

ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

НА ТЕМУ:

**«ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ АГРЕГАТІВ
ОБ'ЄМНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ З УДОСКОНАЛЕННЯМ
ВУЗЛІВ ТЕРТЯ»**

Виконав:

здобувач освітнього ступеня «Магістр»
освітньо-професійної програми
«Агроінженерія» спеціальності
208 «Агроінженерія» денної форми
навчання

САМОЙЛОВ Сергій Юрійович

Керівник:

канд. техн. наук, доцент

ОЛЕНЮК Олександр Анатолійович

Оцінка захисту:

Національна шкала _____

Кількість балів _____.

Шкала ECTS _____.

« _____ » _____ 20__ р.

Допускається до захисту:

« _____ » _____ 20__ р.

Гарант освітньо-професійної програми «Агроінженерія»
спеціальності 208 «Агроінженерія», канд. техн. наук, доцент,

ДУГАНЕЦЬ Василь Іванович

м. Кам'янець-Подільський, 2025

ЗМІСТ

Завдання на виконання дипломної роботи.....	5
Анотація.....	7
Реферат	8
ВСТУП.....	9
1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	14
1.1. Конструктивні особливості та принципи функціонування гідростатичних трансмісій самохідних машин	14
1.2. Класифікація відмов та причини зниження ресурсу вузлів гідростатичної трансмісії.....	18
1.3. Критерії дефектування та контролю якості ремонту вузлів гідротрансмісії	20
1.4. Інженерні підходи до підвищення зносостійкості прецизійних пар гідроприводу	23
1.5. Формулювання задач досліджень	26
2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПЕРЕДАЧ	28
2.1. Аналіз показників безвідмовності гідроприводів за даними експлуатації.....	28
2.2. Теоретичне визначення впливу зношення пари «п'ята-опора» на робочі характеристики гідромашини	30
2.3. Аналітичний розрахунок втрат тиску та подачі в залежності від величини торцевого зазору	39
3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ВУЗЛІВ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН І МЕТОДОЛОГІЯ ЛАБОРАТОРНИХ ВИПРОБУВАНЬ.....	46
3.1. Методологічні засади та план дослідницької роботи.....	46
3.2. Підвищення довговічності вузлів гідротрансмісій шляхом конструктивної оптимізації	46

3.2.1. Конструктивне рішення для зниження вібраційних навантажень у блоці циліндрів	46
3.2.2. Механізм мінімізації торцевих витоків робочої рідини в вузлі підживлення	49
3.2.3. Система компенсації радіальних зміщень та вібрацій у насосі підживлення	52
3.3. Опис конструкції та можливостей випробувальної установки	54
3.4. Методологія оцінки впливу зазорів на вихідні характеристики шестеренних насосів	57
4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ	60
4.1. Визначення структурних параметрів технічного стану плунжерної пари на основі експериментальних досліджень зазорів	60
4.2. Визначення експлуатаційного ресурсу насоса підживлення з пристроєм автоматичної компенсації торцевих втрат	63
4.3. Оцінка ефективності системи контролю радіального щільності спряження в аксіально-поршневному гідронаосі	64
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	68
5.1. Нормативно-правові вимоги та заходи безпеки при проведенні експериментальних досліджень гідравлічних систем	68
5.2. Проектування та розрахунок систем вентиляції та штучного освітлення для спеціалізованих лабораторних приміщень	69
5.3. Конструктивні та організаційні рішення попередження та локалізації надзвичайних ситуацій у гідроприводах	72
6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	79
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ	88
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	90
ДОДАТОК А Види відмов гідроприводу	94
ДОДАТОК Б Результати даних дослідження коефіцієнта подачі насоса від наробітку для насоса підживлення з пластиною компенсації торцевого зазору	95

ДОДАТОК В Результати даних дослідження коефіцієнта подачі насоса від наробітку для насоса підживлення насос в стані поставки від заводу виробника	96
ДОДАТОК Г Результати даних дослідження коефіцієнта подачі насоса від наробітку для насоса підживлення з втулками стабілізації радіального зазору	97
ДОДАТОК Д Результати даних дослідження коефіцієнта подачі насоса від наробітку для насоса підживлення з втулками конструкції заводу виробника	98
ДОДАТОК Е Копії друкованих статей.....	99
ДОДАТОК К Матеріали комп'ютерної презентації	100

**ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ «ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

Кафедра технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін

Освітній ступінь «Магістр»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри,

доцент _____ **Василь ДУГАНЕЦЬ**

„__” _____ 20__ р.

**З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

Здобувачу САМОЙЛОВУ Сергію Юрійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення експлуатаційної надійності агрегатів об'ємних гідравлічних трансмісій з удосконаленням вузлів тертя»

2. Керівник роботи ОЛЕНЮК Олександр Анатолійович, доцент

Затверджено наказом по закладу вищої освіти «Подільський державний університет» від «04» квітня 2025 року, № 355с

Строк подання здобувачем закінченої роботи «24» листопада 2025 р.

3. Вихідні дані до роботи:

1. Завдання на дипломну роботу;
2. Науково-технічна література;
3. Результати наукових досліджень.

4. Зміст пояснювальної записки:

Вступ

1. Стан питання та задачі досліджень
2. Теоретичні дослідження визначення діагностичних параметрів об'ємних гідропередач
3. Модернізація вузлів аксіально-поршневих гідромашин і методологія лабораторних випробувань
4. Результати досліджень та їх аналіз
5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях
6. Техніко-економічна оцінка результатів досліджень

Загальні висновки по роботі

Перелік використаних джерел

5. Перелік ілюстративного матеріалу:

1. Тема кваліфікаційної роботи, прізвище автора і керівника
2. Актуальність теми роботи та проблема дослідження
3. Об'єкт, предмет та методи досліджень
4. Мета і задачі кваліфікаційної роботи магістра
5. Практичне значення одержаних результатів
6. Конструктивні елементи насоса
7. Залежність зазору від зносу

8. Втрати робочої рідини
9. Залежність витоків робочої рідини
10. Мінімізація торцевих витоків робочої рідини
11. Компенсація радіальних зміщень та вібрацій у насосі
12. Динаміка зношування плунжера та зміна технічних параметрів насоса
13. Показники ефективності реалізації проекту
- 14-15. Загальні висновки по роботі

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Консультант з нормоконтролю	ДЕВІН В.В., доцент		

7. Дата видачі завдання «04» квітня 2025р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва розділів дипломної роботи	Строк виконання розділів роботи		Підпис керівника
		планово	фактично	
	Вступ	15.04.25	15.04.25	
1	Стан питання та задачі досліджень	12.05.25	12.05.25	
2	Теоретичні дослідження визначення діагностичних параметрів об'ємних гідропередач	05.06.25	05.06.25	
3	Модернізація вузлів аксіально-поршневих гідромашин і методологія лабораторних випробувань	30.06.25	30.06.25	
4	Результати досліджень та їх аналіз	18.09.25	18.09.25	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	15.10.25	15.10.25	
6	Техніко-економічна оцінка результатів досліджень	31.10.25	31.10.25	
	Загальні висновки по роботі	06.11.25	06.11.25	
	Перелік використаних джерел	18.11.25	18.11.25	
	Додатки	24.11.25	24.11.25	

Здобувач

Сергій САМОЙЛОВ

Керівник

Олександр ОЛЕНЮК

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячена розробленню наукових основ та практичних методів підвищення експлуатаційної надійності агрегатів об'ємних гідравлічних трансмісій сільськогосподарської техніки. Проведено комплексне теоретичне та експериментальне дослідження процесів зношення деталей качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин, розроблено конструктивні удосконалення критичних компонентів та методикау їх експериментальної верифікації. Результати засвідчують суттєве поліпшення показників надійності та довговічності гідроприводів. Розроблені рішення мають практичне значення для промислових підприємств та сервісних центрів, що спеціалізуються на ремонті та технічному обслуговуванні гідравлічних систем мобільної сільськогосподарської техніки.

THE SUMMARY

The qualification work is devoted to the development of scientific principles and practical methods for improving the operational reliability of volumetric hydraulic transmission units used in agricultural machinery. A comprehensive theoretical and experimental study was conducted on the wear processes of components in swashplate units of axial-piston hydraulic machines, with constructive improvements to critical components and a methodology for their experimental verification developed. The results demonstrate significant improvements in the reliability and durability indicators of hydraulic drives. The developed solutions have practical significance for industrial enterprises and service centers specializing in the repair and maintenance of hydraulic systems in mobile agricultural machinery.

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра складається з пояснювальної записки, виконаної машинописним способом на 89 аркушах формату А4, яка вміщує 6 розділів, 8 таблиць, 18 рисунків, 48 найменувань використаних джерел і презентаційного матеріалу на 15 аркушах.

Метою роботи є підвищення експлуатаційної надійності й довговічності агрегатів об'ємних гідравлічних трансмісій сільськогосподарської техніки шляхом комплексного конструктивного удосконалення критичних вузлів аксіально-поршневих гідромашин та розроблення методики експериментального дослідження їх функціональних характеристик.

У процесі виконання роботи застосовано комплекс аналітичних, теоретичних та експериментальних методів. Проведена статистична оцінка надійності гідроприводів, розроблено математичні моделі процесів течії робочої рідини у спряженнях деталей качаючого вузла, експериментально верифіковано конструктивні удосконалення (втулка блока циліндрів з демпфуючим елементом, насоси підживлення з механізмами компенсації та стабілізації зазорів).

Результати дослідження засвідчують, що впровадження розроблених конструкцій дозволяє підвищити експлуатаційний ресурс гідромашин на 30%, зменшити об'ємні втрати робочої рідини на 50-70%. Техніко-економічна оцінка підтверджує комерційну привабливість проекту з терміном окупності 3,6 років. Результати мають практичне значення для спеціалізованих підприємств з ремонту гідравлічних агрегатів та виробників сільськогосподарської техніки.

Ключові слова: ГІДРАВЛІЧНІ ТРАНСМІСІЇ, КОНСТРУКТИВНІ УДОСКОНАЛЕННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЙНА НАДІЙНІСТЬ.

ВСТУП

Актуальність теми. Розвиток сільськогосподарської техніки в останні десятиліття тісно пов'язаний із широким впровадженням об'ємних гідравлічних трансмісій у конструкції самохідних машин, особливо зернозбиральних і кормозбиральних комбайнів. Такий вибір обумовлюється низкою суттєвих переваг гідроприводів порівняно з механічними та електричними аналогами, до яких належать: невелика маса та габаритні розміри при високій переданій потужності, здатність до безступінчастого регулювання швидкісних режимів, простота управління та можливість автоматизації процесу керування, а також надійне запобігання робочих органів від перевантажень. Реалізація цих переваг дозволяє підвищити продуктивність машин на 10-15%, зменшити витрату палива та поліпшити умови роботи механізаторів.

Однак експлуатаційна практика виявила серйозну проблему: близько 30% всіх відмов сільськогосподарської техніки припадає на агрегати гідравлічних трансмісій. Статистичні дослідження показують, що середній наробіток гідроприводів до відмови становить 78-80 годин, що суттєво менше від номіналу, встановленого виробниками (1500 мото-годин). Основним джерелом таких відмов є прискорене зношування деталей качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин, погіршення герметичності кільцевих щілин, зростання об'ємних та механічних втрат робочої рідини.

Критичність проблеми підвищується через складність та дороговизну ремонту гідроприводів, необхідність демонтажу агрегатів і їх транспортування на спеціалізовані підприємства, розташовані на значних відстанях від місць експлуатації, що призводить до тривалого простою машин і порушення агротехнічних строків проведення збиральних робіт. Крім того, якість виконання ремонтних робіт залишається недостатньо високою через обмеженість сучасних технологій, недостатню кваліфікацію персоналу та відсутність науково-обґрунтованих параметрів технічного стану гідромашин.

У цих умовах актуальним стає завдання розроблення комплексного підходу до підвищення експлуатаційної надійності та довговічності агрегатів гідравлічних трансмісій. Це завдання повинне вирішуватися на всіх етапах життєвого циклу: при проектуванні та виготовленні вузлів, під час технічного обслуговування і ремонту, а також при експлуатації машин. Наукове обґрунтування конструктивних удосконалень критичних елементів гідромашин, розроблення методик експериментальних досліджень та створення практичних рекомендацій щодо забезпечення безпеки в надзвичайних ситуаціях мають першорядне значення для розвитку галузі та забезпечення конкурентоспроможності вітчизняної сільськогосподарської техніки на світовому ринку.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами досліджень. Робота виконувалась у відповідності з переліком пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок затверджених Постановою Кабінету Міністрів України.

Мета і завдання досліджень. Мета досліджень полягала у підвищенні експлуатаційної надійності й довговічності агрегатів об'ємних гідравлічних трансмісій шляхом комплексного конструктивного удосконалення критичних вузлів аксіально-поршневих гідромашин та розроблення методики експериментального дослідження їх функціональних характеристик.

Для досягнення мети дослідження необхідно виконати такі завдання:

1. Провести теоретичні дослідження взаємозв'язків між структурними параметрами технічного стану (зазори, зношення деталей спряжень «п'ята плунжера-опора», «торець шестерні-кришка») компонентів качаючого вузла та насоса підживлення та їх впливом на функціональні характеристики аксіально-поршневих гідромашин на основі математичного моделювання гідродинамічних та контактних процесів.

2. Розробити та обґрунтувати конструктивні удосконалення критичних складових аксіально-поршневих гідромашин (втулка блока циліндрів з пружньо-демпфуючим елементом, насос підживлення з механізмом

компенсації торцевого зазору, система стабілізації радіального люфту), спрямовані на зменшення інтенсивності зношування та підвищення експлуатаційного ресурсу гідротрансмсії.

3. Розробити та реалізувати комплексну експериментальну установку для проведення лабораторних досліджень й стендових випробувань вдосконалених конструкцій складових гідравлічних агрегатів з метою верифікації теоретичних результатів та визначення функціональних залежностей між структурними та вихідними параметрами гідромашин.

4. Провести порівняльний аналіз експлуатаційних характеристик удосконалених конструкцій гідромашин порівняно зі стандартними аналогами та розробити техніко-економічні рекомендації щодо впровадження результатів досліджень у практику ремонту та виробництва гідравлічних трансмісій.

Об'єкт дослідження – агрегати об'ємних гідравлічних трансмісій сільськогосподарської техніки, зокрема аксіально-поршневі гідронасоси і гідромотори, їх критичні вузли та системи підживлення.

Предмет дослідження – функціональні залежності між параметрами технічного стану вузлів тертя аксіально-поршневих гідромашин (зазори, зношення деталей спряжень) та їх впливом на експлуатаційні характеристики гідротрансмсії, а також конструктивні рішення щодо підвищення надійності і довговічності гідроприводів.

Методи досліджень. Методи досліджень, використані в роботі, включають комплекс аналітичних, теоретичних та експериментальних підходів для досягнення поставлених завдань.

Аналітичні методи були застосовані для оцінки сучасного стану надійності агрегатів гідравлічних трансмісій у реальних умовах експлуатації сільськогосподарської техніки. Проведена статистична обробка даних про причини відмов гідроприводів, включаючи аналіз відказів качаючих вузлів, системи підживлення та клапанно-розподільчих пристроїв. Це дозволило визначити критичні компоненти, які обумовлюють втрату працездатності, та

виявити основні технологічні параметри, що найбільше впливають на експлуатаційний ресурс гідромашин.

Теоретичні методи базувалися на математичному моделюванні процесів течії робочої рідини в зазорах спряжень деталей качаючого вузла та гідростатичного розвантаження підп'ятника. Розроблено аналітичні залежності для визначення впливу геометричних параметрів технічного стану (висоти кільцевої опори п'яти плунжера, торцевих зазорів у насосі підживлення) на об'ємні втрати робочої рідини та механічні втрати. Застосовано методи комп'ютерного моделювання та розрахункового аналізу, що дозволили отримати кількісні оцінки впливу структурних параметрів на функціональні характеристики гідромашин.

Експериментальні методи включали комплексне дослідження процесів зношення деталей спряження «втулка-плунжер» та оцінку впливу конструктивних змін на вихідні параметри гідромашин. Фізичне моделювання включало обкатку аксіально-поршневих гідронасосів з експериментальними деталями та вимірювання динаміки зміни зазорів у спряженнях під час випробування. Розроблено установку на базі серійного гідравлічного силового агрегата ГСТ-90 для дослідження функціональних залежностей між структурними та функціональними параметрами гідроприводу. Проведені стендові випробування насосів підживлення з механізмами компенсації та стабілізації зазорів дозволили порівняти ефективність розроблених конструкцій з базовими аналогами.

Комплексний підхід дав змогу об'єктивно дослідити процеси деградації компонентів гідромашин, розробити та експериментально верифікувати конструктивні удосконалення, направлені на підвищення надійності та довговічності, а також оцінити техніко-економічну ефективність впровадження результатів досліджень у практику ремонту та виробництва гідравлічних трансмісій.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблені конструктивні удосконалення аксіально-поршневих гідромашин (втулка блока циліндрів з

пружно-демпфуючим елементом, насос підживлення з механізмом компенсації торцевого зазору та система стабілізації радіального люфту) мають безпосереднє практичне застосування у виробництві та ремонті гідравлічних агрегатів. Експериментально доведено, що впровадження цих конструктивних рішень дозволяє підвищити експлуатаційний ресурс гідромашин на 30%, зменшити об'ємні втрати робочої рідини на 50-70% та значно поліпшити надійність системи в цілому. Розроблена методика експериментальних досліджень та система діагностування параметрів технічного стану можуть бути використані спеціалізованими підприємствами з ремонту гідравлічних агрегатів для контролю якості ремонту та прогнозування ресурсу відновлюваних агрегатів.

Техніко-економічна оцінка впровадження розроблених рішень засвідчує комерційну привабливість проекту, що робить можливим їх впровадження у сервісних центрах різних масштабів. Практичні рекомендації щодо удосконалення технології ремонту та обслуговування гідроприводів можуть служити основою для розроблення стандартів якості ремонту та нормативної документації для спеціалізованих підприємств сільськогосподарського машинобудування та технічного сервісу.

Апробація результатів роботи. За матеріалами роботи опубліковано статтю у збірнику наукових праць Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів та молодих науковців.

1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Конструктивні особливості та принципи функціонування гідростатичних трансмісій самохідних машин

Серед сучасних тенденцій розвитку сільськогосподарської техніки чітко виділяється зростаюче використання спеціалізованих самохідних машин (головним чином зернозбиральних і кормоуборочних комбайнів), оснащених агрегатами об'ємної гідротрансмісії.

Широке застосування об'ємного гідроприводу трансмісії обумовлено поруч його основних переваг у порівнянні його з іншими приводами:

- незалежність взаємного розташування вузлів гідроприводу;
- малі габарити і висока передана потужність на одиницю маси;
- можливість одержання великих передаточних відношень без механічних редукторів;
- простота розвитку потужності без кінематично складних і малонадійних приводів зі значною кількістю ланцюгів, ременів, карданних валів і інших елементів механічних передач;
- широка уніфікація в межах ряду машинобудівних галузей;
- надійне запобігання робочих органів від перевантажень;
- можливість безступінчастого регулювання швидкісних режимів і легкість керування;
- зниження витрат часу на регулювання і технічне обслуговування машини;
- можливість автоматизації процесу керування;
- поліпшення роботи механізаторів.

Реалізація цих переваг дозволяє знизити витрату палива і підвищити продуктивність комбайна на 10...15 %, завдяки ефективній роботі на всіх експлуатаційних режимах.

Найбільше поширення з застосовуваних об'ємних гідромашин одержали аксіально-плунжерні гідронасоси перемінної продуктивності й аксіально-плунжерні гідромотори постійної витрати. Цей клас машин вигідно відрізняється від раніше використаних аксіально-поршневих, тим що всі деталі зв'язані і стандартизовані, машини цього класу випускаються фірмами «John Deere» (США), «Зауер» (ФРН), «Данфос» (Данія) і й ін. Аналогами таких машин у країнах СНД є об'ємний гідропривід ГСТ-90, ГСТ-112, що випускаються кіровоградським заводом «Гідросила».

Об'ємний гідропривід призначений для передачі потужності від двигуна самохідної машини до її ходової частини при безступеневому регулюванні швидкості руху та крутного моменту. Об'ємний гідропривід ГСТ 90 включає в себе регулюємий аксіально-плунжерний насос, нерегулюємий гідромотор, резервуар для робочої рідини, теплообмінник, фільтр тонкої очистки з вакуумметром, трубопроводи та рукава. [3]

Система «насос-гідромотор». Насос перетворює механічну енергію двигуна в гідравлічну, створюючи потік робочої рідини, гідромотор, навпаки, - гідравлічну енергію робочої рідини в механічну. Насос та гідромотор з'єднанні між собою двома гідролініями. По одній з них потік робочої рідини подається насосом до гідромотору під тиском до 34,3 МПа, по другій – повертається з гідромотору у насос під тиском 1,17 МПа.

Таким чином в системі «насос-гідромотор" гідроприводу ГСТ-90 відбувається замкнута циркуляція робочої рідини. Робоча рідина, що просочилася через спряження деталей гідроагрегатів, попадає до їхньої внутрішньої порожнини, звідти по системі дренажних трубопроводів через теплообмінник стікає в резервуар. [4, 5]

Система підживлення. З резервуару в аксіально-плунжерний насос робоча рідина потрапляє через систему підживлення, насос якої всмоктує її через фільтр. Крім насосу, в системі підживлення мають два зворотних, запобіжний та переливний клапани.

Призначення системи підживлення – забезпечувати робочою рідиною систему управління, забезпечувати мінімальний тиск в гідро лініях „насос – гідромотор”, компенсувати втрати в насосі та гідромоторі, постійно змішувати робочу рідину, що циркулює в насосі та гідромоторі, з рідиною в резервуарі, відводячи від деталей теплоту.

