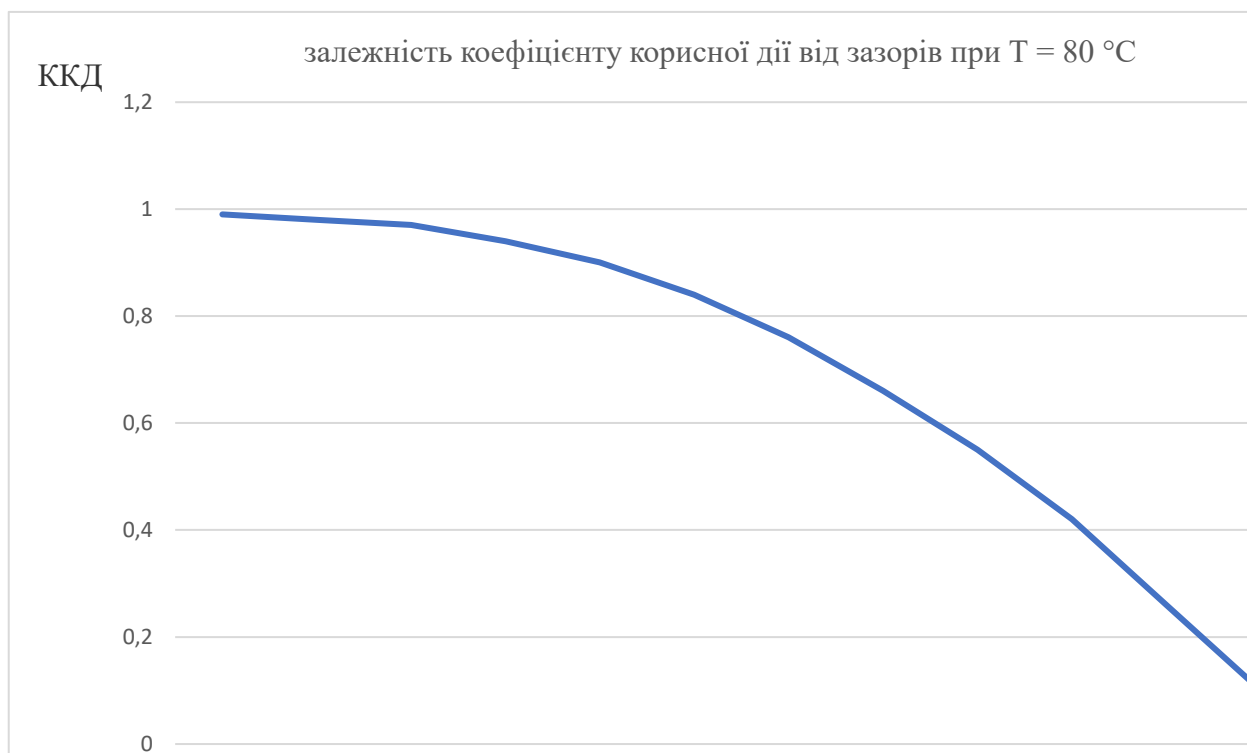


Рисунок 3.2 – Залежність коефіцієнта корисної дії від зазорів при $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$

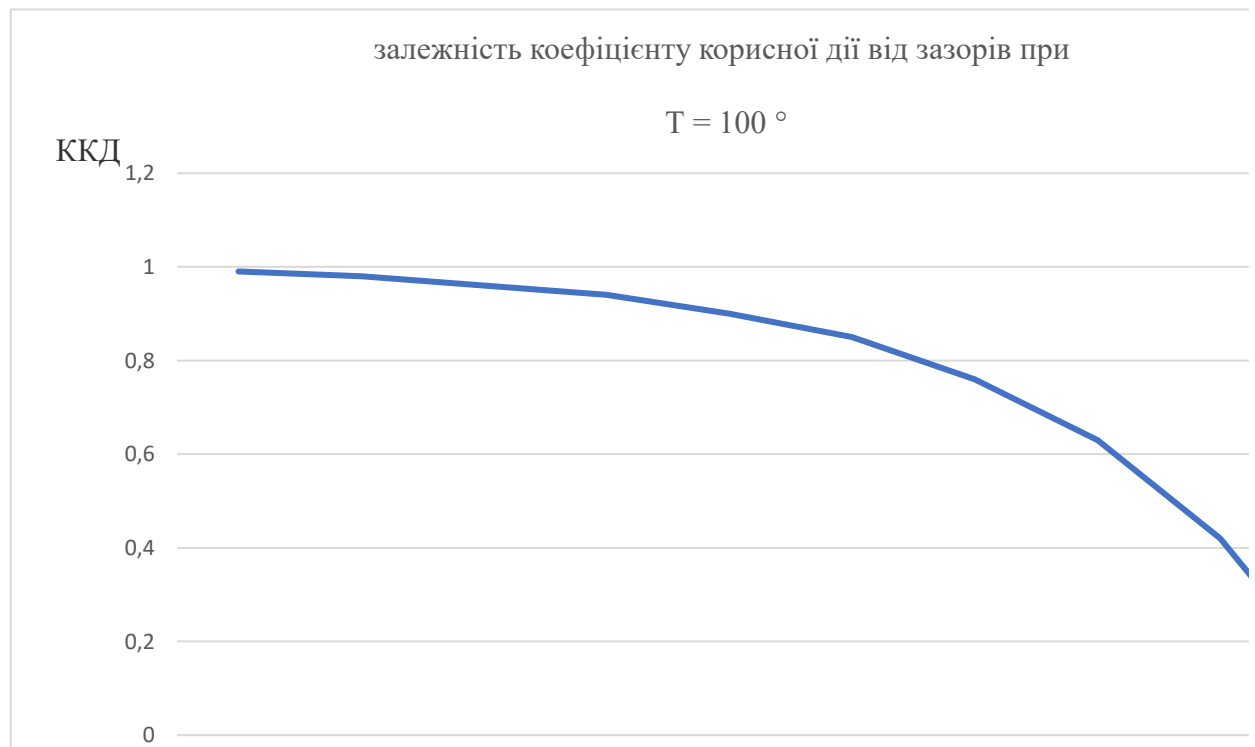


Рисунок 3.3 – Залежність ККД від зазорів при $T = 100^\circ\text{C}$

Отже, аналіз рисунків 3.2 та 3.3 показує, що підвищення коефіцієнта корисної дії забезпечується за рахунок зменшення зазорів в гідрооб'ємній передачі. У прийнятому температурному діапазоні коефіцієнт корисної дії гідрооб'ємної передачі практично не залежить від температури. Підвищення коефіцієнта корисної дії забезпечується за рахунок зменшення зазорів в гідрооб'ємній передачі.

Залежність втрат потужності та витоків від температури масла в відкачці та частоти обертання представлені на рисунку 3.4 при тиску від 8 кгс/см^2 до 30 кгс/см^2 .

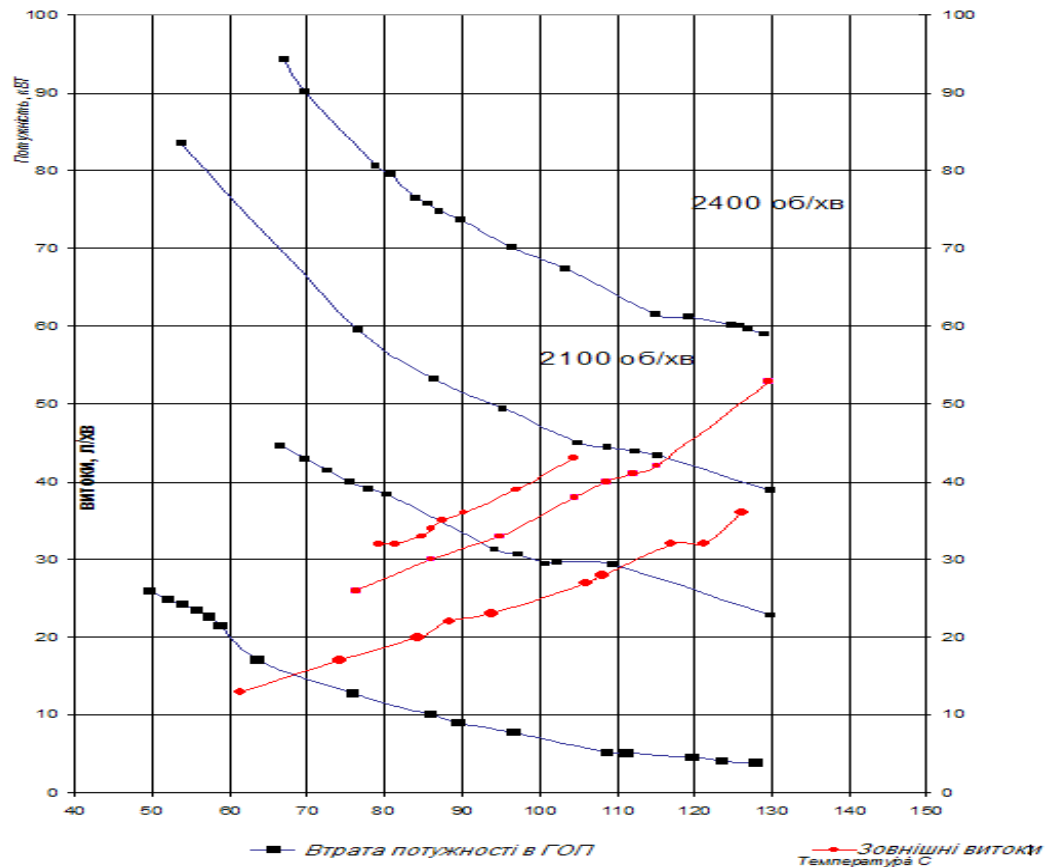


Рисунок 3.4 - Результати вимірювання втрат потужності і витоків

Підвищення температури робочої рідини зменшує загальні витрати гідропередачі, за рахунок зменшення втрат потужності на перемішування робочої рідини.

3.3 Розрахунок вартості гідрооб'ємної передачі в залежності від точності виготовлення зазорів

Визначення оптимальної точності величини зазору це складна задача. Чим менше зазор, тим вище вимоги щодо точності виготовлення частин гідрооб'ємної передачі, що зв'язані через зазор [1].

Отже виготовити абсолютно точно який-небудь елемент деталі неможливо. Чим точніше потрібно зробити елемент деталі, тим дорожче буде його виготовлення. Найчастіше вартість виготовлення зростає в залежності

від підвищення вимог до точності. Залежність вартості гідрооб'ємної передачі від точності виготовлення зазорів розраховується згідно формули [12]:

$$C = e^{-\alpha h}, \quad (3.13)$$

де α - коефіцієнт чутливості вартості до величини зазору.

Коефіцієнт чутливості вартості до зазору залежить від виду металу, який використовується для виготовлення гідрооб'ємної передачі і деяких інших причин. Для розрахунків виберемо $\alpha = 75000$.

На практиці вартість гідрооб'ємної передачі дуже відрізняється в залежності від її призначення.

Завдяки правильному вибору α можна пристосовуватись до різних умов, в яких оцінюється вартість [12].

Побудуємо графік залежності вартості гідрооб'ємної передачі від зазору при $\alpha = 75 \cdot 10^3$ (рисунок 3.5).

