

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет
Кафедра інжинірингу технічних систем

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи
освітнього ступеня «Магістр» на тему:

**ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ
ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ МОБІЛЬНИХ МАШИН
МЕТОДАМИ І ЗАСОБАМИ ЇХ ДІАГНОСТУВАННЯ**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГAI-2-23
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Ковальчук Олександр Сергійович

Керівник: _____ Мельянцов Петро Тимофійович

Рецензент: _____

Дніпро – 2024

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

завідувач кафедри

ІТС

(назва кафедри)

К.Т.Н., доц.

(вчене звання)

Дудін В. Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« _____ » _____ 2024 р.

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

Ковальчук Олександр Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Підвищення експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісій мобільних машин методами і засобами їх діагностування»

керівник роботи

Мельянцов Петро Тимофійович, к.т.н., доцент

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

затверджена наказом вищого навчального закладу від

«12» листопада 2024 року № 3784

2. Строк подання студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи Стан документації щодо несправностей гідропередачі. Аналіз заходів щодо підтримання працездатного стану гідропередачі в процесі експлуатації. Існуючі системи контролю технічного стану гідроприводів. Технічне діагностування об'ємних гідроприводів та їх елементів. Аналіз засобів діагностування гідропередач мобільних машин.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити 1. Питання, пов'язані із забезпеченням працездатності гідравлічних трансмісій мобільних машин. 2. Теоретичне дослідження експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісійних агрегатів. 3. Методологічні засади експериментального дослідження. 4. Результати експериментальних досліджень. 5. Охорона праці. 6. Економічна оцінка Висновки роботи та результати. Література.

5. Склад презентаційного матеріалу

1. Мета і завдання роботи (1 арк., А4). 2. Аналітичний розділ (4 арк., А4). 3. Методика досліджень (3 арк., А4). 4. Експериментальні дослідження (4 арк., А4). 5. Економічна оцінка (1 арк., А4). 6. Висновки роботи та результати (3 арк., А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-6	Мельянцов П. Т., доцент		
нормо контроль	Івлєв В. В., доцент		

7. Дата видачі завдання: 02.09.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз стану питання та задачі роботи	до 30.09.2024 р.	виконано
2	Аналітичні дослідження	до 15.10.2024 р.	виконано
3	Емпіричні дослідження	до 02.11.2024 р.	виконано
4	Охорона праці в непередбачених ситуаціях	до 15.11.2024 р.	виконано
5	Економічна ефективність	до 25.11.2024 р.	виконано
6	Презентаційна складова	до 06.12.2024 р.	виконано

Студент

(підпис)

Ковальчук О. С.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Мельянцов П. Т.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Ковальчук О. С. «Підвищення експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісій мобільних машин методами і засобами їх діагностування».

Зростання технічного рівня мобільних машин за рахунок впровадження об'ємних гідравлічних трансмісій, висуває відповідні вимоги до підтримання їх працездатного стану в умовах експлуатації за рахунок реалізації існуючих методів діагностування, які характеризуються значною трудомісткістю проведення діагностичних операцій і не в повній мірі відображають дійсний стан структурних параметрів технічного стану аксіально-поршневих гідромашин. Метою роботи є підвищення точності і зменшення трудомісткості діагностування технічного стану деталей качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини за рахунок удосконалення способу їх діагностики. Для досягнення поставленої мети була визначена кількісна оцінка надійності гідроагрегатів та обґрунтовано діагностичний параметр контролю технічного стану деталей спряжень качаючого вузла гідромашин. Отримані результати показали, що для контролю технічного стану п'яти плунжера в якості діагностичного параметра застосовується швидкість наростання температури корпусу гідромашин.

Ключові слова: зернозбиральний комбайн, гідравлічна трансмісія, аксіально-поршневі агрегати, структурні параметри, діагностичні параметри, термодіагностика, алгоритми діагностування, засоби діагностування.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. ПИТАННЯ, ПОВ'ЯЗАНІ ІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯМ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ МОБІЛЬНИХ МАШИН	10
1.1 Аналіз матеріалів про несправності гідравлічних вузлів та їх вплив на працездатність гідравлічного приводу	10
1.2 Аналіз заходів для підтримання агрегатів гідравлічної трансмісії в робочому стані	12
1.3 Аналіз існуючих систем для моніторингу технічного стану гідравлічних приводів	14
1.4 Методи технічної діагностики об'ємних гідроприводів	18
1.5 Засоби діагностики гідроприводів трансмісій мобільних машин	21
1.6 Мета та задачі досліджень	24
2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙНИХ АГРЕГАТІВ	25
2.1 Розробка моделі причин зниження ефективності гідравлічної трансмісії ГСТ-90.....	25
2.2 Визначення параметрів емпіричного розподілу надійності складових одиниць	30
2.3 Визначення технічного стану гідропередач методом термодинамічної діагностики	34
2.4 Обґрунтування методу моніторингу технічного стану аксіально- поршневих гідромашин за допомогою контролю тиску	38
3. МЕТОДОЛОГІЧНІ ЗАСАДИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ	41
3.1 Програма досліджень	41
3.2 Установка для дослідження гідравлічного приводу	41
3.2 Методи виявлення взаємозв'язку між конструктивними параметрами поршневої пари та об'ємними втратами робочої рідини	44

	6
3.3 Методика визначення впливу зносу кільцевих опор п'яти поршнів на температурний режим з'єднання	46
3.4 Розробка засобів моніторингу технічного стану гідропередач	48
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	53
4.1 Вплив зносу опори п'яти поршня на температурний режим насосного агрегату	53
4.2 Розробка технічних вимог до технології діагностики гідроприводів трансмісії	59
4.3 Алгоритми діагностики гідравлічних приводів.....	62
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НЕПЕРЕДБАЧЕНИХ СИТУАЦІЯХ.....	68
5.1 Стан умов роботи та пожежної безпеки у сервісному підприємстві	68
5.2 Дії щодо поліпшення стану праці	71
5.3 Дії у непередбачених ситуаціях в сервісному підрозділі	73
6. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА	75
ОСНОВНІ ВИСНОВКИ РОБОТИ.....	80
ЛІТЕРАТУРА	83
ДОДАТКИ.....	86

ВСТУП

Технічний рівень сучасної сільськогосподарської техніки постійно вдосконалюється. Багато в чому це пов'язано з триваючим переходом на гідрофіксацію.

Експлуатаційні характеристики самохідних мобільних машин можна значно поліпшити, замінивши клинопасову передачу в трансмісії на об'ємний гідравлічний трансмісійний привід (ОГП). Застосування ОГП дозволяє безступінчасто регулювати швидкість і тягове зусилля у всьому діапазоні передач з оптимальним режимом роботи. Можливість автоматичного управління ОГП підвищує продуктивність комбайна на 10-15 % за рахунок скорочення часу перемикавання, підвищення середньої швидкості, зниження витрати палива і експлуатаційної ефективності на всіх режимах роботи [1, 2, 3].

До недоліків використання ОГП можна віднести зниження ККД на 8-10 % порівняно з механічними трансмісіями, вищі вимоги до ущільнення вузлів, вищу якість матеріалів та необхідність очищення гідравлічної оливи через високий тиск у гідравлічній системі.

Найпоширенішою гідравлічною трансмісією, що використовується у мобільних машинах сільськогосподарського призначення як вітчизняного, так і закордонного виробництва, є аксіально-поршневий гідропривід GST-90, також виробництва компанії Sauer (Німеччина).

Аналіз експлуатаційної надійності мобільних машин, оснащених ОГП, показав, що приблизно 30 % відмов спричинені несправностями в системі гідравлічної трансмісії [4, 5, 6].

Більш детальний аналіз відмов показує, що більшість з них спричинені експлуатаційними несправностями.

Забезпечення експлуатаційної надійності гідравлічних систем закладається при проектуванні і підтримується в процесі експлуатації.

Основними заходами, що сприяють забезпеченню експлуатаційної надійності, є регулярні роботи з технічного обслуговування і ремонту, що

проводяться відповідно до комплексної системи технічного обслуговування і ремонту, розробка і застосування ефективних методів діагностики, а також використання передових технологій для забезпечення довговічності в процесі експлуатації.

Зрозуміло, що перераховані вище заходи є невід'ємною частиною характеристики надійності – ремонтпридатності. Основними питаннями, що розглядаються для забезпечення надійності гідроагрегатів в умовах експлуатації, є встановлення виду і періодичності періодичного технічного обслуговування та розробка методів і засобів для швидкого виявлення і усунення несправностей. Тому ідентифікація запасних частин при проведенні ремонтних робіт і технічного обслуговування гідропередач дозволить підвищити експлуатаційну надійність гідроагрегатів.

Метою роботи є підвищення експлуатаційної надійності гідропередач мобільних машин шляхом удосконалення методів і засобів їх діагностування.

Задачі дослідження:

1. Розробити модель причин втрати працездатності трансмісійних гідроприводів (ТГ) та визначити взаємозв'язок між структурними та діагностичними параметрами технічного стану;
2. Визначити емпіричний розподіл безвідмовності агрегатів та вагомість структурних параметрів, що впливають на працездатність трансмісії, шляхом визначення параметрів кількісних характеристик;
3. Розробити методику визначення технічного стану аксіально-поршневих гідромашин в гідропередачах мобільних машин з використанням термодинамічного діагностування.
4. Розробити засоби контролю технічного стану гідравлічної трансмісії.
5. Розробити алгоритми заявочного та регламентного діагностування гідроприводів трансмісій.

Об'єкт досліджень – технічний стан аксіально-поршневих гідромашин.

Предмет досліджень – процеси зміни параметрів технічного стану деталей аксіально-поршневих гідромашин та методи діагностування їх технічного стану.

Наукова новизна роботи.

Визначено функціональні залежності між структурними параметрами технічного стану деталей качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини і діагностичними.

Практична значимість досліджень.

Розроблено контрольньо-обчислювальний пристрій для діагностування гідравлічних трансмісій, з використанням новітніх інформаційних технологій, з доступом до мережі Інтернет.

Розроблено заявочний і регламентний алгоритми діагностування об'ємних гідравлічних трансмісій.

Висвітлення результатів. Доповідь на міжнародній конференції: The 5th International Scientific and Practical Conference «Diversity and Inclusion in Scientific Area» (October 26-28, 2024; Warsaw, Poland) / comp. by LLC SPC «InterConf». Warsaw: Ceac Polonia, 2024.

Стаття в міжнародному збірнику. Ковальчук О. С. Підвищення якості діагностування аксіально-поршневих агрегатів гідравлічних трансмісій мобільних машин сільськогосподарського призначення / О. С. Ковальчук, П. Т. Мельянцов // Proceedings of the 5th International Scientific and Practical Conference «Diversity and Inclusion in Scientific Area» (October 26-28, 2024). Warsaw, Poland.2024.C. 226-234.

1. ПИТАННЯ, ПОВ'ЯЗАНІ ІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯМ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ МОБІЛЬНИХ МАШИН

1.1 Аналіз матеріалів про несправності гідравлічних вузлів та їх вплив на працездатність гідравлічного приводу

Експлуатаційні спостереження роботи сільськогосподарської техніки, до складу якої входять гідравлічні трансмісії, показують, що до 30% відмов відбувається в гідравлічних агрегатах [4, 5, 6]. Середній наробіток до виходу з ладу гідравлічної трансмісії (ГТ) становить 79,9 годин для косарок та 78,6 годин для кормозбиральних комбайнів [7]. Ці показники свідчать, що надійність гідроприводів в експлуатації є занадто низькою.

Несправності, що виникають у ГТ, спричинені порушенням технології виготовлення та складання компонентів, низькою якістю шлангів високого тиску, недостатньою затяжкою різьбових з'єднань у гідравлічних лініях, видавлюванням або руйнуванням ущільнювальних кілець, перекосом з'єднань між насосом і приводом електродвигуна, низькою якістю зварних з'єднань, а також неправильною експлуатацією та технічним обслуговуванням. Нижче наведено деякі з найпоширеніших причин.

Середній наробіток косарок до виходу з ладу шланга високого тиску та ущільнювача становить 55 і 96,5 годин відповідно, а для кормозбиральних комбайнів – 60,2 і 61,6 годин. Вихід з ладу гідравлічних ліній високого тиску призводить до повної втрати гідравлічної рідини. Наприклад, у зернозбиральних комбайнів 55,6 % відмов гідроприводу припадає на гідролінії високого тиску і 82,2 % з них – на зношеність гідроліній і втрату гідравлічної рідини [7]. Пориви шлангів, трубопроводів та ущільнювальних кілець спричиняють додаткові витрати, збільшують витрату гідравлічної оливи та загалом знижують економічні показники роботи машини. Крім того, багато господарств використовують мастила M10Г₂ і M10B, гальмівну рідину і відпрацьоване масло в якості гідравлічних рідин замість рекомендованих мастил класу А, ESH, МГ-30У і МГЕ-46В [7]. Експлуатація гідроприводів з цими мастилами значно знижує

ефективність гідропередачі, що призводить до зниження продуктивності та виходу з ладу гідроагрегату. Вторинні витрати ще більше знижують ефективність експлуатації машин з гідравлічною трансмісією.

Як показує досвід з проведення курсів підвищення кваліфікації інженерно-технічних працівників та операторів машин, не всі оператори повністю розуміють функціональне призначення окремих елементів приводу і роботу агрегату в нештатних ситуаціях, що виникають під час експлуатації машини, наприклад, не до кінця зрозумілі призначення і функції допоміжних насосів, правила заміни гідравлічної рідини і т.д. [8].

Пошкодження гідравлічних вузлів машини можуть виникати при роботі машини без буксирування або при буксируванні з увімкненими передачами. При дослідженні показників надійності гідравлічного обладнання зміни технічного стану гідроприводів в умовах експлуатації відбуваються в основному в результаті зносу складових частин насосного агрегату гідромашини. При цьому наслідки зміни технічного стану або втрати працездатності гідроприводу не однакові.