Система керування призначена для регулювання робочого об’єму насоса, та включає в себе гідро розподільник, циліндри сервомеханізму та з’єднувальні тяги з важелями. Сферичні шарніри плунжерів та п’яти, що ковзають по опорі, змашуються робочою рідиною, що поступає по отворах в плунжерах. Порожнина агрегату заповнена робочою рідиною і призначена як масляна ванна для працюючій в ній механізмів. В цю порожнину поступає і рідина, що просочилася через спряження гідроагрегатів. [6]

На корпусі насосу підживлення розташований запобіжний клапан, що відкривається при перевищенні тиску, що розвиває насос, і перепускає робочу рідину до внутрішньої порожнини агрегату.

Гідророзподільник призначений для розподілу потоку рідини у системі керування, тобто для направлення її до одного з двох сервоциліндрів в залежності від положення важеля керування. Гідророзподільник складається з корпусу і золотника. Більшість деталей гідромотора конструктивно аналогічні деталям насосу.

Виходячи з того що гідромотор – нерегулюємий, в його конструкції відсутня люлька з сервомеханізмом повороту, завдяки цьому по габаритам гідромотор менший гідронасосу. На відміну від насосу, п’яти плунжерів при обертанні блока циліндрів ковзають по похилій шайбі. До задньої торцевої поверхні гідромотора прикріплена клапанна коробка.

В корпусі клапанної коробки (рис. 1.1) знаходяться два клапани 7 високого тиску, виконані у вигляді окремих вузлів, переливний клапан 1 і золотник 11. Клапан високого тиску запобігає перевантаженню гідроприводу, перепускає робочу рідину з гідролінії високого тиску в гідролінію низького тиску.

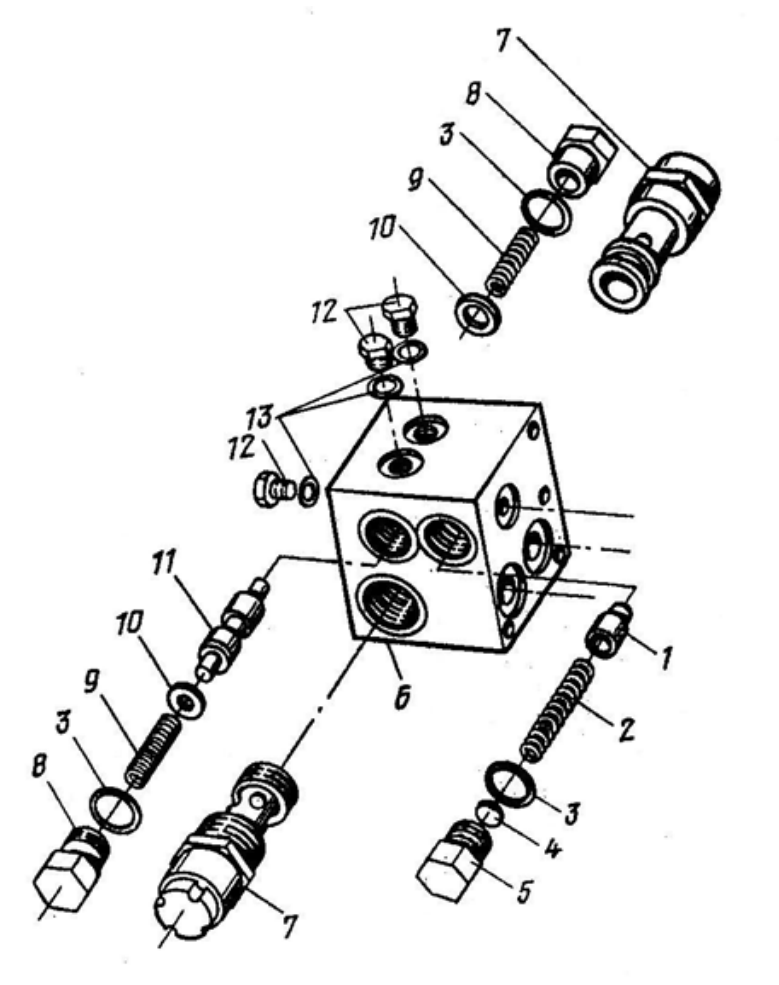


Рисунок 1.1 - Клапанна коробка: 1 та 7 - клапани; 2 та 9 – пружини;
 3 та 13 – ущільнюючі кільця; 4 – регулювальна шайба; 5, 8 та 12 – пробки;
 6 – корпус; 10 – шайба; 11 – золотник.

Два клапани високого тиску потрібні для руху машини як переднім так і заднім ходом. Направлення потоку робочої рідини в системі «насоса – гідромотор» в залежності від направлення руху комбайна змінюється на протилежне, отже, кожна з гідроліній може бути під високим тиском, для обмеження якого і служать клапани високого тиску.

Переливний клапан випускає залишки робочої рідини з гідро лінії низького тиску, куди вона постійно подається насосом підживлення. Золотник 11 в клапанній коробці підключає переливний клапан 1 до тієї гідро лінії, в котрій тиск буде меншим. Якщо в гідролініях тиск рівний або відсутній то

пружини 9 встановлюють золотник 11 в нейтральне положення, відключивши переливний клапан 1 від гідролінії.

Аналіз конструкції агрегатів гідравлічних трансмісій, які характеризуються найбільшим попитом в споживачів, показує, що вони потребують особливих вимог до забезпечення надійності агрегатів, обумовлених не тільки конструктивними особливостями, а також і технологічно-експлуатаційними. До них можна віднести знану кількість клапанно-розподільчатих пристроїв (гідророзподільник керування робочим об'ємом, клапанна коробка, зворотні клапани, запобіжні, перепускні), які присутні в конструкції, високі технологічні вимоги до виготовлення прецизійних деталей качаючого вузла, що потребує постійного контролю технічного стану робочої рідини. [7-9]

1.2 Класифікація відмов та причини зниження ресурсу вузлів гідростатичної трансмісії

Результати спостережень за роботою сільськогосподарської техніки, оснащеною гідравлічними трансмісіями, показують, що близько 30% всіх відмов припадає на долю агрегатів гідравлічних трансмісій. Середній наробіток до відмови агрегатів гідравлічних трансмісій (ГТ), косилки-плющилки КПС-5Г 79,9 год., кормозбирального комбайна КСК-100 -78.6 год. Такі показники вказують на те, що експлуатаційна надійність (ГТ) недостатньо висока.

Відмови, які виникають в (ГТ) обумовлюються порушенням технології виготовлення деталей та їх складанням, низькою якістю зароблення рукавів високого тиску, слабкою затяжкою різьбових з'єднань в гідро лініях, видавленням та руйнуванням ущільнювальних кілець, несоосністю в з'єднанні насоса з приводом двигуна, низькою якістю зварювальних з'єднань, а також неправильною експлуатацією та порушенням технічного обслуговування.

Середній наробіток до відмови рукавів високого тиску і ущільнень на копильці-плющильці КПС-5Г відповідно 55 та 96,5 год., на комбайні КСК-100 – 60,2 та 61,6 год. Руйнування гідро лінії високого тиску приводить до повної втрати робочої рідини. Наприклад, у комбайна КСК-100 із всіх відмов по гідравлічним приводам на гідро лінію високого тиску припадає 55,6 % із них 82,2 % з порушенням гідролінії і втратою робочої рідини. Руйнування рукавів, трубопроводів та ущільнювальних кілець визиває додаткові витрати, збільшує витрати робочої рідини, що в цілому знижує економічні показники при експлуатації машини. Крім того в багатьох господарствах в якості робочої рідини в заміні рекомендованих марок мастил А, ЕШ, МГ-30У, МГЕ- 46В застосовують мастила марок М10Г2, М10В, гальмівну рідину, відпрацьовані мастила та інше. Робота гідроприводу на вказаних мастилах приводить до значного зниження коефіцієнта корисної дії (ККД) гідропередачі, втрати робото здатності або виходу з ладу гідроагрегатів. Вторинні витрати ще в більшій мірі понижують ефективність експлуатації машин, оснащених гідрооб'ємними приводами трансмісії. [3, 10]

Досвід роботи курсів по підвищенню кваліфікації інженерно-технічних робітників та механізаторів, показує, що не всі експлуатаційники достатньо добре уявляють функціональне призначення окремих елементів приводу і роботу агрегатів в екстремальних ситуаціях, які виникають в умовах експлуатації машин, наприклад призначення насоса підпитки і його функціонування, правила заміни робочої рідини та інше.

Пошкодження деталей гідромашин можливе за умови завести машину з буксиру або при буксировці з включеною передачею, так як в даних випадках на працює насос підживлення.

Зміна технічного стану гідроприводу в умовах експлуатації виникає головним чином в результаті зношення деталей качаючих вузлів гідромашин. При цьому наслідки зміну технічного стану агрегатів гідроприводу, а також втрата їх робото здатності не однакові.

Відновлення роботоздатності гідроприводу при раптовій відмові, як правило, качаючих (КУ) гідронасоса і гідромотора пов'язані з значними витратами, обумовленими необхідністю демонтажу гідромашин і відправленням їх в ремонт на спеціалізоване підприємство. Зняття агрегатів (ГТ) з машини та поставлення їх в ремонт приводить до збільшення витрат від простоювання машини і порушенню агротехнічних строків проведення збиральних робіт.

При цьому слід врахувати, що спеціалізовані підприємства з ремонту гідравлічних агрегатів в середньому обслуговують 2-3 області і господарства можуть розміщуватися від нього на значній відстані (до 5000 км.). Крім того демонтаж і монтаж гідромашин приводить до забруднення і втратам робочої рідини.

Такі значні витрати в умовах експлуатації, викликані зміною технічного стану агрегатів гідроприводу, потребують підвищеного уваги до їх експлуатації та технічному обслуговуванню. Попередити відмови агрегатів (ГТ) і понизити експлуатаційні витрати можна шляхом своєчасного контролю їх технічного стану за допомогою діагностувальних засобів та своєчасного проведення номерних технічних обслуговувань в повному обсязі. [4-6]

Таким чином можна стверджувати, що надійність гідроагрегатів слід підвищувати на всіх стадіях: при проектуванні, виготовленні, ремонті та особливо експлуатації.

1.3 Критерії дефектування та контролю якості ремонту вузлів гідротрансмісії

Параметри технічного стану (ПТС) - різні фізичні величини, що характеризують працездатність або справність об'єкта. Розрізняють структурні й діагностичні параметри стану машин.

Структурні параметри безпосередньо обумовлюють технічний стан сільськогосподарської машини, які у свою чергу можна розділити на дві групи: ресурсні й функціональні параметри машини або її складових частин.

Функціональні параметри - це звичайно вихідні технічні й робочі характеристики машини і її складових частин, що інтегрально відбивають певну сукупність структурних параметрів сполучень. У теперішній час обслуговування агрегатів гідроприводу трансмісії в умовах експлуатації проводиться відповідно до технічних рекомендацій викладеними в керівництвах по експлуатації й поточному ремонту. При поточному ремонті агрегатів (ГТ) передбачається виконання робіт різних обсягів і складності. Для скорочення строків ремонту й забезпечення можливості його виконання всі види робіт підрозділяються на три групи складності. [7]

До першої групи складності відносяться роботи, виконувані без розкриття агрегатів гідроприводу на пунктах технічного обслуговування або майстерних господарств:

- усунення підтікань РЖ, підтяжкою нарізних сполучень;
- заміна фільтрів, рукавів високого тиску, тяг, пальців, шплінтів, болтів, гайок.

До другої групи складності відносяться роботи із заміни гідромотора або гідронасоса, а також наступних складових частин: насоса підживлення, гідророзподільника керування робочим обсягом, клапанів високого тиску й шліцьових муфт.

Роботи цієї складності виконуються майстром наладчиком або під його спостереженням у ремонтно-транспортних підприємствах (РТП) на ділянках по технічному обслуговуванню й ремонту машин, оснащених гідроприводом трансмісії, а також у майстернях загального призначення (МЗП). Допускається роботи цієї складності виконувати в центральних ремонтних майстернях (ЦРМ) господарств під керівництвом майстра наладчика.

До третьої групи, відносяться роботи з усунення несправностей, що вимагають розбирання агрегатів гідроприводу, заміни деталей, виконання

контрольно-регулювальних операцій і випробувань, для яких необхідні спеціальне устаткування, пристосування й інструменти. Ці роботи виконуються тільки на спеціалізованих ремонтних підприємствах (ділянках) РТП, кваліфікованим персоналом; які пройшли спеціальну підготовку.

Є очевидним, що роботи, що належать до першої групи складності, визначаються чисто візуально й швидко усуваються. Однак цього не можна сказати про роботи, що належать до другої й третьої груп, тому що вони вимагають ґрунтовного дослідження й проведення діагностичних робіт.

У процесі ремонту агрегатів гідроприводу особлива увага звертається на стан ПТС качаючого вузла . Зокрема на технічний стан деталей у сполученнях: «розподільник - приставне дно», «втулка блоку-плунжер», «п'ята-опора люльки», «п'ята-похила шайба». При цьому автори вважають, що зношування цих деталей приводить до різкого зниження об'ємного коефіцієнта корисної дії, а також ресурсу гідроагрегатів.

Як основний показник технічного стану гідронасоса або гідромотора при ремонті, автори пропонують внутрішню герметичність, оцінювану по сумарних витоках робочої рідини із дренажних отворів або по зменшенню подачі гідронасоса при підвищенні тиску. При цьому вони практично не обмовляють, по якому структурному параметру варто контролювати технічний стан деталей цих сполучень, а також не дають їхні кількісні значення. [10]

У дійсності контроль технічного стану деталей сполучень качаючого вузла (КВ) «розподільник - приставне дно», «втулка блоку - плунжер», «п'ята - опора» для гідронасоса, « п'ята-похила шайба» для гідромотора виконується візуально й несе суб'єктивну оцінку.

Пропонується для визначення функціональних характеристик гідромашин на стенді, як функціональні параметри використовувати повний ККД, механічний і об'ємний. Для агрегатів, що мають золотникові елементи й плунжерні пари, як структурні параметри вибрати зазори в сполучених парах,

а як функціональний параметр у насосів об'ємний ККД, а для інших агрегатів витоки або відносні витоки робочої рідини, заміряні при робочому тиску.

У цьому зв'язку, як структурні параметри варто розглядати зазори в сполученнях качаючих вузлів, гідроагрегатів («розподільник - приставне дно», «втулка-плунжер», «п'ята-опора» для гідронасоса, «п'ята-похила шайба» для гідромотора), а як функціональні параметри розглядати витоки робочої рідини, механічний і об'ємний ККД.

Однак варто звернути увагу на той факт, що запропоновані для контролю структурні параметри не пронормовані, тобто відсутні граничні і допустимі їхні значення. Це говорить про те, що неповністю виявлені закономірності впливу зношування деталей основних третьових пар качаючих вузлів, гідромашин на функціональні параметри ГТ. Логічно це підтверджується й відсутністю достатніх даних по відмовах агрегатів ГТ і вимагає збору й використання в обґрунтуванні контрольованих структурних параметрів технічного стану, статистичного матеріалу.

Аналіз існуючої системи ремонту по відношенню до агрегатів (ГТ), та структурних параметрів технічного стану, які підлягають відновленню в процесі ремонту, показує, що з точки зору покращення показників ремонтпридатності на перших етапах розгляду цього питання необхідно розробити структурні схеми складання та розбирання агрегатів в процесі ремонту з метою зниження трудомісткості розбирально-складальних робіт. Крім того недостатнє дослідження впливу зношених деталей на функціональні параметри (ГТ) вказує на розроблення технології перед ремонтного діагностування.

1.4 Інженерні підходи до підвищення зносостійкості прецизійних пар гідроприводу

Проведений аналіз показав, що немає єдиної думки про причини відмови й механізм втрати працездатності об'ємних гідроприводів, застосовуються різні конструктивні і експлуатаційні підходи до підвищення їх довговічності.

Конструкторський підхід полягає в поліпшенні конструкції робочих елементів машин, для їхнього виготовлення створюються нові матеріали, що володіють високими міцністними властивостями, застосовуються композитні матеріали. Наприклад, при виготовленні розподільників гідротрансмій застосовують двошарові матеріали з м'якої й твердої сторонами. [8]

Експлуатаційний підхід установлює строгий регламент проведення технічних обслуговувань і забороняє роботу агрегатів у режимах, що перевищують максимально припустимі.

Конструкторські і експлуатаційні підходи реалізуються заводом-виготовлювачем і підприємствами, що експлуатують гідравлічні трансмісії. Однак, запропоновані підходи, у силу різних техніко-економічних причин не реалізовані в сервісних підприємствах і не дозволяють кардинально розв'язати проблему підвищення довговічності об'ємних гідроприводів.

Основні технологічні рекомендації заводу-виготовлювача ВАТ «Гідросила» сервісним центрам і ремонтним підприємствам зводяться до заміни зношених деталей на нові (метод перекомплектовки). Сутність методу полягає у видаленні слідів зношування з робочих поверхонь деталей шліфуванням з наступним доведенням деталей на доводочних чавунних плитах, якщо величина зношення не перевищує граничних значень, а якщо ні, то заміні зношених деталей на нові. Недоліком даного методу, є висока собівартість ремонту до 70% від вартості нового комплекту ГСТ-90. Середній міжремонтний ресурс відремонтованих даним методом ГСТ-90 залишається низьким, не більш 80% від доремонтного.

Перспективним технологічним підходом підвищення довговічності є нанесення на робочі поверхні деталей покриттів з необхідними функціональними властивостями. Розглянемо методи формування таких покриттів, застосовувані до деталей об'ємного гідроприводу.

Спосіб зміцнення й відновлення деталей ресурсолімітуючих з'єднань об'ємного гідроприводу нанесенням хімічних покриттів методами: сульфомолибденхромованням, боромідьсульфатування і нікелюванням.

Сутність способу полягає у формуванні покриттів на деталях у ваннах з розчином хімічно активних компонентів: хромовий ангедрид і десульфід молібдену.

Перевага методу полягає в зміцненні поверхні деталі на основі утворення інтерметалевих з'єднань і плівок з металоутворюючими компонентами. До недоліків можна віднести підвищені вимоги, які висуваються до поверхні деталей, яка оброблюється. Більша частина дефектів виникає недостатній підготовці поверхні деталі при нанесенні покриттів.

Плазмове напилювання застосовується для відновлення і зміцнення робочих поверхонь деталей качаючого вузла, нанесенням захисних покриттів. Сутність способу полягає в тому, що у високотемпературний плазмовий струмінь подається матеріал, який розплавляється і направляється на деталь. Напилювання ведеться зносостійкими і антифрикційними матеріалами до досягнення заданої товщини шару. Перевагою методу є надійний захист від корозії і можливість автоматизації процесу. [4]

До недоліків методу відносяться: низька зносостійкість і адгезійна міцність, дефіцитні порошкові матеріали. При нанесенні покриттів на поршні й золотники, що мають невеликі розміри, спостерігаються жолоблення деталей і більші втрати напилюємого матеріалу.

Аналіз існуючих технологій формування зносостійких покриттів, застосовуваних для деталей об'ємних гідроприводів, показав, що частина з них мають високу вартість, складність і енергоємність, дефіцитні витратні матеріали при відновлювальних операціях. Середній міжремонтний ресурс відремонтованих агрегатів залишається низьким від 60 до 80% від ресурсу нового.

Слід звернути увагу на такі технології, які забезпечують ресурс відновлених деталей на рівні нових і мають низьку собівартість. Одним з таких способів, що відповідають вимогам універсальності, локальності обробки, невеликих витрат на експлуатацію встаткування та можливості використання великої гама електродних матеріалів, є електроіскрова обробка (ЕІО). Однак,

для відновлення відповідальних деталей аксіально-поршневих гідромашин, дана технологія не застосовувалася. Однією із причин, які обумовлюють обмеження застосування даного способу є складність в забезпеченні гострої кромки робочої поверхні деталі, що особливо являється актуальним до пар тертя в гідравлічних машинах.

1.5 Формулювання задач досліджень

Аналіз експлуатаційної надійності агрегатів об'ємної гідравлічної трансмісії сучасних кормозбиральних і зернозбиральних комбайнів засвідчив, що показники безвідмовності визначаються комплексом конструктивних, технологічних та експлуатаційних факторів. Критичною проблемою залишається високий рівень відмов качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин, наявність розширеного набору клапанно-розподільчастих систем керування (гідророзподільники, клапанні коробки, запобіжні та перепускні клапани), які характеризуються значною чутливістю до якості робочої рідини, а також надзвичайно жорсткі технологічні допуски при виготовленні прецизійних елементів качаючих вузлів, що вимагає постійного моніторингу та контролю параметрів технічного стану гідросистеми.

Основна мета кваліфікаційної роботи полягає у підвищенні експлуатаційної надійності й довговічності агрегатів об'ємних гідравлічних трансмісій шляхом комплексного конструктивного удосконалення критичних вузлів аксіально-поршневих гідромашин та розроблення методики експериментального дослідження їх функціональних характеристик.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- 1) Провести теоретичні дослідження з обґрунтування взаємозв'язків між структурними параметрами технічного стану (зазори, зношення) компонентів якаючого вузла та їх впливом на функціональні характеристики аксіально-поршневої гідромашини.

2) Розробити та обґрунтувати конструктивні удосконалення критичних складових аксіально-поршневих гідромашин (втулки блока циліндрів, насоси підживлення, системи компенсації та стабілізації зазорів), спрямовані на підвищення експлуатаційного ресурсу та коефіцієнта корисної дії гідротрансмсії.

3) Розробити експериментальну установку для проведення лабораторних досліджень й стендових випробувань вдосконалених конструкцій складових гідравлічних агрегатів з метою верифікації їх функціональних параметрів.