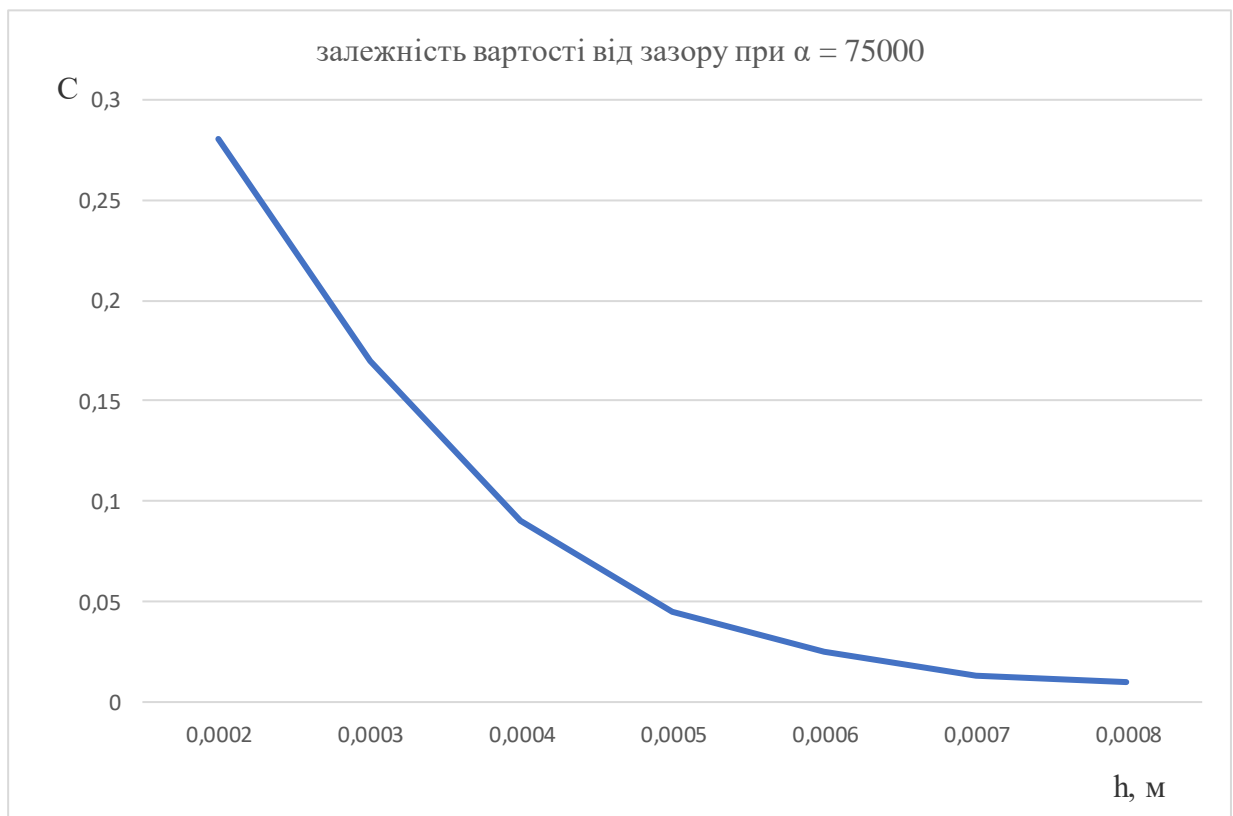


Рисунок 3.5 - Залежність вартості від зазору при $\alpha = 75000$

Залежність вартості гідрооб'ємної передачі від зазору обернено пропорційна, чим менше зазор тим вартість більша.

3.4 Визначення цільової функції в залежності від вагових коефіцієнтів

Визначивши ККД та вартість гідрооб'ємної передачі в залежності від точності виготовлення зазорів побудуємо графік цільової функції та знайдемо максимальне її значення.

В залежності від вагових коефіцієнтів c_1 та c_2 , які в сумі дорівнюють одиниці, є можливість надавати перевагу ККД або вартості. В сучасних умовах актуальним є варіант коли перевага віддається вартості, а ККД не враховується, тобто $c_1 = 0,2$, $c_2 = 0,8$ (рисунок 3.6).

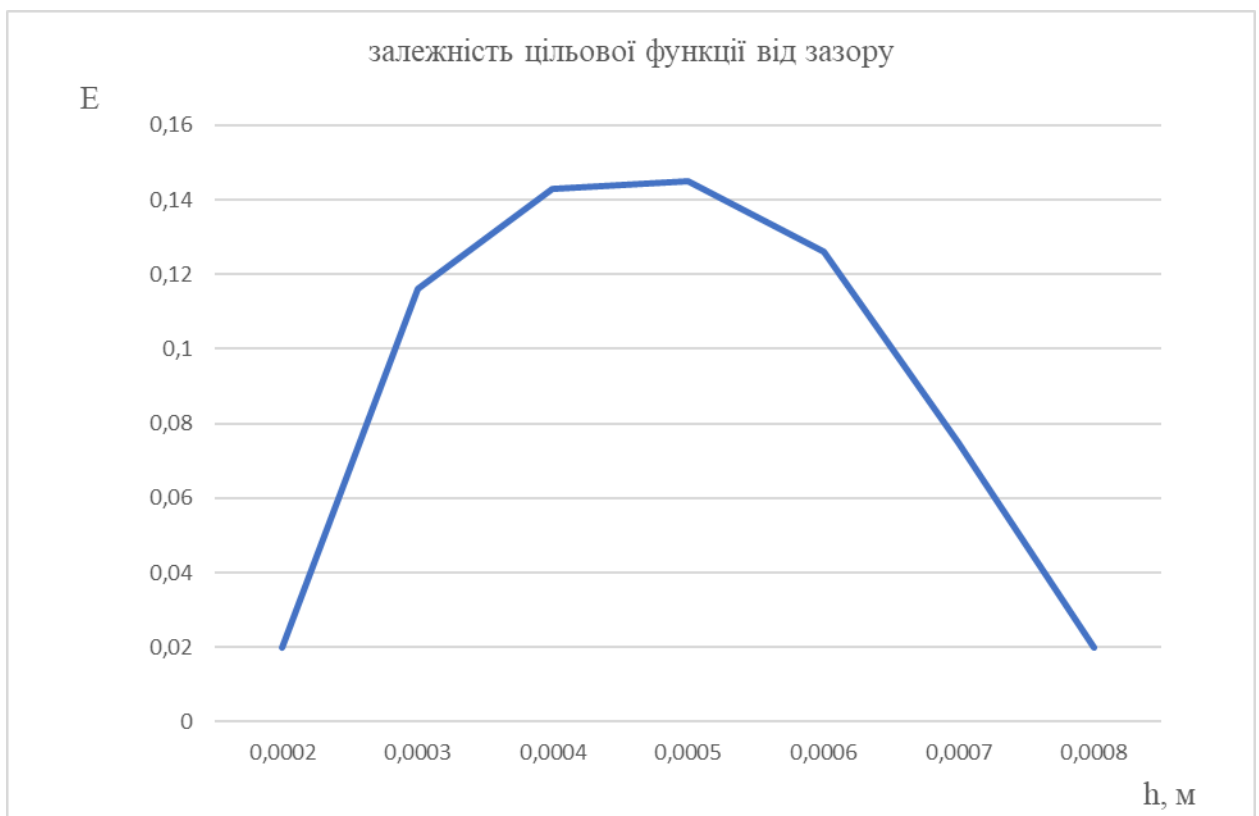


Рисунок 3.6 – Залежність цільової функції від зазору при $c_1 = 0,2$, $c_2 = 0,8$,
 $T = 80$ °C

При температурі $T = 100$ °C залежність цільової функції від зазору має вигляд на рисунку 3.7.

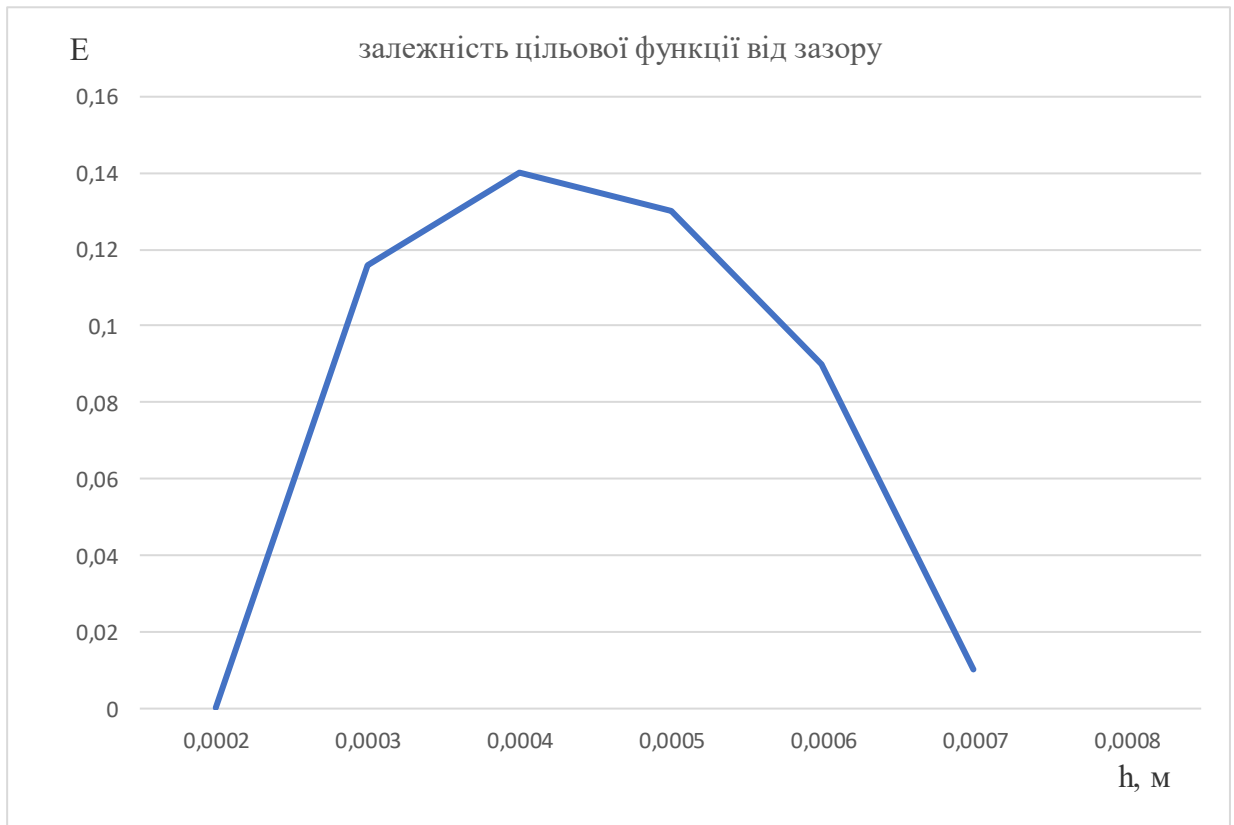


Рисунок 3.7 - Залежність цільової функції від зазору при $c_1 = 0,2$, $c_2 = 0,8$ та $T = 100$ °C

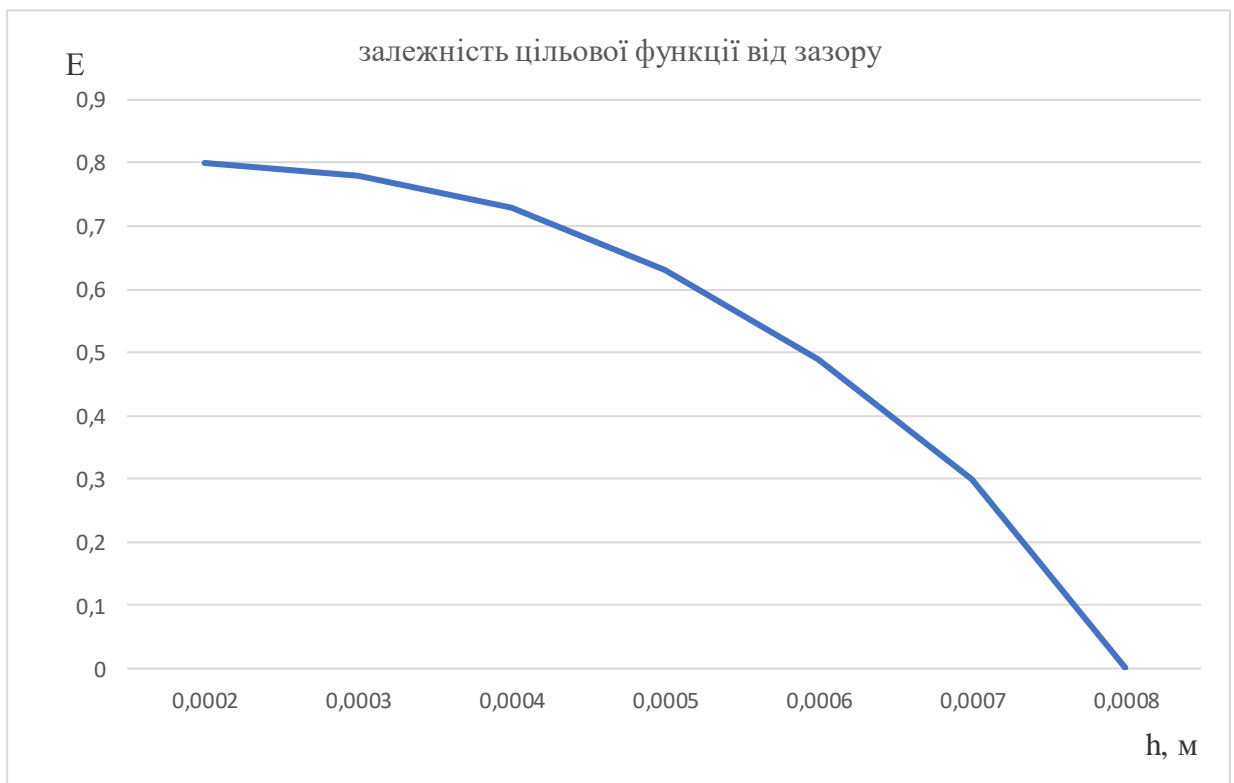


Рисунок 3.8 - Залежність цільової функції від зазору при $c_1 = 0,8$, $c_2 = 0,2$ та $T = 80$ °C

При постійних вагових коефіцієнтах c_1 та c_2 , змінюючи тільки температуру величина зазору дорівнює при температурі $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ - 45 мкм, а при температурі $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ - 43 мкм.