У разі раптового виходу з ладу качаючого вузла насосного агрегату гідронасоса і гідромотора відновлення працездатності гідроприводу зазвичай вимагає демонтажу гідромашини і відправки її в ремонт на спеціалізоване підприємство, що тягне за собою значні витрати. Зняття агрегату з машини і відправка його в ремонт збільшує витрати на простій машини і призводить до порушення агротехнічних термінів збирання врожаю.

Слід зазначити, що компанії, які спеціалізуються на ремонті гідроагрегатів, обслуговують значну кількість організацій, що розміщуються на різній відстані від сервісних центрів, а повторне зняття і установка гідроагрегатів призводить до втрати гідравлічної рідини і ймовірності її засмічення [8].

Такі значні експлуатаційні витрати, пов'язані зі зменшенням функціональних параметрів гідроприводів, вимагають особливих заходів для підтримання працездатного стану їх агрегатів. Запобігти відмовам гідравлічних силових агрегатів і відповідно витратам можна завдяки своєчасному і ретельному

технічному обслуговуванню з використанням діагностичних інструментів та регламентного моніторингу їх працездатності.

1.2 Аналіз заходів для підтримання агрегатів гідравлічної трансмісії в робочому стані

Система технічного обслуговування гарантує, що машина залишається працездатною в умовах експлуатації. Система технічного обслуговування – це комплекс заходів, спрямованих на підтримання придатного стану і працездатності машин під час підготовки до експлуатації, безпосереднього використання, транспортування і зберігання.

Експлуатація техніки в сільському господарстві базується на системі планово-попереджувального технічного обслуговування. Вона називається планово-попереджувальною тому, що будь-яке технічне обслуговування проводиться через строго визначені проміжки часу протягом усього терміну експлуатації машини. Профілактичний характер цієї системи означає, що весь обсяг планового технічного обслуговування спрямований на попередження технічних відмов, несправностей і поломок. Тому частина технічного обслуговування і ремонту виконується в обов'язковому порядку, а частина - за потребою (тобто в міру необхідності).

Незалежно від існуючої організаційної структури на підприємстві, значна частина агробізнесу сьогодні стикається з проблемами, які впливають на якість та своєчасність технічного обслуговування. Суб'єктивний розподіл повноважень між обслуговуючим персоналом, недостатній обмін досвідом між операторами техніки на підприємстві, відсутність винагороди за самостійне усунення поломок техніки, а також нездоровий рівень конкуренції між операторами техніки під час сезонних сільськогосподарських робіт, в залежності від пори року, в яку вони працюють.

Аналізуючи програми профілактичного обслуговування, які визначені виробниками машин для зернозбиральних комбайнів, було виявлено, що у

випадку гідравлічних систем поточна номенклатура технічного впливу під час технічного обслуговування не орієнтована на реальну ситуацію, тобто вона визначається стратегією «напрацювання», заснованою на усередненій статичній інформації.

Таблиця 1.1 – Порівняння профілактичних заходів гідравлічних систем зернозбиральних комбайнів

Tuscano 480-320	КЗС-1218	JD 2066
<p>ЩТО:</p> <ul style="list-style-type: none"> - перевірити машину на наявність забруднень; - перевірити герметичність ГС; - перевірити рівень масла в ГС; <p>ТО-500:</p> <ul style="list-style-type: none"> - замінити масло / масляний фільтр / фільтр зворотної лінії / вентиляційний фільтр гідравлічної системи. 	<p>ЩТО:</p> <ul style="list-style-type: none"> - виконати зовнішній огляд ГС, за необхідністю підтягнути різьбові з'єднання гідроліній; - перевірити рівень масла в ГС; <p>ТО-480:</p> <ul style="list-style-type: none"> - замінити масло / масляний фільтр, <p>ТО-960:</p> <ul style="list-style-type: none"> - замінити сапуни масляного бака. 	<p>ЩТО:</p> <ul style="list-style-type: none"> - перевірити машину на наявність забруднень; - перевірити герметичність ГС; - перевірити рівень масла в ГС; <p>ТО-500:</p> <ul style="list-style-type: none"> - замінити масло та фільтри гідравлічної системи. <p>ТО-1000:</p> <ul style="list-style-type: none"> - викликати сервісну службу дилера для заміни масла та фільтрів гідравлічної системи.

Стандарти технічного обслуговування обмежують профілактичні заходи зовнішніми перевітками герметичності та регулярною заміною витратних матеріалів (оливи та фільтрів), що призводить до низьких витрат дилерських сервісних відділів на обслуговування.

Аналіз існуючої системи технічного обслуговування показує, що при проведенні регламентних технічних обслуговувань практично відсутні операції з діагностування для визначення технічного стану агрегатів гідроприводу. Крім того, для існуючої системи технічного обслуговування слід врахувати те, що умови експлуатація мобільних сільськогосподарських машин в останні часи змінилися. В першу чергу це обумовлюється тим, що машини на протязі сезону своїм ходом переїжджають на значні відстані для проведення збиральних робіт. Це приводить до зміни умов експлуатації машини як за наробітком, так і за режимом навантаження на вузли, який для даного випадку якраз і припадає на агрегати гідроприводу трансмісії.

Тому тема оптимізації технічного обслуговування агрегатів гідравлічних трансмісій є важливою і потребує подальшого вивчення як з теоретичної та експериментальної точки зору, так і з точки зору нормативно-правового регулювання та організації праці.

1.3 Аналіз існуючих систем для моніторингу технічного стану гідравлічних приводів

Об'ємні гідравлічні трансмісії приводів зернозбиральних і кормозбиральних комбайнів містять гідравлічні вузли, які конструктивно відрізняються від гідравлічних вузлів, що входять до складу роздільної системи робочої навіски трактора.

Ці відмінності обумовлені функціональним призначенням гідросистеми. Наприклад, в той час як GST-90 працює при номінальному тиску 21,0 МПа, максимальне значення тиску може досягати 35,0 МПа, якщо гідроагрегат навісного обладнання працює при значно меншому тиску.

Виходячи з цього, система діагностики (СД) ГСТ-90 має свої відмінності і включає в себе комплекс взаємопов'язаних заходів для оцінки його технічного стану і визначення технології та організації робіт для підтримання його в працездатному стані.

У зв'язку з цим, було проаналізовано існуючі методи та засоби діагностики, які дозволяють уникнути витрат, пов'язаних з попередженням складних відмов, шляхом своєчасного контролю технічного стану гідроприводів за допомогою діагностичних засобів.

Однак, незважаючи на широке застосування гідроприводів трансмісії, ефективних засобів діагностики для сільськогосподарської техніки все ще недостатньо.

В основному це пов'язано з відсутністю обґрунтованої номенклатури параметрів технічного стану, які необхідно контролювати при оцінці працездатності гідроприводів. Адже від їх технічного стану залежить, чи потрібно відправляти гідромашину в ремонт на спеціалізоване підприємство,

чи її можна відремонтувати в господарстві без демонтажу гідроприводу з машини.

Попередити несправності можна шляхом своєчасної оцінки технічного стану за допомогою діагностичних засобів, які в даному випадку слід використовувати з інтервалом ТО-2 і перед сезоном збору врожаю. Це дозволяє визначити технічний стан гідроприводу в цілому і окремих вузлів без демонтажу гідроприводу, а в деяких випадках і без зняття його з машини, тим самим знижуючи трудомісткість операцій огляду, які є одним з найважливіших елементів технічного обслуговування гідроприводу.

Технічна діагностика повинна надавати повну і просту у використанні інформацію, яка дозволяє визначити технічний стан гідроприводу в цілому і його окремих компонентів. Діагностика за допомогою раннього виявлення несправностей дозволяє усунути відомі несправності гідравлічних систем, запобігає випадковому руйнуванню компонентів агрегату і, в кінцевому рахунку, запобігає або зменшує наслідки відмов компонентів агрегату, скорочуючи час, необхідний для ремонту, і капітальні витрати. Крім того, можна виявити аномальну поведінку окремих елементів системи до того, як в них відбудуться незворотні процеси (деформація, знос).

На основі результатів технічної діагностики можна покращити планування профілактичного та капітального обслуговування агрегатів, а також планування номенклатури та кількості запасних частин для агрегатів.

З огляду на складність обладнання, існують різні методи діагностики, засновані на різних фізичних процесах і їх взаємозв'язках.

Методи контролю технічного стану гідроагрегатів можна поділити на суб'єктивні та об'єктивні.

Суб'єктивні методи забезпечують оцінку технічного стану гідроагрегату на основі органів чуття і дозволяють оцінити якісні відхилення стану компонентів гідроприводу від норми.

Перевагами цих методів є низька трудомісткість діагностики і відсутність вимірювальних приладів. Однак результати діагностики цими методами багато в чому залежать від досвіду і кваліфікації діагноста.

Недоліками цих методів є висока ймовірність помилок, а також неможливість прогнозування та попередження раптових відмов.

Об'єктивні методи перевірки засновані на використанні вимірювальних приладів.

Об'єктивні методи діагностики використовують спеціальні прилади, стенди та інше обладнання для кількісного вимірювання технічного стану гідроприводів. Знання граничних і допустимих значень параметрів дозволяє спрогнозувати погіршення експлуатаційних характеристик і взяти відповідних профілактичних заходів.

На сьогодні найбільш поширеним методом діагностики об'ємних гідроприводів є вимірювання тиску робочої рідини в декількох точках, показаних на рис. 1.1 [9].

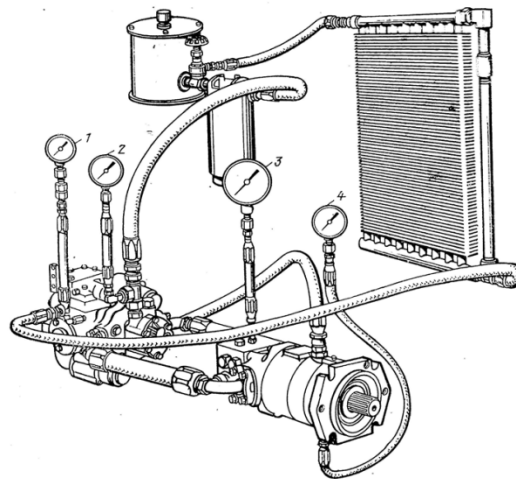


Рисунок 1.1 – Підключення манометрів для діагностики тиску в гідроагрегатах [9]

При цьому методі діагностики контролюється тиск в системі живлення 1; 2 – розрідження на вході живильного насоса (вакуум на всмоктуванні); 3 – тиск в гідравлічних лініях насоса і гідромотора (лінії високого тиску); 4 – тиск у внутрішній порожнині насоса і гідромотора (тиск в нагнітальній лінії).

Залежно від навантаження і технічного стану гідроприводу значення тиску можуть змінюватися.

Тиск в системі підкачки вказує на роботу підкачувального насоса. Падіння тиску може бути спричинене наступними факторами: Засмічення фільтрів або трубопроводів; Низький рівень рідини в баку і потрапляння повітря в рідину; Забиті клапани системи підживлення; Зношені або пошкоджені насосні агрегати в насосах підживлення.

Тиск в гідролінії двигуна насоса (високий тиск) залежить від зносу деталей насосного агрегату, «розподільника – приставне днище», «втулки блоку – поршня», п'яtkової опори, гідродвигуна: «розподільник – днище», «втулка-поршень», «п'ята плунжера-конічна шайба», не відрегульованих або заблокованих клапанів високого тиску (в цьому випадку частина гідравлічної рідини (РР) проходить через клапан і обходить гідродвигун, що викликає нагрів і, відповідно, зниження потужності передачі).

Тиск у внутрішніх порожнинах насоса і двигуна свідчить про те, що при роботі підкачувального насоса охолоджуюча рідина надходить у внутрішні порожнини агрегату.

Тому зрозуміло, що моніторинг цих параметрів дає цілісну оцінку технічного стану (ТС), а не різну оцінку стану окремих вузлів або спряжень (невідомо, який знос деталей насосного агрегату викликає об'ємні втрати або механічні втрати).

Крім того, важко перевірити тиск рідини в чотирьох точках одночасно, а похибки вимірювань є значними. Також для підключення манометрів необхідно розгерметизувати систему, що призводить до потрапляння повітря та бруду в систему і спричиняє значні втрати гідравлічної рідини.

В роботі [9], автор пропонує для перевірки технічного стану ГТ визначати прискорення вихідного валу або ведучих коліс гідромотора мобільної машини. При цьому, стверджується, що значення прискорення свідчить про несправність ГТ і пропонується, після перевірки прискорення виявити несправність гідроприводу за наступним алгоритмом:

$$\varepsilon \rightarrow A ; B - B \rightarrow V \rightarrow G - G \rightarrow D, \quad (1.1)$$

де ε - прискорення валу гідромотора;

A - тиск у лінії високого тиску;

B - тиск у лінії низького тиску ;

B - тиск вакууму в системі живлення;

G - температура гідравлічної рідини;

D - шум гідроприводу.

Більш детально проблему діагностики гідроприводів розглянуто в роботі [10]. Автор вважає, що в процесі діагностування ГТ необхідно зняти нагнітальну магістраль з гідромотора, перекрити переливний клапан в клапанній коробці і виміряти витік гідравлічної рідини в двигуні з метою визначення технічного стану качаючого вузла насоса або мотора. Якщо витік гідравлічної рідини в місцях з'єднання насосного агрегату з гідро двигуном відсутній, то визначають, що витік знаходиться в гідронаосі.

Недоліком цього методу діагностики є необхідність від'єднання зливної магістралі. Це призводить до втрати рідини і потрапляння абразивних частинок в корпус гідромашини і зливну лінію.

Аналіз взаємозв'язку між структурними та діагностичними параметрами гідромашини показує, що в даний час не існує чіткого взаємозв'язку між цими параметрами.