4) Провести порівняльний аналіз експлуатаційних характеристик удосконалених конструкцій гідромашин порівняно зі стандартними аналогами та розробити техніко-економічні рекомендації щодо впровадження результатів досліджень у практику ремонту та виробництва гідротрансмсій.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПЕРЕДАЧ

2.1 Аналіз показників безвідмовності гідроприводів за даними експлуатації

Однією з основних задач даної роботи є теоретичне дослідження впливу зношень основних параметрів технічного стану гідроприводу на його працездатність і на основі отриманих результатів обґрунтувати конструктивні рішення з підвищення експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісій. Вирішення цієї задачі дасть можливість визначитися з об'ємами робіт при відновленні роботоздатності агрегатів гідравлічних трансмісій.

При цьому під працездатною системою гідравлічного приводу розуміється система, вихідні параметри й характеристики якої для всіх можливих режимах її експлуатації повністю відповідають технічним умовам. Тоді рішення вище представленої задачі можна розглядати як визначення взаємозв'язку між структурними й вихідними параметрами.

Агрегати об'ємних гідроприводів, що працюють в ідеальних умовах при відсутності забруднення робочої рідини, з обґрунтованим запасом завантаження та швидкохідності мають практично необмежений ресурс. Але в умовах реальної експлуатації суттєвий вплив на технічний стан оказує ряд факторів, що можуть обмежити строк служби та вплинути на роботоздатність та довговічність.

Як показують проведенні дослідження надійності агрегатів даного типу, реальні значення середнього наробітку гідроприводу значно менше, що встановлена заводом виробником (1500 мото-год.). Одним з основних факторів, що призводять до втрати роботоздатного стану агрегатів даного типу є застосування робочих рідин неналежного класу чистоти, а також застосування дешевих і неякісних фільтруючих елементів та масел, що призводить до більш інтенсивного зношування деталей гідроприводу. [11-13]

До вищевказаних факторів слід віднести також порушення правил експлуатації та технічного обслуговування агрегатів: експлуатація гідроприводу на режимах, що перевищують номінальні; порушення періодичності заміни робочих рідин; проведення технічного обслуговування некваліфікованими кадрами. На низьку надійність гідроприводу впливає також низька якість ремонту агрегатів, що обумовлюється відсутністю сучасних технологій ремонту, спеціалізованого обладнання та оснастки, кваліфікованих кадрів та ремонтно-технологічної документації.

Одним зі шляхів підвищення показників надійності агрегатів гідроприводу є вдосконалення технології ремонту та розробка науково обґрунтованих параметрів технічного стану.

Проведені дослідження комплектів агрегатів гідроприводу ГСТ-90 (дод. А), що потрапили в ремонт, показали, що основною причиною втрати роботоздатного стану агрегатів являється зношування деталей спряжень качаючого вузла гідромотора та гідронасоса, доля відмов складає відповідно 29 та 43%. [12-17]

Аналіз додатку А показує, що основні відкази припадають на качаючі вузли аксіально-поршневих гідромашин, відповідно для гідронасоса – 42,9% та гідромотора – 29%. Також звертає на себе увагу стан системи живлення гідравлічної трансмісії на яку припадає близько 16% відмов. Являється явним, що дані показники були отримані на основі якісної оцінки технічного стану гідромашин, які поступали до ремонту.

Для отримання кількісної оцінки технічного стану даних складових, які суттєво впливають на технічний стан гідромашин необхідно провести теоретичні дослідження.

2.2 Теоретичне визначення впливу зношення пари «п'ята-опора» на робочі характеристики гідромашини

До структурних параметрів технічного стану в гідравлічних агрегатах трансмісії (аксіально – поршневого насоса і гідромотора) слід віднести також технічний стан деталей качаючого вузла «п'ята плунжера – опора (похила шайба)».

Проведені нами дослідження технічного стану деталей даного спряження показали, що в процесі зміни їх технічного стану порушується аксіальна жорсткість гідростатичного підшипника, що приводить до появи ділянок з граничними умовами тертя на робочих поверхнях п'яти і відповідно опори. Даний процес супроводжується збільшеними витоками робочої рідини до дренажної магістралі гідромашини та механічними втратами за рахунок збільшення площі граничного тертя в деталях спряження. [18-21]

Для обґрунтування впливу технічного стану п'яти плунжера на роботоздатність агрегатів розглянемо взаємозв'язок між зносом кільцевої опори п'яти плунжера за висотою та втратами робочої рідини. Схема роботи гідростатичного розвантаження підп'ятника показано на рис. 2.1.

Складемо рівняння балансу сил, які діють на п'яту.

$$P_3 \cdot S_3 + F_{np} - P_1 \cdot S_1 + P_2 \cdot S_2 = 0 \quad (2.1)$$

де P_1 – зусилля відтискання, що виникає на площі п'яти обмеженої кільцевою опорою;

P_2 – тиск робочої рідини в корпусі гідромашини;

P_3 – тиск робочої рідини на площу плунжера;

S_1 – площа п'яти, що обмежена кільцевою опорою;

S_2 – площа п'яти, на яку діє тиск P_2 ;

S_3 – площа плунжера, на яку діє тиск P_3 ;

F_{np} – зусилля пружини на п'яту.

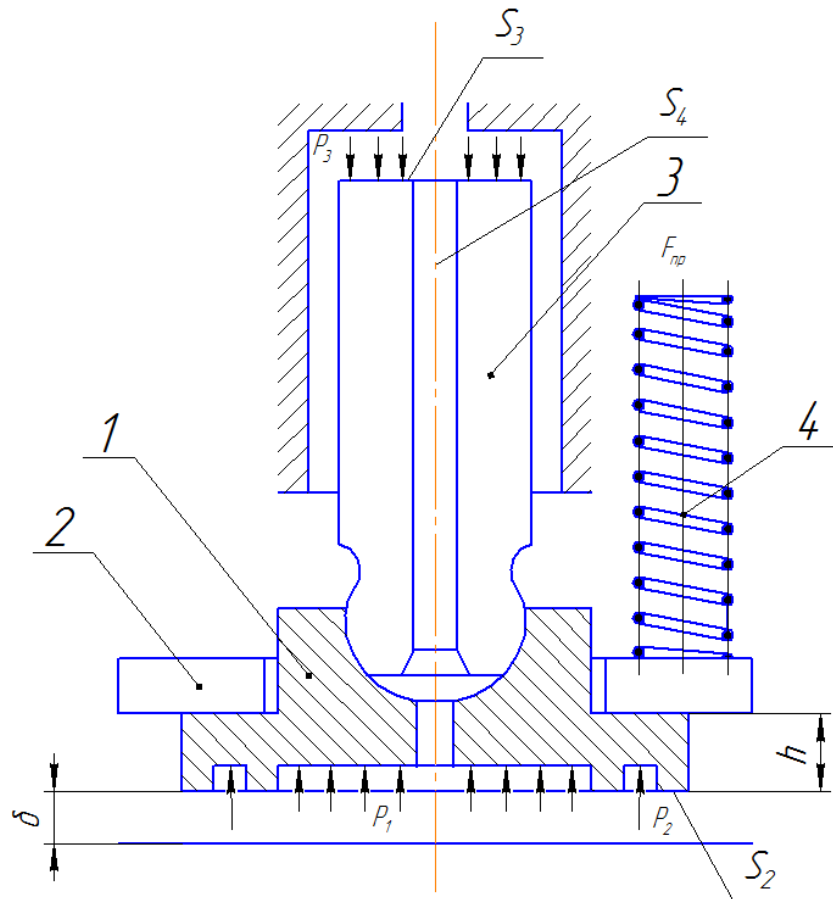


Рисунок 2.1 – Схема роботи гідростатичного розвантаження підп'ятника:

1 – п'ята, 2 – сепаратор, 3 – плунжер, 4 – пружина

З виразу (2.1) визначаємо P_1 :

$$P_1 = \frac{F_{np} + P_3 \cdot S_3 + P_2 \cdot S_2}{S_1} = \frac{S_3}{S_1} \cdot P_3 + \frac{F_{np}}{S_1} + \frac{P_2 \cdot S_2}{S_1} \quad (2.2)$$

Складемо умову збереження витрати рідини вважаючи що:

$$Q_1 = K \cdot \frac{\Delta P \cdot S}{l} \quad (2.3)$$

де K – коефіцієнт жорсткості пружини;

ΔP – перепад тиску;

l – довжина каналу;

S – площа перерізу отвору.

Тоді через отвір плунжеру будемо мати витрату:

$$Q_1 = K \cdot \frac{(P_3 - P_1) \cdot S_4}{l_4} \quad (2.4)$$

де S_4 – площа перерізу отвору плунжеру;

l_4 – довжина каналу, що проходить через плунжер.

Витрати через кільцеву щілину між п'ятою та опорою будуть визначатись виразом:

$$Q_2 = K \cdot \frac{(P_1 - P_2) \cdot \delta \cdot 2 \cdot \pi \cdot R}{\lambda} \quad (2.5)$$

де δ – висота щілини;

R – радіус, де проходить перепад на P_1 на D_2 ;

λ – довжина пояску, на якому проходить втрата.

Прирівнюючи отримані значення витрат визначимо δ :

$$\delta = \frac{(P_3 - P_1) \cdot S_4 \cdot \lambda}{l_4 \cdot \pi \cdot D \cdot (P_1 - P_2)} \quad (2.6)$$

Підставивши P_1 з рівняння (2.14) в (6) знайдемо залежність висоти щілини δ від P_3 :

$$\delta = \frac{S_4 \cdot \lambda}{l_4 \cdot \pi \cdot D} \cdot \left[1 - \frac{(P_3 - P_2) \cdot S_1}{S_3 \cdot P_3 + F_{np} + P_2(S_2 - S_1)} \right] \quad (2.7)$$

Таким чином з (2.7) випливає, що:

$$\delta = f(P_3, F_{np}) \quad (2.8)$$

Якщо зберегти P_3 , то стирання висоти кільцевої опори буде призводити до зміни F_{np} :

$$F_{стир} = F_{np} \cdot \cos \alpha \quad (2.9)$$

де α – характерний кут нахилу п'яти по відношенню до плунжера.

$$F_{np} = K(l_0 - l_1) \quad (2.10)$$

де l_0 – початкова довжина пружини;

l_1 – довжина стисненої пружини.

Тоді з рисунку 2.2 виходить, що довжина стисненої пружини визначається як:

$$l_1 = A - h - \delta_0 \quad (2.11)$$

Підставляючи вираз (2.11) у (2.10) отримаємо:

$$F_{np} = K \cdot (l_0 - A + h + \delta_0) \quad (2.12)$$

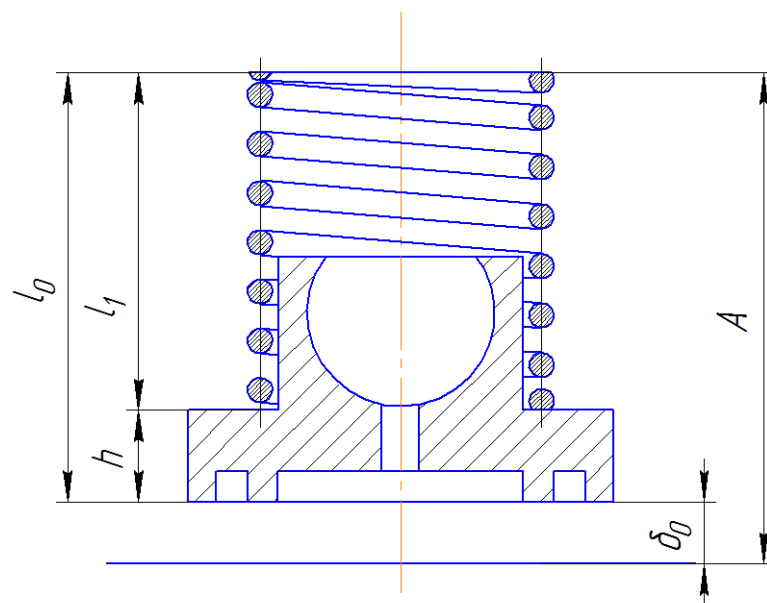


Рисунок 2.2 – До визначення довжини стисненої пружини

Тоді вираз (2.8) з врахуванням виразу (2.12) отримає вид:

$$\delta = F[P_3, K \cdot (l_0 - A + h + \delta_0)] \quad (2.13)$$

Таким чином ми отримали зв'язок між висотою зазору δ та висотою конструкції п'яти плунжера h , яка в процесі роботи може змінюватись за рахунок зносу. [17]

Знайдемо залежність між відхиленням y_δ тобто $\Delta\delta$ та відхиленням y_h тоді Δh :

$$\Delta\delta = F_{Fnp}^{\square} \cdot F_{Fnp h} \cdot \Delta h \quad (2.14)$$

$$F_{Fnp h}^{\square} = K \quad (2.15)$$

$$F_{Fnp}^{\square} = \frac{S_4 \cdot \lambda}{l_4 \cdot \pi \cdot D} \cdot \left[1 - \frac{(P_3 - P_2) \cdot S_1}{[S_3 \cdot P_3 + F_{np} + P_2(S_2 - S_1)]^2} \right] \quad (2.16)$$

Підставимо у вираз (2.14) значення $F_{Fnp h}^{\square}$ та F_{Fnp}^{\square} отримаємо:

$$\delta = \frac{S_4 \cdot \lambda (P_3 - P_2) \cdot S_1 \cdot K \cdot \Delta h}{l_4 \cdot \pi \cdot D \cdot [S_3 \cdot P_3 + F_{np} + P_2(S_2 - S_1)]^2} \quad (2.17)$$

Вираз (2.17) зв'язує зміну висоти кільцевої опори з величиною щілини між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки або похилої шайби гідромотора. Розрахунок зазору $\Delta\delta$ між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки залежно від зношування кільцевої опори по висоті Δh виконувався за наступним даними: площа перетину отвору в плунжері $S_4 = 8\text{мм}^2$; довжина поясу на якому відбувається витік робочої рідини $\lambda = 4\text{мм}$; площа п'яти, обмеженою кільцевою опорою $S_1 = 281\text{мм}^2$; довжина каналу в плунжері

$l_4 = 90\text{мм}$; коефіцієнт жорсткості пружини $K = 34,1$; зношування кільцевої опори по висоті $\Delta h = 0,1 \dots 0,7\text{мм}$; площа плунжера $S_3 = 286\text{мм}^2$; діаметр на якому відбувається перепад тиску P_1 на P_2 , $D = 20\text{мм}$; тиск робочої рідини на плунжер $P_3 = 3,5; 15,0; 21,0\text{МПа}$; зусилля, яке розвиває пружина $F_{\text{пр}} = 128\text{Н}$; тиск робочої рідини в дренажній магістралі $P_2 = 25 \cdot 10^{-2}\text{МПа}$; площа п'яти плунжера на яку діє тиск дренажу $S_2 = 276,32\text{мм}^2$. Результати розрахунків представлені в таблиці 2.1 і зображені графічно на рис. 2.3.

Таблиця 2.1 - Залежність зазору в сполученні «кільцева опора п'яти - опора люльки» від зношування кільцевої опори п'яти по висоті й тиску робочої рідини.

Зношування кільцевої опори по висоті	Значення зазору між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки в мм, при тиску робочої рідини		
	$P_3 = 3,5 \text{ МПа}$	$P_3 = 15,0 \text{ МПа}$	$P_3 = 21,0 \text{ МПа}$
0,1	0,0013	0,0018	0,0016
0,2	0,0026	0,0036	0,0032
0,3	0,0039	0,0054	0,0048
0,4	0,0052	0,0072	0,0064
0,5	0,0065	0,0090	0,0080
0,6	0,0078	0,0180	0,0096
0,7	0,0091	0,0126	0,0110

Збільшення зазору між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки, через зношування першої, буде спричиняти й ріст втрат робочої рідини. Взевши до уваги, що аксіальна твердість гідростатичного підшипника забезпечує паралельність тертьових поверхонь деталей, визначимо витрату рідини через зазор використовуючи наступний вираз:

$$Q^y = \frac{\pi \cdot P_3 \cdot \delta^3}{6 \cdot \nu \cdot \rho \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (2.18)$$

де r_2 , r_1 – відповідно зовнішній і внутрішній радіуси кільцевої опори п'яти.

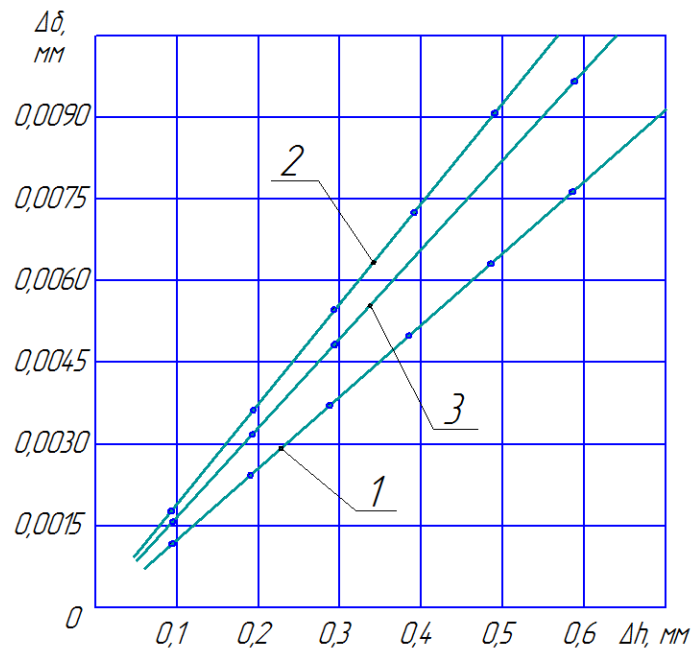


Рисунок 2.3 – Залежність зазору у спряженні «кільцева опора п'яти – опора люльки» від зносу кільцевої опори по висоті (Δh) та тиску робочої рідини:

1 – $P_3 = 3,5 \text{ МПа}$, 2 – $P_3 = 15,0 \text{ МПа}$, 3 $P_3 = 21,0 \text{ МПа}$.

Вираз (2.18) дозволяє визначити втрати робочої рідини для сполучення «кільцева опора п'яти-опера люльки». Тоді сумарні втрати робочої рідини через зазор у парі «кільцева опора п'яти-опера люльки», виходячи з того, що качаючий вузол гідромашини має дев'ять таких пар, п'ять із яких працює в магістралі високого тиску, а чотири в магістралі низького тиску, визначається виразом:

$$Q^y = \frac{\pi \cdot P_3 \cdot \delta^3}{6 \cdot \nu \cdot \rho \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot (P_4 \cdot Z_1 + P_5 \cdot Z_2) \quad (2.19)$$

де P_4 – перепад тиску робочої рідини між магістралями високого тиску й дренажною магістраллю;

P_5 – перепад тиску робочої рідини між магістралями високого тиску й дренажною магістраллю;

Z_1 і Z_2 – відповідно число плунжерів високого й низького тисків, що перебувають у магістралі.

Розрахунок сумарних втрат робочої рідини, обумовлених зазором між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки виконувався за наступними даними: зазор у сполученні $\delta = 0,0013...0,0112\text{мм}$; внутрішній радіус кільцевої опори $r_1 = 9\text{мм}$; зовнішній радіус кільцевої опори $r_2 = 11\text{мм}$; перепад тиску робочої рідини між магістралями високого тиску й дренажною магістраллю $P_4 = 3,5; 15,0; 21,0\text{МПа}$; перепад тиску робочої рідини між магістралями низького тиску й дренажною магістраллю $P_5 = 1,45\text{МПа}$; число плунжерів, що перебувають у магістралі високого тиску $Z_1 = 5$; число плунжерів, що перебувають у магістралі низького тиску $Z_2 = 4$; щільність робочої рідини $\rho = 1,1 \cdot 10^2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 10 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ Результати розрахунку зведені в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 - Значення втрат робочої рідини, обумовлених зазором у сполученні «кільцева опора п'яти – опора люльки»

Значення δ і Q^y при $\Delta P_4 = 3,5\text{МПа}$ $\Delta P_5 = 1,45\text{МПа}$		Значення δ і Q^y при $\Delta P_4 = 15,0\text{МПа}$ $\Delta P_5 = 1,45\text{МПа}$		Значення δ і Q^y при $\Delta P_4 = 21,0\text{МПа}$ $\Delta P_5 = 1,45\text{МПа}$	
$\delta, \text{мм}$	$Q^y, \text{см} \frac{3}{\text{с}}$	$\delta, \text{мм}$	$Q^y, \text{см} \frac{3}{\text{с}}$	$\delta, \text{мм}$	$Q^y, \text{см} \frac{3}{\text{с}}$
0,013	$1,34 \cdot 10^{-2}$	0,0018	$1,22 \cdot 10^{-1}$	0,0016	$1,18 \cdot 10^{-1}$
0,026	$1,07 \cdot 10^{-1}$	0,0036	$9,8 \cdot 10^{-1}$	0,0032	$9,5 \cdot 10^{-1}$
0,0039	$3,62 \cdot 10^{-1}$	0,0054	3,31	0,0048	3,20
0,0052	$8,57 \cdot 10^{-1}$	0,0072	7,83	0,0064	7,60
0,0065	$1,34 \cdot 10^{-1}$	0,0090	15,31	0,0080	14,85
0,0078	$1,34 \cdot 10^{-1}$	0,0108	26,46	0,0096	25,66
0,0091	$1,34 \cdot 10^{-1}$	0,0126	42,0	0,0112	38,60

Отримана залежність, представлена графічно на рис. 2.4, показує, що при повністю зношеній кільцевій опорі п'яти ($\Delta h = 0,7\text{мм}$) і номінальному робочому тиску $\Delta P_4 = 21,0\text{МПа}$ втрати робочої рідини сягають $Q^y = 38,60\text{см} \frac{3}{\text{с}}$. Ці значення сумарних втрат робочої рідини на порядок нижче від втрат у сполученні «розподільник – приставне дно» і можуть

компенсуватися насосом підживлення за умови; що інші зазори в парах тертя качаючих вузлів, відповідають номінальним значенням. [19]

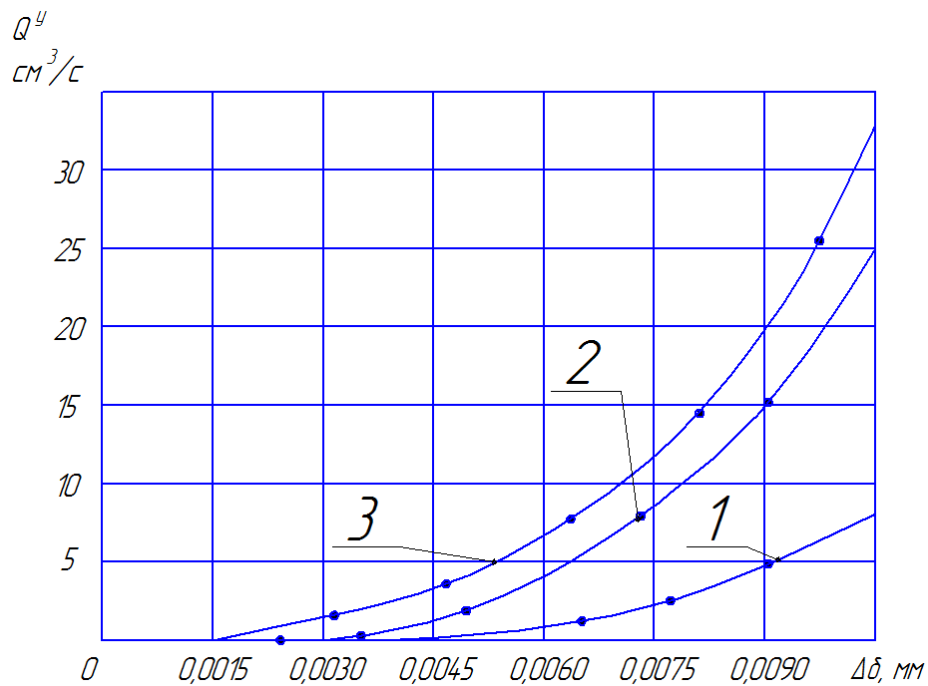


Рисунок 2.4. – Втрати робочої рідини Q^y , що обумовлені зазором $\Delta\delta$ у спряженні «кільцева опора п'яти – опора люльки» при: $1 \Delta P_4 = 3,5$ МПа, $\Delta P_5 = 1,45$ МПа; $2 - \Delta P_4 = 3,5$ МПа, $\Delta P_5 = 1,45$ МПа; $3 - \Delta P_4 = 21,0$ МПа, $\Delta P_5 = 1,45$ МПа.