При умові, коли $c_1 = 0,8$, а $c_2 = 0,2$ а температура дорівнює $T = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рисунок 3.8) залежність цільової функції від зазору має вигляд.

При умові, коли $c_1 = 0,8$ а $c_2 = 0,2$ а температура дорівнює $T = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рисунок 3.9) залежність цільової функції від зазору має вигляд.

У випадку надання переваги ККД, величина зазору при температурі $T = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ дорівнює 30 мкм, а при температурі $T = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ дорівнює 40 мкм.

При сумарних вагових коефіцієнтах графік залежності представлений на рисунку 3.10.

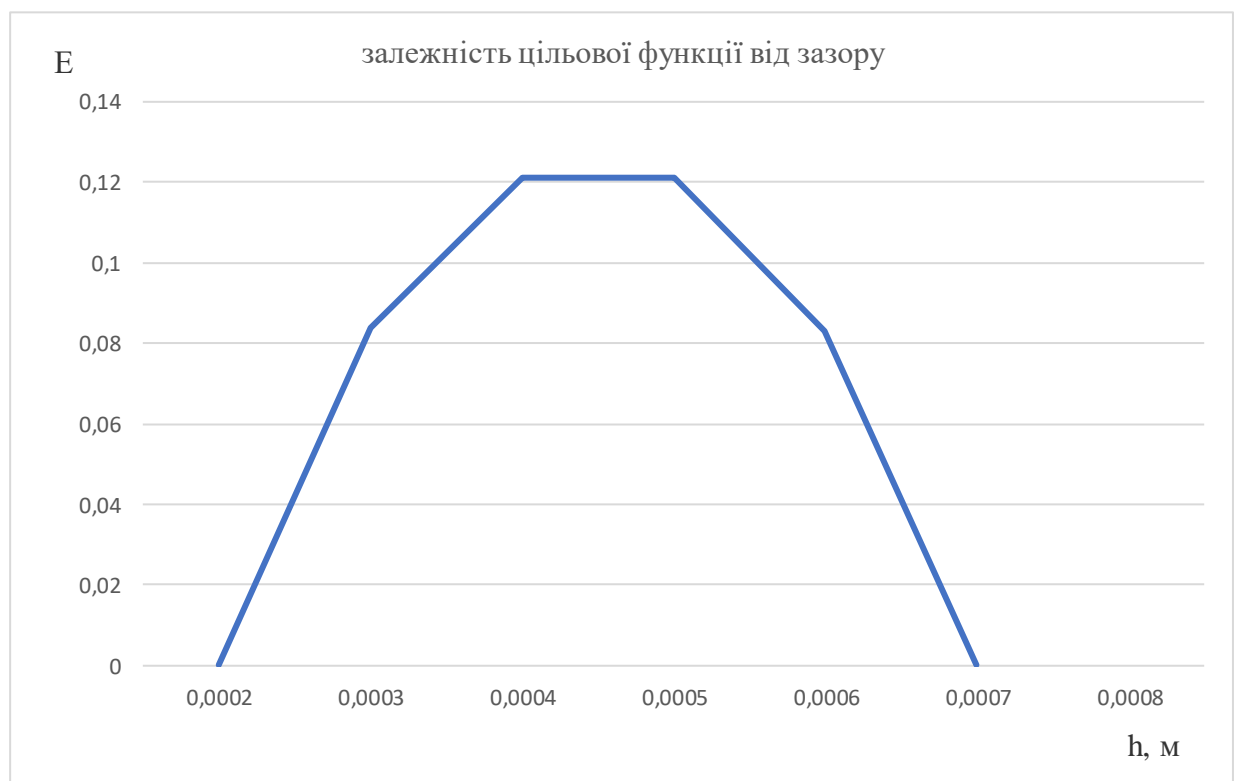


Рисунок 3.9 - Залежність цільової функції від зазору при $c_1 = 0,8$, $c_2 = 0,2$ та $T = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$

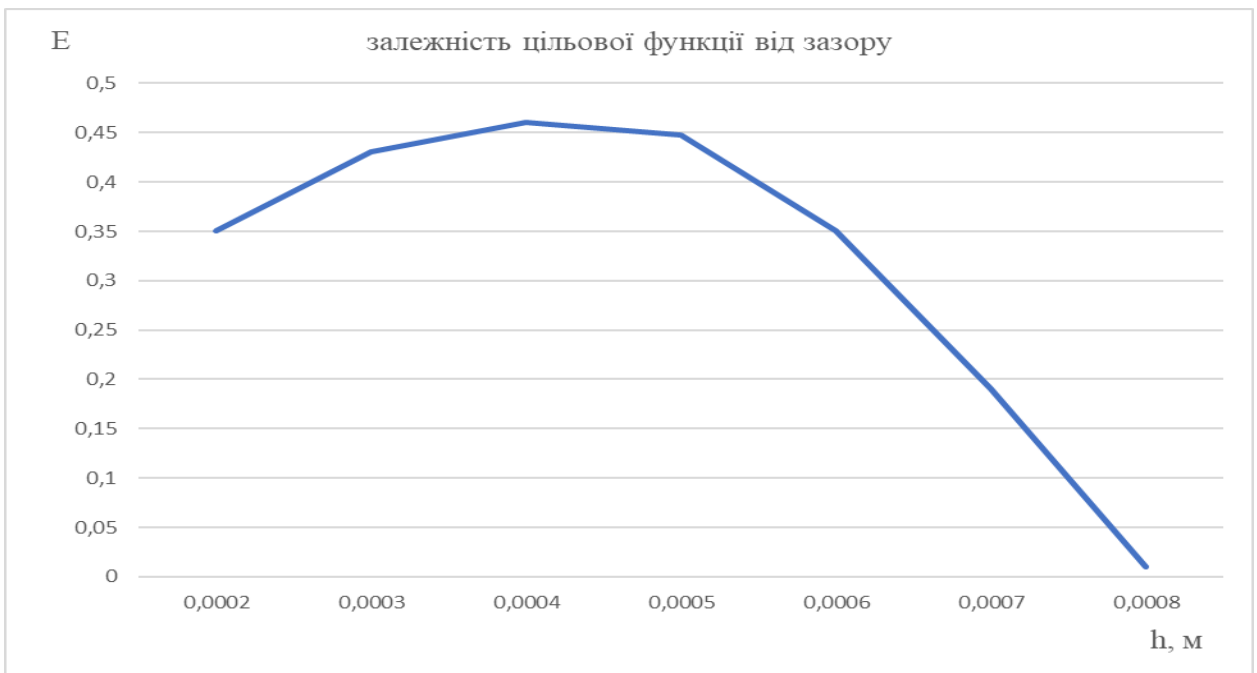


Рисунок 3.10 - Залежність цільової функції від зазору при $c_1 = 0,5$, $c_2 = 0,5$ при $\alpha = 75000$

При умові коли $c_1 = 0,5$ а $c_2 = 0,5$ при температурі $T = 100$ °C графік має вигляд (рисунок 3.11)

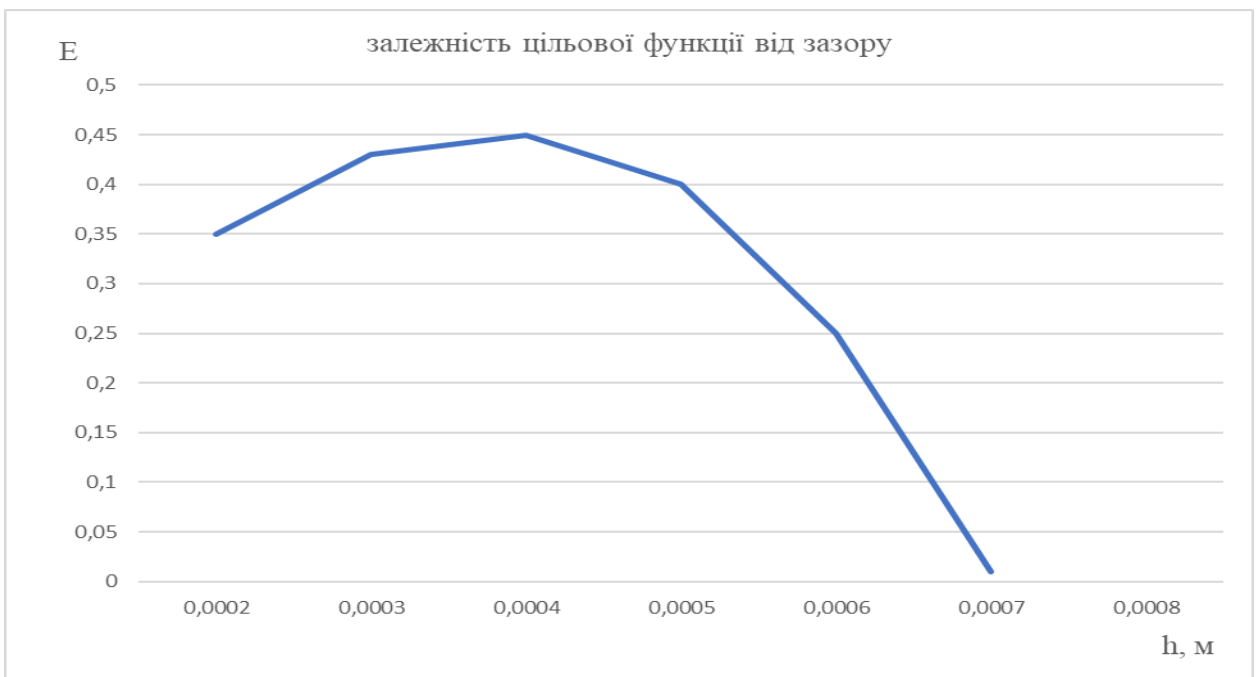


Рисунок 3.11– Залежність цільової функції від зазору при $c_1 = 0,5$, $c_2 = 0,5$, при $T = 100$ °C

Коли вагові коефіцієнти сумарні то величина зазору при $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ дорівнює 33 мкм, при $T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ дорівнює 29 мкм.

Таким чином оптимальна величина зазорів залежить від температури і коливається в межах від 29 мкм до 45 мкм. Якщо більш важливим для гідрооб'ємної передачі є ККД ніж вартість, то оптимальна величина зазорів зменшується і становить 30 мкм при $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, 40 мкм при $T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$. У випадку, якщо пріоритет по вартості, то величина зазорів збільшується і становить 45 мкм при $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, та 43 мкм при $T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Визначені зазори будуть змінюватись при експлуатації, тобто необхідний контроль параметрів гідрооб'ємної передачі з оптимальними зазорами.

4 ПРОПОЗИЦІЇ ЩОДО СКЛАДУ ВИМІРЮВАЛЬНОЇ ІНФОРМАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ВИТРАТ НА ВИПРОБУВАЛЬНОМУ СТЕНДІ ГІДРООБ'ЄМНОЇ ПЕРЕДАЧІ

4.1 Залежність витрати від величини оптимальних зазорів з'єднання гідрооб'ємної передачі

При експлуатації величина зазорів змінюється. Тому є необхідність вимірювати та контролювати зазори. Однак ця задача дуже складна і потребує розбору гідрооб'ємної передачі. Таким чином, визначимо залежність між витратами та зазорами для контролю оптимальних зазорів з використанням непрямих методів [1].

При дії на рухоме з'єднання гідрооб'ємної передачі навантаження дійсна величина зазорів дорівнює [5]:

$$H_1 = 1 - E; \quad H_2 = 1 + E. \quad (4.1)$$

де E - зміщення рухомої частини підшипника під дією навантаження.

Похибка виготовлення і монтажу призводить до додаткової зміни (збільшення або зменшення) товщини шару на величину k .

Тоді зазори можна представити як:

$$h_1 = 1 - E \pm k; \quad h_2 = 1 + E \pm k. \quad (4.2)$$

Виберемо значення E від зовнішнього навантаження в межах від 0 до 0,7 зазор від 17 мкм до 85 мкм.

Результати розрахунку представлені на рисунку 4.1.