Загальний аналіз робіт з моніторингу технічного стану трансмісійних агрегатів в умовах експлуатації дозволяє зробити наступні висновки: Закономірність впливу зносу основних деталей пари тертя гідромашин на робочі характеристики гідроприводу не з'ясована; Відсутні граничні та допустимі значення зношень деталей качаючих вузлів гідроагрегатів; Не розроблені ефективні алгоритми діагностики гідроприводу трансмісії.

1.4 Методи технічної діагностики об'ємних гідроприводів

Діагностика за допомогою раннього виявлення несправностей дозволяє усунути відмови гідравлічної системи і запобігти аварійному руйнуванню компонентів агрегату, в кінцевому підсумку запобігти або зменшити

наслідки руйнування компонентів агрегату і скоротити час, необхідний для ремонту, і капітальні витрати. Крім того, можна виявити аномальну поведінку окремих елементів системи до того, як в них відбудуться незворотні процеси (деформація, знос, руйнування).

Визначені цілі діагностики базуються на зростаючій складності об'єкта, тому передбачено різноманітність методів, що використовують різні фізичні процеси та їх взаємозв'язки.

Для діагностування об'ємних гідроприводів та їх елементів використовуються наступні методи: візуальний огляд; методи, що базуються на віброакустичному, термодинамічному, гідродинамічному аналізі та аналізі перехідних процесів; вимірювання втрат і забруднення гідравлічної оливи, гідравлічної та механічної потужності, вібрацій потоку тощо.

Метод діагностики статопараметричний. В якості діагностичних параметрів для цього методу використовуються тиск і потужність гідролінії, витрата робочої рідини, внутрішні втрати робочої рідини і об'ємна витрата. Параметрами, що керують режимом діагностування, від яких залежать значення діагностичних параметрів, є температура робочої рідини, частота обертання валу гідронасоса і тиск, що подається в систему під час діагностування.

Об'ємний ККД, коефіцієнт витрати і втрати робочої рідини - це діагностичні параметри, які характеризують внутрішні витоки гідравлічної системи. Ці параметри функціонально залежать від конструктивних параметрів, таких як зазор у з'єднанні, який збільшується в процесі експлуатації гідроагрегату і фактично визначає працездатність з'єднання.

Віброакустичні методи. На сьогоднішній день є одними з найбільш інформативних методів, але характеризується складністю обладнання та недостатньою якістю вітчизняного виробництва [11].

Гідравлічні приводи характеризуються тим, що багато елементів не підлягають заміні, а наявність додаткових джерел вібрації, таких як гідравлічне масло, ускладнює аналіз і визначення рівня вібрації. Ситуація

ускладнюється великою кількістю відсутніх передавальних функцій від джерела вібрації до місця вимірювання.

Діагностика за ступенем забруднення робочої рідини. Цей метод дозволяє визначити початок та інтенсивність процесу зношування елементів (ГТ), що важливо при проведенні приймально-здавальних випробувань. Найбільш ефективним методом визначення рівня забруднення (РР) без відбору проб з гідросистеми є використання ємнісного методу вимірювання забруднення. Цей метод заснований на тому, що ємність конденсатора завищується за рахунок домішок, що потрапляють в порожнечі покриття. При цьому сторонні речовини можуть бути як діелектриком, так і провідником.

До недоліків цього методу можна віднести те, що він не дає цілісної оцінки технічного стану вузла гідросистеми, оскільки зміни структурних параметрів технічного стану складових мають стохастичний характер.

Термодинамічна діагностика. Заснована на тому, що швидкість потоку робочої рідини перетворюється в тепло. Згідно з теоретичними експериментами, цей метод може бути використаний для діагностики зносу розподільних вузлів і плунжерних пар. Завдяки своїй простоті термодинамічний метод є перспективним при перевірці в умовах експлуатації. За кордоном його впроваджено для діагностики гідравлічних систем. Теоретичні та практичні розробки ведуться також в Японії [11].

Перспективні методи та засоби управління технічним станом, ГТ як складові комплексу планово-попереджувальної системи, повинні відповідати за своїм призначенням та складністю реалізації конструктивним особливостям об'єкта діагностування та рівню матеріально-технічного забезпечення сільськогосподарського підприємства.

Аналіз досліджень в галузі діагностування показує, що більшість досліджень є незавершеними і не мають чітких рекомендацій щодо впровадження розроблених методів та засобів у виробництво для експлуатацією продукції.

Найвні способи діагностики агрегатів ГТ вказують, що контроль працездатного стану гідроагрегату на косвенному рівні може проводитись параметричними та термодинамічним методами діагностування. Застосування цих методів дозволяє визначити технічний стан на ранній стадії експлуатації без демонтажу гідроагрегату, що дозволяє знизити трудомісткість діагностичних робіт на 10-15 %.

1.5 Засоби діагностики гідроприводів трансмісій мобільних машин

На сьогоднішній день вітчизняні засоби діагностики гідроприводів досить обмежені. Більшість з них застосовують параметричні, кінематичні та силові методи, що відображає притаманні їм недоліки в процесі діагностування.

Найбільш поширеним засобом діагностики гідроприводів є прилад КИ-1097 [12]. Це витратомір постійного перепаду тиску через діафрагму, переріз прохідного перерізу якого змінюється обертанням гвинтової гофрованої котушки. Масштабні характеристики цього приладу, нанесені на шкалу важеля обертання золотника, дозволяють оцінити витрату робочої рідини на виході з гідравлічного вузла тільки при протитиску 10 МПа і постійній в'язкості робочої рідини, що істотно обмежує діапазон застосування витратомірів.

Основними завданнями для підвищення ефективності використання обладнання КИ-1097 GOSNITI є наступні: розробка приладу КИ-6272 GOSNITI, який дозволить зменшити трудовитрати, пов'язані з підключенням витратоміра до гідроприводу та рульового керування державної техніки; розробка приладу PDG-52 Латвійською сільськогосподарською академією, який дозволяє проводити діагностику гідроприводу коробки передач і контролювати режим роботи гідроприводу (частоту обертання приводу насоса і температуру гідравлічної оливи).

Ряд організацій працюють над застосуванням статопараметричного методу в електронних вимірювальних приладах. В роботі [11] розроблено

електрогідравлічний тестер ГТ-1, призначений для діагностики гідроприводів будівельних і дорожніх машин. Цей прилад підвищує точність діагностики, але не зменшує трудомісткість діагностування.

Хорошим прикладом можливостей електронних вимірювальних приладів є гідротестер з верхнім тепловим витратоміром, призначений для діагностики гідроприводів будівельної та дорожньої техніки. Цей прилад знижує трудомісткість діагностики, оскільки немає необхідності від'єднувати трубопровід для вимірювання витрати робочої рідини. Однак це не завжди можливо, оскільки датчики повинні бути встановлені на виході кожного агрегату, що підлягає діагностиці.

За кордоном, у США, Японії, Німеччині та Польщі [12] для вимірювання витрати, тиску і температури робочих рідин використовують портативні пристрої. Це означає, що часто застосовуються параметричні методи діагностики стану. Типовим прикладом такого приладу є гідротестер Nuday-Hydro Analyzet, розроблений в США. Відмінність цього приладу від приладів вітчизняного виробництва полягає у високій точності вимірювання діагностичних параметрів у більш широкому діапазоні вимірювання.

Для перевірки стану вакуумметра і масляного фільтра трансмісійної гідросистеми рекомендується використовувати набір трійників KI-11382, вакуумметр Controlmano OBMV-1-100 (вакуумметр) і стандартний вакуумметр [10].

Досвід роботи в сфері обслуговування показує, що активно використовуються електронні методи та засоби обробки діагностичної інформації. Перетворення параметрів контролю технічного стану в електронні сигнали створює можливості для зберігання і обробки отриманої інформації на комп'ютері. Застосування комп'ютерів для обробки сигналів також дозволяє використовувати спеціальні програмні пакети обробки даних, що значно збільшує можливості діагностичних систем.

Тенденція розвитку програмних інновацій в засобах діагностики полягає в делегуванні обчислювальних функцій програмним алгоритмам, що дозволяє частково або повністю виключити витрати часу на виконання

рутинних завдань, які ускладнюють технічне втручання для забезпечення необхідного рівня надійності. Серед портативних засобів моніторингу технічного стану гідравлічного обладнання можна виділити наступні (табл.1.2):

Таблиця 1.2 – Порівняльна характеристика засобів діагностування

Характеристика комплекту	Зовнішній вид
<p>Виробник: CLAAS, Німеччина Діапазони вимірювань: тиск (0-60 МПа), витрати (10 - 300 л/хв), температура (-10 - 150 С); Переваги: наявний електронний інтерфейс, ПЗ для візуалізації діагностування, локальне живлення, витратомір пристосований до вискоефективних ГС, висока мобільність; Недоліки: застосування повного комплекту передбачає розгерметизацію ГС, дуже висока ціна, яка еквівалентна трьомстам комплектам механічних манометрів.</p>	
<p>Виробник: Гідроелекс, Україна; Діапазони вимірювань: тиск (0-40 МПа), витрати (10 - 200 л/хв), температура (0 - 100 С); Переваги: наявний електронний інтерфейс, експорт вимірювань, локальне живлення, зручний екран, можливість передачі даних по Bluetooth; Недоліки: низька мобільність, витратомір не підходить для застосування на потужних ГСТ і передбачає розгерметизації, висока вартість.</p>	
<p>Виробник: Войтов А. В., Україна; Діапазони вимірювань: тиск (0-60 МПа); Переваги: низька вартість розробки, висока мобільність; Недоліки: відсутній інтерфейс для збереження даних, потребує встановлення додаткового обладнання для зчитування обертів валу гідромотора, не передбачено локального живлення.</p>	

Таким чином, аналіз трьох мобільних пристроїв для моніторингу технічного стану гідрообладнання показує, що кожен з них має недоліки, які ускладнюють удосконалення діагностичних можливостей гідросистем в аграрному секторі. Новизною та перевагою електронних засобів перед механічними є можливість зберігання та детального вивчення діагностичних

параметрів за допомогою статистичних програмних пакетів на комп'ютерах. Враховуючи існуючі проблеми з контрольо-вимірювальним обладнанням та технологією діагностування, було складено перелік вимог до сучасних методів та засобів моніторингу технічного стану: низька трудомісткість, можливість самостійного використання, висока інформативність, висока інтегрованість (легка інтеграція в ланцюг гідросистеми), висока економічна ефективність (легка інтеграція в ланцюг гідросистеми), економічність, екологічність (відсутність демонтажу гідроагрегатів або розриву гідроліній) та наявність комп'ютерних інтерфейсів.

1.6 Мета та задачі досліджень

У зв'язку з вищевикладеним, основною **метою роботи** є підвищення експлуатаційної надійності гідропередач мобільних машин шляхом удосконалення методів і засобів їх діагностики.

Досягнення поставленої мети вирішується наступними задачами.

1. Розробити модель причин втрати працездатності трансмісійних гідроприводів (ТГ) та визначити взаємозв'язок між структурними та діагностичними параметрами технічного стану;
2. Визначити емпіричний розподіл безвідмовності агрегатів та вагомість структурних параметрів, що впливають на працездатність трансмісії, шляхом визначення параметрів кількісних характеристик;
3. Розробити методику визначення технічного стану аксіально-поршневих гідромашин в гідропередачах мобільних машин з використанням термодинамічного діагностування.
4. Розробити засоби контролю технічного стану гідравлічної трансмісії.
5. Розробити алгоритми заявочного та регламентного діагностування гідроприводів трансмісій.

2. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙНИХ АГРЕГАТІВ

2.1 Розробка моделі причин зниження ефективності гідравлічної трансмісії ГСТ-90

Одним з основних завдань даного дослідження є теоретичне обґрунтування впливу на працездатність аксіально-поршневих агрегатів зміни структурних параметрів технічного стану деталей спряжень їх качаючих вузлів. Вирішення цього завдання дає можливість визначити обсяг робіт з відновлення працездатності гідропередачі в цілому.

При цьому, під працездатною системою гідроприводу розуміють систему, вихідні параметри і характеристики якої повністю відповідають технічним умовам у всіх можливих режимах роботи [10]. Тому вирішенням вищезазначеної проблеми вважається визначення взаємозв'язку між конструктивними параметрами та вихідними параметрами. Таке дослідження, як правило, проводиться на основі широких теоретичних та експериментальних досліджень і найзручніше виконувати з використанням аналітичних та схематичних зображень основних характеристик гідроприводів.

Аналітичні моделі широко використовуються при дослідженні окремих гідроприводів та їх елементів [6, 10], і в меншій мірі при описі складних гідроприводів сучасних машин.

У цьому випадку зрозуміло, що більш прийнятним є аналіз за допомогою структурно-функціональних схем із застосуванням методів алгебраїчної логіки та теорії графів. З цієї точки зору принципова схема гідроприводу декомпозується на блоки структурної схеми.

Наступні окремі компоненти є блоками для гідравлічних трансмісійних приводів (ГСТ-90): КК – клапанна коробка; КН – качаючий вузол гідронасоса; КМ – качаючий вузол гідромотора; СП – система підживлення;

СКРО – система керування робочим об'ємом, РР- робоча рідина, які розташовані на вершині графа причинно-наслідкових зв'язків (рис. 2.1).

На наступному рівні графа цифрами від 1.1 до 5.2 відображається стан вузлів і з'єднань агрегату відповідно до табл. 2.1, а цифрами від 6.1 до 7.3 – стан вузлів і з'єднань агрегату: 6.1 – недостатній рівень заповнення гідравлічного бака; 6.2 – засмічення фільтруючих елементів; 7.1 – гідравлічна рідина не відповідає специфікації; 7.2 – надмірна кількість розчинного повітря в гідравлічній рідині; 7.3 – забруднення гідравлічної рідини.