Отже при рівномірно мірному зношенні кільцевої опори п'яти плунжера технічний стан деталей спряження «п'ята-опора» суттєво не буде впливати на втрату роботоздатності агрегатів за рахунок об'ємних втрат.

В більшій мірі технічний стан деталей даного спряження буде впливати на роботоздатний стан трансмісії за умов нерівномірного спрацювання поверхонь, коли порушується робота гідростатичного підшипника і в парах тертя виникають поверхні з умовами граничного та сухого тертя. Їх виникнення призводить до збільшення механічних втрат та зростання температурного режиму роботи агрегатів. Тривала експлуатація п'яти в такому стані призводить до вириву п'яти із заробки плунжера та аварійному відказу трансмісії.

Отже структурний параметр п'яти плунжера буде обумовлюватись порушенням роботи гідростатичного підшипника і виникненням площ з граничним та сухим тертям. Рівномірне зношення кільцевої опори п'яти плунжера приводить до збільшення зазору в спряженні «п'ята плунжера – опора» та витоків робочої рідини, які за своїм об'ємом не впливають суттєво на об'ємний ККД трансмісії; – зміна структурного параметру п'яти плунжера в більшій мірі буде призводити до збільшення механічних втрат, які обумовлюються появою поверхонь, що працюють за умов граничного та сухого тертя.

Для визначення технічного стану п'яти плунжера при ресурсному діагностуванні в якості контролюючого параметру необхідно застосовувати температуру робочої рідини в дренажній магістралі в перші хвилини роботи трансмісії, яка змінюється за рахунок порушення роботи гідростатичного підшипника.

2.3 Аналітичний розрахунок втрат тиску та подачі в залежності від величини торцевого зазору

Насос підживлення гідростатичної трансмісії за конструкцією належить до шестеренних трансмісій. В зв'язку з цим розглянемо вплив торцевого зазору в качаючому вузлі на об'ємні витoki робочої рідини.

Як правило, у практичних розрахунках канал, через який проходить потік рідини, розглядають як плоску щілину. При цьому зношування деталей даного спряження перебуває в діапазоні 10...120мкм і дозволяє вважати таку плоску щілину капілярною. Також відомо, що плин рідини в капілярних щілинах при цих розмірах зношування підкоряється загальним законам гідравліки. [14, 15, 19]

Розглянемо представлену на рис. 2.5 типову схему плину рідини під дією перепаду тиску $\Delta P = P_1 - P_2$ між двома паралельними пластинами, що

перебувають одна від іншої на такій відстані, що утворюють капілярну щілину розміром (висотою) B .

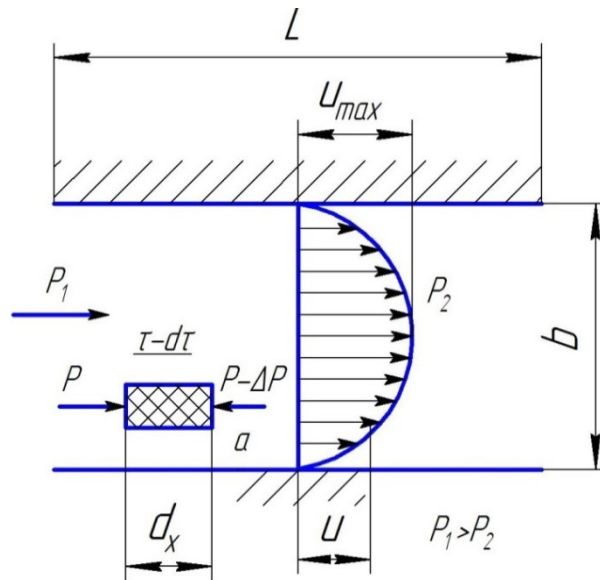


Рисунок 2.5 - Розрахункова схема плинун рідини між двома пластинами

Допустимо, що розмір пластини досить великий, щоб вважати потік двомірним і що розподіл швидкостей у перетині між пластинами має параболічний характер, що відповідає ламінарному плинун.

Розглянемо якусь елементарну частку a рідини, що перебуває в нижній пластині. Силі, що виникає під дією перепаду тиску ΔP і відцентровій силі, протидіє напруга, зрушення τ , що діє на нижню поверхню (площину) dx . З умови рівноваги діючих сил маємо:

$$dp \cdot dy + \rho dx \cdot dyn^2 4\pi \left(\zeta_0 + x + \frac{\Delta x}{2} \right) + (\tau - d\tau) dx = \tau \cdot dx \quad (2.20)$$

де n - частота обертання шестерні;

ζ_0 - відстань від осі шестерні до початку щілини;

ρ - щільність робочої рідини.

Звідки витікає:

$$\frac{dp}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(\zeta_0 + \frac{x}{2} \right) = \frac{d\tau}{dy} \quad (2.21)$$

З огляду на, що $\tau = \mu \frac{du}{dy}$ одержимо:

$$\frac{dp}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(\zeta_0 + \frac{x}{2} \right) = \mu \frac{d^2 u}{dy^2} \quad (2.22)$$

Вирішуючи одержимо:

$$u = \frac{1}{\mu} \left[\frac{dp}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(\zeta_0 + \frac{x}{2} \right) \right] \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2 \quad (2.23)$$

Постійні C_1 і C_2 знаходимо з умови, що швидкість рідини u на стінках щілини дорівнює 0.

У результаті одержимо:

$$u = -\frac{1}{\mu} \left(\frac{b^2}{4} + y^2 \right) \left[\frac{dp}{dx} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(\zeta_0 + \frac{x}{2} \right) \right] \quad (2.24)$$

З огляду на те, що тиск зменшується в щілині за лінійним законом, одержимо:

$$u = \frac{1}{3\mu} \cdot \frac{b^2}{4} \left[\frac{P_1 - P_2}{L} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(\zeta_0 + \frac{L}{2} \right) \right] \quad (2.25)$$

Тоді витрата рідини через одиницю довжини буде дорівнює:

$$Q^1 = \frac{1b^3}{12\mu} \left[\frac{P_1 - P_2}{L} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(\zeta_0 + \frac{L}{2} \right) \right] \quad (2.26)$$

І, отже, для ширини щілини W витрата дорівнює:

$$Q^1 = \frac{Wb^3}{12\mu} \left[\frac{P_1 - P_2}{L} + 4\rho n^2 \pi^2 \left(\zeta_0 + \frac{L}{2} \right) \right] \quad (2.27)$$

Будемо вважати, що витоки робочої рідини, викликані відцентровими силами, незначні, і ними можна зневажити.

Тоді вираз (2.27) дозволяє визначити витоки робочої рідини через щілину, викликану зношуванням деталей сполучення «торець шестерні - кришка». [20]

Розрахунок витоків робочої рідини обумовлених зазором B в щілині сполучення «торець шестерні-кришка» проводився за наступним даними: зазор в щілині $B=40\dots\dots 150 \cdot 10^{-6}$ м; довжина щілини $L=0,4 \cdot 10^{-3}$ м; ширина щілини $W=0,8 \cdot 10^{-3}$ м; щільність робочої рідини $\rho = 900$ кг/м³; коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu = 12 \cdot 10^{-6}$ м²/с; перепад тиску робочої рідини $\Delta P= 0,09; 0,11; 0,14 \cdot 10^7$ Н/м. Результати розрахунку зведені в таблицю 2.3 і представлені графічно на рисунку 2.6.

Аналіз отриманих результатів показує, що при значеннях зазору $B=40$ мкм і максимальному тиску робочої рідини $\Delta P= 0,14 \cdot 10^7$ Н/м об'ємні витрати робочої рідини дорівнюють $0,60$ см³/с, а при зазору $B=150$ мкм вони становлять близько 40 см³/с..Більш детальний аналіз отриманих результатів показує, що збільшення витрат робочої рідини спостерігається з зазору $B=80$ мкм. Це обумовлюється тим, що при низьких тисках робочої рідини та малих значеннях зазору має місце облітерація (робоча рідина закріплюється на стінках деталей і зменшує розмір щілини). Зі збільшенням зазору інтенсивно

ростуть витрати робочої рідини про що наглядно показують результати теоретичних розрахунків.

Таблиця 2.3 - Залежність витоків робочої рідини від зношування сполучення «торець шестерні – кришка» і тиску робочої рідини

Значення зазору на вході В, мкм	Значення витоків робочої рідини см ³ /с залежно від тиску		
	$\Delta P=0,09 \cdot 10^7$ Н/м	$\Delta P=0,11 \cdot 10^7$ Н/м	$\Delta P=0,14 \cdot 10^7$ Н/м
40	0,38	0,47	0,60
50	0,75	0,92	1,17
60	1,29	1,58	2,0
70	2,05	2,5	3,2
80	3,07	3,75	4,78
90	4,37	5,34	6,8
100	5,99	7,33	9,33
110	7,98	9,76	12,4
120	10,37	12,67	16,1
130	13,18	16,11	20,50
140	16,46	20,11	25,6
150	25,3	30,9	39,38

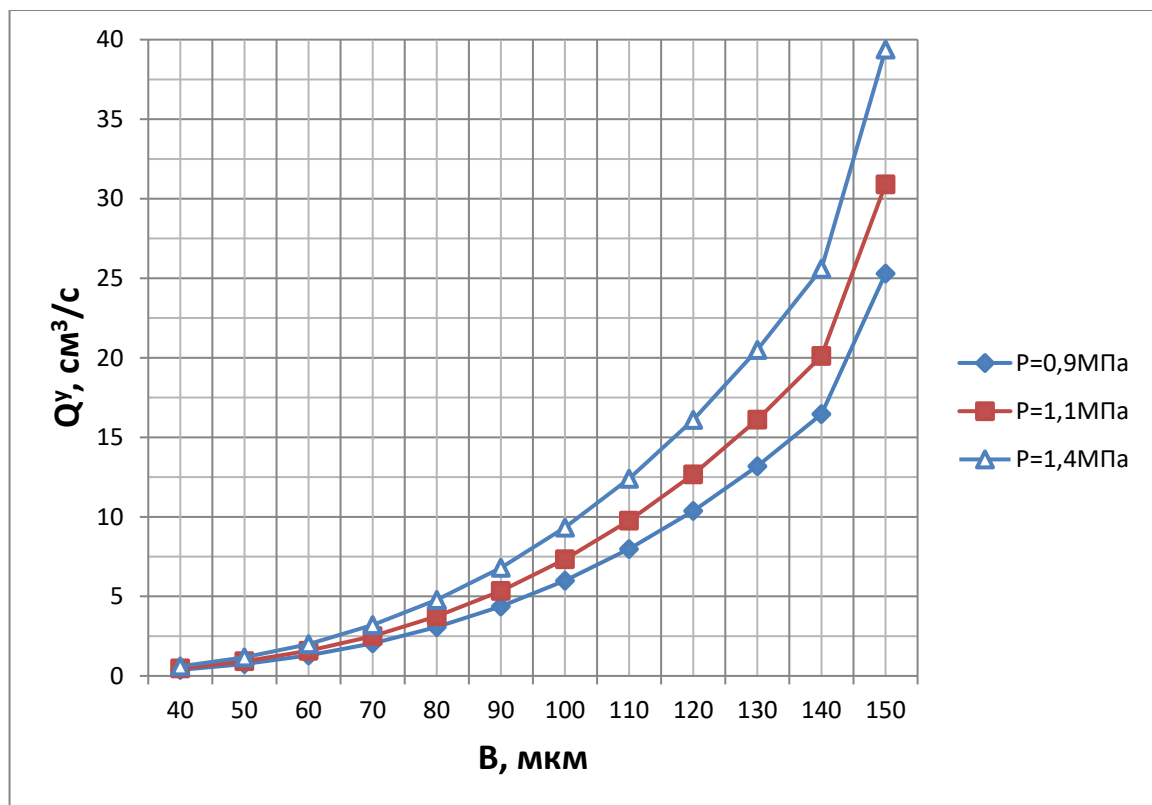


Рисунок 2.6 – Аналітична залежність витоків робочої рідини від зазору В в спряженні «торець шестерні - кришка»

Являється очевидним, що такі витрати не можуть обумовити граничний стан насоса. Отже для отримання реальної картини необхідне проведення додаткових експериментальних досліджень по виявленню динаміки даного структурного параметру, досліджень статистичної оцінки відказів та лабораторного дослідження взаємозв'язку між зношенням деталей в спряженні «торець шестерні-кришка» та витратами робочої рідини.

Висновки до другого розділу

Проведені теоретичні дослідження встановили критичні взаємозв'язки між параметрами технічного стану компонентів об'ємних гідравлічних трансмісій та їх функціональними характеристиками. Статистична оцінка надійності агрегатів ГСТ-90 показала, що основним джерелом відмов гідроприводів є зношування деталей качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин (42,9% для гідронасоса та 29% для гідромотора), що обумовлює розробку науково-обґрунтованих параметрів діагностування та технічного обслуговування. Математичний аналіз впливу зношування кільцевої опори п'яти плунжера на гідростатичні параметри системи дозволив встановити функціональну залежність між висотою зазору в спряженні та величиною зношення, а також показав, що при повному зношенні опори ($\Delta h = 0,7$ мм) об'ємні втрати робочої рідини можуть досягати $38,60 \text{ см}^3/\text{с}$ при номінальному тиску, однак такі втрати залишаються керованими в межах забезпечення функціональності гідротрансмісії за рахунок компенсації насосом підживлення.

Теоретичні розрахунки торцевих зазорів у спряженні «торець шестерні-кришка» насоса підживлення встановили нелінійну залежність витоків робочої рідини від величини зношення, яка демонструє експоненціальне зростання втрат при перевищенні критичного значення зазору (понад 80 мкм). При максимальному експлуатаційному тиску ($0,14 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$) та зазорі 150 мкм об'ємні витрати досягають $39,38 \text{ см}^3/\text{с}$, що вказує на критичність контролю

цього параметру під час експлуатації. Отримані теоретичні залежності надали теоретичне обґрунтування для визначення структурних параметрів технічного стану качаючих вузлів та їх вплив на об'ємну ефективність гідросистеми, однак потребують експериментальної верифікації для встановлення граничних значень та розробки практичних критеріїв діагностування відмовостійкості гідротрансмiсій у межах реальних режимів експлуатації.

3 МОДЕРНІЗАЦІЯ ВУЗЛІВ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН І МЕТОДОЛОГІЯ ЛАБОРАТОРНИХ ВИПРОБУВАНЬ

3.1 Методологічні засади та план дослідницької роботи

В відповідності з поставленими задачами програма експериментальних досліджень включає наступне:

1. Провести статистичну оцінку експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісій і на основі неї виявити найменш надійні складові.

2. На основі показників надійності для найменш надійних складових провести аналітичні дослідження з обґрунтування функціональних залежностей між структурними параметрами технічного стану деталей та об'ємними або механічними втратами.

3. З врахуванням результатів аналітичних досліджень обґрунтувати конструктивні проектні рішення для складових аксіально-поршневих гідромашин.

4. Провести лабораторні дослідження складових аксіально-поршневих гідромашин з врахуванням конструктивних удосконалень.

3.2 Підвищення довговічності вузлів гідротрансмісій шляхом конструктивної оптимізації

3.2.1 Конструктивне рішення для зниження вібраційних навантажень у блоці циліндрів

По результатам статистичної оцінки надійності гідравлічної трансмісії качаючі вузли гідромашин мають найбільшу кількість відмов. Одним із спряжень в качаючому вузлі аксіально-плунжерної гідромашини, яке обумовлює погіршення її вихідних параметрів, являється спряження деталей «втулка блока - плунжер». Вище вже розглядалися складні умови роботи

плунжера, які формують структурні зміни робочих поверхонь деталей. Але в них не приділялась увага тангенціальним силам, які виникають при ковзанні п'яти по опорі при обертанні блока (рис. 3.1).

Їх наявність обумовлює «перекошення» плунжера в втулці, що приводить до характерного зношення деталей і обумовлює зростання механічних та об'ємних втрат, а в подальшому може привести до заклинювання плунжера в втулці і як правило аварійної відмови. Для запобігання даного відказу рекомендується провести конструктивну зміну втулки блока, яка дозволить зменшити дію сил в зоні контакту плунжера зі втулкою при його перекосі, за рахунок гасіння вібраційних навантажень та поглинання ударних. [22-27]

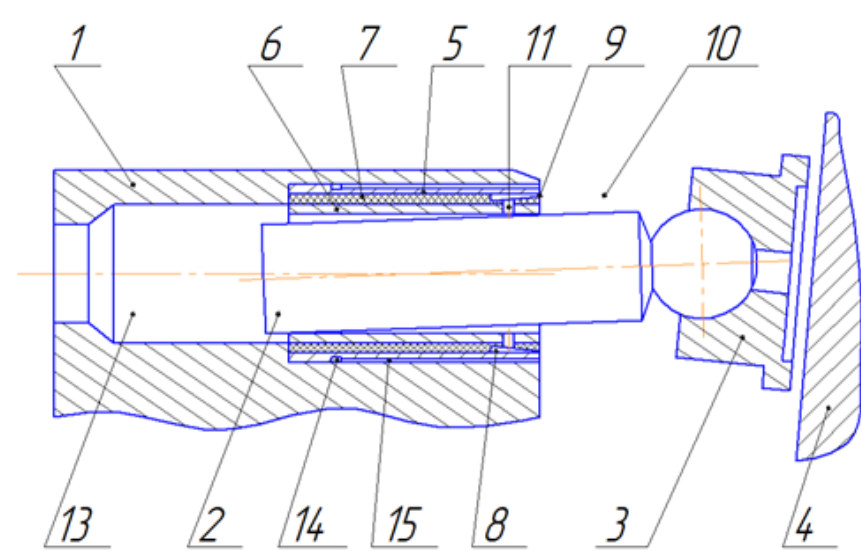


Рисунок 3.1 - Циліндр аксіально-поршневої гідромашини: 1- блок циліндрів; 2-плунжер; 3-пята; 4-похилий диск; 5- зовнішня втулка; 6-внутрішня втулка; 7-пружно-демпфуючий елемент; 8- розвантажувальні камери; 9- отвір з'єднаний з дренажною магістраллю; 10-внутрішня порожнина гідромашини; 11-отвір, з'єднаний з внутрішньою поверхнею втулки; 12- отвори, розміщені у втулці зі сторони робочої камери; 13- робоча камера; 14- кільцевий канал зовнішньої втулки; 15- повздовжній канал.