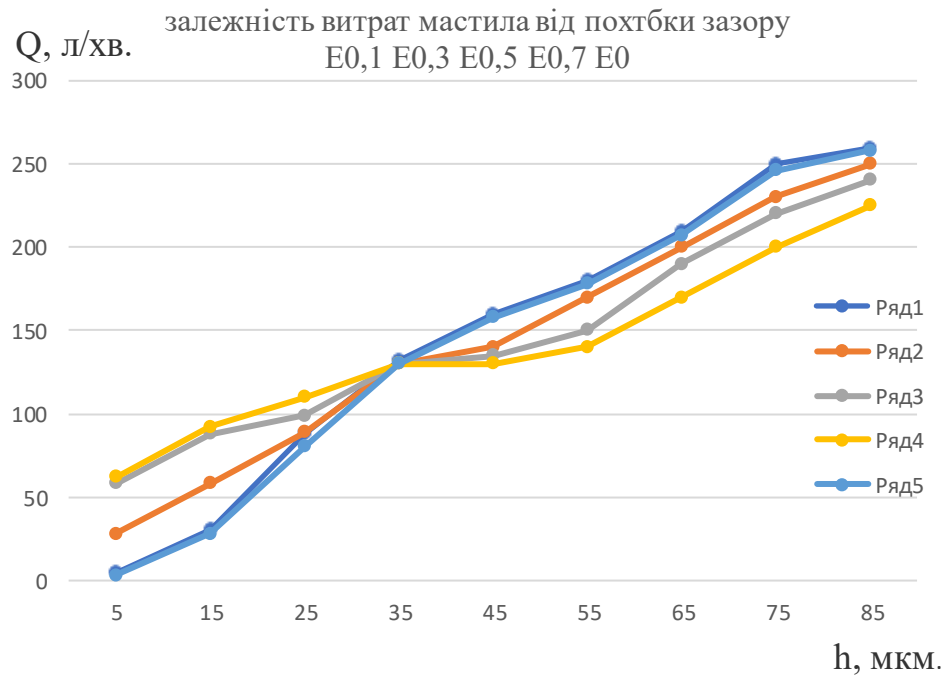


Рисунок 4.1 – Залежність витрати мастила Q від похибки зазору h

З графіків видно, що зміна зазору приводить до зміни витрати мастила до 50 %.

Отже, необхідна вимірювальна інформаційна система (ВІС) для вимірювання витрат, тиску та частоти обертання. Данна вимірювальна інформаційна система буде здійснювати контроль оптимальних значень зазорів рухомих з'єднань гідрооб'ємної передачі дорожніх машин на етапі випробувань.

Вимірювальна інформаційна система призначена для прийому, відображення та реєстрації інформації про випробування гідрооб'ємної передачі на навантажувальному стенді.

Усі вимірювальні канали ВІС виконані з використанням індивідуальних розв'язок, які забезпечують відсутність гальванічного зв'язку вимірювальних каналів [10].

Після подачі живлення на пристрої ВІС здійснюється запуск відповідного програмного забезпечення.

4.2 Склад вимірювальної інформаційної системи

Вимірювальна інформаційна система забезпечує прийом сигналів від датчиків тиску. Джерелом інформації є струмовий сигнал в діапазоні від 0 мА до 5 мА, час перетворення не більше 100 мс. Похибка вимірювання не більше 0,5 %.

До складу вимірювальної системи стенда входять: прилади та апаратура, що розташовані на пульті керування стендом та на об'єкті випробування [16].

Структурна схема вимірювальної інформаційної системи гідрооб'ємної передачі представлена на рисунку 4.2.

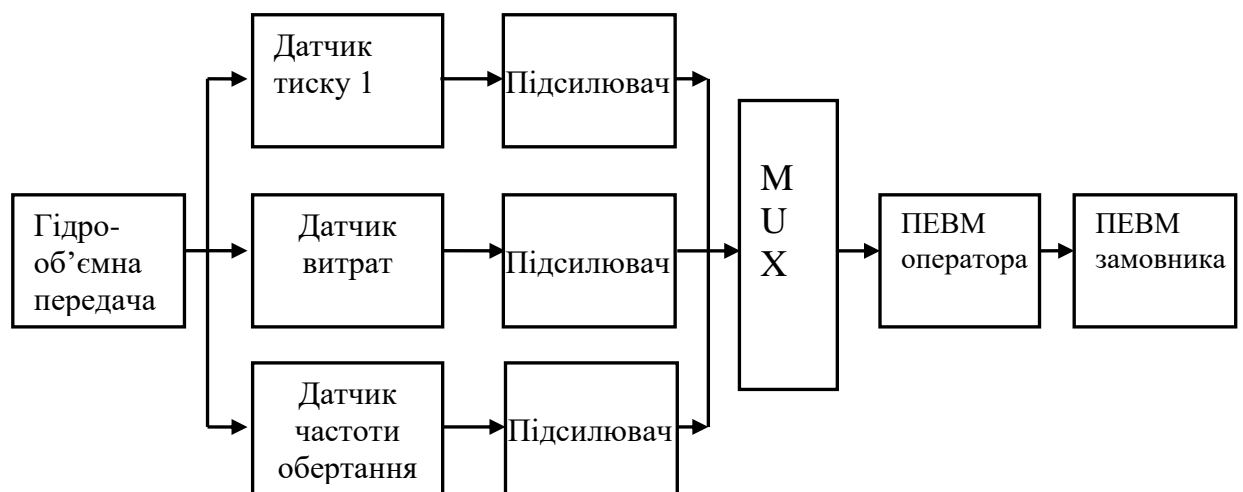


Рисунок 4.2 - Структурна схема вимірювальної інформаційної системи

Вимірювальний сигнал поступає на первинний датчик перетворення, після чого подається на підсилювач, з підсилювача на схему обробки інформації [16].

Представлена ВІС складається з первинних перетворювача тиску, витрат, температури, підсилювача, мультиплексору та схеми обробки вимірювальної інформації.

Мультиплексор — компонент, який підключає одну з декількох вхідних ліній до одиної вихідної лінії за допомогою цифрової команди, званої

адресою.

Отже, удосконалена ВІС з більш точними датчиками витрат, тиску та частоти обертання має можливість отримати достовірну інформацію про параметри гідро об'ємної передачі, та оцінити її стан на етапі експлуатації.

4.3 Обґрунтування основних елементів системи вимірювальної інформаційної системи

Для контролю та вимірювання витрат масла на живлення, на управління та змащення обираємо вихрові витратоміри для забезпечення необхідної точності та задовольняють вимогам (діапазон вимірювання від 30 л/хв до 360 л/хв з похибкою 1,5 %). Данні витратоміри представлені на рисунку 4.3.



Рисунок 4.3 – Загальний вигляд вихрових витратомірів

Обрано вихровий витратомір Vortex FV4000 (TRIO-WIRL V) якій забезпечує високу ефективність вимірювань витрат газу, пари та малов'язких рідин при температурі середовища до 400 °С, цифрова обробка сигналів (DSP-технологія). В результаті застосування DSP-технології значно підвищується роздільна здатність і точність вимірювань (0,75 % - для рідин). Діапазон вимірювань від 0,5 м³/год до 20000 м³/год (в технічних характеристиках від 30 л/хв до 360 л/хв з похибкою 1,5 %).

Принцип вимірювання витратоміра Vortex ґрунтується на явищі «доріжка Кишені». При обтіканні тіла потоком, по обидві сторони тіла по

черзі утворюються завихрення, що утворює так звану доріжку. Частота прямування цих завихрень прямо пропорційна швидкості потоку і зворотно пропорційна ширині тіла обтікання. Коливання тиску, що викликаються рухом вихорів, перетворюються в електричні імпульси з частотою, що відповідає частоті прямування вихорів, за допомогою п'єзоелектричного перетворювача. Ці імпульси обробляються DSP конвертером і перетворюються в аналоговий і цифровий сигнали [16].

Для контролю тиску в гідросистемі обираємо датчик тиску з цифровим виходом [16].

Інтелектуальний датчик DMP 333і представляє наступне покоління датчиків тиску і є подальшим розвитком наших стандартних датчиків для промислового застосування. Датчики відповідають високим вимогам по точності і стабільності характеристик (рисунок 4.4).



Рисунок 4.4 – Датчик тиску цифровий

В датчиках застосований принципово новий цифровий підсилювач, на мікропроцесорній збірці, а також 16 бітний аналого-цифровий перетворювач.

Блок обробки здійснює активну компенсацію характеристик чутливого елемента, таких як ефекти нелінійності, вплив температури.

Характеристиками датчика DMP 333і є діапазони тиску від 0,7 МПа до 60 МПа з похибка 0,1% FSO згідно ІЕС 60770.

Таким чином, характеристика датчика DMP 333і відповідають вимогам, при яких тиск масла в гідрооб'ємній передачі дорівнює від 2 МПа до 40 МПа з похибкою 0,8 %).

Для вимірювання обертів вхідного і вихідного валів гідропередачі обираємо оптичний датчик обертання (рисунок 4.5).

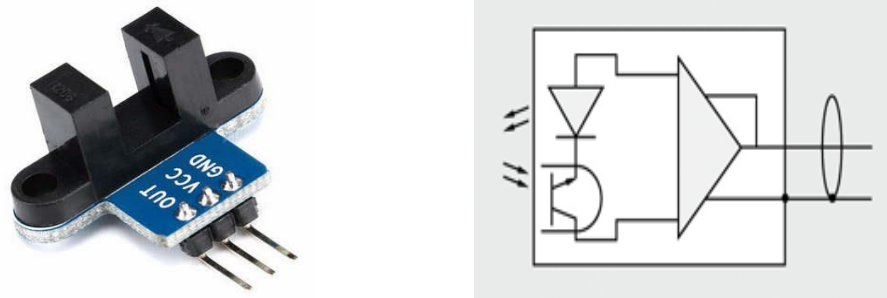


Рисунок 4.5 – Зовнішній вигляд та електрична схема оптичного датчику обертання

Діапазон вимірювання від 0 хв^{-1} до 9999 хв^{-1} та похибкою вимірювання $\pm 1 \%$ (діапазон частоти обертання привідного двигуна від 600 хв^{-1} до 3000 хв^{-1} з точністю $\pm 1 \%$). Безконтактні оптичні датчики обертів або тахометричні перетворювачі забезпечують формування імпульсів, частота повторення яких пропорційна частоті проходження тахометричної мітки, встановленої на елементі (валу) обертового об'єкту.

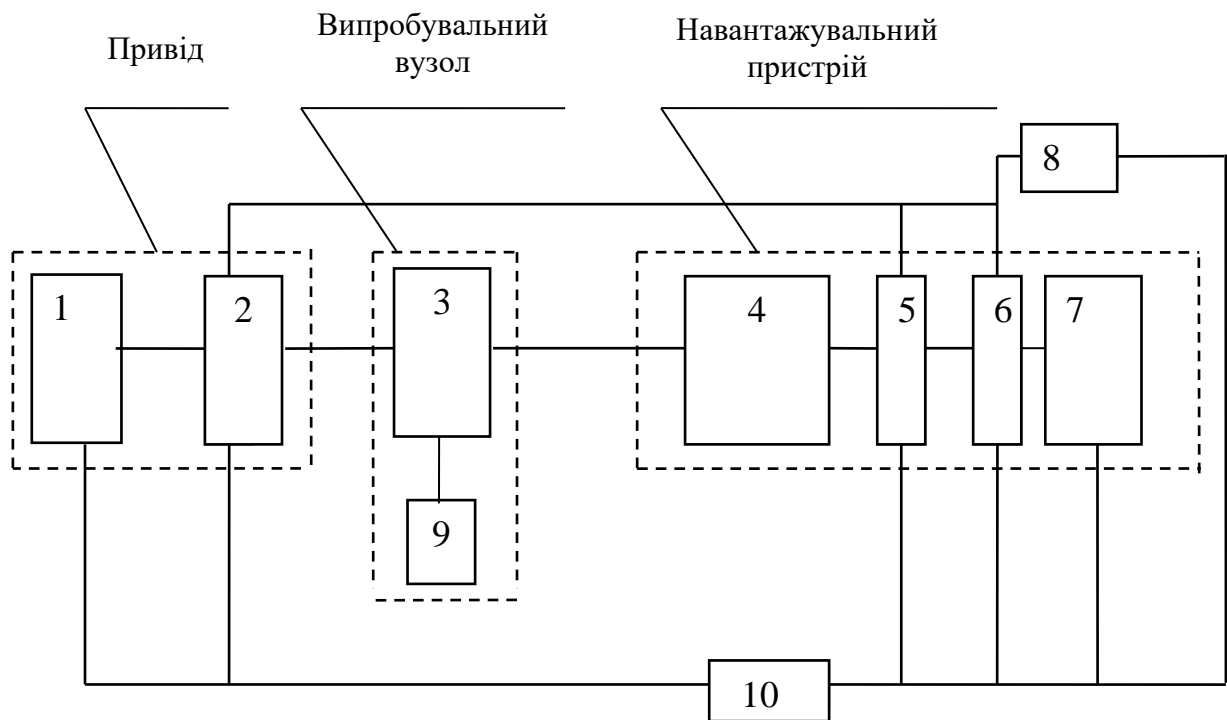
4.4 Застосування вимірювальної інформаційної системи на стенді випробувальному гідрооб'ємної передачі

Удосконалена ВІС вбудовуються на стенді, який призначений для випробувань під навантаженням гідро об'ємних передач.