Таблиця 2.1 – Стан складових частин і з'єднань гідроприводу трансмісії ГСТ-90

Найменування складових частин	Стан складових частин і з'єднань
Клапанна коробка (КК)	1.1. Зношування, заїдання, порушення регулювання запобіжних клапанів високого тиску
	1.2. Заїдання золотника клапанної коробки
	1.3 Зношування, заїдання запірних елементів зворотних Клапанів
Качаючий вузол гідронасоса (КН)	2.1. Руйнування шліцьових з'єднань і опорних підшипників вала
	2.2. Зношування з'єднання «п'ята плунжера-опора»
	2.3. Руйнування завальцювань п'ят плунжера
	2.4. Зношування з'єднання «розподільник - приставне дно»
	2.5. Зношування з'єднання «втулка - плунжер»
Качаючий вузол гідромотора (КМ)	3.1. Руйнування шліцьових з'єднань і опорних підшипників вала
	3.2. Зношування з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба»
	3.3. Руйнування завальцювань п'ят плунжера
	3.4. Зношування з'єднання «розподільник - приставне дно»
	3.5. Зношування з'єднання «втулка - плунжер»
Система підживлення (СП)	4.1. Зношування, заїдання, порушення регулювання переливного клапана
	4.2. Зношування деталей качаючого вузла насоса підживлення
	4.3. Зношування, заїдання, порушення регулювання запобіжного клапана
Система керування робочим об'ємом (СКРО)	5.1. Порушення регулювання нульового положення й робочого ходу сервопоршнів
	5.2. Порушення регулювання нульового положення, заїдання, засмічення золотника розподільника

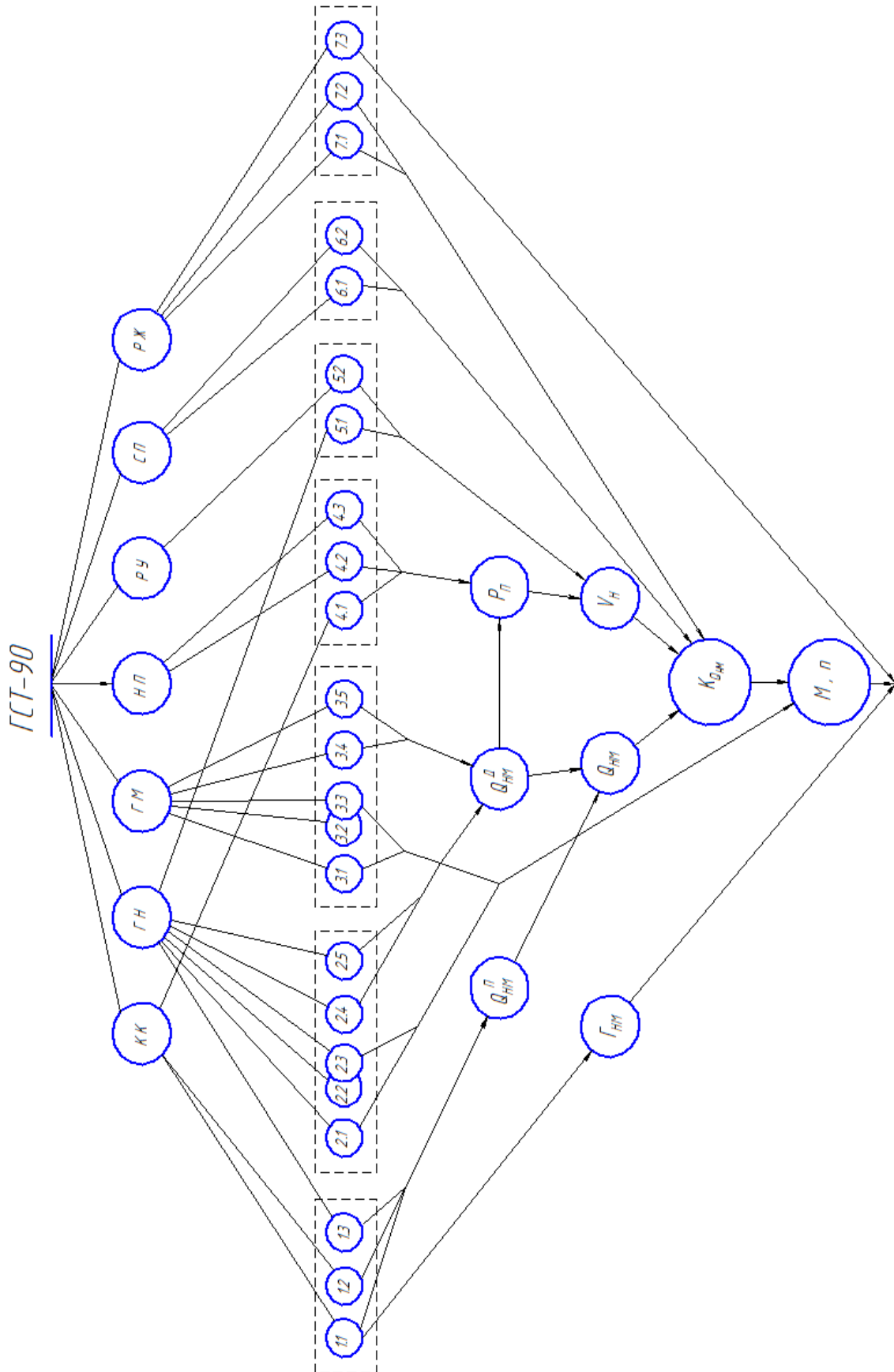


Рис. 2.1 – Граф причинно-наслідкової моделі втрати працездатності гідроприводу ГСТ-90

На діаграмі нижче показані функціональні параметри гідравлічного приводу: P_{HM}^{\max} - максимальний тиск у нагнітальній магістралі; Q_{HM}° - витік з нагнітальної магістралі в дренажну; Q_{HM} - загальні витіки робочої рідини з нагнітальної магістралі; P_n - тиск в лінії підживлення; V_n - робочий об'єм основного гідронасоса; $K_{Q_{HM}}$ - коефіцієнт подачі до нагнітаючої магістралі; M - крутний момент на валу гідромотора; n - частота обертання вала гідромотора.

Дуги, які поєднують вершини графа, визначають залежність параметрів один від одного.

Перехід від структурного до функціонального рівня зумовлений зношуванням деталей з'єднань гідронасоса та гідромотора (2.4, 3.4 - «розподільник – приставне днище»; 2.5, 3.5 - «втулка блоку - поршень»), головним чином через витікання гідравлічної оливи з нагнітальної магістралі в дренажну Q_{HM}° узагальнений параметр якої визначає коефіцієнт нагнітальної магістралі гідроприводу $K_{Q_{HM}}$. Він $K_{Q_{HM}}$ також залежить від стану гідравлічних клапанів (1.1 - запобіжний клапан високого тиску, 1.2 - золотник клапанної коробки, 1.3 - зворотний клапан), робочого об'єму гідронасоса і впливає на вихідні параметри гідроприводу M і n .

Однак, виходячи з принципу роботи гідроприводу, відомо, що робочий об'єм гідронасоса регулюється кутом нахилу люльки, а його теоретична продуктивність виражається наступною залежністю [2]:

$$Q_m = n \cdot q \cdot F(\alpha), \quad (2.1)$$

де n - оберти вала насоса;

q - теоретичний робочий об'єм в поршневій порожнині при одному оберті вала;

максимальний теоретичний робочий об'єм над плунжерного простору при повороті вала на один оборот;

$F(\alpha)$ - функціональна залежність робочого об'єму від положення органа керування.

З рівняння (2.1) видно, що продуктивність гідронасоса залежить від положення регулятора подачі. Однак аналіз, проведений на структурному рівні, показує, що стан наступних компонентів (4.1 – знос, заклинювання і не співвісність переливного клапана; 4.2 – знос компонентів насосного агрегату компенсаційного насоса; 4.3 – знос, заклинювання і не співвісність перепускного клапана; 5.1 – порушення регулювання нульового положення й робочого ходу сервопоршнів; 5.2 – неспіввісність нульового положення, заклинювання, засмічення нагнітального золотника) також впливає на робочий об'єм гідронасоса.

Тому коефіцієнт нагнітальної магістралі безпосередньо залежить від витоку гідравлічної оливи (об'ємних втрат), викликаних, з одного боку, зносом з'єднань насосних агрегатів ГН і ГМ (2.4, 2.5, 3.4, 3.5) і, з іншого боку, від робочого об'єму V_H гідронасоса, який визначається технічними умовами насосного агрегату підкачуючого насоса – 4.2.

Очевидно, що об'ємні втрати в гідроприводі певною мірою обумовлені також технічним станом зносу з'єднань 2.2 – «п'ята поршня – опора» гідронасоса і 3.2 – «п'ята поршня – похила шайба» гідродвигуна. Однак, враховуючи, що гідроприводи мають також механічні втрати, зміни технічного стану цих з'єднань необхідно оцінювати з точки зору об'ємних і механічних втрат. Це підтверджується руйнуванням п'яти поршневих ущільнень (2.3, 3.3). Таким чином, розроблена модель причин відмов гідроприводу та її аналіз дозволяють зробити наступні висновки: Працездатність гідроприводів в основному визначається впливом об'ємних втрат і механічних втрат на вихідні параметри M і n ; Об'ємні втрати визначаються технічним станом з'єднань «розподільник – приставне днище» і «блок – втулка – поршень» та технічним станом насосного агрегату живильного насоса; Механічні втрати гідроприводу визначаються за технічними умовами наступних з'єднань: з'єднання «п'ята поршня – опора»,

«п'ята поршня – похила шайба», поломки шліцьових з'єднань і опорних підшипників вала.

2.2 Визначення параметрів емпіричного розподілу надійності складових одиниць

Для визначення кількісної оцінки надійності складових об'ємних гідромашин проводився аналіз технічного стану агрегатів, які поступали на спеціалізоване підприємство з їх ремонту. Агрегати розбивались за конструктивним призначенням на наступні окремі складові: КК – клапанна коробка; КН – качаючий вузол гідронасоса; КМ – качаючий вузол гідромотора; СП – система підживлення; СКРО – система керування робочим об'ємом.

Визначення відносного коефіцієнта відмов, який в першу чергу дозволить виявити вагомість структурного параметра, проводилось за виразом:

$$K_{\epsilon} = \frac{n_i}{n} \cdot 100\%, \quad (2.2)$$

де K_{ϵ} – відносний коефіцієнт відмов;

n_i – число відказів i -ої деталі вузла (визначається за даними досліджень технічного стану гідравлічних агрегатів, що потрапляють до ремонту);

n – загальна кількість відказів агрегатів ($n > 100$).

Результати кількісної оцінки надійності складових аксіально-поршневих гідромашин наводяться в табл. 2.2.

Аналіз отриманих результатів показує, що порушення технічного стану складових і спряжень гідроагрегатів за статистичними даними становить: качаючий вузол гідронасоса (КН) – 41,93 %, качаючий вузол гідромотора (КМ) – 24,98 %, система підпитки (СП) – 9,13 %, система керування робочого об'єму (СКРО) – 9,37 %, клапанна коробка (КК) – 8,35 %. Більш наглядно

результати статистичної оцінки ймовірностей технічного стану складових ГСТ-90 представлено на рис. 2.2 в вигляді лінійчатої гістограми.

Таблиця 2.2 – Результати кількісної оцінки надійності складових аксіально-поршневих гідромашин

Найменування складових частин	Стан складових частин і з'єднань	Частота спостережень %
Клапанна коробка (КК)	1.1. Зношування, заїдання, порушення регулювання запобіжних клапанів високого тиску	3,18
	1.2. Заїдання золотника клапанної коробки	2,80
	1.3. Зношування, заїдання запірних елементів зворотних клапанів	2,37
Качаючий вузол гідронасоса (КН)	2.1. Руйнування шліцьових з'єднань і опорних підшипників вала	2,48
	2.2. Зношування з'єднання «п'ята плунжера-опора»	10,25
	2.3. Руйнування завальцювань п'ят плунжера	3,10
	2.4. Зношування з'єднання «розподільник - приставне дно»	18,76
	2.5. Зношування з'єднання «втулка - плунжер»	7,34
Качаючий вузол гідромотора (КМ)	3.1. Руйнування шліцьових з'єднань і опорних підшипників вала	2,50
	3.2. Зношування з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба»	6,41
	3.3. Руйнування завальцювань п'ят плунжера	2,90
	3.4. Зношування з'єднання «розподільник - приставне дно»	8,86
	3.5. Зношування з'єднання «втулка - плунжер»	4,32
Система підживлення (СП)	4.1. Зношування, заїдання, порушення регулювання переливного клапана	3,05
	4.2. Зношування деталей качаючого вузла насоса підживлення	4,05
	4.3. Зношування, заїдання, порушення регулювання запобіжного клапана	2,71
Система керування робочим об'ємом (СКРО)	5.1. Порушення регулювання нульового положення й робочого ходу сервопоршнів	3,05
	5.2. Порушення регулювання нульового положення, заїдання, засмічення золотника розподільника	6,32

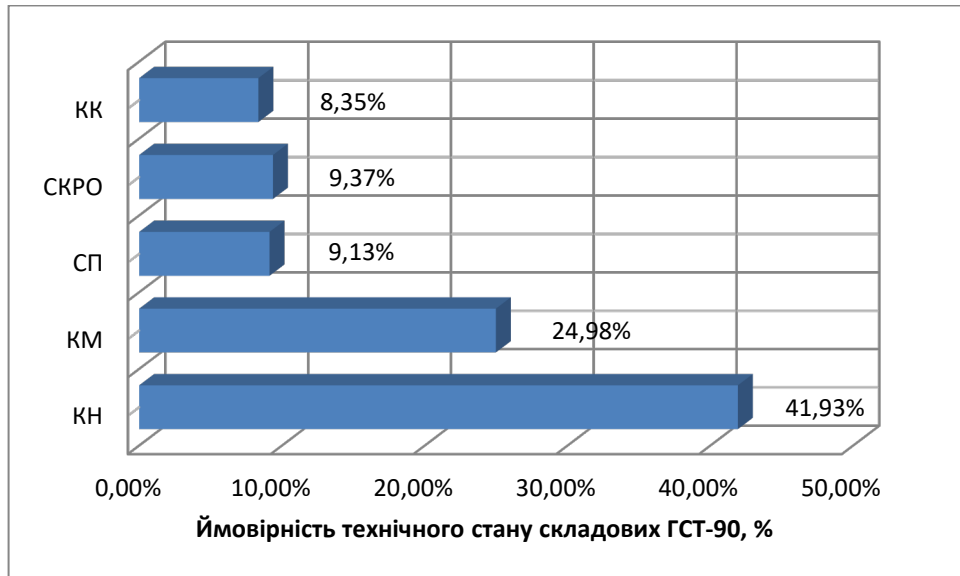


Рис. 2.2 – Лінійчата гістограма ймовірностей технічного стану складових ГСТ-90

Для визначення математичних ймовірностей застосовується принцип «включення-вимкнення». Цей принцип можна, наприклад, записати у вигляді виразу для блоку 1 (див. рис. 2.3):

$$P(A) = P(A_1 U A_2 U A_3), \quad (2.3)$$

де A - випадкова величина.