Аксіально-поршнева гідромашина включає блок циліндрів 1 з поршнями 2, які контактують через п'яти 3 з похилим диском 4 і розміщені в втулках 5, які жорстко закріплені в блоці циліндрів 1. Зовнішня втулка 5 включає в себе внутрішню втулку 6, які з'єднуються між собою пружньо-демпфуючим елементом 7, у якому розміщені розвантажувальні камери 8 під кутом $22,5^\circ$ в площині перпендикулярній вісі втулки, які отворами 9 з'єднані з дренажною магістраллю зі сторони внутрішньої порожнини 10 гідромашини, та отворами 11 з внутрішньою (робочою) поверхнею втулки 6. Отвори 12, які розміщені у втулці 6 зі сторони робочої камери 13, зміщені на кут $11,25^\circ$ по відношенню до розвантажувальних камер 8 і з'єднані кільцевим каналом 14 зовнішньої втулки 5 через канали 15 з дренажною магістраллю зі сторони внутрішньої порожнини 10 гідромашини. [28]

При роботі гідромашини робоча рідина під робочим тиском надходить до робочої камери 13 і діє на плунжер 2, який через п'яту 3 контактує з похилим диском 4 і перекошується в втулці 6 під дією тангенціальних сил. Водночас зі сторони внутрішньої порожнини 10 робоча рідина під дренажним тиском надходить через отвори 9 до розвантажувальних камер 8. При перекошенні плунжера 2 у внутрішній втулці 6, у точках дотику його зі втулкою виникають контактні навантаження, які частково поглинаються за рахунок демпферної властивості пружньо-демпфуючого елементу 7, та обумовлюють зменшення внутрішнього об'єму камер 8 і перекриття отворів 9 в зоні максимального контактного навантаження деталей, що призводить до витискування робочої рідини із камери 8 через отвір 11 до п'ятен контакту деталей зі сторони внутрішньої порожнини гідромашини, частково розвантажуючи плунжер 2 і додатково змащуючи пари тертя. В зоні контакту плунжера 2 з втулкою 6 зі сторони робочої камери 13 контактні навантаження частково поглинаються за рахунок демпферної властивості пружньо-демпфуючого елементу 7, а площа сухого тертя робочих поверхонь деталей зменшується за рахунок додаткового змащення пар тертя робочою рідиною, яка надходить через отвори 12 зі сторони внутрішньої порожнини 10 під

дренажним тиском через повздовжні канали 15 та кільцевий 14, що забезпечує збільшення довговічності і загального ККД гідромашини за рахунок розвантаження плунжера і зменшення механічних втрат.

3.2.2 Механізм мінімізації торцевих витоків робочої рідини в вузлі підживлення

Аналіз надійності агрегатів гідравлічних трансмісій в умовах експлуатації показує, що близько 25...30 % відмов в мобільних машинах припадає на трансмісію. Автори вказують, що основна кількість відмов розподіляється на спряження деталей качаючих вузлів аксіально-плунжерного гідронасоса та гідромотора, а також на насоси підживлення.

Технічною задачею, що вирішується є збільшення довговічності і коефіцієнта подачі насосу підживлення аксіально-поршневої гідромашини за рахунок компенсації торцевого зазору в качаючому вузлу.

Технічний результат полягає в тому, що робоча поверхня пластини компенсації торцевого зазору, під дією тиску робочої рідини в камерах гідростатичного піджиму і пружних властивостей пружньо-демпфуючого елемента переміщується до торцевих поверхонь шестерень качаючого вузла і зменшує торцевий зазор зі сторони верхньої кришки, та зі сторони нижньої кришки за рахунок переміщення шестерень в осьовому напрямку під дією тиску робочої поверхні пластини. [29]

Ця технічна задача досягається тим, що в шестеренному насосі, який включає в собі корпус із торцевими кришками, у розточеннях якого розміщені ведена й ведуча шестерні, причому ведуча шестірня сполучена з валом, а ведена встановлена на осі і має пластину компенсації торцевого зазору, встановлену в верхній кришці насоса, яка складається з робочої і опорної поверхонь та пружньо демпфуючого елемента, у якому додатково розташовують канали й камери гідростатичного піджиму. При цьому, камери

гідростатичного піджиму розміщені по колу через 900 і з'єднані між собою каналами, отвори яких сполучені з камерою нагнітання.

Встановлення в верхню кришку насоса, пластини компенсації торцевого зазору, забезпечує збільшення довговічності насоса підживлення за рахунок зменшення торцевого зазору між торцями шестерень і нижньою кришкою та пластиною компенсації торцевого зазору верхньої кришки, під дією тиску робочої рідини в камерах гідростатичного піджиму пружнодемпфуючого елемента, розміщених по колу під кутом 900 і з'єднаних між собою каналами.

Розроблена конструкція пояснюється графічно. На рис. 3.2 зображено розріз насоса підживлення аксіально-поршневої гідромашини. На рис. 3.3 зображено пластину компенсації торцевого зазору.

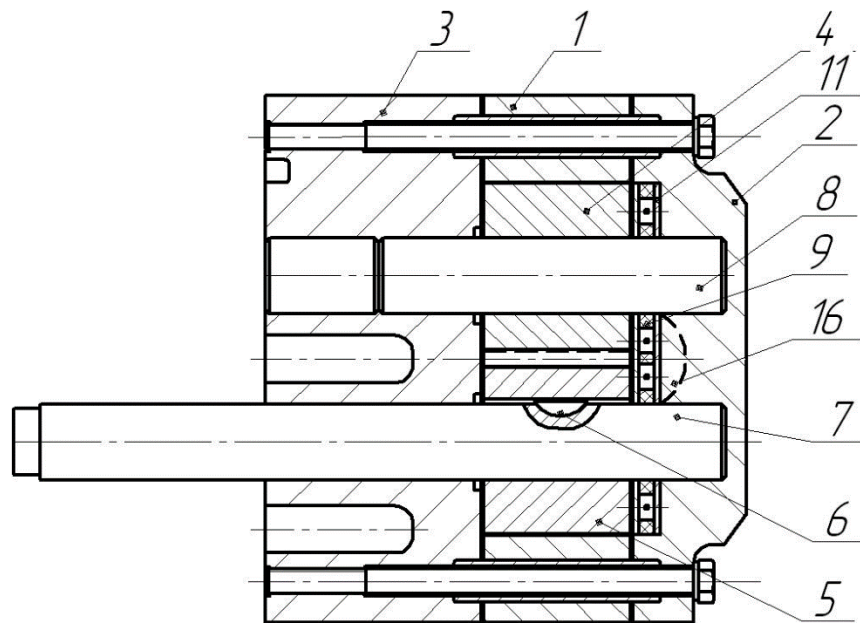


Рисунок 3.2 – Розріз насоса підживлення аксіально-поршневої гідромашини

Насос підживлення аксіально-поршневої гідромашини включає в себе корпус 1, верхню 2 та нижню 3 кришки в розточках яких розміщені ведена 4 й ведуча 5 шестірні. Ведуча шестірня 5 спряжена через шпонку 6 з валом 7, ведена 4 встановлена вільно на осі 8. У верхній кришці 2 встановлена пластина 9 компенсації торцевого зазору, яка складається з робочої поверхні 10, опорної поверхні 11 та пружнодемпфуючого елемента 12 у якому розташовані канали

13 й камери 14 гідростатичного піджиму. Камери 14 гідростатичного піджиму розташовані зі сторони верхньої кришки 2 під кутом 90° та сполучені між собою каналами 13, які з'єднані отворами 15 з камерою нагнітання 16.

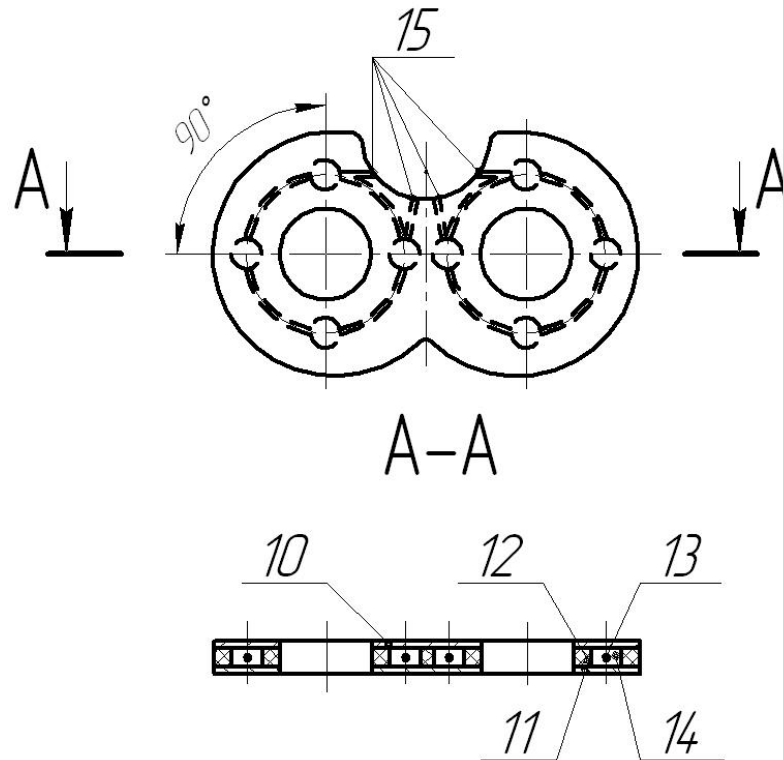


Рисунок 3.3 - Пластина компенсації торцевого зазору

Насос підживлення працює наступним чином: При роботі насоса підживлення робоча рідина із камери нагнітання 16 поступає до основного насоса аксіально-поршневої гідромашини і одночасно до отворів 15 пружнодемпфуючого елемента 12 пластини 9 і по каналах 13 надходить до камер 14 гідростатичного піджиму. Поступаючи в замкнутий простір камер гідростатичного піджиму під тиском, робоча рідина обумовлює переміщення опорної поверхні 11 пластини гідростатичного піджиму до кришки 2, а робочої поверхні 10 до торців шестерен 4 та 5, за рахунок тиску робочої рідини та пружних властивостей пружнодемпфуючого елемента, компенсуючи таким чином торцевий зазор між торцями шестерень та робочою поверхнею 10 пластини 9. Враховуючи те, що шестерні рухливі в осьовому напрямку, вони переміщуються під дією тиску робочої поверхні 10 пластини 9 до нижньої

кришки 3, що забезпечує компенсацію торцевого зазору між нижньою кришкою 3 та торцем шестерень 4 і 5, і збільшує коефіцієнт подачі насоса та його довговічність на 30% за рахунок зменшення об'ємних витрат робочої рідини через торцевий зазор. [30-32]

3.2.3 Система компенсації радіальних зміщень та вібрацій у насосі підживлення

Технічною задачею, що вирішується, є збільшення довговічності насосу підживлення аксіально-поршневої гідромашини за рахунок компенсації вібраційних навантажень в процесі роботи та запобігання перекосу валів при невірноваженному навантаженні.

Ця технічна задача досягається тим, що в шестеренному насосі, який включає в себе корпус верхню та нижню кришки, в розточених отворах яких розміщені втулки, що виконують роль підшипників ковзання для валу ведучої шестерні і вісі веденої, включає в себе втулки, встановленні в розточених отворах верхньої та нижньої кришок, які складаються з робочої і напрямної втулок, між якими встановлено пружнодемпфуючий елемент у сферичних каналах якого додатково розташовані компенсаційні пружини, при цьому, компенсаційні пружини розміщені по колу через 60° . [28]

Встановлення в кришки насоса втулок, з пружнодемпфуючим елементом і компенсаційними пружинами, забезпечує збільшення довговічності насоса підживлення за рахунок компенсації вібраційних навантажень на вал та вісь пружнодемпфуючим елементом в процесі роботи, та запобігання їх перекосу при невірноваженному навантаженні, компенсаційними пружинами, які розташовані у сферичних каналах пружнодемпфуючого елемента по колу через 60° .

Модель пояснюється графічно. На рис.3.4 зображено розріз насосу підживлення аксіально-поршневої гідромашини з втулками стабілізації

радіального зазору. На рис. 3.5 зображено втулку, яка виконує роль підшипників ковзання.

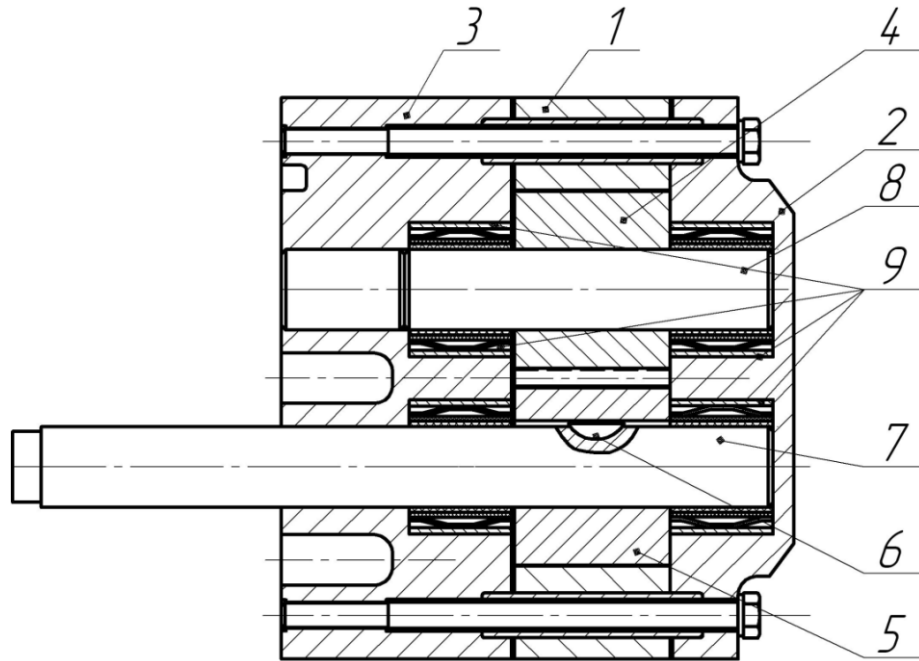


Рисунок 3.4 - Розріз насоса підживлення аксіально-поршневої гідромашини з втулками стабілізації радіального зазору

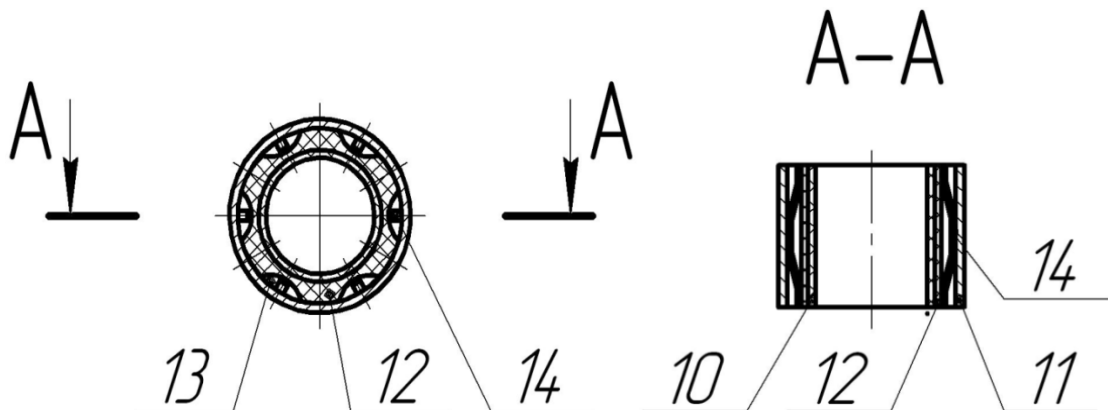


Рисунок 3.5 - Втулка, яка виконує роль підшипників ковзання.

Насос підживлення аксіально-поршневої гідромашини включає в себе корпус 1, верхню 2 та нижню 3 кришки, в розточених отворах яких розміщені ведена 4 й ведуча 5 шестірні. Ведуча шестірня 5 спряжена через шпонку 6 з валом 7, ведена шестерня 4 встановлена вільно на осі 8. У розточених отворах верхньої кришки 2 та нижньої 3 встановлені підшипникові втулки 9, які

складаються з робочої втулки 10 і напямної втулки 11, пружньодемпфуючого елемента 12, в якому у сферичних каналах 13 розташовані компенсаційні пружини 14, які розміщені по колу через 60°.

Насос підживлення працює наступним чином. При роботі насоса підживлення ведучий вал 7 отримує крутний момент та швидкісне навантаження від валу основного насоса і через шпонку 6 та ведучу шестерню 5 передає їх до веденої шестерні 4, встановленої на вісі 8, що обумовлює появу вібраційних навантажень на валу 7 та вісі 8, які поглинаються пружньодемпфуючим елементом 12. Компенсація вібраційних навантажень зі значною амплітудою забезпечується компенсаційною пружиною 14, що збільшує довговічність насоса.

3.3 Опис конструкції та можливостей випробувальної установки

Експериментальними дослідженнями передбачається визначення впливу конструктивних змін в качаючому вузлі на об'ємні втрати гідравлічної трансмісії.

Перша вимога, яка визначає взаємний вплив модуля пружності гідроприводів і параметрів динамічних процесів, забезпечується створенням натурального комплексного стенда (рис.3.6).

Основним агрегатом стенда є серійний зразок ГСТ-90, який складається з аксіально-плунжерного гідронасосу і аксіально-плунжерного гідромотора.

Привод гідронасоса здійснюється машиною балансною АКБ-82-4 потужністю 55 кВт, частота обертання якої регулюється рідинним реостатом і діапазоні від 600кв^{-1} до 1500кв^{-1} .

Корпус гідромотора з'єднаний з корпусом гідронасоса рукавами високого тиску через спеціальні штуцери, які дозволяють підключати до них датчики тиску, манометри або інші пристрої.

Стабілізація температурного режиму робочої рідини здійснюється системою охолодження, яка складається з водяного теплообмінника і

гідронасоса НШ - 10Е з автономним приводом. Змінюючи подачу холодної води, можна забезпечити необхідну температуру необхідної рідини.

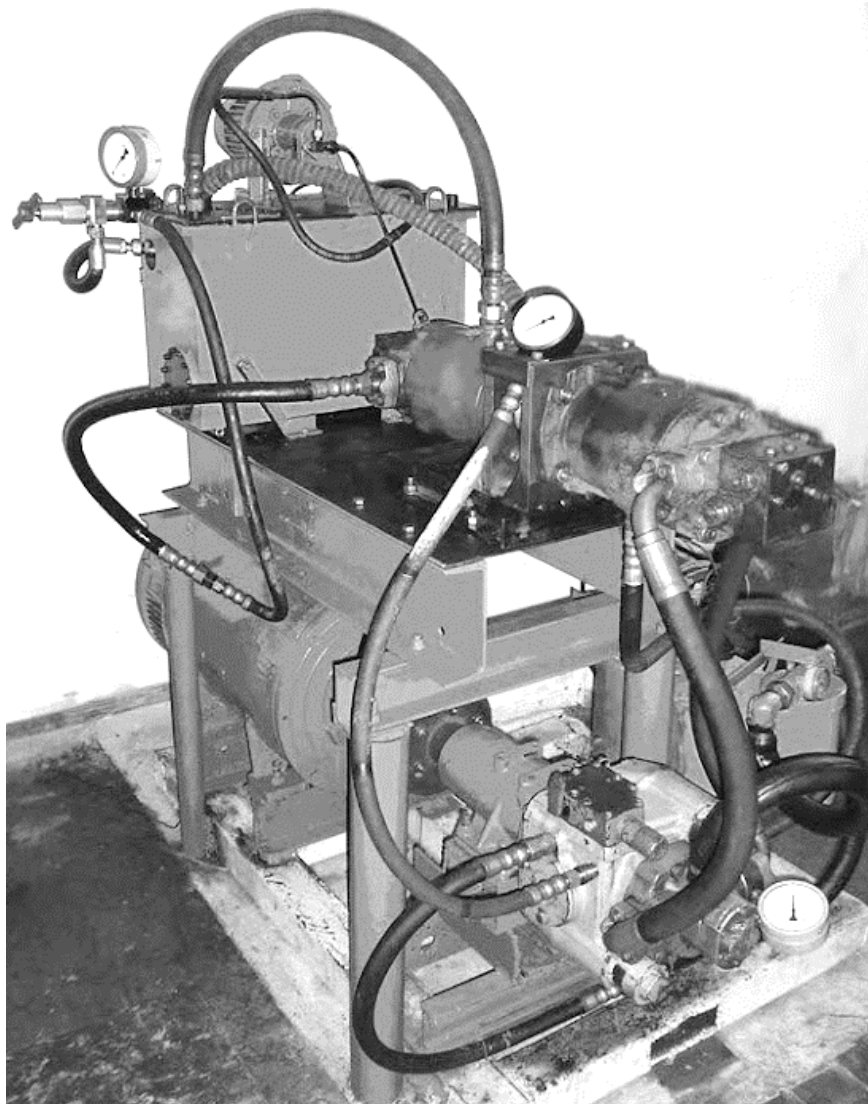


Рисунок 3.6 – Комплексний стенд для експериментальних досліджень гідроприводу трансмісії:

Поворот ричага керування робочим об'ємом гідронасоса, здійснюється дистанційно спеціальним пристроєм, який дозволяє повільно змінювати кут нахилу ричага від -30° до $+30^{\circ}$ відносно нейтрального положення і фіксувати його в різному положенні, а також різко в ручну переміщати ричаг на будь-який фіксуємий кут в цьому діапазоні.

При проведенні експерименту на стенді дотримуються слідуючих правил:

– в якості робочої рідини використовуються виключно масла типу „А” ТУ 38 - 101 - 179 - 71 з в'язкістю 25 – 36сСт і робочим діапазоном температур -6...+75°С, згідно інструкції по експлуатації ГСТ - 90 - 00.000ИЕ. Рівень робочої рідини періодично контролюються, забруднення робочої рідини не допускається;

– після проведення на стенді демонтажних робіт, які складаються з роз'єднання трубопроводів із системи видаляють повітря;

– підключення до гідроприводу допоміжних пристроїв необхідних для проведення експерименту, не повинно змінювати гідравлічний опір, приведений модуль пружності і об'єм капітальної магістралі (не повинно змінювати основних технічних характеристик згідно інструкції по використанню).

Для дослідження процесів зміни тиску застосовується комплект манометрів, а також індуктивні прилади (ІП) динамічного тиску типу ЛХ і ПД, працюючих разом з тензопосилувачем УТ – 4. Датчики вкручуються у технологічні отвори в корпусі гідронасоса і гідромотора, клапанної коробки і гідро розподільника. Діапазон робочих частот і тиску ІП забезпечує замірювання параметрів чотирьох основних магістралей об'єкту, який досліджується. [24]

Кут повороту контролювали по стрілочному індикатору, встановленому на панелі керування стендам, і по транспортиру, розташованого поряд з ричагом.