Навантажувальне обладнання призначено для узгодження частоти обертання вихідного валу об'єкта випробувань і частоти обертання валу гальма, а також для навантаження об'єкта згідно з програмою випробувань.

До складу навантажувального пристрою входять: індукторне гальмо; інерційний барабан; фрикціон; мультиплікатори; зубчасті муфти; з'єднувальні вал і торсіон;

На рисунку 4.6 представлена структурна схема випробувального стенду гідрооб'ємної передачі.



1 – привідний електродвигун N=730 кВт; 2 – фрикціон; 3 – ГОП; 4 – мультиплікатори;
5, 6 – фрикціон; 7 – навантажувальне обладнання; 8 – гідросистема стенду;
9 – гідросистема трансмісії; 10 – пульт керування

Рисунок 4.6 – Структурна схема випробувального стенду

Гідравлічна система стенду забезпечує управління і змащення фрикціонів 5, 6 (приводу 1 і навантажувального пристрою 7) мікроконтролером 4 і опор інерційного барабана [9].

Контроль тиску в напірній магістралі здійснюється за допомогою манометру, встановленого перед засувкою, і електроконтактного манометру, який включає систему аварійної сигналізації при падінні тиску нижче встановленого рівня.

Управління системою виконується з пульта керування стендом, що складається з окремих блоків встановлених в стійці.

Місце розташування датчиків тиску, витрати на випробувальному стенді гідрооб'ємної передачі під навантаженням представлена на

креслену (додаток А). Найменування складових принципової схеми випробувального стенду представлені в таблиці (додаток Б).

Розроблена вимірювальна інформаційна система дозволяє проводити вимірювання витоків робочої рідини, які пропорційні величині зазорів. Це дозволяє визначати зазори в процесі експлуатації.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ВИМІРЮВАНЬ РІДИНИ В РУХОМИХ З'ЄДНАННЯХ ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ

У даному розділі розглядаються питання охорони праці для етапу дослідження ВІС для вимірювання витрати.

Робота спеціаліста у сучасному автоматизованому і механізованому виробництві являє собою процес взаємодії людини і машини, при якій здійснюється мобілізація психологічних і фізичних функцій людини. Тому важливим є дотримання оператором режиму праці й відпочинку.

На теперішній час великого значення набули питання використання й застосування цифрових вимірювальних приладів. У зв'язку з цим виникла потреба розробки забезпечення безпечних умов експлуатації даних приладів оператором.

Характеристика виробничого середовища полягає в тому, що дослідження проводиться у лабораторії вимірювально-інформаційної техніки (ВІТ), при цьому використовувались: датчик витрати, ПЕОМ.

Розглянемо характеристику небезпечних та шкідливих факторів. Небезпечні та шкідливі фактори, характерні для такого типу робіт, наведено у таблиці 5.1.

Розглянемо виробничу санітарію та мікрокліматичні умови дослідницької лабораторії.

Мікрокліматичні умови - параметри температури, відносної вологості, в робочій зоні або в зоні обслуговування та на постійних робочих місцях, установлені відповідними нормами.

Об'єм у повітрі робочої зони не повинен перевищувати: озону - $0,1 \text{ мг / м}^3$, оксидів азоту - 5 мг / м^2 , пилу - 4 мг / м^2 .

Приміщення повинні мати природне і штучне освітлення.

Природне світло повинне проникати через вікна, зорієнтовані, як правило, на північний схід. Вікна повинні мати регулюючі пристосування

для відкриття, а також жалюзі, штори, зовнішні козирки тощо. Повинен бути забезпечений коефіцієнт природної освітленості не нижче 1,5 %.

Штучне освітлення приміщення обладнане системою загального рівномірного освітлення. Рівень освітленості на робочому столі в зоні розміщення документів повинний бути в межах від 300 лк до 500 лк.

Таблиця 5.1 - Перелік шкідливих та небезпечних факторів

Найменування	Джерело	Нормовані параметри
Підвищений рівень шуму	Друкувальна техніка, вентиляційна система	Гранично припустима норма звуку $L=50$ дБА
Рентгенівське випромінювання	Монітор ЕОМ	100 мкР/год
Підвищений потенціал статичної електрики	Діелектрична поверхня електричних приладів	Напруга електростатичного поля $E=15$ кВ/ м
Електромагнітне поле радіочастотного діапазону $f = 60$ кГц–300 МГц $f = 300$ МГц–300 ГГц	ЕПТ ПК	Щільність потоку енергії, ППЕ, Вт/см ²
Змінне електричне поле і змінне магнітне поле $F = 50$ Гц	Електрична мережа та електрична апаратура	Напруженість електричного поля E , В/м Магнітна індукція B , Тл. Напруженість магнітного поля H , А/м
Підвищена напруга, В	Електрична мережа, електроапаратура	Струм через тіло людини $I_h=(0,6-1,5)$ мА
Напруженість праці	Відповідальність, труднощі виробничого завдання	Категорія роботи: напружена – класу 3.2.

Для забезпечення нормованих рівнів шуму у виробничих приміщеннях і на робочих місцях застосовуються шумопоглинальні засоби, у якості яких повинні застосовуватися не згораючи або спеціальні перфоровані плити, панелі, мінеральна вата з максимальним коефіцієнтом звукопоглинання в межах частот від 31,5 Гц до 8000 Гц або інші матеріали аналогічного

призначення. Крім того, необхідно застосовувати підвісні стелі з аналогічними властивостями.

Пожежна безпека в дослідницькій лабораторії.

У залежності від особливостей виробничого процесу, крім загальних вимог пожежної безпеки, здійснюються спеціальні протипожежні заходи щодо окремих видів виробництв, технологічних процесів і промислових об'єктів. Для споруджень і приміщень, у яких експлуатуються ВДТ й ПЕОМ, такі заходи визначені [17].

Приміщення, у яких розташовуються персональні ПЕОМ і дисплейні зали, повинні бути оснащені системою автоматичної пожежної сигналізації з димовими пожежними оповіщувачами і переносними вуглекислотними вогнегасниками з розрахунку 2 штуки на кожні 20 м² площі приміщення з обліком гранично припустимих концентрацій вогнегасної речовини.

5.1 Розрахунок зниження шуму від заходів по очистці робочої рідини від повітря і води та вибір трубопроводу в гідросистемі.

Повітря підсилює високочастотні коливання тиску в каналах гідрообладнання і трубопроводах, що сприяє підвищенню шуму гідросистеми. Наявність (2 – 3) % нерозчиненого повітря може підвищити шум на величину до 10 дБ. Досліди, проведені з насосною установкою на базі насоса з клапанним розподільником, показали, що рівень шуму після дегазації рідини може бути понижений на 3 дБА. Загальний рівень шуму насоса при підсосі повітря через манжети, що ущільнюють вал насоса, підвищується на (1 – 2) дБ. Вимірювання рівня шуму в період пуску насоса (засмоктування рідини і прокачування повітря, що потрапило в картер) також свідчить про його підвищення на (1,5 – 2) дБ що до загального рівня шуму при сталому режимі робочого процесу.

Високочастотні коливання тиску приводить до вібрації трубопроводів і додаткового підвищення рівня шуму. Крупні вигини і місцеві опори

підсилюють турбулентність і шум. Цей механізм перетворення енергії потоку в енергію звуку можна проілюструвати наступним прикладом. Шум при збільшенні швидкості, наприклад удвічі, збільшується на 18 дБА, при цьому рівень звукового тиску s виражається як:

$$s = 60 \log \frac{V_2}{V_1} . \quad (5.1)$$

При наявності кавітації в цих же умовах шум потоку збільшується удвічі, тобто:

$$s = 120 \log \frac{V_2}{V_1} . \quad (5.2)$$

Повітря викликає значні зміни швидкості стиснення рідини. Тому мають місце гідравлічні удари, які є джерелом додаткового шуму. Із збільшенням температури шум зростає. Попадання в робочу рідину води в цих умовах приводить до утворення бульбашок газу, які сприяють підвищенню пульсації рідини і збільшують шум.

Розрахуємо плавкий запобіжник.

Плавкий запобіжник складається із плавкої вставки й пристрою, що підтримує її. При зростанні навантаження понад норми, на яку встановлена плавка вставка, вона плавиться. Ланцюг струму розривається, і захищає провід і апарати від'єднуються.

При виборі запобіжника розрізняють два випадки:

1. Захищає лінії, які, мають місце навантаження без великих стрибків струму, викликаних пусковими струмами (маршрутний контролер).

2. Захищає лінії, які, мають місце навантаження з великими стрибками струму, викликаних пусковими струмами (перетворювачі напруги).

У першому випадку номінальний струм запобіжника I_n вибираємо, як можливо більш близьким до робочого струму лінії I_p , тобто:

$$I_n > I_p \quad (5.3)$$

Робочий струм маршрутного контролера дорівнює 1,5 А (відповідно до проведених вимірювань), отже вибираємо запобіжник на 2 А.

У другому випадку лінії будуть захищатися швидкодіючими запобіжниками (з малою теплоємністю плавкої вставки). Їх вибираємо тільки по робочому струму, тому що вони можуть при цьому перегоріти при пуску апаратів, що мають пусковий струм I_n в 2,5 рази більший номінального, тому:

$$I_n \geq \frac{I_n}{2,5}. \quad (5.4)$$

Згідно з експериментальними даними, пусковий струм перетворювача 12 В / 27В дорівнює 20 А, 12 В / 220 В на 50 Гц – 1,5 А, отже вибираємо запобіжники 15 А и 1 А відповідно.

Відповідно перетин проводів повинен вибиратися до робочого струму установки й номінального струму запобіжників таким чином, щоб температура провідників в експлуатації не досягала величини, при якій псується ізоляція, виникає небезпека пожежі або порушується механічна міцність проводів.

Виходячи з того, що допускається довгостроковий струм, за умовами нагрівання $I_{дон}$ повинен бути завжди більше робочого струму або дорівнює йому, тобто повинна дотримуватися умова:

$$I_{дон} \geq I_p \quad (5.5)$$

Виходячи з вимог для мережі живлення вибираємо електрокабелі, які можуть експлуатуватися в умовах вологості з коливаннями температури.

При перехідних процесах від одного сталого руху рідини до іншого в гідросистемах виникають гідравлічні удари. Щоб зменшити вплив цього фактору необхідно застосовувати відповідні запобіжні пристрої.

Ударне підвищення тиску обчислюється за виразом:

$$\Delta\rho = \rho \cdot V_0 \cdot V, \quad (5.6)$$

де ρ - густина робочої рідини, кг/м³;

V_0 - швидкість руху рідини в трубопроводі, м/с;

V - швидкість ударної хвилі в рідині, укладеній в трубі, для тих, що застосовуються в гідросистемах робочих рідинах при $t = 20$ °С, $V = 1400$ м/с.

$$\Delta\rho = 900 \cdot 5 \cdot 1400 = 6300000 \text{ Па} = 6,3 \text{ МПа}.$$

Тиск в гідросистемі при гідравлічному ударі дорівнює:

$$P_{гд} = P + \Delta P, \quad (5.7)$$

де P - максимальний тиск, який може бути розвинене в гідросистемі, МПа;

ΔP - підвищення тиску при гідравлічному ударі, МПа.

$$P_{гд} = 10 + 6,3 = 16,3 \text{ МПа}$$

Напруга в трубопроводі при гідравлічному ударі визначається наступним виразом:

$$\sigma = \frac{P_{гд} \cdot D_n}{2\delta}, \quad (5.8)$$

де D_n - діаметр трубопроводу, м;

δ - товщина стінки трубопроводу, $\delta = 3$ мм;

n - коефіцієнт запасу міцності, $n = 3$.

Одержана напруга σ дорівнює 100 МПа, що менше допустимого діапазону значень (110 – 120) МПа, значить вживані в гідросистемі трубопроводи вибрані правильно.