Рівняння (2.3) можна записати більш детально:

$$P(A) = \sum P(A_i) - \sum P(A_i \cap A_j) + \sum P(A_i \cap A_j \cap A_k), \quad (2.4)$$

Тоді, згідно з правилом де Моргана, випадкова величина \bar{A} визначається наступним чином:

$$\bar{A} = \bar{A}_1 \cap \bar{A}_2 \cap \bar{A}_3, \quad (2.5)$$

При сумісній появі кількох незалежних подій, з точки зору ймовірності безвідмовної роботи, вираз (2.4) буде мати вигляд:

$$P(\bar{A}) = P(\bar{A}_1 \Pi \bar{A}_2 \Pi \bar{A}_3) = P(\bar{A}_1) \cdot P(\bar{A}_2) \cdot P(\bar{A}_3) = \\ = (1 - P(A_1)) \cdot (1 - P(A_2)) \cdot (1 - P(A_3)), \quad (2.6)$$

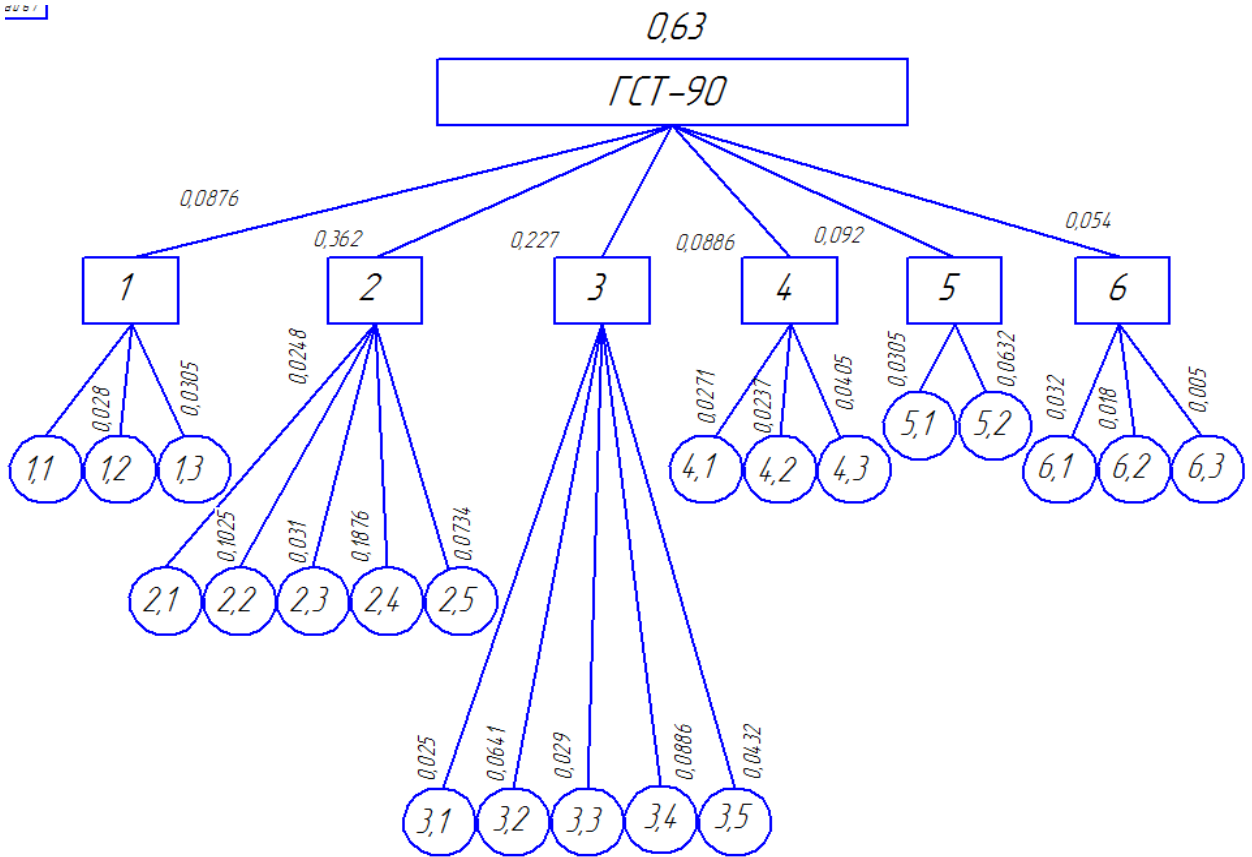


Рис. 2.3 – Розрахункова оцінка ймовірності ребер графа

Звідси ймовірність відмови можна визначити за виразом:

$$P(A) = (1 - P(\bar{A})), \quad (2.7)$$

Наприклад, перший блок виглядає так:

$$P(A) = 1 - ((1 - 0,0318)(1 - 0,028)(1 - 0,0305)) = 0,0876$$

Аналогічно проводяться розрахунки для інших блоків, представлених на ребрах графа (рис. 2.3). Результати розрахункової оцінки ймовірностей технічного стану складових GST-90 представлено на рис. 2.4 в вигляді лінійчатої гістограми.

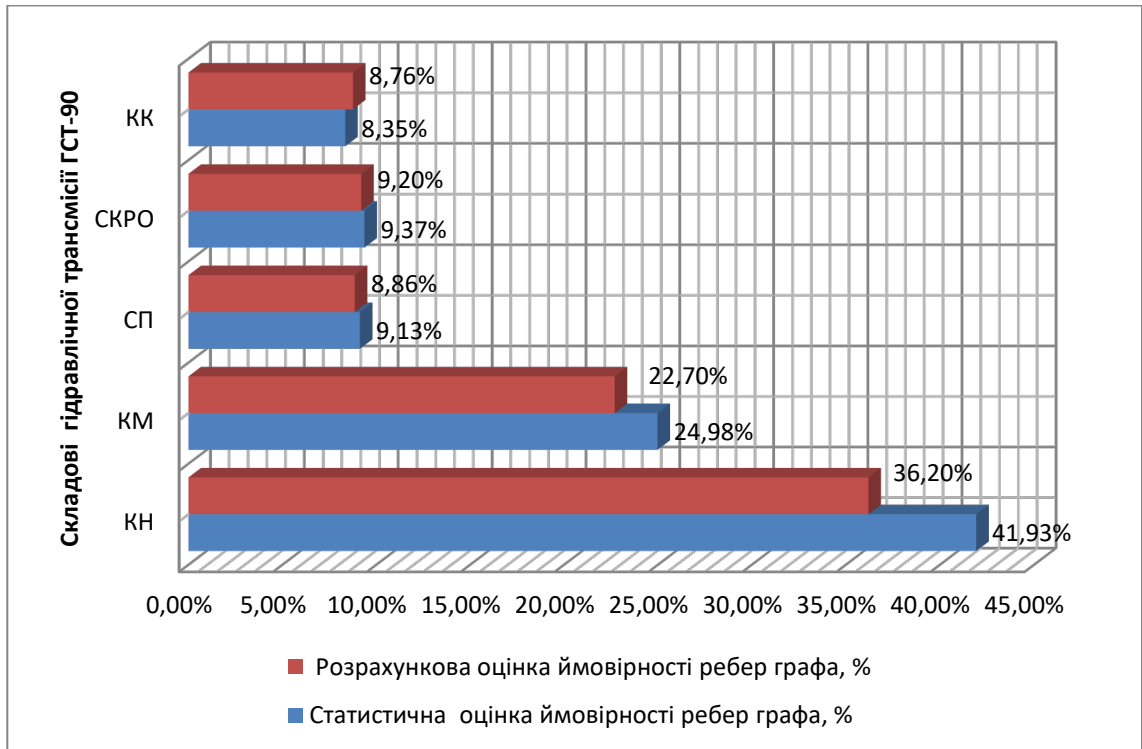


Рис. 2.4 – Розрахункова оцінки ймовірностей технічного стану складових ГСТ-90

Їх аналіз показує, що математичні розрахунки ймовірності більш точно відображують ймовірнісну картину відмов (КН – 36,2 %, КМ – 22,7 %, КК – 8,76 %, СКРО – 9,2 %, СП – 8,86 %).

Проведені розрахунки дозволили порівняти математичну і статистичну ймовірності події та виявити найбільш типові відмови.

Ймовірність безвідмовної роботи гідропередачі в разі сумісної дії декількох незалежних подій показує, що розрахунок математичної ймовірності більш точно відображає таблицю ймовірностей відмов (КН – 36,2 %, КМ – 22,7 %, КК – 8,76 %, СКРО – 9,2 %, СП – 8,86 %).

2.3 Визначення технічного стану гідропередач методом термодинамічної діагностики

Для визначення технічного стану (працездатності) об'ємної гідропередачі без її розбирання застосовують термодинамічні методи діагностування, які отримали розвиток в нашій країні в останні роки [13, 14].

У зв'язку з цим дослідження щодо застосування термодинамічних методів діагностування об'ємних гідروпередач є актуальними і потребують більш детального розгляду.

У роботі [14] представлено метод визначення повного ККД об'ємної гідромашини термодинамічним методом, який враховує витікання гідравлічної оливи в зливну магістраль і теплообмін з навколишнім середовищем. Однак цей метод не дозволяє визначити об'ємні втрати гідравлічної оливи, що перетікає із зони високого тиску в зону низького тиску в замкнутому контурі головного контуру.

Розглянемо теоретичні припущення для визначення об'ємного ККД гідравлічного насоса на стенді, показаному на рисунку 2.5.

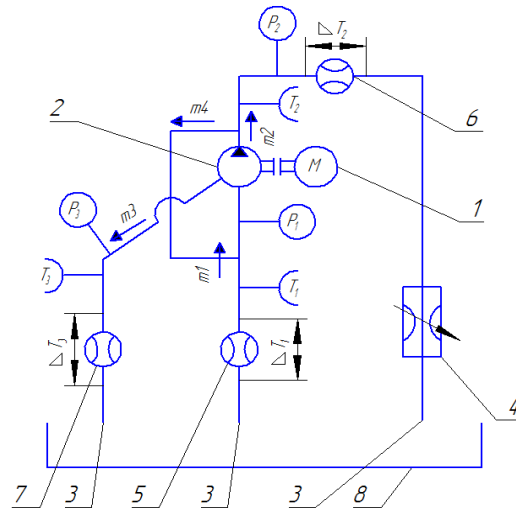


Рис. 2.5 – Гідравлічна схема для вимірювання об'ємного ККД гідравлічного насоса: 1 – електродвигун; 2 – досліджуваний насос; 3 – гідравлічні лінії; 4 – навантажувальний пристрій; 5, 6, 7 – вимірювач теплового потоку; 8 – гідробак

Потужність, що подається на витратомір, є рівномірною і повністю передається робочій рідині:

$$\begin{cases} N_1 = C_p m_1 \Delta T_1 \\ N_2 = C_p m_2 \Delta T_2, \\ N_3 = C_p m_3 \Delta T_3 \end{cases} \quad (2.8)$$

де N_1, N_2, N_3 - продуктивність, що є результатом потоку робочої рідини у всмоктувальному, нагнітальному та зливному трубопроводах, відповідно;

$\Delta T_1, \Delta T_2, \Delta T_3$ - різниця температур витратомірів, встановлених на всмоктувальному, нагнітальному та зливному трубопроводах, відповідно;

m_1, m_2, m_3 - втрати маси на всмоктувальному, напірному та зливному трубопроводах відповідно;

C_p - ізобарна теплоємність рідини.