Оборот валів гідронасоса і гідромотора контролюється за допомогою двох крильчаток з одним із шістьма пелюстками відповідно індукційних ІП типу ІС – 445. Поточне значення частоти обертів вала висвічується на цифровому табло блока вимірювання і індукції, який також дозволяє контролювати температуру робочої рідини за допомогою термоопору ТСМ – 6097 ГОСТ 6651 – 99, встановленого в зливній магістралі безпосередньо перед баком.

Експерименти плануються по однофакторній схемі. Перед проведенням кожної серії дослідів для підвищення достовірності отриманих результатів періодично перевіряються значення параметрів, які відповідають гідроприводу з номінальним технічним станом. При підбиранні експериментальних втулок качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин з різним технічним станом планується 5...6 значень в діапазоні зміни структурного параметра технічного стану.

Кількість вимірів, з збільшенням яких, як відомо, підвищується точність експерименту, визначається за типовою методикою вибору необхідного числа вимірів.

3.4 Методологія оцінки впливу зазорів на вихідні характеристики шестеренних насосів

Проведення досліджень по виявленню взаємозв'язків між структурними та функціональними параметрами насосів підживлення експериментальними та стандартними будемо проводити на стенді КИ-4200. Даний стенд призначений для діагностування та випробування агрегатів гідросистем тракторів, самохідних машин та комбайнів. Загальний вигляд стенду зображено на рисунку 3.7.

Для встановлення на стенд насосів підпитки нами були розроблені креслення і виготовленні перехідна плита для встановлення і кріплення насосів на стенд. При підключенні забірною патрубку та підтягуванні кришки перепускного клапана необхідно враховувати момент затяжки. Він повинен знаходитися в межах 42...70 Нм. Це пов'язано з тим, що корпус насосу виготовлений з алюмінієвого сплаву і його можна пошкодити. [27]

Випробовування насосу підпитки необхідно проводити на маслі марки А або МГ-30У при температурі 50°C. Тонкість фільтрації робочої рідини повинен бути не більше 10 мкм.

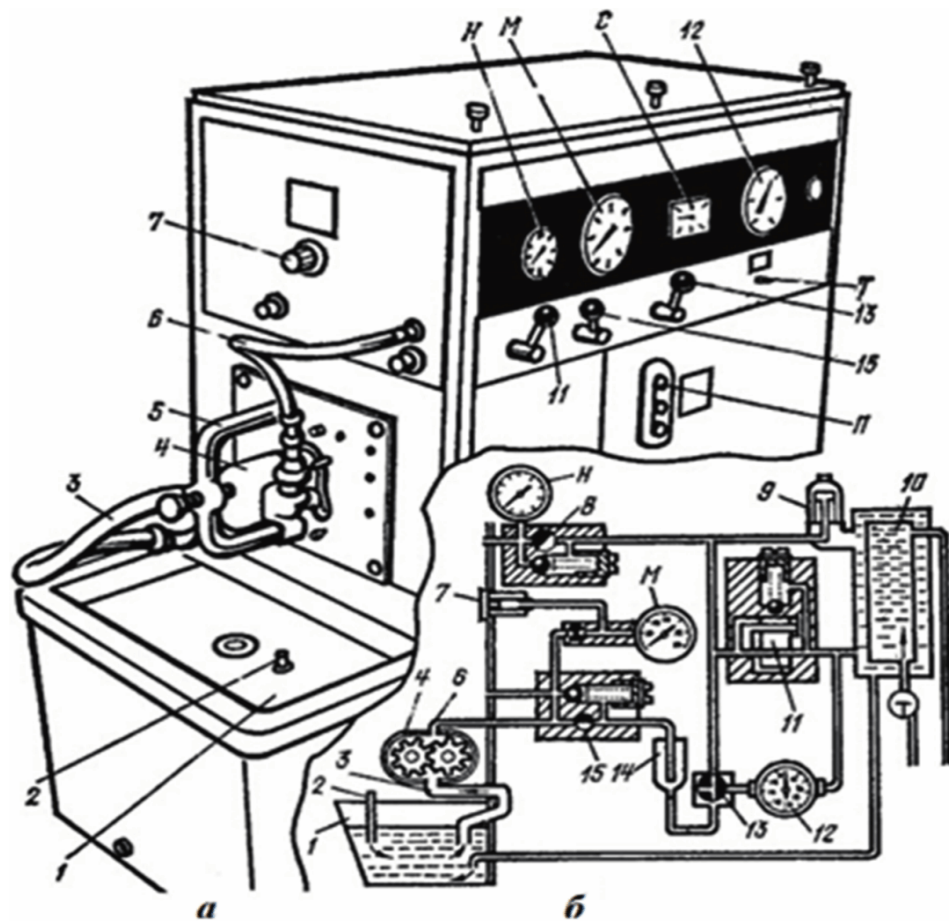


Рисунок 3.1 – Стенд КИ-4200 (а) та його гідросистема (б) для проведення експериментальних досліджень: 1 - розхідний бак; 2 - зливальний штуцер; 3 - шланг всмоктуючої порожнини; 4 - насос, що випробовується; 5 - пристосування для кріплення насоса; 6 - нагнітальний шланг; 7 - основа для регулювання; 8 - дросель магістралі низького тиску; 9 - центрифуга; 10 - охолоджуючий пристрій; 11 - переливний золотник; 12 - лічильник рідини; 13 - триходовий кран; 14 - фільтр; 15 - дросель високого тиску; П - кнопка запуску; Н - манометр низького тиску; М - манометр високого тиску; С - лічильник імпульсів; Т - вимикач лічильника імпульсів.

При проведенні експериментів на стенді витримуються такі наступні загальні умови: рівень робочої рідини стенду періодично контролюється, а її забруднення не допускається; після проведення на стенді демонтажних робіт, що включають в себе роз'єднання трубопроводів, із системи видаляється повітря; підключення до стенду додаткових пристроїв, необхідних для проведення експерименту, не повинно змінювати гідравлічний опір,

приведений модуль та об'єм нагнітаючої магістралі, а також впливати на тиск в зливній магістралі.

Висновки до третього розділу

Розділ третій присвячений розробленню та обґрунтуванню конструктивних удосконалень об'ємних гідравлічних трансмісій та розробленню комплексної методики експериментальних досліджень для перевірки їх ефективності. Запропоновані конструктивні рішення спрямовані на вирішення основних проблем у качаючих вузлах аксіально-поршневих гідромашин, де виникають найбільша кількість відмов внаслідок гідроабразивного зношення, вібраційних навантажень та перекосу плунжерів у втулках. Удосконалення втулки блока циліндрів з введенням пружньо-демпфуючого елемента дозволяє значно зменшити контактні навантаження в зоні спряження плунжер-втулка шляхом поглинання ударних та вібраційних навантажень, а також забезпечує додаткове змащення рухомих поверхонь за рахунок організованої подачі робочої рідини під дренажним тиском. Розроблений механізм компенсації торцевого зазору в насосах підживлення з встановленням пластини з гідростатичним піджимом забезпечує автоматичну регулювання осьових зазорів у качаючому вузлі під дією тиску робочої рідини, що передбачає підвищення коефіцієнта подачі насоса та зменшення об'ємних втрат. Система стабілізації радіального зазору за допомогою підшипникових втулок з пружньо-демпфуючими елементами та компенсаційними пружинами забезпечує утримання геометрії валів та осей в межах допусків, запобігаючи їх перекосу та розвитку контактних деформацій.

Методика експериментальних досліджень передбачає виявлення функціональних залежностей між структурними параметрами технічного стану деталей (зазори, зношення) та вихідними характеристиками гідромашин (коефіцієнт подачі, механічні втрати, тиск), що дозволяє об'єктивно оцінити ефективність розроблених конструктивних удосконалень.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ

4.1 Визначення структурних параметрів технічного стану плунжерної пари на основі експериментальних досліджень зазорів

Визначення характеру і величини зношення деталей спряження «втулка блока - плунжер» являється важливим етапом, так як ряд авторів вважають, що технічний стан качаючого вузла гідромашин може бути оцінений за допомогою такого параметру як зазори в парі «втулка - плунжер».

Плунжер (матеріал сталь ШХ – 15СГ твердість 52...56HRC) зношується по діаметру 20мм. Загальний вид зношення плунжера представлено на рисунку 4.1.

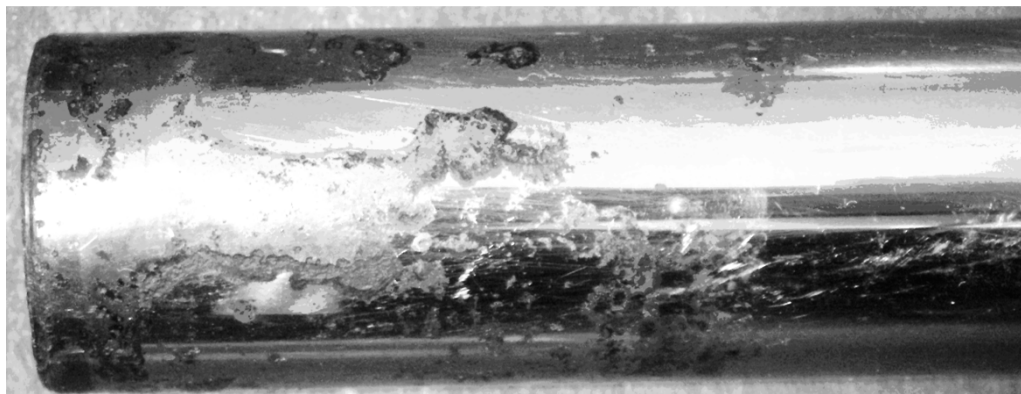


Рисунок 4.1 - Загальний вид зношення плунжера

Загальний вид підтверджує висновок про те, що вагомішим видом зношення плунжера є гідроабразивний, про що свідчать продольні риски, надіри характерні для даного виду зношення.

Втулка блока (матеріал ЛМЦСКА58-2-2-1-1, твердість HRCэ 80) зношується в місцях контакту з плунжером. У втулки, як і у плунжера, в більшій мірі зустрічається гідроабразивне зношення.

Експериментальні дослідження проводилися за методикою представленої в підрозділі 3.3. Підготовлювався аксіально-поршневий гідронасос з експериментальними втулками та насос еталонний. Контроль геометричних розмірів деталей проводився за відомими методиками.

Результати динаміки зміни зазору в спряженні «втулка плунжер» в процесі обкатки аксіально-поршневого гідронасоса наводяться в таблиці 4.1 та представлені графічно на рисунку 4.2.

Таблиця 4.1 – Результати зміни зазору в спряженні «втулка - плунжер» за часом в процесі обкатки аксіально-поршневого гідронасоса

№ п/п	Значення зазора в з'єднанні «втулка - плунжер», δ , мкм.	Час тривання експерименту, t , хв.
Аксіально-поршковий насос стандартний (НП-90)		
1	0,8	10
2	1,2	20
3	1,8	30
4	2,0	40
5	2,1	50
6	2,1	60
Аксіально-поршковий насос експериментальний (НП-90)		
1	0,7	10
2	0,8	20
3	1,0	30
4	1,05	40
5	1,0	50
6	1,0	60

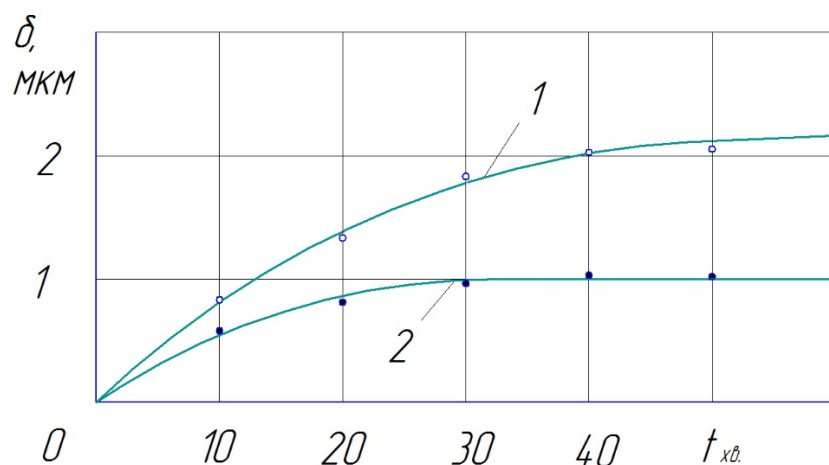


Рисунок 4.2 - Динаміка зміни зазору в спряженні «втулка блока-плунжер»: 1- насос НП-90 стандартний; 2- насос НП-90 експериментальний.

Якщо по технічним умовам на виготовлення деталей даного спряження зазор повинен бути в межах 11 - 23 мкм, то в умовах експлуатації середнє значення зазору (для даної пари тертя в зв'язку з нерівномірністю спрацювання за характером нами рекомендується застосувати середнє значення зазору) досягає значно більших значень. [33-35]

Аналіз динаміки зазору в спряженні «втулка - плунжер» при навантаженні ($P_n = 21,0 \text{ МПа}$) показує, що в процесі обкатки зношення деталей у стандартного насоса перевищує 2 мкм, а у експериментального не перевищує 1 мкм і не залежно від часу випробування залишається без змін. Що підтверджується графічним представленням.

Крім того отримані результати показують, що в з'єднанні у стандартного насоса у деталей збільшення зазору наблюдається раніше ніж у експериментальних деталей, про що свідчить кут нахилу кривої. При цьому необхідно вказати на постійне зростання зазора для даного спряження, що вказує на не закінченність періоду припрацювання деталей. І водночас у деталей, експериментальних, наблюдається стабілізація зазору, що вказує на завершення періоду припрацювання деталей і обкатки агрегатів в цілому. При такому зношенні деталей об'ємні витрати будуть незначними і головною задачею при цьому буде утримання величин зношення на даному рівні. [36]

В цілому, проведені дослідження характеру і виду зношення деталей спряження «втулка блока - плунжер» дозволяють зробити наступні висновки:

- плунжер і втулка зношуються не рівномірно, що обумовлюється складним рухом плунжера та його перекосом у втулці, а тому в якості структурного параметру для цієї пори слід взяти середнє значення зазору;

- основним видом зношення деталей спряження «втулка блока – плунжер» є гідроабразивне зношення;

- проведені дослідження зношення деталей даного спряження в процесі обкатки та випробування показують, що зношення стандартних деталей спряження «втулка -плунжер» перевищує 2 мкм, а у експериментальних не перевищує 1 мкм і не залежно від часу випробування залишається без змін.

4.2 Визначення експлуатаційного ресурсу насоса підживлення з пристроєм автоматичної компенсації торцевих втрат

Задачею досліджень являється визначити вплив конструктивних змін в насосі підживлення на вихідні параметри насоса, які обумовлюють його роботоздатний стан. Стендові випробовування проводилися з застосуванням стенда КИ-4200 за відомими методиками.

Для порівняння довговічності насосів підживлення аксіально-поршневих гідромашин був підготовлений насос з пластиною компенсації торцевого зазору, а також насоси, в стані поставки від заводу виробника. Випробовування насосу підпитки необхідно проводити на маслі марки А або МГ-30У при температурі 50 °С. Тонкість фільтрації робочої рідини повинен бути не більше 10 мкм. [37-42]

Тривалість випробування насосів складала 50...60 год. в зв'язку з тим, що при даному наробітку після першої установки агрегату на мобільну машину проводять заміну фільтруючого елемента, так як даний період експлуатації характеризується припрацюванням пар тертя і прискореним зношенням деталей.

Результати функціональної залежності між коефіцієнтом подачі і часом випробування насосу представлені в додатках Б і В. А також на рис.4.3.

При наробітку 60 год. коефіцієнт подачі експериментального насоса змінився з $\eta = 0,90$ при початковому значенні, до $\eta = 0,86$ при завершенні випробувань. Зменшення коефіцієнта подачі становить близько 5 %. При такій зміні подачі насос забезпечує свою функціональну призначенність – запуск основного гідравлічного насоса керуванням його робочим об'ємом, компенсація втрат робочої рідини.

У насоса, який знаходився в стані поставки від заводу виробника коефіцієнт подачі змінився з $\eta = 0,90$ при початковому значенні, до $\eta = 0,81$ при завершенні випробувань. Зменшення коефіцієнта подачі становить

близько 11 % , що також забезпечує функціональну призначенність насоса підживлення.

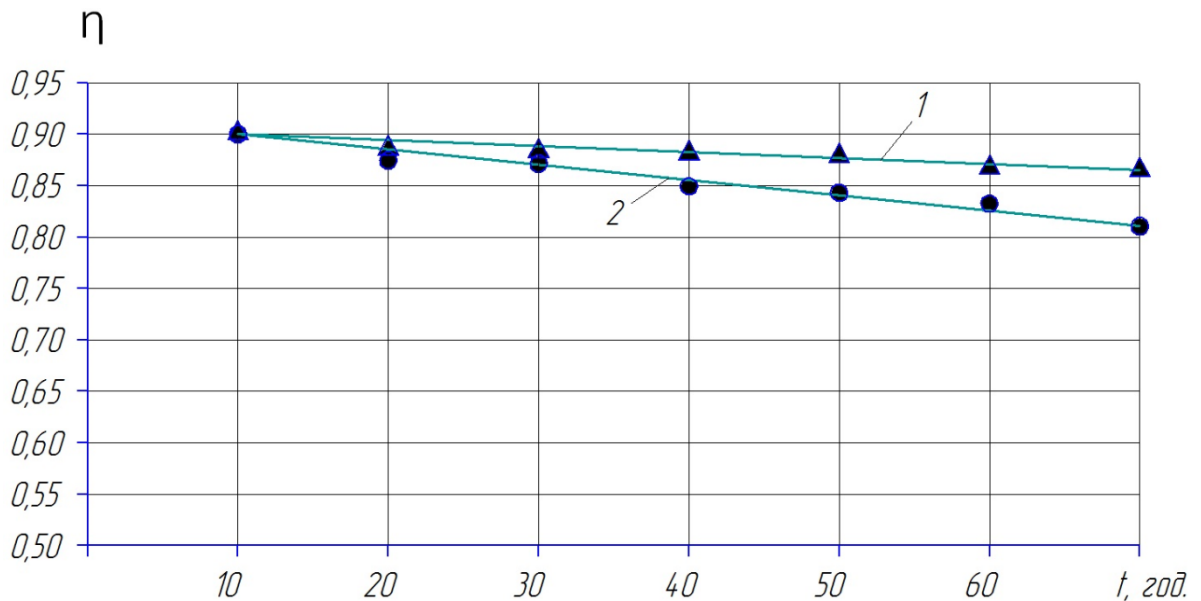


Рисунок 4.3 – Графічна залежність коефіцієнта подачі насоса від наробітку:
1.- насос з пластиною компенсації торцевого зазору; 2 - насос в стані поставки від заводу виробника.

Разом з тим необхідно відмітити, що зміна коефіцієнта подачі в період припрацювання деталей обумовлюється структурними змінами робочих поверхонь деталей, які для періоду основної експлуатації будуть збільшуватися. Не важко бачити, що інтенсивність зміни торцевого зазору у експериментального насоса буде меншою ніж у насоса виготовленого заводом виробником.

4.3 Оцінка ефективності системи контролю радіального щільності спряження в аксіально-поршневому гідронаосі

Для порівняння довговічності насосів підживлення аксіально-поршневих гідромашин був підготовлений насос з механізмом стабілізації радіального зазору, а також насоси, в стані поставки від заводу виробника. [38]

Насоси випробовувалися за методикою, що і для дослідження насосів з компенсацією торцевого зазору. Результати функціональної залежності між коефіцієнтом подачі і часом випробування насосу представлені в додатках Г і Д, а також на рис.4.4.

Аналіз графіків показує, що коефіцієнт подачі насоса підживлення з втулками стабілізації радіального зазору змінився з $\eta = 0,90$ на початку випробувань до $\eta = 0,87$ при завершенні випробувань при наробітку 60 год. Зменшення коефіцієнта подачі становить близько 3,5 %. При такій зміні подачі насос забезпечує свою функціональну призначенність – запуск основного гідравлічного насоса керуванням його робочим об'ємом, компенсація втрат робочої рідини.

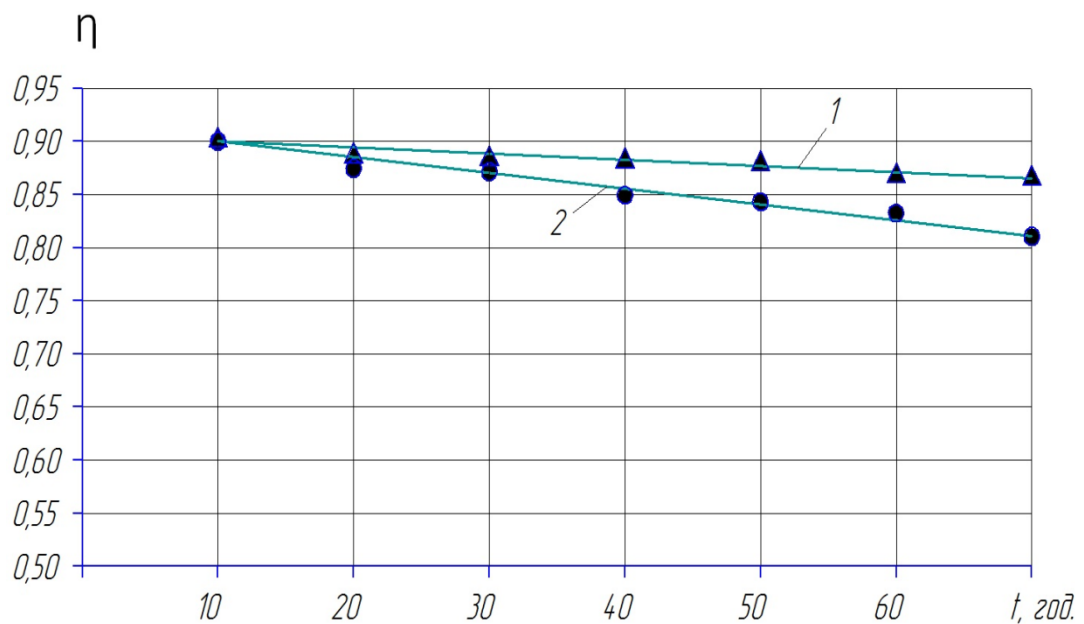


Рисунок 4.4 – Графічна залежність коефіцієнта подачі насоса η від наробітку t : 1.- насос з втулками стабілізації радіального зазору; 2 - насос в стані поставки від заводу виробника.