ВИСНОВКИ

В роботі була поставлена задача розробки методу визначення зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємної передачі на етапі проектування. Для цього проаналізовано сучасний стан гідрооб'ємних передач і конструкцій кульково-поршневих гідропередач. Виявлено, що вітчизняна гідрооб'ємна передача потребує удосконалення в виготовленні зазорів в рухомих з'єднаннях. І тому запропоновано оптимізувати зазори на етапі проектування.

Для оптимізації величини зазорів була введена цільова функція, яка враховує такі важливі показники як коефіцієнт корисної дії та вартість. При максимізації введеної цільової функції визначена оптимальна величина зазорів на етапі проектування. В роботі було визначено, що сумарних вагових коефіцієнтах величина зазору при $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ дорівнює 33 мкм при $T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ дорівнює 29 мкм. Визначено, якщо пріоритет надається ККД ніж вартість, то оптимальна величина зазорів зменшується і становить 30 мкм при $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, 40 мкм при $T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$. У випадку, якщо пріоритет надається вартості, то величина зазорів збільшується і становить 45 мкм при $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, та 43 мкм при $T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$. Це дозволить оптимізувати витрати на виробництво гідрооб'ємної передачі дорожніх машин на етапі проектування.

В роботі доведена можливість вимірювання зазорів в процесі експлуатації непрямим методом за допомогою вимірювальної інформаційної системи.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Аврунин Г. А., Грицай И. В., Кириченко И. Г. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: учеб. Пособие. Харьков : ХНАДУ, 2008. 412 с.
2. Аврунин Г. А., Кабаненко И. В., Хавиль В. В. Анализ современного технического уровня гидрообъемных передач. Вибрации в технике и технологиях. 2003. № 4(30). С. 3-6.
3. Аврунин Г. А., Бибик Д. В., Кабаненко И. В. Исследование объемной гидропередачи с шариковыми поршнями Зб. наук. Праць. Харків: УкрДАЗТ. 2006. Вип. 73. С. 139–145.
4. Андренко П. М. Вивчення принципу дії, експлуатації та розрахунку надійності гідроапаратів із вібраційною лінеаризацією. Харків : НТУ “ХПІ”, 2003. – 72 с.
5. Борисюк М. Д., Бусяк Ю. М., Аврунин Г. А., Большаков А. К. Новое поколение шарикопоршневых гидропередач. Прикладная гидравлика и пневматика. 2003. №1. С. 55-59.
6. Бибик Д. В. К вопросу о гидрообъемной механической трансмиссии Інтегровані технології та енергозбереження. 2008. №2. С.67–71.
7. Вантух З.З., Дмитрів В.Т, Дмитрів І.В. Об'єднання роз'ємні гідроприводи. Будова й особливості функціонування. Кондор. 2020. 270 с.
8. Докукин А.В., Рогов А. Я, Фейфец Л. С. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия: конструкция, теория и расчет М.: Машиностроение, 1980. 256 с.
9. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения: расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник. М. : Машиностроение, 1992. 606 с.
10. Поліщук Є. С., Дорожовець М. М., Яцук В. О. Метрологія та вимірювальна техніка: підручник. Львів: Бескид Біт. 2003. 544 с.

11. Є. С. Поліщук, М. М. Дорожовець, Б. І. Стадник. Засоби та методи вимірювань неелектричних величин: підручник. Львів: Бескид Біт, 2008. 618с.

12. Полярус О. В., Токаєв В. В., Градобоева О. М. Оптимізація зазорів у рухомих з'єднання гідрооб'ємних передач на етапі проектування. Вісник ХНАДУ. 2011. №53. С. 91-94.

13. Самородов, В. Б. Математическое моделирование быстроходных объемных радиально-поршневых гидромашин - элементов гидрообъемно-механических трансмиссий. Механика и машиностроение. 1999. №1. С. 181-187.

14. Теоретическое обоснование и выбор конструктивных параметров радиально-поршневых гидромашин, работающих в составе ГОМТ гусеничных машин и разработка системы автоматического управления движением гусеничных машин с ГОМТ. НТО. Харьков: «Политехник». 2000. 242 с.

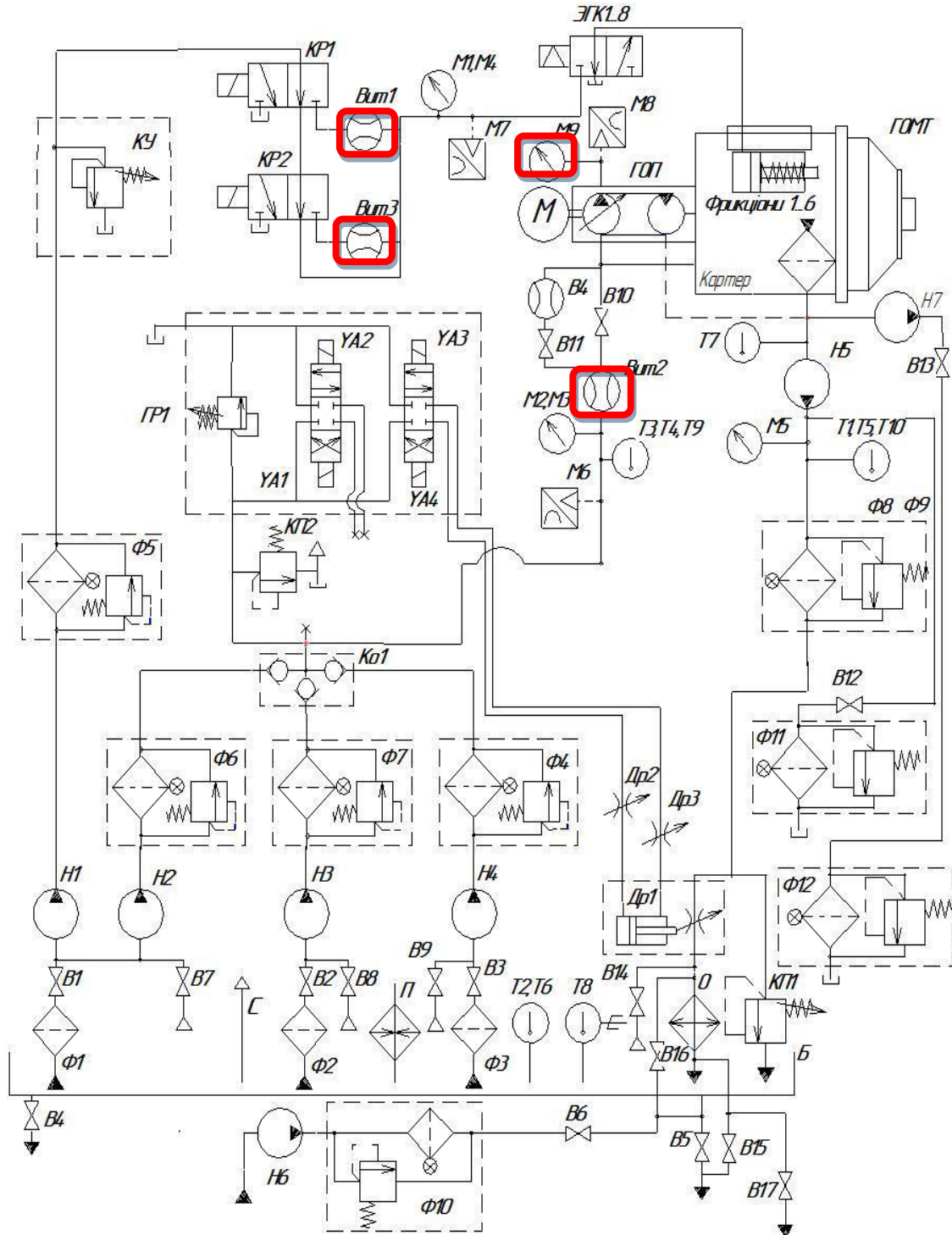
15. Теоретическое обоснование и выбор конструктивных параметров радиально-поршневых гидромашин, работающих в составе ГОМТ гусеничных машин и разработка системы автоматического управления движением гусеничных машин с ГОМТ: отчет о НИР Харьков: «Политехник»; № 12. 2000. 242 с.

16. Чинков В. М. Основи метрології та вимірювальної техніки : підручник. Харків : ХВУ, 2001. 424 с.

17. ДНАОП-0.00-1.31-99 Правила охорони праці під час експлуатації електронно-обчислювальних машин. Міністерство праці та соціальної політики України, комітет з надзору за охорони праці України, 1999.

ДОДАТОК А
СХЕМА СТЕНДУ ГІДРАВЛІЧНА ПРИНЦИПОВА

Схема стенду гідравлічна принципова.



ДОДАТОК Б
НАЙМЕНУВАННЯ СКЛАДОВИХ ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ
ВИПРОБУВАЛЬНОГО СТЕНДУ

Таблиця 1 – Найменування складових принципової схеми випробувального стенду

Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
1	2	3	4
Б	Бак	1	500 лі
В1	Кран двоходовий	1	Д940
В2...В4	Кран	3	Д950
В5, В12 В15	Вентиль	3	Д940
В6	Вентиль	1	Д920
В7...В9, В17	Кран	4	Д915
В10, В11, В13	Вентиль	3	Д925
В14	Вентиль	1	Д910
В166	Вентиль	1	Д915
ГР1	Гідророзподільник	1	
Др1	Дросель	1	
Др2, Др3	Дросель	2	
Ко1	Колектор	1	
КП1	Клапан	1	p=0,3 МПа
КП2	Клапан запобіжний	1	p=1,5 МПа
КУ	Клапанний пристрій	1	
М1, М2	Манометри МТІ-160/25	2	
М3, М4, М5	Манометри 2ЄДММ-30 з датчиком ЄДУ-30	2 3	
М6, М7	Перетворювач тиску МП	2	6 МПа
М8	Перетворювач тиску ПД40/2УХЛ4	1	40 МПа

Закінчення таблиці 1

1	2	3	4
М9	Цифровий датчик DMP 333 i	1	
Н1	Масляний насос нагнітання	1	Q=70 л/хв
Н2...Н4	Масляні насоси нагнітання	3	Q=100 л/хв
Н5	Масляний насос відкачування	1	Q=350 л/хв
Н6	Масляний насос БГ11-11	1	Q=8 л/хв
Н7	Масляний насос БГ11-25	1	Q=133 л/хв
О	Охолоджувач	1	
П	Підігрівач	9	
Вит.1	Витратомір ТДР4-1-18	1	
Вит.2	Вихревий витратомір FV 4000	1	
Вит.3	Витратомір ТДР7-1-1	1	
Вит.4	Витратомір ТДР10-1-3	1	
Т1, Т3	Термометри ТСП, Ф266	2	
Т4,Т6	Термометри 2Т93-111	2	
Т7	Термопара ТХК	4	
Т2	Термопара ЕРА-М	1	
Т8	Терморегулятор	1	
Т9, Т10	Термометр	2	
С	Сапун	1	
Ф1, Ф3	Масляні фільтри	3	Сітка 1х1
ФР1...ФР6	Фрикціони	6	
Ф4...Ф12	Масляні фільтри ЗФГМ32-25К	9	
ЕГК1...ЕГК8	Електрогідроклапани	8	
КР1, КР2	Клапани датчиків витрат	2	

ДОДАТОК В
ІЛЮСТРАТИВНИЙ МАТЕРІАЛ ДО ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет
(ХНАДУ)

Механічний факультет

Кафедра метрології та безпеки життєдіяльності

ІЛЮСТРАТИВНИЙ МАТЕРІАЛ ДО ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ
магістра

РОЗРОБКА МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЗОРІВ В РУХОМИХ З'ЄДНАННЯХ
ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ ДОРОЖНІХ МАШИН

Завідувач кафедри, к. т. н., проф.
Нормоконтролер, к. т. н., доц.
Керівник к. т. н., доц.
Студентка гр. ММ 61- 21


м. Харків - 2022 

Богатов О. І.
Москаленко М. В.
Петрукович Д. Є.
Крупинова Л. О.

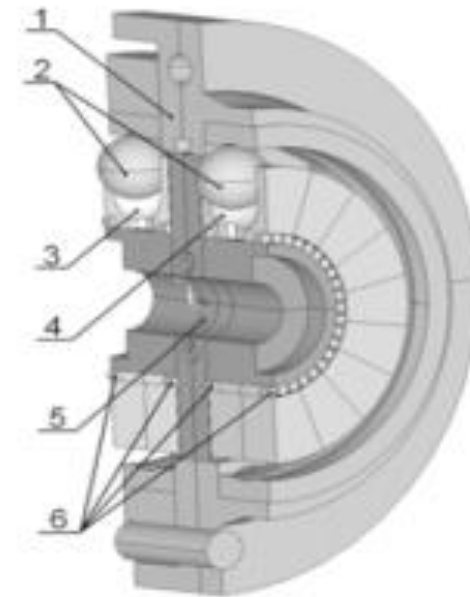
МЕТА І ЗАДАЧІ РОБОТИ

Мета роботи – розробити метод визначення зазорів в рухомих з'єднаннях гідروоб'ємних передачах на етапі проектування, що дозволить забезпечити довговічність та надійність роботи гідрооб'ємних передач

Об'єкт дослідження – гідрооб'ємні передачі дорожніх машин

Метод дослідження – визначення та вимірювання зазорів в рухомих з'єднаннях гідрооб'ємних передач.