Так як $N_1 = N_2$ і відповідно $C_p m_1 \Delta T_1 = C_p m_2 \Delta T_2$ та враховуючи, що $C_p = const$, а $m = \rho Q$ отримаємо:

$$\rho_1 Q_1 \Delta T_1 = \rho_2 Q_2 \Delta T_2, \quad (2.9)$$

де ρQ_1 - густина та об'ємна витрата рідини у вхідному трубопроводі;

ρQ_2 - густина та об'ємна витрата рідини у вихідному трубопроводі;

Підставляючи (2.9) у відоме рівняння для об'ємного ККД $\eta_{об} = Q_2 / Q_1$, отримуємо наступне рівняння:

$$\rho_1 Q_1 \Delta T_1$$

Підставимо (2) в відомий вираз об'ємного (ККД) $\eta_{об} = Q_2 / Q_1$ і отримаємо вираз:

$$\eta_{об} = Q_2 \Delta T_2 / Q_1 \Delta T_1, \quad (2.10)$$

Враховуючи, що рідина нестислива, можна отримати рівняння для об'ємного ККД:

$$\eta_{об} = T_1 / T_2, \quad (2.11)$$

В аксіально-поршневих гідромашинах об'ємна витрата робочої рідини поділяється на дві частини: внутрішню, коли робоча рідина перетікає із зони високого тиску в зону низького тиску по внутрішньому прохідному перерізу

деталі, викликаному зносом робочої поверхні, і зовнішню, що характеризується видавлюванням робочої рідини з лінії високого тиску через зношену поверхню деталі в лінію нагнітання. Поділ зроблено таким чином, що об'ємний ККД аксіально-поршневої гідромашини набуває наступного вигляду:

$$\eta_{об} = \eta_{об}^{зоб.} \cdot \eta_{об}^{вн.}, \quad (2.12)$$

де $\eta_{об}^{зоб.}$, $\eta_{об}^{вн.}$ - об'ємний ККД з урахуванням зовнішнього і внутрішнього витoku робочої рідини відповідно.

Відношення внутрішньої витрати робочої рідини до витрати всмоктувальної лінії виражається у вигляді коефіцієнта $\kappa_{др} = m_3/m_1$, який можна визначити через ΔT_1 і ΔT_2 з врахуванням, що $C_p m_1 \Delta T_1 = C_p m_3 \Delta T_3$.

У цьому випадку коефіцієнт ($\kappa_{др}$) визначиться:

$$\kappa_{др} = \Delta T_1 / \Delta T_3, \quad (2.13)$$

Цей коефіцієнт отримано без урахування теплового розширення гідравлічної рідини, допустимого в умовах експлуатації аксіально-поршневих гідромашин.

Введемо коефіцієнт $\kappa_{вн} = m_{вн}/m_1$, що характеризує співвідношення між масовою витратою внутрішніх втрат і витратою гідравлічної рідини на вході в гідромашину.

Через ряд перетворень отримаємо вираз:

$$\begin{aligned} \kappa_{вн} &= 1 - \eta_{об.} - \kappa_{др}, \\ \eta_{н.} &= \eta_{об.} \cdot \eta_{зм.} \end{aligned}, \quad (2.14)$$

Рівняння (2.14) пов'язує об'ємний ККД, який характеризує об'ємні втрати $\kappa_{вн}$ і $\kappa_{др.}$, з ефективністю розділення внутрішніх і зовнішніх втрат робочої рідини. Останні визначаються за допомогою температурних вимірювань.

Коефіцієнт дренажу $\kappa_{др}$ характеризується зносом деталей качаючого вузла гідромашини, що призводить до витікання робочої рідини в зливну магістраль. А $\kappa_{вн}$ - внутрішнє надходження робочої рідини із зони високого тиску в зону низького тиску.

Під час експлуатації аксіально-поршневих гідромашин відбувається зношування в зоні сполучення «п'ята поршня - похила шайба» гідродвигуна і в зоні сполучення «п'ята поршня - опора люльки» гідронасоса, що призводить до механічних втрат через порушення умов роботи деталей. При подальшій експлуатації пари тертя замість рідинного тертя виникає граничне тертя, яке часто викликає збільшення площі контакту сухого тертя, що може призвести до аварійного виходу з ладу. Для визначення значення гідродинамічного ККД ($\eta_{зм.}$) насоса термодинамічними методами загальний ККД визначається наступним чином $\eta_n = \eta_{об.} \cdot \eta_{зм.}$.

Проведені дослідження дають можливість зробити висновок, що для моніторингу технічного стану аксіально-поршневих гідромашин в гідропередачах, де присутні механічні втрати, в якості діагностичного параметра необхідно використовувати контроль різниці температур між нагнітальною і впускною лініями гідромашини.

2.4 Обґрунтування методу моніторингу технічного стану аксіально-поршневих гідромашин за допомогою контролю тиску

На основі аналізу існуючих методів діагностування гідроагрегатів трансмісії розроблено метод, що характеризується вимірюванням градієнта тиску робочої рідини в зливній магістралі в часі при переході аксіально-поршневої гідромашини з режиму холостого ходу на номінальний режим [11].

У запропонованій методиці в якості еталонних аксіально-поршневих гідромашин обрано дві аксіально-поршневі гідромашини: одна з них (нова), а інша працювала, але об'ємна витрата не досягла граничного значення. Для

обох гідромашин вимірюється зміна в часі тиску робочої рідини в нагнітальній лінії трансмісії при переході гідромашин з холостого ходу на номінальний режим роботи. Останній випадок характеризує статико-динамічний режим роботи гідропередачі і є найбільш корисним для контролю технічного стану агрегату під час діагностики.

Метод проілюстровано на рис 2.6, де показана часова залежність тиску робочої рідини в нагнітальній магістралі при діагностуванні несправностей аксіально-поршневої гідромашини за запропонованим методом.

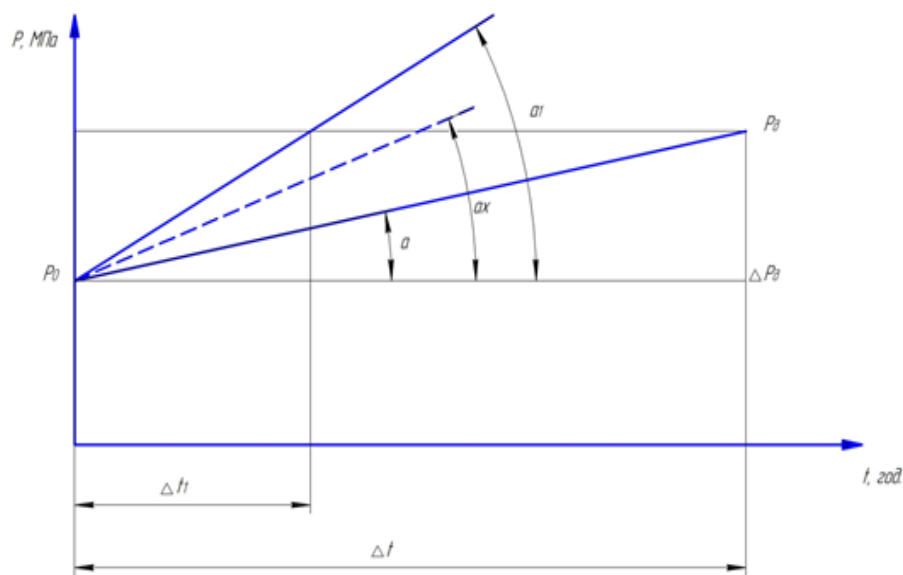


Рис. 2.6 – Залежність тиску робочої рідини в нагнітальній магістралі від часу, при переході гідромашини з холостого ходу на номінальний режим роботи

Тиск у нагнітальній магістралі нової гідромашини змінюється з P_0 до P_d в часі Δt при переході гідромашини з режиму холостого ходу в номінальний режим (з навантаженням). Величина $\frac{\Delta P_d}{\Delta t}$ характеризує зміну тиску робочої рідини в нагнітальній магістралі аксіально-поршневої гідромашини з зазором в конструкції. Для гідромашин, які експлуатуються і мають більшу порожнину, той самий тиск реєструється за коротші проміжки часу $|\Delta t_1|$ замість часових інтервалів Δt . Градієнт тиску $tg\alpha = \frac{\Delta P_d}{\Delta t}$ та

$tg\alpha_1 = \frac{\Delta P_d}{\Delta t_1}$ гідравлічної оливи на зливній лінії при переході гідромашини з

холостого ходу на номінальний режим роботи є основним критерієм оцінки технічного стану аксіально-поршневих гідромашин.

Значення параметрів аксіально-поршневої гідромашини під час діагностування дозволяють зробити висновки про її фактичний стан, величину зносу сполучених деталей, що спричиняє втрату об'єму, та очікуваний залишковий ресурс.

Висновки по розділу.

1. Продуктивність гідроприводів в основному визначається впливом об'ємних і механічних втрат на вихідні параметри. При цьому об'ємні втрати визначаються технічним станом з'єднань «розподільник – приставне днище», «втулка блоку - поршень» і підживлювального насоса насосного агрегату, а механічні втрати гідроприводу – технічним станом з'єднань «п'ята поршня – опора», «п'ята поршня – похила шайба», руйнуванням шліцьового з'єднання та опорного підшипника вала.

2. Імовірність безвідмовної роботи гідропередачі в разі сумісної дії декількох незалежних подій показує, що розрахунок математичної ймовірності більш точно відображає таблицю ймовірностей відмов (КН – 36,2 %, КМ – 22,7 %, КК – 8,76 %, СКРО – 9,2 %, СП – 8,86 %).

3. Для моніторингу технічного стану аксіально-поршневих гідромашин в гідропередачах, де присутні механічні втрати, в якості діагностичного параметра слід використовувати контроль різниці температур між лініями нагнітання і впуску гідравлічної оливи.

4. Для діагностування технічного стану аксіально-поршневих гідромашин запропоновано метод, що дозволяє за часовим градієнтом тиску робочої рідини в нагнітальній лінії при переході гідромашини від холостого ходу до номінального режиму роботи, оцінити її фактичний стан, величину зносу з'єднувальних елементів, що спричиняють об'ємні втрати.

3. МЕТОДОЛОГІЧНІ ЗАСАДИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Програма досліджень

Весь обсяг експериментальних робіт розділено на наступні етапи.

Перший етап присвячений аналізу конструктивних особливостей гідроагрегатів та існуючих методів і засобів діагностування гідропередач.

Другий етап включає теоретичні дослідження відповідно до поставленої мети та завдань. На цьому етапі розглянуто інформаційну модель забезпечення надійності гідроагрегату в системі діагностики та показано функціональні зв'язки між структурними параметрами технічного стану аксіально-поршневої гідромашини, складової гідропередачі, та діагностичними параметрами її технічного стану.

Аналіз отриманих залежностей показав, що застосування статичного параметричного методу діагностування для контролю технічного стану гідропередачі є ефективним при контролі градієнта тиску гідравлічної оливи при переході машини з холостого ходу на номінальний режим роботи, а застосування термодинамічного методу діагностування.

На третьому етапі було проведено експериментальне дослідження для перевірки теоретичних досліджень щодо застосування параметричного та термодинамічного методів діагностування стану для визначення технічного стану гідропередачі. Розробляється пристрій для діагностування аксіально-поршневих гідромашин за температурою і тиском робочої рідини.

3.2 Установка для дослідження гідравлічного приводу

При плануванні експериментальної бази для лабораторного дослідження необхідно дотримуватися наступних основних вимог: гідромеханічна жорсткість досліджуваного гідроприводу повинна відповідати реальному гідроприводу; вимірювальна апаратура повинна

забезпечувати достатньо повну і достовірну інформацію в широкому динамічному діапазоні.

Перша вимога щодо визначення модуля пружності гідروприводу та взаємного впливу динамічних параметрів процесу була виконана шляхом побудови натурного комбінованого стенду (рисунок 3.1).

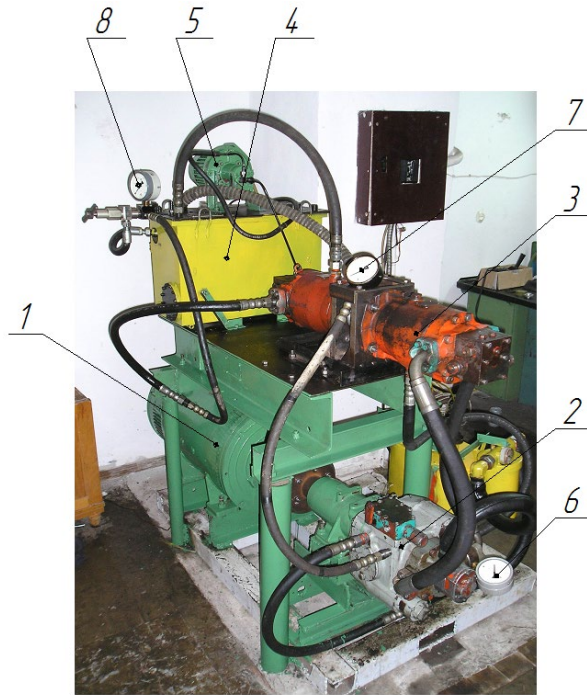


Рис.3.1 – Експериментальна установка: 1. Електродвигун; 2. Гідралічний насос; 3. Гідромотор; 4. Бак, 5. Насосна станція, 6. Манометр для вимірювання тиску в лінії підживлення; 7. Манометр для вимірювання тиску в дренажній лінії; 8. Манометр для вимірювання тиску в напірній лінії

Основним вузлом стенду є серійний зразок GST-90, що складається з аксіально-поршневого гідронасосу та аксіально-поршневого гідродвигуна.

Гідронасос приводиться в дію електродвигуном потужністю 75 кВт, швидкість обертання якого змінюється в інтервалі 400 ... 1250 хв.⁻¹ за допомогою реостата. Гідродвигун з'єднаний з гідронасосом гідравлічними рукавами завдяки спеціальних фітингів, до яких можуть підключатися датчики тиску і манометри.

Температура оливи стабілізується її охолодженням в водяному тепловому обміннику за допомогою гідравлічного насоса з автономним

приводом. Необхідна температура гідравлічної оливи може бути досягнута шляхом зміни подачі холодної води.

Важіль управління робочим об'ємом гідронасоса управляється дистанційно за допомогою спеціального пристрою, який дозволяє повільно змінювати кут нахилу важеля від -30° до $+30^{\circ}$ відносно нейтрального положення, фіксувати його в різних положеннях або вручну переміщати на будь-який фіксований кут в межах цього діапазону.