У насоса, який знаходився в стані поставки від заводу виробника коефіцієнт подачі змінився з $\eta = 0,90$ при початковому значенні, до $\eta = 0,82$ при завершенні випробувань. Зменшення коефіцієнта подачі становить близько 10 %, що також забезпечує функціональну призначенність

насоса підживлення. Являється явним, що така динаміка зношення буде прогресувати і в період основної експлуатації гідравлічної трансмісії.

Висновки до четвертого розділу

Комплексне експериментальне дослідження зношення деталей спряження «втулка блока - плунжер» та порівняльне тестування розроблених конструкцій гідравлічних насосів підживлення дозволило встановити ключові закономірності, що характеризують експлуатаційну надійність вузлів тертя об'ємних гідравлічних трансмісій. Встановлено, що гідроабразивне зношення є домінуючим видом деградації поверхонь спряження, при цьому експериментальні деталі виявляють суттєво меншу інтенсивність зношення порівняно зі стандартними аналогами. Зокрема, при однаковому періоді обкатки (60 хвилин) зношення експериментальних деталей спряження не перевищує 1 мкм, тоді як для стандартних деталей цей показник досягає 2,1 мкм, що свідчить про ефективність розроблених конструктивних удосконалень та правильність вибраних матеріалів і технологічних рішень для підвищення надійності гідромашин.

Результати стендових випробувань насосів підживлення з механізмом компенсації торцевого зазору та стабілізації радіального зазору підтверджують суттєве поліпшення показників довговічності конструкцій. Порівняння динаміки зміни коефіцієнта подачі експериментальних насосів із стандартними зразками показує, що втулки з компенсацією торцевого зазору забезпечують зменшення показника подачі на 5% при наробітку 60 годин (проти 11% у стандартного насоса), а механізм стабілізації радіального зазору обмежує деградацію коефіцієнта подачі до 3,5% (проти 10% у базового насоса). Така оптимізація параметрів прискорює зупинення періоду припрацювання деталей та забезпечує стабільність роботи агрегатів у період основної експлуатації, мінімізуючи об'ємні витрати робочої рідини і зберігаючи функціональну придатність гідросистеми.

Комбінований аналіз результатів всіх проведених досліджень дозволяє констатувати, що розроблені конструктивні рішення спрямовані на компенсацію торцевого зазору та стабілізацію радіального зазору в насосах підживлення забезпечують якісне поліпшення показників надійності агрегатів об'ємних гідравлічних трансмісій. При комплексному застосуванні обох механізмів коефіцієнт подачі експериментального насоса знижується на 8,5% проти 21% у стандартного насоса протягом 60 годин експлуатації, що дозволяє прогнозувати значно більший експлуатаційний ресурс розроблених конструкцій. Ці результати підтверджують доцільність впровадження запропонованих інноваційних рішень в промислове виробництво та засвідчують потенціал подальшого вдосконалення конструктивних параметрів гідроприводів з метою досягнення найвищих показників експлуатаційної надійності та довговічності машин у напружених режимах роботи.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Нормативно-правові вимоги та заходи безпеки при проведенні експериментальних досліджень гідравлічних систем

Обґрунтування структурних параметрів технічного стану клапанно-розподільчатих пристроїв гідравлічних трансмісій базується на проведенні експериментальних досліджень.

Програмою експериментальних досліджень передбачається проведення розбирально-складальних робіт при фізичному модулюванні зношення деталей та проведення випробувальних робіт для виявлення взаємозв'язку між структурними параметрами технічного стану та функціональними.

Розглянемо заходи з охорони праці яких необхідно дотримуватися при проведенні експериментальних робіт. Розбирально-складальні роботи повинні проводитися на спеціальних робочих місцях, оснащених необхідними підставками для розміщення гідроагрегатів. При виконанні розбирально-складальних робіт необхідно застосовувати інструмент, який вказується в технічних вимогах для проведення даних робіт. Забороняється використовувати несправний інструмент. [43]

При застосуванні пневматичного або електричного ручного інструменту необхідно перед роботою перевірити його справність, провівши випробування вхолосту.

Контроль та випробування гідроагрегатів повинні проводитися в спеціально виділених, ізольованих приміщеннях, обладнаних притяжно-витяжною вентиляцією. При випробуванні і регулюванні гідроагрегатів після їх складання перед включенням в роботу стенду (КИ-4200) необхідно переконатись в тому, що всі приводні та з'єднувальні пристрої обертаючих частин надійно загороджені захисними кожухами, гайки і болти пристроїв, які з'єднують вали приводу насосу, добре затягнуті.

При приєднанні шлангів на стенді не допускається скручення або згини в місцях кріплення. Скручення або згини шлангів викликають підвищені місцеві опори, що може привести до розриву або вириву шланга.

Забороняється проводити операції, пов'язані з обслуговування і ремонтом стенду при підключенні стенду до електричної мережі. Обов'язково необхідно суворо виконувати всі вимоги правил електричної безпеки, звертаючи особливу увагу на справний стан заземлюючих пристроїв і відсутність оголених струмонесучих деталей.

Мінеральні масла мають отруйні властивості і негативно впливають на людину при вдиханні парів або туману, при потрапленні в середину організму та тривалій дії на шкіру. Особливо шкідливим є попадання на шкіру масла під тиском. Випробувальні стенди, на яких під час роботи може розбризкуватися робоча рідина, обладнують захисними щітками або іншими відповідними пристроями. Якщо масло розбризкується через нещільності в вигляді туману, необхідно включити вентиляцію. Для захисту шкіри рук від дії нафтопродуктів під час роботи їх змащують спеціальними захисними пастами, які не розчиняються в нафтопродуктах і легко змиваються водою.

Щомісяця необхідно перед початком роботи контролювати обертання ротора центрифуги при встановленому температурному режимі робочої рідини (50°C). При відсутності шуму після зупинки електродвигуна знімають ротор з вісі і прочищають отвори форсунок і сітку.

5.2 Проектування та розрахунок систем вентиляції та штучного освітлення для спеціалізованих лабораторних приміщень

Для спеціалізованих підрозділів де проводяться дослідження технічного стану гідравлічних агрегатів висуваються особливі вимоги до вентиляції та освітлення. Такий стан справи обумовлюється значною кількістю парів масла в результаті проведення випробувальних робіт та необхідністю проведення

контрольних операцій по виявленню технічного стану деталей. В зв'язку з цим проведено перевірочні розрахунки вентиляції та освітлення. [44]

Визначимо величину повітрообміну для загально обмінної вентиляції за формулою:

$$W_{\Pi} = V \cdot \kappa \quad (5.1)$$

де W_{Π} –повітрообмін для загальнообмінної вентиляції, $\frac{m^3}{год}$;

V –об'єм приміщення m^3 , ($V = 600m^3$);

κ –кратність повітрообміну ($\kappa = 2..3$).

Тоді

$$W_{\Pi} = 600 \cdot 2 = 1200m^3/год.$$

Величина повітрообміну для місцевих витяжних вентиляційних установок розраховується за виразом:

$$W_3 = V_3 \cdot F \cdot 3600 \quad (5.2)$$

де W_3 –повітрообмін для місцевої вентиляції типу «Зонт» $m^3/г$;

V_3 –середня швидкість в приймальній частині «Зонта» $m/с$,
($V_3 = 0,15..0,25$);

F –площа приймальної частини «Зонта».

А повітрообмін для місцевої вентиляції:

$$W_3 = 0,2 \cdot 2,15 \cdot 3600 = 1548 m^3/год.$$

Визначимо потужність електродвигуна для приводу вентилятора за формулою:

$$N_e = 1,2..1,5 \cdot \frac{W_3 \cdot H_n}{3600 \cdot 10^2 \cdot \zeta_B \cdot \zeta_H} \quad (5.3)$$

де H_n – тиск повітряного потоку, H/m^2 , ($H_n = 68$);

ζ_B – коефіцієнт корисної дії вентилятора, $\zeta_B = 0,55$;

ζ_H – коефіцієнт корисної дії передач, $\zeta_H = 0,4$;

1,2..1,5 - коефіцієнт, враховуючий втрати напору повітряного потоку.

Тоді

$$N_e = \frac{1548 \cdot 68}{3600 \cdot 0,55 \cdot 0,4 \cdot 102} \approx 1,3 \text{ кВт}$$

Таким чином для місцевих витяжних установок типу «Зонт» застосуємо електродвигун потужністю 1,3 кВт.

Дані розрахунків представимо в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Характеристика складових системи вентиляції

Найменування відділення, робочого місця	Вид вентиляції	Продуктивність	Марка вентилятора	Потужність ел. двигуна, кВт	Норма часової кратності повітря
Відділення по дослідженню гідроагрегатів	Загальн. обмін	1000	-	-	2...3
Стенд для випробування насосів живлення	Місцева «Зонт»	1800	44-70	1,3	3...5

Загальна кількість світильників для відділення розраховується за виразом:

$$N = \frac{E_H \cdot S \cdot z \cdot \kappa_3}{\Phi \cdot \zeta} \quad (5.4)$$

де E_H – нормативна освітленість, ($E_H = 200..500$);

Φ – світловий потік одного світильника, $лм$ ($\Phi = 20000$);

S – площа приміщення, $м^2$ ($S = 300м^2$);

z – коефіцієнт, враховуючий відношення середньої освітленості до мінімальної, ($z = 1,1..1,15$);

ζ – коефіцієнт використання світлового потоку, ($\zeta = 0,5$);

κ_3 – коефіцієнт запасу, враховуючий забруднення повітря приміщення, ($\kappa_3 = 1$).

Тоді

$$N = \frac{500 \cdot 300 \cdot 1,1 \cdot 1}{20000 \cdot 0,5} = 16,5 \approx 17 \text{ од.}$$

Приймаємо сімнадцять світильників ПУ-200, загальна потужність яких складає 2800 Вт, що відповідає вимогам охорони праці.

5.3 Конструктивні та організаційні рішення попередження та локалізації надзвичайних ситуацій у гідроприводах

Безпека в надзвичайних ситуаціях є критичним аспектом проектування та експлуатації об'ємних гідравлічних трансмісій сільськогосподарських агрегатів. Надзвичайні ситуації у гідравлічних системах можуть виникати унаслідок раптових збоїв обладнання, перевищення встановлених параметрів тиску, порушення герметичності магістралей, перегріву робочої рідини або

невідповідних дій оператора. Забезпечення безпеки під час таких подій гарантує не лише збереження матеріальних цінностей, але й захист здоров'я та життя людей, які експлуатують агрегати. Система безпеки повинна бути спроектована так, щоб мінімізувати ризики та забезпечити можливість швидкого відновлення нормальної роботи трансмісії після усунення причин, що спричинили аварійний режим. [45]

Одним із найвизначальніших елементів системи безпеки у гідравлічних трансмісіях є запобіжні клапани. Ці клапани призначені для автоматичного захисту гідравлічної системи від перевищення встановленого значення тиску в аварійних випадках. Запобіжний клапан прямої дії сідлового типу функціонує за принципом, коли при нормальному тиску в системі голка клапана притискається до сідла силою пружини, забезпечуючи герметичність. Коли тиск у напірній магістралі перевищує встановлену величину, сила, що діє на голку, розтискає пружину, голка зміщується з сідла, частково відкриваючи прохідний перетин. Це дозволяє робочій рідині (маслу) перейти з напірної магістралі до зливу, що суттєво знижує тиск у системі до безпечного рівня. Правильне налаштування запобіжних клапанів критично важливе для забезпечення стабільної роботи передачі, тому при конструюванні гідротрансмісій передбачають можливість регулювання тиску спрацьовування клапана в залежності від режиму роботи машини та величини прикладеного навантаження. Запобіжні клапани стикового монтажу на гідромотори встановлюються безпосередньо до фланця гідромотора, що забезпечує локальний захист від перевантажень у кожному окремому каналі гідросистеми.

Багатоступенева система безпеки у гідравлічних трансмісіях передбачає кілька рівнів захисту з різними механізмами спрацьовування. Перший рівень забезпечується встановленням основного запобіжного клапана, що діє в нормальних режимах експлуатації та попереджує перевищення номіналу тиску на 10-15%. Другий рівень може реалізуватися через додатковий запобіжний клапан на напірній магістралі основного насоса або через

дистанційне керування налаштуванням тиску за допомогою зовнішнього клапана. Третій рівень безпеки забезпечується завдяки системі контролю несправностей, яка включає електромагніти на гідророзподільниках та сигналізатори (реле), підключені до системи моніторингу стану. При виявленні несправностей, таких як заклинювання золотника гідророзподільника або порушення герметичності, система автоматично подає сигнал на відключення електроживлення, що приводить до зупинення подачі робочої рідини від насоса та безконтрольного руху робочих органів. Крім того, конструкція передбачає можливість ручного аварійного відключення електроживлення за допомогою спеціальної кнопки, яка дозволяє оператору оперативного припинити роботу агрегата при виникненні небезпечної ситуації.

Контроль температури та попередження перегріву робочої рідини є важливою складовою забезпечення безпеки в умовах надзвичайних ситуацій. Перегрів гідравлічної рідини може виникнути унаслідок тривалої роботи системи при підвищених тисках, значних втратах на тертя у вузлах тертя передачі, або порушення циркуляції охолоджувального середовища. При перевищенні допустимої температури робоча рідина втрачає в'язкість, що призводить до збільшення внутрішніх витоків, зниження ККД системи та можливості аварійного стану. Система контролю температури включає датчики, встановлені у дренажній лінії гідромотора та резервуарі гідравлічної рідини, які безперервно моніторять температурний режим. При досягненні критичної температури активується система сигналізації, яка попереджує оператора про необхідність зниження навантаження на трансмісію. Деякі сучасні конструкції передбачають автоматичне включення допоміжного охолодження або обмеження подачі насоса при перевищенні встановленого температурного порога, що запобігає подальшому перегріву та можливим пошкодженням елементів системи. [43, 45]

Аварійні режими роботи гідравлічної трансмісії характеризуються значними відхиленнями показників від номіналу та можуть привести до виходу з ладу окремих складових частин або всієї системи в цілому. Факторами, що

спричиняють виникнення аварійних режимів, можуть бути раптовий відмовлення насоса, розрив гідравлічного шланга або порушення герметичності трубопровідних з'єднань, заклинювання золотника гідророзподільника, масивне попадання забруднюючих частинок до робочої рідини та інші непередбачені обставини. При виникненні розриву напірної магістралі або шланга відбувається раптове різке падіння тиску у системі та витік робочої рідини, що може призвести до неконтрольованого руху робочих органів машини та створити серйозну небезпеку для людей, які знаходяться поблизу. Для запобігання таким наслідкам у конструкції трансмісії передбачаються гідрозамки та зворотні клапани, які запобігають неконтрольованому зниженню тиску у вузлах, утримуючи навантаження в зафіксованому положенні. Крім того, система контролю параметрів включає датчики, які при виявленні критичного падіння тиску вмикають систему сигналізації та, якщо конструкцією передбачено, автоматично зупиняють привідний двигун, що запобігає негативним наслідкам розвитку аварії.

Значну роль у забезпеченні безпеки грають системи фільтрації та обслуговування робочої рідини. Забруднення гідравлічної рідини твердими частинками, вологою або іншими сторонніми речовинами може стати причиною інтенсивного изношування поверхонь спряження у вузлах тертя передачі, порушення нормального функціонування гідрораспределителей та клапанів, а також привести до кавітації у пустотах гідравлічної системи. Кавітація, яка виникає при локальному падінні тиску в гідравлічній рідині нижче атмосферного з утворенням пухирців пара та газу, при переході в зону високих тисків створює умови для руйнування матеріалу поверхні, утворення сколів та грубого видалення матеріалу. Система фільтрації повинна здійснювати постійний контроль якості робочої рідини та видаляти забруднювачі до їх накопичення до критичного рівня. При експлуатації гідравлічної трансмісії у напруженому режимі особливе значення набуває профілактичне тестування робочої рідини з метою виявлення змін її фізико-хімічних властивостей, накопичення вологи та зростання концентрації

твердих частинок, що дозволяє передбачити можливі надзвичайні ситуації та провести попереджувальне технічне обслуговування.

Організація робочого місця оператора та забезпечення йому засобів контролю за станом трансмісії також належать до системи безпеки в надзвичайних ситуаціях. Кабіна або огороження робочого місця тракториста повинні бути обладнані контрольно-вимірювальною апаратурою, що дозволяє оператору постійно контролювати основні параметри гідравлічної системи: тиск у напірній магістралі та у системі осушування, температуру робочої рідини, частоту обертання насоса та гідромоторів, витрату рідини та інші показники. Сучасні гідротрансмісії оснащуються системами аварійно-попереджувальної сигналізації, яка за допомогою звукових та світлових сигналів інформує оператора про досягнення контрольованими параметрами встановлених граничних значень або зміни нормальних режимів роботи механізмів та пристроїв. При виявленні несправностей оператор може оперативнo реагувати на виникшу ситуацію, зменшити навантаження на систему або припинити роботу агрегата. Робоче місце повинно бути розташоване так, щоб оператор міг безпечно контролювати роботу машини та здійснювати необхідні маніпуляції управління без небезпеки потрапляння у рухомі частини обладнання або контакту з гарячими поверхнями. [44]

Професійна підготовка та періодичне навчання операторів машин з гідравлічними трансмісіями становлять невід'ємну частину системи безпеки в надзвичайних ситуаціях. Оператор повинен розумітися на принципах роботи гідравлічної системи, знати можливі причини виникнення аварійних режимів, вміти розпізнавати ознаки нормального та аномального функціонування передачі, а також знати правильні дії при виникненні надзвичайної ситуації. Програма навчання повинна включати теоретичні знання про конструкцію і принцип дії об'ємних гідравлічних трансмісій, практичні навички управління машиною в різних режимах роботи та в складних умовах експлуатації, правила безпечної експлуатації та обслуговування агрегатів, а також дії при виникненні непередбачених ситуацій. Періодичні інструктажі та перевірка

знань операторів дозволяють підтримувати високий рівень їх компетентності та готовності до оперативного реагування на потенційні небезпеки, що існують при експлуатації гідротрансмій у напружених режимах роботи на полі.

Висновки до п'ятого розділу

Проведені в цьому розділі дослідження та розрахунки дозволяють зробити висновки про комплексний підхід до забезпечення охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях при проведенні експериментальних досліджень об'ємних гідравлічних трансмісій. Встановлено, що система безпеки лабораторії повинна базуватися на трьох основних компонентах: дотриманні встановлених вимог охорони праці при розбирально-складальних та випробувальних роботах, забезпеченні адекватних систем вентиляції та освітлення приміщень для запобігання вплива парів масла та забезпечення якісного контролю технічного стану деталей, а також впровадженні комплексних заходів безпеки у гідравлічних системах. Розраховані параметри вентиляції (загальнообмінна вентиляція продуктивністю 1200 м³/год, місцева витяжна установка типу «Зонт» продуктивністю 1548 м³/год з електродвигуном потужністю 1,3 кВт) та освітлення (17 світильників ПУ-200 загальною потужністю 2800 Вт) повністю відповідають нормативним вимогам охорони праці для спеціалізованих лабораторій дослідження гідроагрегатів і забезпечують безпечні умови роботи персоналу.

Система безпеки в надзвичайних ситуаціях об'ємних гідравлічних трансмісій повинна реалізуватися шляхом інтеграції конструктивних рішень, контрольно-вимірювальних пристроїв та організаційно-управлінських заходів. Ключові елементи цієї системи включають багатоступневу систему запобіжних клапанів, що забезпечують автоматичний захист від перевищення тиску, системи контролю температури та контролю параметрів з відповідною сигналізацією, високоефективні системи фільтрації робочої рідини для

запобігання кавітації та прискореному зношуванню вузлів тертя, а також комплексну професійну підготовку операторів. Розроблені та впровадженні в практику заходи безпеки при експлуатації агрегатів з гідравлічними трансмісіями сприяють суттєвому зниженню ризиків виникнення аварійних ситуацій, забезпечують захист здоров'я та життя персоналу, мінімізують матеріальні втрати та значно підвищують надійність роботи сільськогосподарської техніки в умовах напружених режимів експлуатації.

6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Складовими техніко-економічної ефективності при експлуатації і ремонті агрегатів гідравлічних трансмісій, за рахунок впровадження конструктивних змін, являється збільшення ресурсу, ефект від економії вузлів та деталей, які конструктивно доповнюються і впроваджуються у ремонтному виробництві при поступанні агрегатів гідростатичної трансмісії на ремонт.

Економічна оцінка проектних рішень розраховується з врахуванням зменшення витрат на ремонт деталей качаючого вузла аксіально-поршневої машини за рахунок конструктивної зміни втулки блоку циліндра та насоса підживлення. Їх впровадження в технологічний процес потребує удосконалення технології і організації виробничого процесу з поточного ремонту агрегатів гідравлічних трансмісій, а оцінка ефективності буде визначатися на основі показників роботи сервісного центру з технічного сервісу гідравлічних агрегатів. [46-48]

За результатами проведених досліджень рекомендується провести технологічне переоснащення сервісного підрозділу з ремонту агрегатів гідравлічних трансмісій мобільних машин.