ГІДРООБ'ЄМНА ПЕРЕДАЧА



1 - корпус гідропередачі; 2 - кулькові поршні, 3 - ротор гідронасосу; 4 - ротор гідромотора, 5 - блок цапфових розподільників; 6 - опорні вальці

ПРИКЛАДИ ДОРОЖНЬО-БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН, ДЕ ВИКОРИСТОВУЄТЬСЯ ГІДРООБ'ЄМНА ПЕРЕДАЧА



ЗАЛЕЖНОСТІ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ВІД ЗАГОРІВ

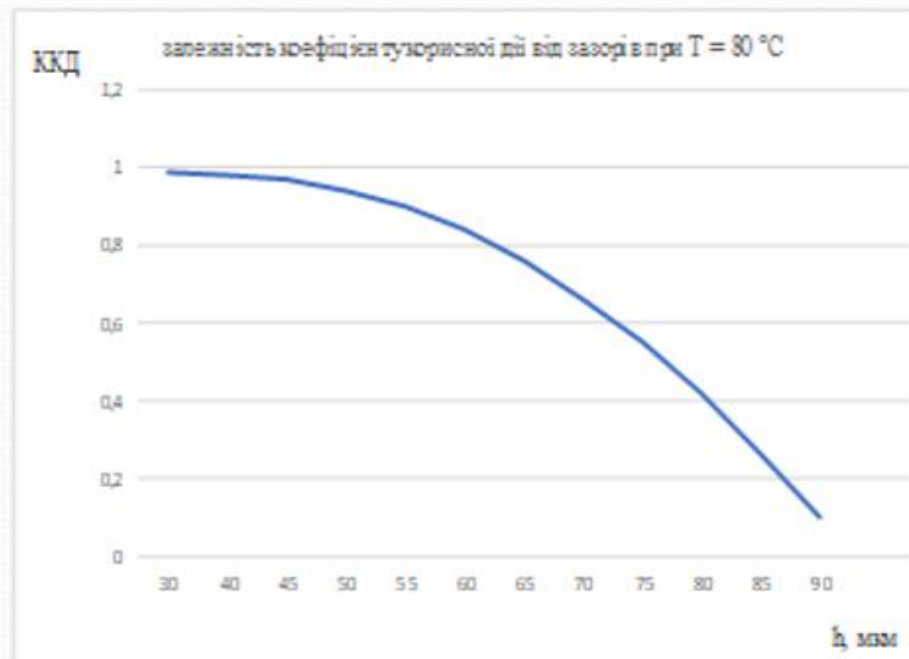


Рисунок 1 – Залежність коефіцієнта корисної дії від зазорів при $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$

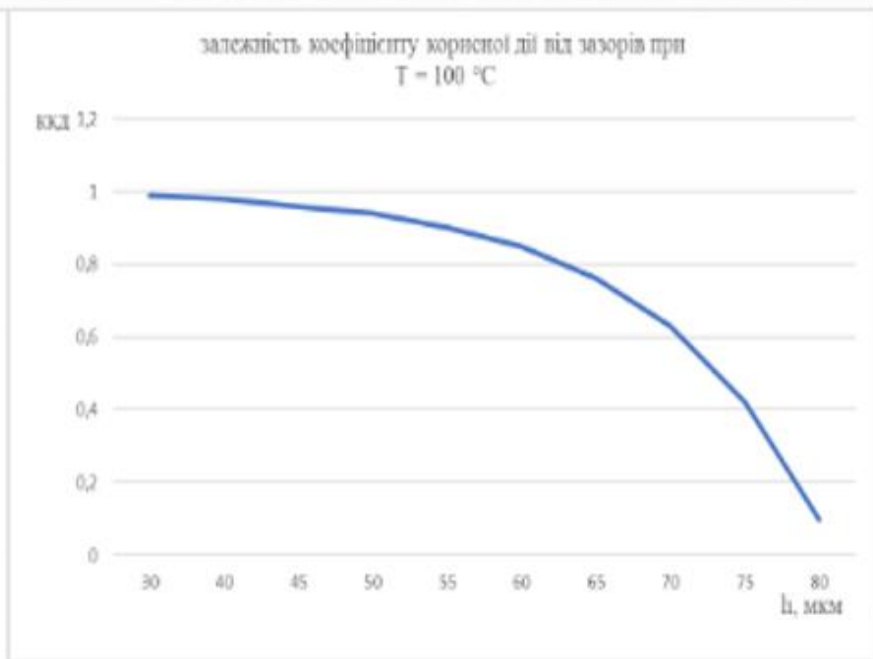


Рисунок 2 – Залежність ККД від зазорів при $T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$

ЦІЛЬОВА ФУНКЦІЯ

$$\varepsilon = c_1 \eta(h, T) - c_2 C(h)$$

де c_1, c_2 – вагові коефіцієнти, причому $c_1 + c_2 = 1$, які підкреслюють вагу того чи іншого фактору в цільовій функції;

$C(h)$ – вартість гідрооб'ємної передачі в залежності від величини зазорів h ;

$\eta(h, T)$ – коефіцієнт корисної дії гідрооб'ємної передачі, який залежить в найбільшій мірі від величини зазорів h , і температури рідини T .

ЗАЛЕЖНІСТЬ ВАРТОСТІ ГІДРООБ'ЄМНОЇ ПЕРЕДАЧІ ВІД ТОЧНОСТІ ВИГОТОВЛЕННЯ ЗАЗОРІВ

$$C = e^{-\alpha h}$$

де α - коефіцієнт чутливості вартості до величини зазору.

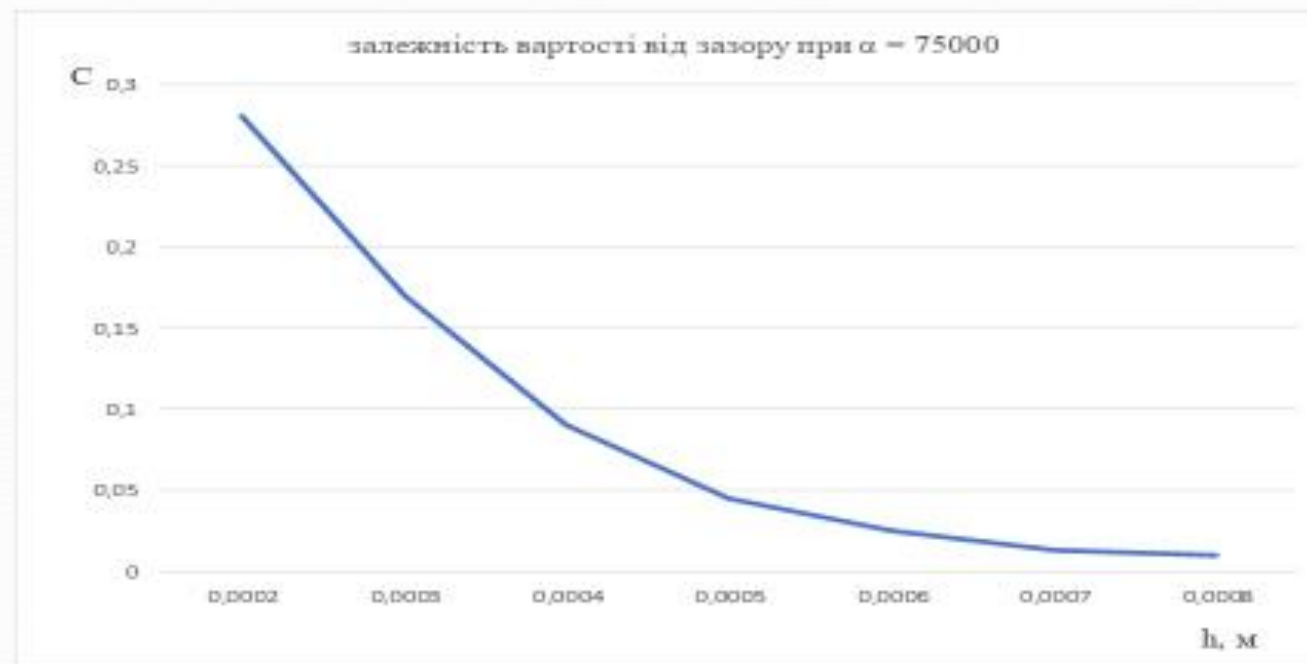
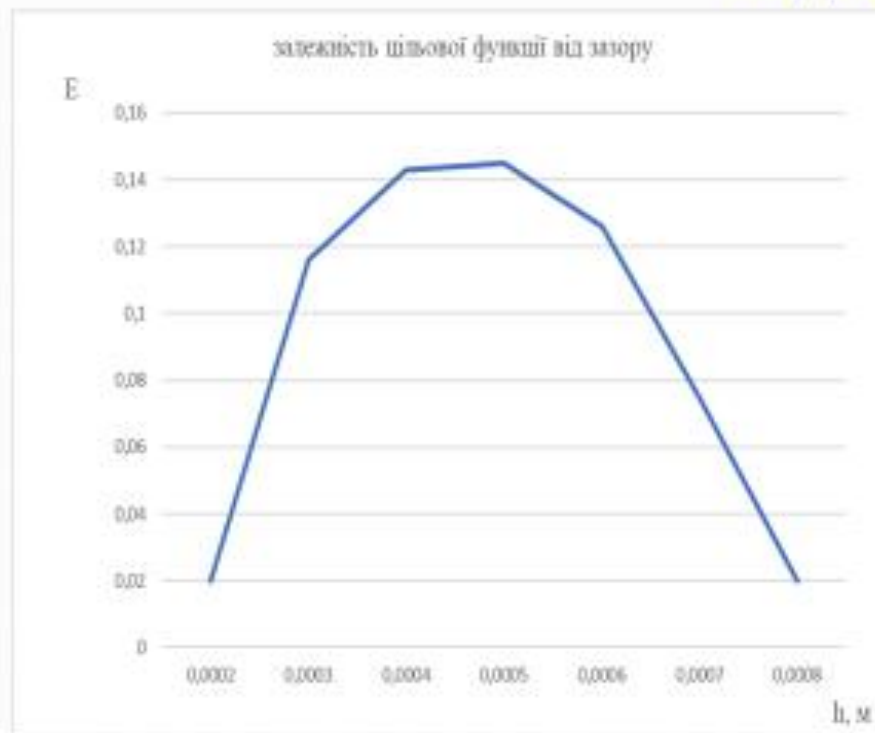
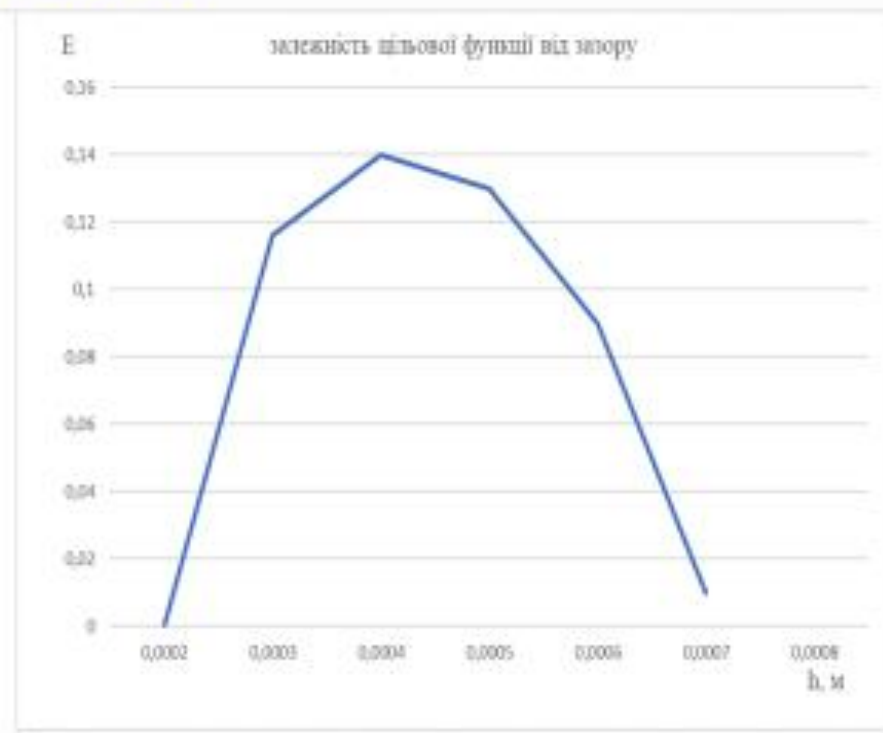