При проведенні випробувань на стенді діють наступні правила:

- Згідно з інструкцією з експлуатації GST-90-00.000IE, в якості робочої рідини може використовуватися тільки масло типу «А» з в'язкістю 25-36 сСт по ТУ 38-101-179-71 і діапазоном робочих температур від -6 до $+75$ °С. Рівень робочої рідини регулярно контролюється, забруднення робочої рідини не допускається;

- Після демонтажу стенду (зняття трубопроводу) з системи видаляється повітря;

- Підключення допоміжного обладнання до гідроприводу для проведення експериментів не повинно призводити до зміни гідравлічного опору, зменшення модуля пружності та об'єму магістралі (основні технічні характеристики не повинні змінюватися згідно з інструкцією з експлуатації).

Для дослідження процесу зміни тиску використовується набір манометрів та індуктивних приладів (ІП) динамічного тиску типу LX та ПД в поєднанні з тензорезистором УТ-4. Датчики вкручуються в технічні отвори в корпусах гідронасосів і електродвигунів, клапанних коробках і гідророзподільниках; робоча частота і діапазон тиску ІП дозволяють вимірювати параметри чотирьох досліджуваних магістралей.

Перед проведенням кожної серії експериментів регулярно перевіряються значення параметрів, що відповідають гідроприводу при номінальному технічному стані, для підвищення достовірності отриманих результатів. При підборі (комплектуванні) сполучених частин поворотного вузла аксіально-поршневої гідромашини з різними технічними станами

планується, щоб конструктивні параметри технічних станів мали п'ять-шість значень в межах діапазону варіювання.

Розроблена конструкція стенду забезпечує статичні та динамічні режими роботи аксіально-поршневої гідромашини в залежності від навантаження трансмісії технологічним гідромотором, який виконує роль гальма.

3.2 Методи виявлення взаємозв'язку між конструктивними параметрами поршневої пари та об'ємними втратами робочої рідини

Метою експерименту є переконатися в тому, що гідропривід не зможе працювати в номінальному режимі ($P_n = 21,0 \text{ МПа}$) в разі перевищення втрат робочої рідини, які перевищують продуктивність насоса підживлення.

Експеримент проводиться за однофакторною схемою на комплексному випробувальному стенді. Технічні умови роботи насосного агрегату змінюються шляхом встановлення зношених пар тертя: «розподільник – приставне днище», «блокова втулка - поршень», які спричиняють періодичні втрати робочої рідини в діапазоні $17...500 \text{ см}^3 / \text{с}$.

Перед кожним експериментом регулярно перевіряються значення параметрів, що відповідають гідроприводу в номінальному технічному стані, для підвищення достовірності отриманих результатів.

Кількість вимірювань визначається за стандартною методикою вибору необхідної кількості вимірювань. Перевірки проводяться при частоті обертання вала гідронасоса $n = 1450 \pm 50 \text{ хв}^{-1}$, температурі $t = 50^\circ \text{C}$ і тиску гідравлічної оливи $P = 3,5; 15,0 \text{ та } 21,0 \text{ МПа}$.

Для вимірювання переміщення поршня сервоприводу в сервоциліндрі просвердлюється отвір і до поршня прикручується шток направляючого пристрою (рис. 3.2).

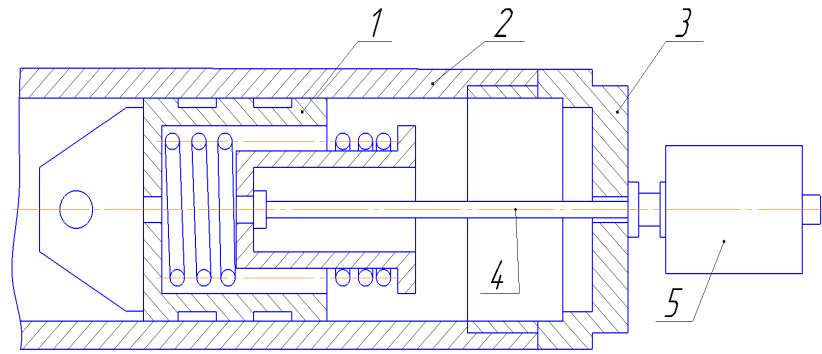


Рис. 3.2 – Схема встановлення датчика переміщення на поршень сервоциліндра: 1. Поршень сервоциліндра; 2. Сервоциліндр; 3. Кришка сервоциліндра; 4. Шток для вимірювання переміщення; 4. Індукційний пристрій переміщення

Враховуючи, що сумарні втрати гідравлічної оливи в насосному агрегаті гідромашини перетікають в корпус, а звідти в дренажну лінію і що насосні агрегати обох машин однакові, моделюється сумарна витрата в качаючому вузлі гідродвигуна, а витрати оцінюються шляхом перевірки компонентів рівняння балансу:

$$\sum Q_v = Q_c - Q_k, \quad (3.1)$$

де $\sum Q_v$ - загальні втрати гідравлічної оливи в насосному агрегаті з гідродвигуном;

Q_c - кількість гідравлічної оливи, що витікає з порожнини гідродвигуна в напірну лінію; (2.34)

Q_k - кількість гідравлічної оливи, що надходить у корпус гідродвигуна через переливний клапан клапанної коробки;

Вимірювання (Q_c) і (Q_k) виконується за допомогою лічильників рідини ШЖУ – 40 – 06 та ШЖУ – 40С – 16 ДСТУ 12671-81 (рис. 3.3).

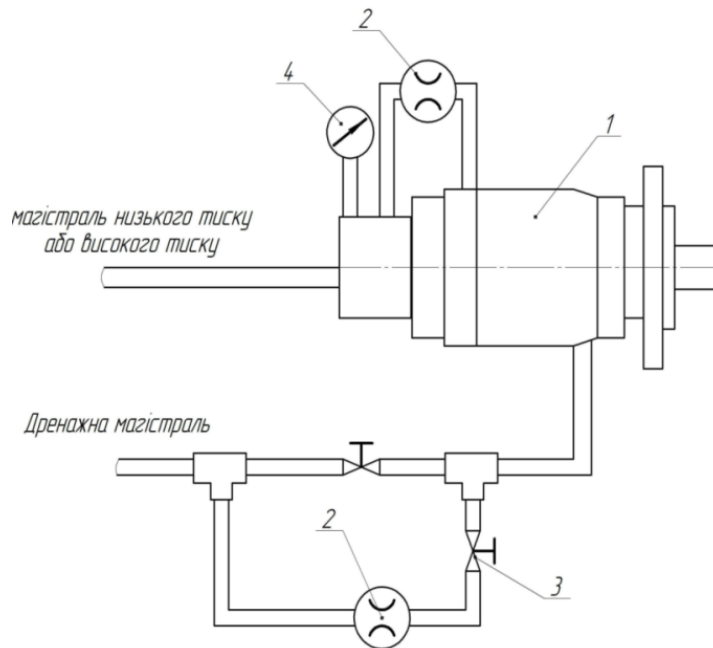


Рис. 3.3 – Схема підключення рідино міра та гідравлічного двигуна:

1 – гідромотор; 2 – рідиномір ШЖУ-40С-16; 3 – кран; 4 – манометр;
5 – рідиномір ШЖУ-40-06

Лічильник рідини ШЖУ – 40С – 16 (контроль Q_k), підключається до зливного потоку переливного клапана допоміжною лінією паралельно перекритому потоку «переливний клапан - корпус гідродвигуна». Лічильник рідини ШЖУ – 40 – 06 (визначення Q_c), підключається до зливної лінії між гідродвигуном і гідронасосом.

Кількість лабораторних випробувань розрахована на надійність 0,99 і похибку 3 %.

3.3 Методика визначення впливу зносу кільцевих опор п'яти поршнів на температурний режим з'єднання

Аналіз технічного стану аксіально-поршневих гідромашин показує, що в процесі експлуатації відбувається зношування п'яти плунжера.

Аналітичне дослідження в розділі 2. показало, що знос кільцевої опори п'яти поршня впливає на механічні втрати і призводить до зміни умов роботи

деталей, що сполучаються (від рідинного до сухого тертя) з порушенням теплового режиму пари тертя.

Для експериментальної перевірки робочої гіпотези, отриманої в результаті аналітичного дослідження, спочатку були відібрані поршні з різним зносом п'яти на кільцевій опорі.

Оскільки робоча гіпотеза базується на нерівномірному зносі кільцевої опори по висоті, були відібрані п'яти з якісним зносом кільцевої опори. Для того, щоб отримати більш широкий діапазон зносу п'ят, кільцеві опори були видалені шліфуванням.

Крім повної відсутності кільцевої опори, передбачено також комплект поршнів із загорнутим отвором гідростатичної опори. Це пов'язано з закономірністю, що спостерігається при відриві п'ят від поршнів у разі аварійної відмови.

Контроль температурного режиму роботи з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба», при зношеній кільцевій опорі, виконувався за допомогою установки термопар хромель-копель (ХК). Робочий спай термопар розміщувався: на відстані 1,5...2 мм від робочої поверхні похилої шайби; безпосередньо поблизу з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба» для визначення температури робочої рідини в зоні роботи пари тертя; в корпусі гідромотора в районі фіксації похилої шайби штифтом (рис. 3.4).

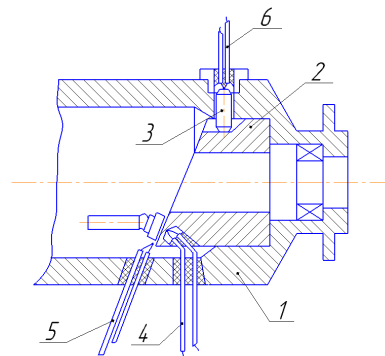


Рис. 3.4 – Схема встановлення термопар на гідродвигуну: 1 – корпус мотора, 2 – шайба, 3 – штифт фіксації шайби, 4 – термопара контролю температури деталей з'єднання; 5 – термопара контролю температури гідравлічного масла в зоні пари тертя; 6 – термопара контролю температури корпусу

Таке розташування термопар дозволяє контролювати температурний режим пари, температуру гідравлічної рідини в робочій зоні пари тертя і температуру корпусу гідродвигуна. Випробування проводилися при тиску рідини $P_n = 21,0 \text{ МПа}$.

3.4 Розробка засобів моніторингу технічного стану гідропередач

Контрольно-обчислювальний пристрій розроблено з використанням новітніх інформаційних технологій, з урахуванням недоліків аналогічних пристроїв вітчизняного та зарубіжного виробництва. Головною особливістю створеного пристрою є можливість передачі даних на віддалений сервер за допомогою бездротової передачі даних по технології Wi-Fi з доступом до точки доступу до мережі Інтернет, що забезпечує обробку, моніторинг і подальшу візуалізацію діагностичних параметрів і дозволяє приймати оперативні рішення про стан гідросистеми в зручній для користувача час. Оперативні рішення про стан гідравлічної системи можуть бути прийняті в зручній для користувача час.

Прилад характеризується можливістю вимірювання тиску і температури, достатньою автономністю (може працювати протягом доби без підзарядки), компактними розмірами і невеликою вагою 0,5 кг. Структурна схема приладу наведена на рис. 3.5.

Головним елементом електронного блоку обробки сигналів датчиків тиску і температури є мікроконтролер ATmega328, який входить до складу контролера Arduino Uno. Крім того, контролер має 14 цифрових портів вводу/виводу, 6 аналогових портів вводу/виводу, мікроконтролер віддаленої передачі даних ESP8266, кварцовий генератор 16 МГц, інтерфейс USB, 32 КБ флеш-пам'яті, SRAM 2 КБ, EEPROM 1 КБ, кнопка скидання налаштувань і порт живлення.

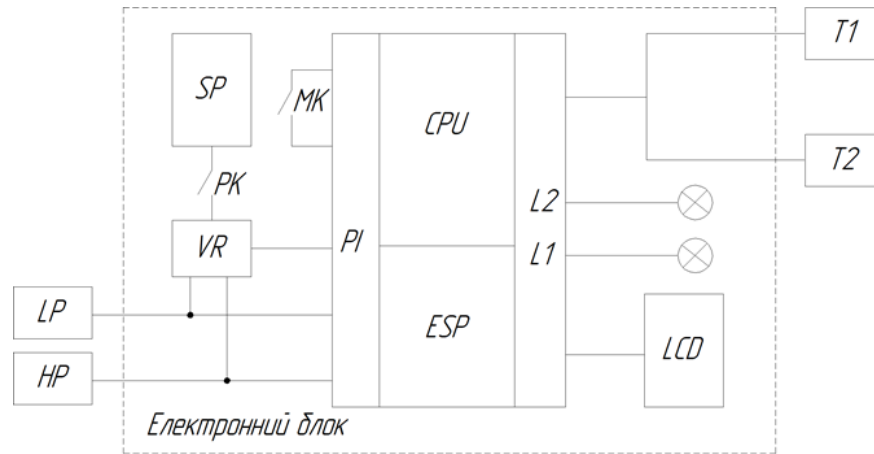


Рис. 3.5 – Структурна схема контрольно-вимірювальної апаратури: SP – Джерела живлення; РК – Вимикач живлення; VR – Стабілізатор напруги 12 В; МК – Перемикач режимів передачі даних; PI – Порт живлення плати; CPU – Мікропроцесор обробки параметрів; ESP – Мікропроцесор для дистанційного зв'язку; LCD – дисплей; T1, T2 – Датчики температури; LP, HP – Датчики контролю низького і високого тиску

П'єзорезистивні датчики тиску (діапазони вимірювання 0-60 бар і 0-600 бар, напруга живлення 12-36 В, вихідний сигнал 0-5 В, клас точності 0,5) використовуються для вимірювання тиску робочих рідин (рис. 3.6).



Рис. 3.6 – Датчики вимірювання тиску

Для вимірювання температури робочої рідини було сконструйовано пристрій на основі цифрового датчика температури DS18B20, розміщеного в алюмінієвому корпусі з порожниною, заповненою теплопровідним клеєм (діапазон вимірювання від -55°C до $+125^{\circ}\text{C}$, напруга живлення від 3,0 до

5,5 В, струм споживання 1 мА, точність вимірювання $\pm 0,5$ % (діапазон вимірювання від -10°C до $+85^{\circ}\text{C}$)) (рис. 3.7).