Для впровадження розробленої технології необхідно придбати основне обладнання яке наводиться в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1- Марка та вартість основного обладнання

№ п/п	Найменування обладнання	Тип, марка	К-ть	Вартість, грн.
1	Прес для виготовлення деталей	Власн. Виг.	1	120 000
2	Розточний верстат	УРБ-ВП	1	60 000
3	Оснастка технологічна	ОРГ - 1549	1	25 000
	Всього			205 000

Вихідні данні для обґрунтування економічної ефективності роботи наведені в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2. - Вихідні данні для розрахунку проекту

Показники	Значення показників	
	базові	проектні
Річна програма ремонту, шт.	210	285
Кількість слюсарів-ремонтників, осіб	1	2
Середньомісячна заробітна плата робітника, грн.	17000	17000
Вартість діючого обладнання для проведення ремонту, грн.	420000	420000
Вартість придбаного обладнання, грн.	-	205000
Річні витрати електроенергії, кВт/год	18000	23000
Ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн.	5,7	5,7
Вартість од. ремонту, грн.	6500	6500

Для проведення економічної оцінки роботи необхідно визначити наступні показники [36,37]:

1. Вартість проведених ремонтів.

Вартість проведених ремонтів розраховується з врахуванням річної програми ремонтів насосів та вартості одного ремонту за виразом:

$$B_P = \eta \cdot B_{OP}, \quad (6.1)$$

де η^B, η^P - відповідно базова і проектна річна програма ремонту ($\eta^B = 210_{рем.}$, $\eta^P = 285_{рем.}$);

B_{OP} - вартість одного ремонту, грн.;

$$B_P^B = 210 \cdot 6500 = 1365000_{грн.}$$

$$B_P^P = 285 \cdot 6500 = 1852500_{грн.}$$

2. Експлуатаційні витрати (ЕВ) визначаються за виразом:

$$EB = ЗП + A + B_{ЕЛ} + B_{РЕМ} + IB, \quad (6.2)$$

де $ЗП$ – заробітна плата з нарахуванням, грн.;

A – амортизаційні відрахування, грн.;

$B_{ЕЛ}$ – вартість електроенергії, грн.;

$B_{РЕМ}$ - витрати на поточний ремонт та технічне обслуговування приміщення та обладнання, грн.;

IB - інші витрати складають 3% від загальної суми експлуатаційних витрат, грн.

$$ЗП = ЗП_{СР} \cdot K_{ПР} \cdot 12 + ЗП_{Н}, \quad (6.3)$$

де $ЗП_{СР}$ - середньомісячна заробітна плата робітника, грн.
($ЗП_{СР}^B = ЗП_{СР}^I = 17000$ грн.);

$K_{ПР}$ - кількість основних робітників, чол. (для базового варіанту $K_{ПР}^B = 1$ чол., для проектного варіанту $K_{ПР}^I = 2$ чол.);

$ЗП_{Н}$ - нарахування на зарплату, грн. ($ЗП_{Н} = 0,22 \cdot ЗП$).

$$ЗП^B = 17000 \cdot 1 \cdot 12 = 204000 \text{грн.}$$

$$ЗП^I = 17000 \cdot 2 \cdot 12 = 408000 \text{грн.}$$

Відповідно нарахування на зарплату визначаються:

$$ЗП_{Н}^B = 0,22 \cdot 204000 = 44880 \text{грн.}$$

$$ЗП_{Н}^I = 0,22 \cdot 408000 = 89760 \text{грн.}$$

Тоді заробітна плата з нарахуваннями буде становити:

$$ЗП^B = 204000 + 44880 = 248880 \text{грн.}$$

$$ЗП^I = 408000 + 89760 = 497760 \text{грн.}$$

Амортизаційні відрахування включають в себе витрати на амортизацію обладнання і приміщення.

Витрати на амортизацію обладнання розраховуються за формулою:

$$A_{OB} = \frac{B_{OB} \cdot H_A}{100} \quad (6.4)$$

де B_{OB} – балансова вартість обладнання, грн. (для базового варіанта $B_{OB}^B = 420000$ грн., для проектного $B_{OB}^П = B_{OB}^П + B_{OB}^B = 205000 + 420000 = 625000$ грн.);

H_A – норма амортизації, % ($H_A = 15\%$).

$$A_{OB}^B = \frac{420000 \cdot 15}{100} = 63000 \text{ грн.}$$

$$A_{OB}^П = \frac{625000 \cdot 15}{100} = 93750 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію будівлі визначаються за формулою:

$$A_B = \frac{B_B \cdot H_B}{100} \quad (6.5)$$

де B_B – балансова вартість будівлі, грн. ($B_B = 1950000$ грн., як для базового так і для проектного варіанту);

H_B – нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань на приміщення, ($H_B = 6\%$).

Тоді

$$A_B = \frac{1950000 \cdot 6}{100} = 117000 \text{ грн.}$$

Загальна вартість амортизаційних відрахувань складе:

$$A = A_{OB} + A_B, \quad (6.6)$$

Тоді для базового варіанту

$$A^B = 63000 + 117000 = 180000 \text{грн.}$$

і проектного

$$A^П = 93750 + 117000 = 210750 \text{грн.}$$

Витрати на електроенергію визначаються, виходячи із загальної потужності обладнання і часу його роботи на рік, а також потужності освітлювальних приладів, які працюють на протязі всього робочого дня за виразом:

$$V_{EЛ} = Q_{EЛ} \cdot C_{EЛ}, \quad (6.7)$$

де $Q_{EЛ}$ - річні витрати електроенергії, $\frac{\text{кВт}}{\text{год.}}$ (для базового варіанту $Q_{EЛ}^B = 18000 \frac{\text{кВт}}{\text{год.}}$, для проектного варіанту $Q_{EЛ}^П = 23000 \frac{\text{кВт}}{\text{год.}}$);

$C_{EЛ}$ - ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн. ($C_{EЛ} = 5,7 \text{грн.}$).

$$V_{EЛ}^B = 18000 \cdot 5,7 = 102600 \text{грн.}$$

$$V_{EЛ}^П = 23000 \cdot 5,7 = 131100 \text{грн.}$$

Витрати (V_{PEM}) на поточний ремонт (ПТ) та технічне обслуговування (ТО) складають 30% від суми амортизаційних відрахувань і визначаються за виразом:

$$B_{рем} = \frac{A \cdot 30}{100} \quad (6.8)$$

Тоді

$$B_{рем.}^B = \frac{180000 \cdot 30}{100} = 54000 \text{грн.}$$

$$B_{рем.}^П = \frac{210750 \cdot 30}{100} = 63225 \text{грн.}$$

Інші витрати (ІВ) включають в себе витрати на спецодяг, інструменти, заходи з охорони праці, протипожежні заходи і складають 3% від загальної суми експлуатаційних витрат:

$$ІВ = \frac{(ЗП + А + B_{ЕЛ} + B_{РЕМ}) \cdot 3}{100} \quad (6.9)$$

$$ІВ^B = \frac{(248880 + 180000 + 102600 + 54000) \cdot 3}{100} = 17564,4 \text{грн.}$$

$$ІВ^П = \frac{(497760 + 210750 + 131100 + 63225) \cdot 3}{100} = 27085,05 \text{грн.}$$

Тоді експлуатаційні витрати згідно виразу (6.2) складуть:

$$ЕВ^B = 248880 + 180000 + 102600 + 54000 + 17564,4 = 603044,4 \text{грн.}$$

$$ЕВ^П = 497760 + 210750 + 131100 + 63225 + 27085,05 = 929920,05 \text{грн.}$$

3. Повна собівартість проведених ремонтів (ПС) визначиться за виразом:

$$ПС = EB \cdot 1,02, \quad (6.10)$$

$$ПС^B = 603044,4 \cdot 1,02 = 615105,29 \text{ грн.}$$

$$ПС^П = 929920,05 \cdot 1,02 = 948518,45 \text{ грн.}$$

4. Загальний прибуток (П) визначиться за виразом:

$$П = (B_{ПР} - ПДВ) - ПС \quad (6.11)$$

де ПДВ - податок на додану вартість, %, ПДВ = 20%.

$$П^B = (1365000 - 20\%) - 615105,29 = 476894,71 \text{ грн.}$$

$$П^П = (1852500 - 20\%) - 948518,45 = 533481,55 \text{ грн.}$$

5. Рівень рентабельності (Р) буде дорівнювати:

$$P = \frac{П}{ПС} \cdot 100\% \quad (6.12)$$

$$P^B = \frac{476894,71}{615105,29} \cdot 100\% = 77,53\%$$

$$P^П = \frac{533481,55}{948518,45} \cdot 100\% = 56,24\%$$

6. Річний економічний ефект (E_p) визначиться за виразом:

$$E_p = \Pi^I - \Pi^B, \quad (6.13)$$

$$E_p = 533481,55 - 476894,71 = 56586,74 \text{ грн.}$$

7. Термін окупності додаткових вкладень (T_o) буде дорівнювати:

$$T_o = \frac{B}{E_p} \quad (6.14)$$

$$T_o = \frac{205000}{56586,74} = 3,6 \text{ року}$$

Основні результати розрахунку представлені в таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 - Техніко-економічні показники впроваджуваного проекту

Показники	Базовий варіант	Проектний варіант
Вид робіт	Кап. ремонт	Кап. ремонт
Обсяг робіт, од.	210	285
Кількість основних робітників, осіб	1	2
Обсяг додаткових капіталовкладень, грн.	-	205000
Експлуатаційні витрати всього, грн.:	603044,4	929920,05
- заробітна плата з нарахуваннями, грн.	248880	497760
- амортизаційні відрахування, грн.	180000	210750
- вартість електроенергії, грн.	102600	131100
- витрати на ПР та ТО, грн.	54000	63225
- інші витрати, грн.	17564,4	27085,05
Повна собівартість продукції, грн.	615105,29	948518,45
Загальний прибуток, грн.	476894,71	533481,55
Річний економічний ефект, грн.	-	56586,74
Термін окупності додаткових вкладень, років	-	3,6

Висновки до шостого розділу

Проведена техніко-економічна оцінка результатів демонструє високу економічну доцільність впровадження розроблених конструктивних удосконалень і технологічних рішень для ремонту агрегатів об'ємних гідравлічних трансмісій. Збільшення річної програми ремонту з 210 до 285 одиниць та розширення виробничих потужностей сервісного центру призводить до зростання загального прибутку на 56587 грн., при цьому розроблені конструкції втулок блока циліндрів та насосів підживлення забезпечують підвищення якості ремонту, що відбивається в продовженні експлуатаційного ресурсу гідромашин на 30% та зниженні собівартості послуг. Найважливіший показник – термін окупності додаткових вкладень (205000 грн.) становить 3,6 років, що свідчить про економічну привабливість проекту.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

1. Аналіз експлуатаційної надійності агрегатів об'ємних гідравлічних трансмісій, застосовуваних у сільськогосподарській техніці, засвідчив критичність проблеми їх безвідмовності, що обумовлюється як конструктивними особливостями аксіально-поршневих гідромашин, так і складністю забезпечення якісного технічного обслуговування в польових умовах. Статистичні дані вказують на домінування збоїв качаючих вузлів гідронасосів і гідромоторів (43% для насосу, 29% для мотора), системи підживлення та клапанно-розподільчих пристроїв, що вимагає розроблення науково-обґрунтованих підходів на всіх етапах життєвого циклу гідроприводів.

2. Проведені математичні дослідження встановили критичні функціональні залежності між структурними параметрами технічного стану (зазори, зношення деталей) та вихідними характеристиками гідромашин. Аналіз впливу зношення кільцевої опори п'яти плунжера показав, що при повному зношенні ($\Delta h = 0,7$ мм) об'ємні втрати можуть досягати $38,60$ см³/с, однак залишаються керованими в межах забезпечення функціональності системи. Дослідження торцевих зазорів у насосі підживлення виявило експоненціальне зростання витоків при перевищенні критичного значення зазору (понад 80 мкм), що дозволило науково обґрунтувати параметри діагностування гідроприводів.

3. Розроблено та обґрунтовано комплекс конструктивних рішень щодо підвищення надійності критичних складових аксіально-поршневих гідромашин, включаючи втулку блока циліндрів з пружньо-демпфуючим елементом, насос підживлення з механізмом компенсації торцевого зазору та систему стабілізації радіального люфту. Розроблена комплексна експериментальна база із сучасною контрольно-вимірювальною апаратурою для верифікації функціональних параметрів розроблених конструкцій.

4. Порівняльні випробування підтвердили ефективність розроблених конструктивних удосконалень. Експериментальні деталі спряження «втулка-плунжер» виявили суттєво меншу інтенсивність зношення (не більше 1 мкм за 60 хвилин обкатки проти 2,1 мкм для стандартних). Насос підживлення з механізмом компенсації торцевого зазору показав зменшення коефіцієнта подачі на 5% (проти 11% у стандартного), а система стабілізації радіального зазору – на 3,5% (проти 10%), що забезпечує значно більший експлуатаційний ресурс розроблених конструкцій.

5. Розроблено комплексну систему забезпечення безпеки гідравлічних трансмісій, яка базується на багатоступеневій системі запобіжних клапанів, контролю температури та параметрів з відповідною сигналізацією, системах фільтрації робочої рідини та професійній підготовці операторів. Розраховані параметри вентиляції та освітлення лабораторії повністю відповідають нормативним вимогам охорони праці для спеціалізованих підприємств з дослідження гідроагрегатів.

6. Проведена детальна економічна оцінка впровадження розроблених конструктивних удосконалень демонструє високу комерційну доцільність проекту. Збільшення річної програми ремонту з 210 до 285 одиниць при розширенні виробничих потужностей призводить до зростання прибутку на 56587 грн., при цьому термін окупності додаткових вкладень, які складають 205 тис.грн., становить 3,6 років, що засвідчує привабливість інвестиційного проекту та можливість його впровадження в практику спеціалізованих сервісних центрів з ремонту гідравлічних агрегатів мобільної сільськогосподарської техніки.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Методичні рекомендації для виконання та оформлення дипломної роботи здобувачами другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності Н7 «Агроінженерія» / Ю.І. Панцир, А.В. Рудь, В.І. Дуганець, В.І. Дуганець, Л.С. Шелудченко, С.М. Грушецький, Комарніцький С.П. За ред. В.І. Дуганця. Кам'янець-Подільський: ЗВО «ПДУ», 2025. 52 с.
2. Войтов В. А. Основи трибології : підручник. Харків : ХНУРЕ, 2020. 348 с.
3. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Човнюк Ю. В. Динаміка та стійкість руху сільськогосподарських машин : навч. посіб. Київ : ЦП «Компринт», 2020. 426 с.
4. Costa A., Sepehri N. Hydrostatic Transmissions and Actuators: Operation, Modelling and Applications. Berlin : Springer, 2021. 350 p.
5. Сідашенко О. І., Науменко О. А. Технічний сервіс машин в агропромисловому комплексі : підручник. Харків : Міськдрук, 2021. 512 с.
6. Роговський І. Л. Технічна експлуатація машин : підручник. Київ : Аграрна освіта, 2021. 384 с.
7. Manring N. D., Fales R. C. Hydraulic Control Systems. 2nd Edition. New York : John Wiley & Sons, 2020. 480 p.
8. Bauer W., Weber J. Trends in Mobile Hydraulics: Efficiency and Reliability. Sustainability. 2023. Vol. 15(4). P. 3211.
9. Шуляк М. Л., Кравченко В. І. Вплив забруднення робочої рідини на ресурс гідроагрегатів. Сільськогосподарські машини. 2023. № 48. С. 88–95.
10. Li Y., Wu S., Zhang J. Failure analysis and reliability improvement of axial piston pumps in hydraulic transmission systems. Engineering Failure Analysis. 2021. Vol. 122. Article 105246.
11. Кіндрацька Л. П., Кузьмінський Р. Д. Моделювання гідромеханічних процесів : навч. посіб. Львів : Львівська політехніка, 2022. 280 с.

12. Stachowiak G., Batchelor A. Engineering Tribology. 5th Edition. Butterworth-Heinemann, 2021. 890 p.
13. Диха О. В., Бабак О. П. Трибологія гідравлічних систем : монографія. Хмельницький : ХНУ, 2021. 210 с.
14. Ivantysyn J., Ivantysynova M. Hydrostatic Pumps and Motors: Principles, Design, Performance, Modelling, Analysis, Control and Testing. New Delhi : Akademia Books, 2021. (Reprint).
15. Krivts I. L., Krejnin G. V. Pneumatic and Hydraulic Actuators and Systems: Modeling and Simulation. Boca Raton : CRC Press, 2020. 400 p.
16. Струтинський В. Б., Гуржій А. А. Математичне моделювання об'ємних втрат у плунжерних парах аксіально-поршневих насосів. Механіка та машинобудування. 2021. № 1. С. 34–42.
17. Gao J., et al. Lubrication characteristics of the slipper-swashplate interface in axial piston pumps under mixed lubrication conditions. Wear. 2021. Vol. 477. P. 203770.
18. Андрусенко С. І. Теоретичне обґрунтування параметрів зношування торцевих ущільнень шестеренних насосів. Вісник аграрної науки. 2022. № 5. С. 56–63.
19. Zhang Z., Xu B. Theoretical analysis of leakage and friction in the piston-cylinder interface of axial piston pumps. Tribology International. 2022. Vol. 165. Article 107320.
20. Поліщук О. С. Вплив зазорів у качаючому вузлі на ККД гідроприводу: теоретичний аспект. Промислова гідравліка і пневматика. 2023. № 2. С. 12–19.
21. Wang S., Tomovic M. Mathematical Modeling of Flow Ripple in Axial Piston Pumps Considering Gap Leakage. Energies. 2020. Vol. 13(21). P. 5678.
22. Панченко А. І., Волошина А. А. Проектування та розрахунок об'ємних гідромашин : навч. посіб. Харків : ХНТУСГ, 2020. 245 с.
23. Jelali M. Hydraulic Servo-systems: Modelling, Identification and Control. London : Springer, 2020. 320 p.

24. Кулініч В. І. Методи випробувань гідравлічних систем мобільних машин : довідник. Київ : НУБіП, 2021. 180 с.
25. Totten G. E. Handbook of Hydraulic Fluid Technology. 3rd Edition. Boca Raton : CRC Press, 2020. 1050 p.
26. Nalepa K. Design of Hydraulic Systems for Mobile Machinery. Krakow : AGH University Press, 2022. 210 p.
27. Kumar A., Bergada J. M. Design optimization of axial piston pump barrel assembly for reducing wear. *Machines*. 2022. Vol. 10(5). P. 320.
28. Гавриленко П. М. Удосконалення конструкції втулок розподільчого вузла аксіально-поршневої гідромашини. *Сільгосптехніка: проблеми та перспективи*. 2023. Вип. 9. С. 22–29.
29. Костюк В. І. Розробка пристрою для стабілізації радіального зазору в шестеренних насосах. *Наукові горизонти*. 2021. Т. 24, № 3. С. 45–51.
30. Chao Q., Zhang J. A new test rig for investigating the tribological performance of the piston-cylinder interface. *Measurement*. 2020. Vol. 153. Article 107414.
31. Захаров В. О. Методика стендових випробувань насосів підживлення з адаптивними елементами. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2022. № 1(15). С. 67–74.
32. Olems L. Experimental methodology for assessing the durability of hydrostatic units. *International Journal of Fluid Power*. 2021. Vol. 22(3). P. 345–360.
33. Рубльов В. І. Експериментальні методи в гідроприводах : монографія. Полтава : ПДАА, 2021. 190 с.
34. Montgomery D. C. Design and Analysis of Experiments. 10th Edition. New York : Wiley, 2020. 680 p.
35. Antoniou I. Data Analysis in Mechanical Engineering Testing. Oxford : Oxford University Press, 2021. 310 p.
36. Rydberg K. E. Wear particle analysis in hydraulic oils: Experimental results from field tests. *Lubricants*. 2022. Vol. 10(2). P. 25.

37. Іванов О. С., Петренко М. В. Результати експериментального дослідження зношування пари «плунжер-втулка» модифікованого насоса. Проблеми трибології. 2023. № 2. С. 44–50.
38. Tang H., et al. Experimental Investigation on the Wear Characteristics of the Slipper Pair in Axial Piston Pumps. Tribology Letters. 2020. Vol. 68. Article 105.
39. Мельник В. П. Аналіз впливу компенсації торцевого зазору на об'ємний ККД насоса підживлення. Вісник ЛНУП. 2022. Серія: Агроінженерні дослідження. № 27. С. 88–94.
40. Савченко В. М. Порівняльна характеристика ресурсних випробувань стандартних та модернізованих гідроагрегатів. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2021. Вип. 12(105). С. 134–141.
41. Бойко А. І. Надійність технічних систем: аналіз результатів випробувань. Київ : КПІ ім. І. Сікорського, 2022. 260 с.
42. Pistone G. Efficiency analysis of an external gear pump with novel gap compensation design. Energies. 2021. Vol. 14(13). P. 3823.
43. Гандзюк М. П., Ільчук Т. В. Охорона праці : підручник. 6-те вид. Київ : Каравела, 2021. 386 с.
44. Цапко В. Г. Гігієна праці в сільському господарстві : навч. посіб. Київ : НУБіП, 2020. 290 с.
45. Стожаров А. Н. Безпека життєдіяльності та цивільний захист : підручник. Київ : Медицина, 2021. 360 с.
46. Григорків В. С. Економіка підприємства : підручник. Чернівці : ЧНУ, 2021. 450 с.
47. Свиноус І. В. Організація технічного сервісу в АПК : навч. посіб. Біла Церква : БНАУ, 2022. 280 с.
48. Купалова Г. І. Економічний аналіз діяльності аграрних підприємств : підручник. Київ : КНЕУ, 2020. 520 с.