Рисунок 1 - Залежність вартості від зазору при $\alpha = 75000$

ЗАЛЕЖНОСТІ ЦІЛЬОВОЇ ФУНКЦІЇ ВІД ЗАЗОРІВ

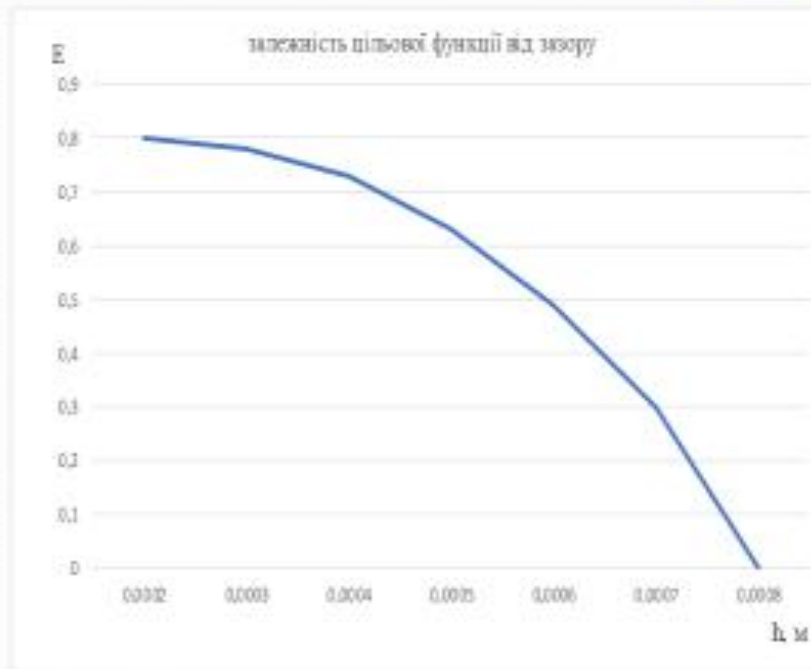


Залежність цільової функції від зазору при $c_1 = 0,2$;
 $c_2 = 0,8$; $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$; $h = 45 \text{ мкм}$

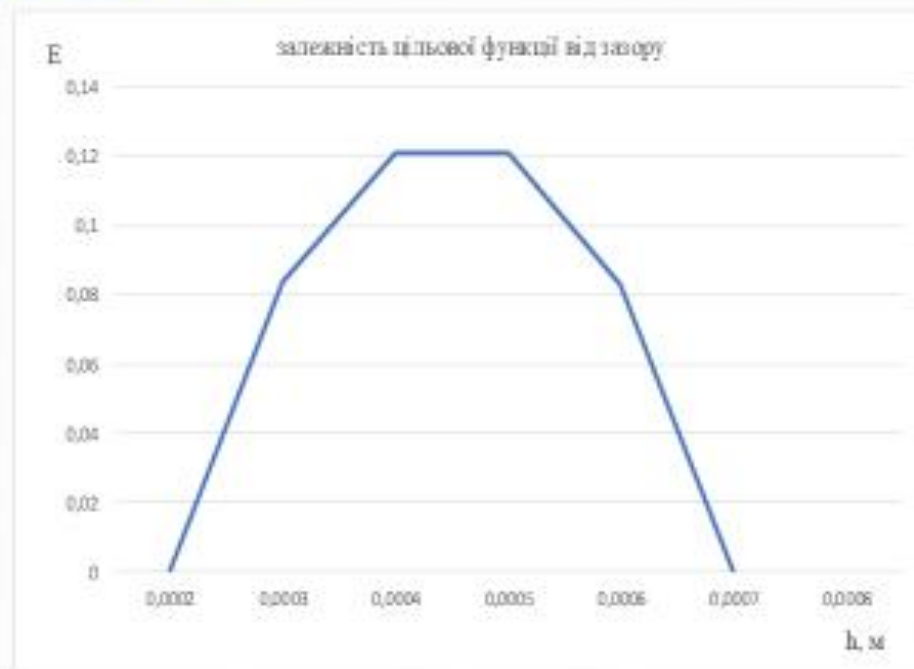


Залежність цільової функції від зазору при $c_1 = 0,2$; $c_2 = 0,8$; $T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$; $h = 43 \text{ мкм}$

ЗАЛЕЖНОСТІ ЦІЛЬОВОЇ ФУНКЦІЇ ВІД ЗАЗОРІВ



Залежність цільової функції від зазору при
 $c_1 = 0,8$; $c_2 = 0,8$; $T = 80$ °C; $h = 30$ мкм



Залежність цільової функції від зазору при $c_1 = 0,8$;
 $c_2 = 0,8$; $T = 100$ °C, $h = 40$ мкм

ТЕОРЕТИЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ ВИТРАТИ ВІД ЗАЗОРІВ

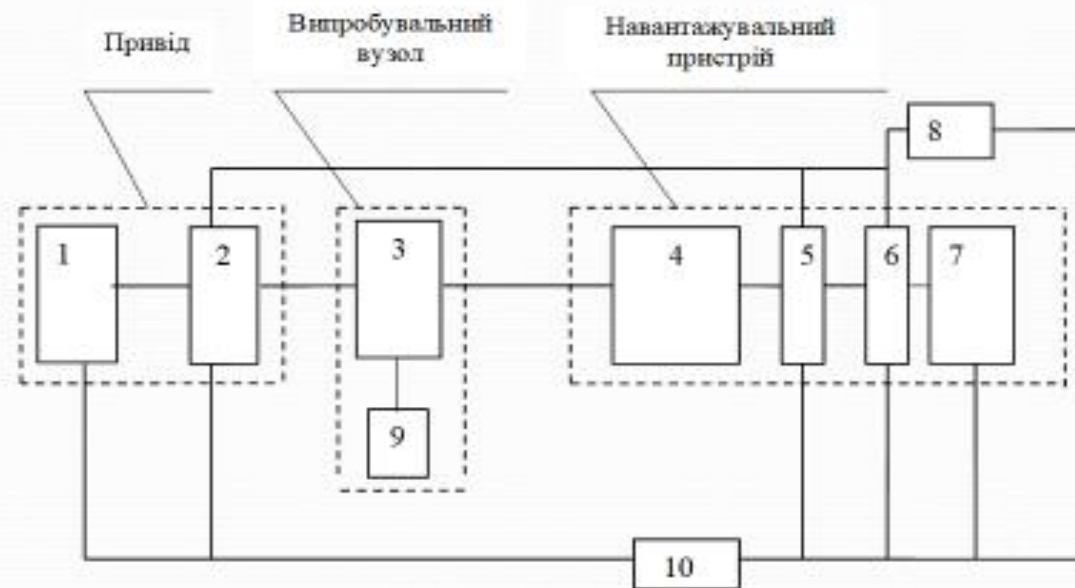


Рисунок 1 – Залежність витрати мастила Q від похибки зазору h

СТРУКТУРНА СХЕМА ВИМІРЮВАЛЬНО-ІНФОРМАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

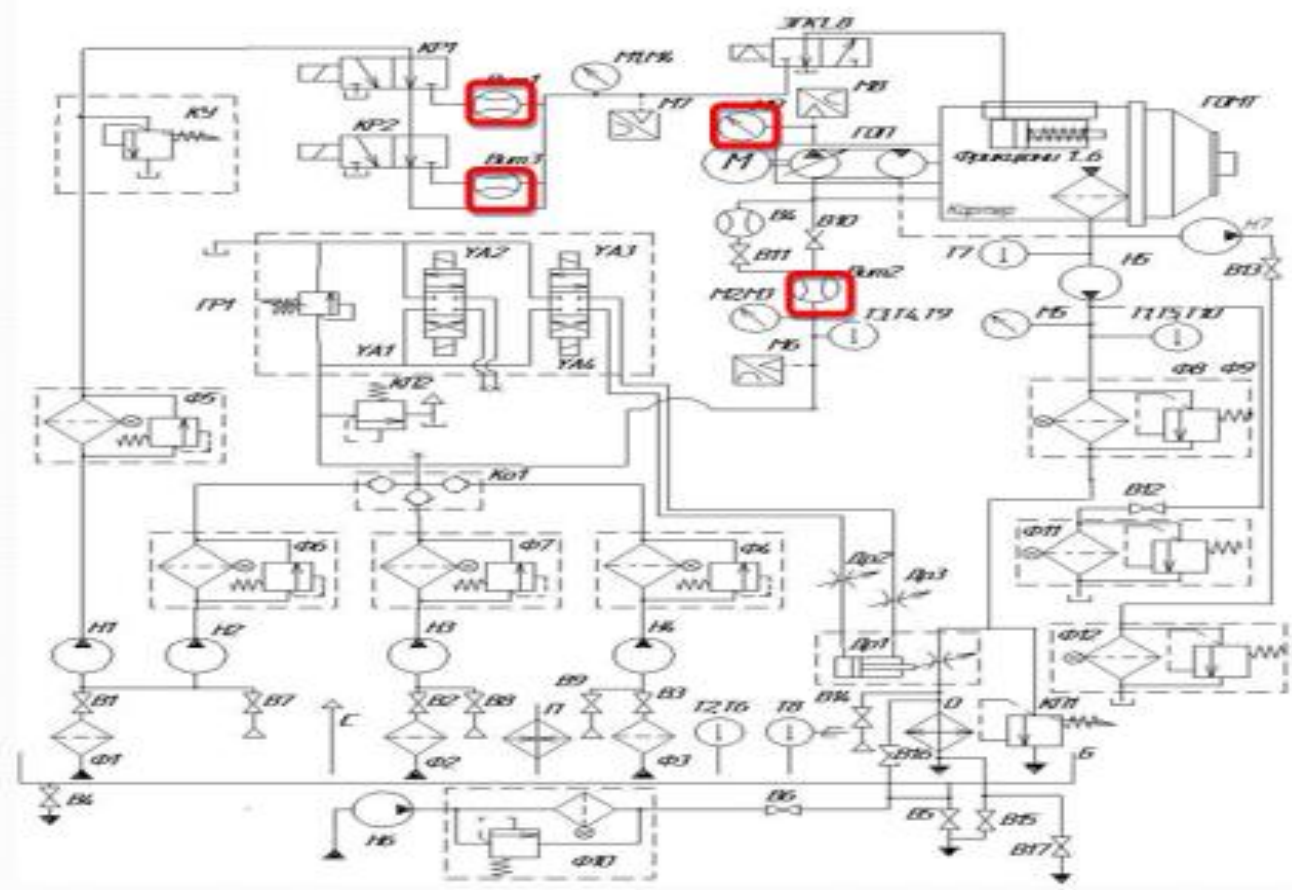


СТРУКТУРНА СХЕМА СТЕНДУ



- 1 – привідний електродвигун $N=730$ кВт; 2 – фрикціон; 3 – ГОП;
 4 мультіплікатори; 5, 6 – фрикціон; 7 – навантажувальне обладнання;
 8 – гідросистема стенду; 9 – гідросистема трансмісії;
 10 – пульт керування

СХЕМА ГІДРАВЛІЧНА ПРИНЦИПОВА



ВИСНОВКИ

1. Проаналізовано сучасний стан гідрооб'ємних передач і конструкцій кульково поршневих гідروпередач.

2. Для оптимізації величини зазорів була введена цільова функція, яка враховує такі важливі показники як коефіцієнт корисної дії та вартість. При максимізації введеної цільової функції визначена оптимальна величина зазорів на етапі проектування. В роботі було визначено, що сумарних вагових коефіцієнтах величина зазору при $T = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ дорівнює 33 мкм при $T = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ дорівнює 29 мкм. Визначено, якщо пріоритет надається ККД ніж вартість, то оптимальна величина зазорів зменшується і становить 30 мкм при $T = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$, 40 мкм при $T = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$. У випадку, якщо пріоритет надається вартості, то величина зазорів збільшується і становить 45 мкм при $T = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$, та 43 мкм при $T = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Це дозволить оптимізувати витрати на виробництво гідрооб'ємної передачі дорожніх машин на етапі проектування.

3. В роботі доведена можливість вимірювання зазорів в процесі експлуатації непрямым методом за допомогою вимірювально-інформаційної системи.