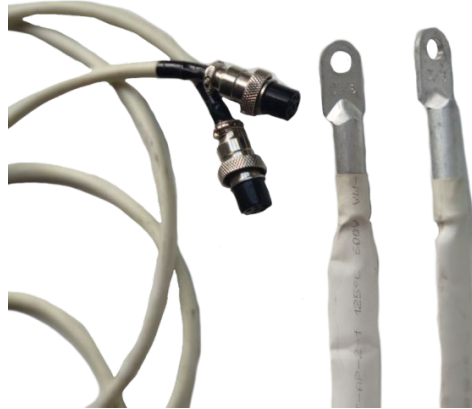


Рис. 3.7 – Датчики вимірювання температури

Оскільки допустима напруга живлення для датчиків температури значно відрізняється від напруги живлення, що використовується для датчиків тиску, було прийнято рішення встановити два типи точок підключення: 3-контактні для гідравлічного обладнання та 7-контактні для температурного обладнання, щоб уникнути проблем з пошкодженням датчиків і неточних вимірювань.

Інтерфейс для взаємодії з пристроєм (рис. 3.8) містить тумблери для керування режимами живлення та передачі даних, індикатори їх активації та модуль відображення даних. Відображення даних реалізовано за допомогою комбінації РК-модуля та мікросхеми РСF8574А (8-розрядний розширювач шини для інтерфейсу I2С), що дозволило зменшити кількість портів, необхідних для виведення інформації на екран, до чотирьох (з 16) та заощадити порти контролера. РК-дисплей може відображати чотири рядки по 20 символів у кожному. Контрастність дисплея регулюється за допомогою змінного резистора.



Рис. 3.8 – Інтерфейс взаємодії гідротестера

Можливість віддаленого відображення даних досягається конфігурацією мікроконтролера ESP8266, який відповідає за віддалену передачу даних до електронного блоку і є активним під час роботи пристрою. Програмна конфігурація мікроконтролера здійснюється за допомогою бібліотеки ESP8266WiFi.h. При визначенні мережевих параметрів були зроблені наступні налаштування мережі, які відповідають налаштуванням точки віддаленого доступу системи Android за замовчуванням, окрім IP-адреси пристрою: Шлюз 192.168.43.1, DNS 192.168.43.1, Маска мережі 255.255.255.255.0, IP 192.168.43.123.

Робота контрольно-обчислювального пристрою полягає в наступному. Перед початком роботи з гідротестером необхідно підключити всі необхідні для вимірювання датчики з обох боків і увімкнути прилад другим тумблером з лівого боку. Після увімкнення пристрою на його моніторі в першому рядку відображається рівень заряду джерела живлення пристрою, поточна напруга живлення від джерела живлення, поточний режим передачі даних (0 – локальне відображення, 1 – передача даних через Інтернет), в другому рядку – IP-адреса пристрою (якщо пристрій підключено до локальної мережі), в третьому рядку – значення температури першого та другого датчиків, в четвертому – значення високого тиску (pH) та низького тиску (pL).

Мікроконтролер ATmega328 обробляє сигнали від підключених датчиків у безперервному циклі з паузою 1000 мс між ітераціями. Після

отримання відповідних даних на кожній ітерації значення вхідної напруги перетворюються в еквівалентні значення відповідних функціональних діагностичних параметрів. Після перетворення всіх вхідних значень формується рядок даних, сумісний з форматом GET протоколу http, який надсилається до модуля ESP8266. Модуль налаштовує потік даних і чекає на запит для відправки даних на віддалений сервер або для відображення поточного стану діагностичних параметрів, в залежності від налаштованого режиму передачі даних.

Розробка прототипу гідротестера супроводжувалася випробуваннями на гідравлічному стенді в лабораторії Дніпровського державного аграрно-економічного університету.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Вплив зносу опори п'яти поршня на температурний режим насосного агрегату

Дослідження впливу зносу кільцевої опори п'яти поршня на температурний режим качаючого вузла насоса проводилося в два етапи. На першому етапі визначався вплив зміни конструктивних параметрів технічного стану п'яти на об'ємні втрати насосної частини агрегату, на другому етапі - зміна температурного режиму роботи спряження..

Результати експериментів з дослідження взаємозв'язку між технічним станом п'яти поршнів насосного агрегату та об'ємними витоками рідини наведені в табл. 4.1 та графічно представлені на рис. 4.1.

Таблиця 4.1 – Величина витоку робочої рідини, спричинена технічним станом п'яти та тиском робочої рідини

№ досліда	Витоки рідини $Q_D, \text{см}^3/\text{с}$	Тиск робочої рідини $P, \text{МПа}$
Опора п'яти плунжера повністю зношена		
1	20,0	4,0
2	32,0	8,0
5	53,0	12,0
5	68,0	16,0
6	79,0	20,0
7	82,0	24,0
Опора не зношена		
1	17,0	4,0
2	19,0	8,0
5	21,0	12,0
5	22,0	16,0
6	23,0	20,0
7	27,0	24,0
Опора п'яти плунжера повністю зношена, отвір завальцовано		
1	15,0	4,0
2	16,0	8,0
5	17,0	12,0
5	18,0	16,0
6	19,0	20,0
7	19,5	24,0

Аналіз результатів, наведених у табл. 4.1, показує, що зі зносом п'яти поршнів витрата гідравлічної рідини до дренажу через з'єднання «п'ята

плунжера-похила шайба» при номінальному тиску ($P_H = 21,0 \text{ МПа}$), збільшуються від $Q_D = 20 \text{ см}^3/\text{с}$ (всі дев'ять плунжерів з п'ятами нові) до $Q_D = 82 \text{ см}^3/\text{с}$ (у всіх плунжерів кільцева опора п'яти повністю зношена), що показано на рис.4.1.

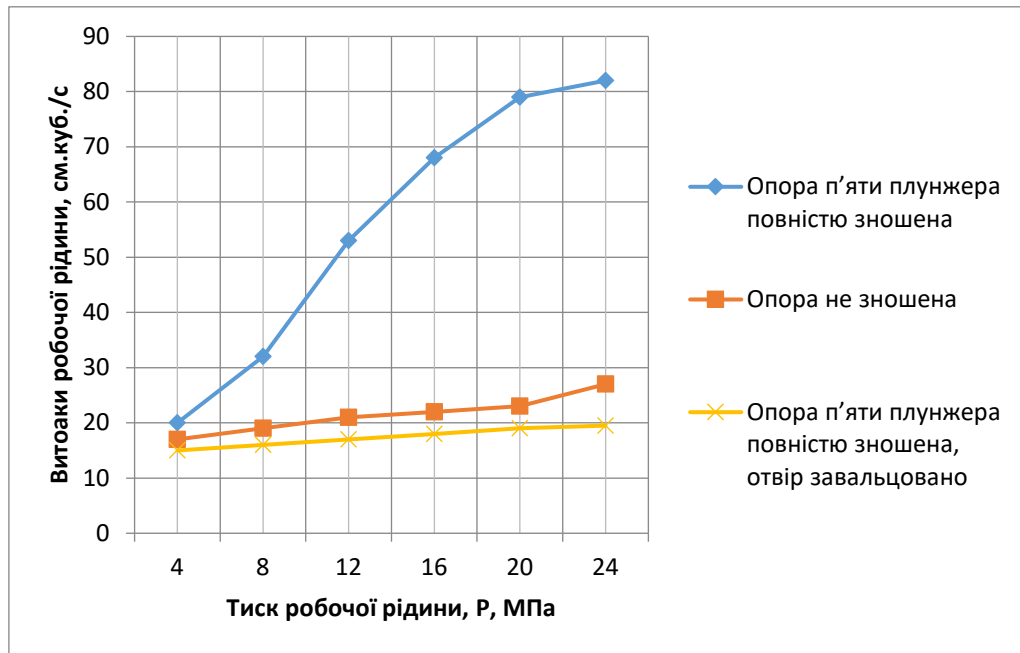


Рис. 4.1 – Залежність витoku гiдравлiчної рiдини (Q_D) п'яти плунжерiв вiд технiчного стану та тиску гiдравлiчної рiдини

Детальний аналіз витoku гiдравлiчної рiдини в зливну магістраль показує, що він не є значним з точки зору об'ємних втрат і не призводить до втрати працездатності гiдропередачі.

Тому управлiння технiчним станом сполучених деталей «п'ята поршня – похила шайба» слiд здiйснювати не за об'ємними втратами рiдини, а за iншими діагностичними параметрами, якi мають бiльше iнформації про технiчний стан сполучених деталей.

Очевидно, що коли кільцева опора зношується, отвір в п'яті згодом завальцьовується. Це значно зменшує витік робочої рiдини, що

підтверджується графічною залежністю, і змінює температурний режим з'єднання «опора п'яти – люлька (конічна шайба)».

В результаті зменшення шару робочої рідини під п'ятою поршня пара тертя «п'ята поршня - похила шайба» знаходиться в стані граничного тертя, що супроводжується підвищеними температурними напруженнями в п'яті. Вплив зносу кільцевої опори п'яти поршня на термодинаміку похилої шайби в залежності від часу експлуатації показано в табл. 4.2 і проілюстровано на рис. 4.2.

Таблиця 4.2 – Значення робочої температури для сполучення «п'ята – похила шайба» відповідно до технічного стану і часу при тиску робочої рідини ($P_H = 21,0 \text{ МПа}$)

№ досліджу	Температура похилої шайби $T_{ни}$, °C	Час випробовування t , хв.
П'ята плунжера нова		
1	29,0	1,0
2	36,0	2,0
3	41,0	3,0
4	42,0	4,0
5	45,0	5,0
Чотири плунжера мають завальцовані отвори гідростатичного підпору		
1	34,0	1,0
2	46,0	2,0
3	52,0	3,0
4	58,0	4,0
5	60,0	5,0
Кільцева опора всіх п'ят плунжера повністю зношена		
1	40,0	1,0
2	59,0	2,0
3	69,0	3,0
4	75,0	4,0
5	79,0	5,0
Кільцева опора всіх п'ят плунжера повністю зношена, отвори гідростатичного підпору завальцовані		
1	52,0	1,0
2	73,0	2,0
3	86,0	3,0
4	95,0	4,0
5	100,0	5,0

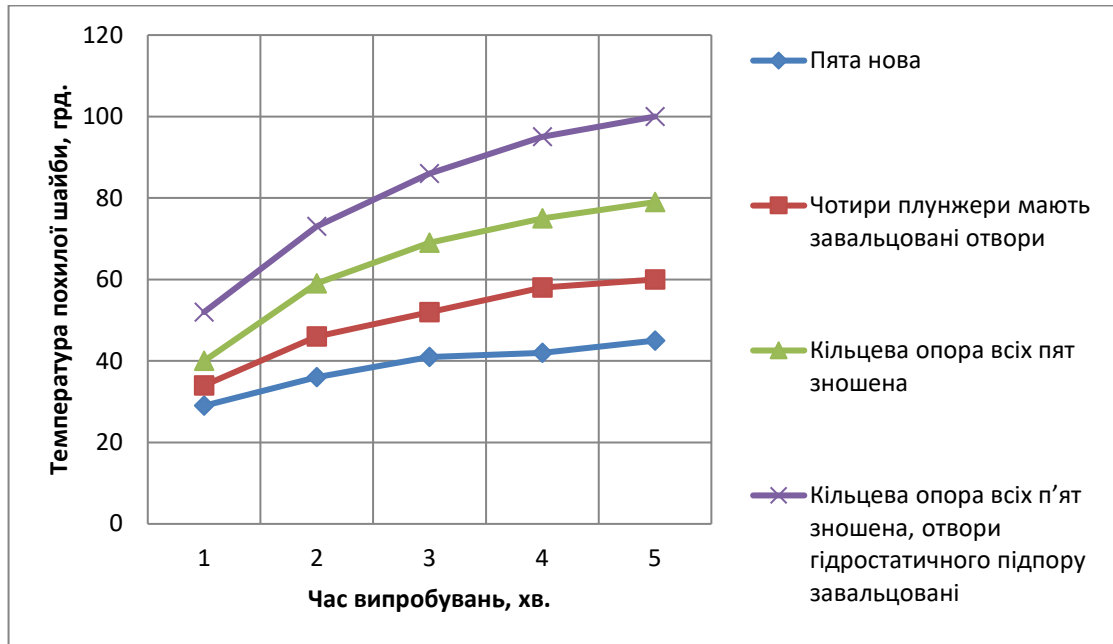


Рис. 4.2. – Вплив зношення кільцевої опори п'яти плунжера на динаміку температури похилої шайби в залежності від тривалості роботи

Аналіз отриманих результатів показав, що при навантаженні гідроприводу номінальним тиском ($P_H = 21,0 \text{ МПа}$) інтенсивність збільшення температури похилої шайби суттєво залежить від стану кільцевої опори п'яти. При роботі під навантаженням впродовж $t = 5 \text{ хв.}$ температура похилої шайби змінюється від $T_{n.ш} = 45^\circ \text{C}$ при новій кільцевій опорі, до $T_{n.ш} = 100^\circ \text{C}$ при повністю зношеній кільцевій опорі і завальцованих отворів гідростатичного підпору.

Експлуатація з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба» при підвищених температурних навантаженнях зрештою приводить до повного зношення кільцевої опори п'яти з подальшим завальцуванням каналу, який підводить робочу рідину під п'яту для забезпечення роботи гідростатичного підшипника. При цьому, подання рідини на мащення пари тертя повністю припиняється, а температура в з'єднанні зростає майже в два рази. Подальша експлуатація такого з'єднання закінчується аварійною відмовою – вирив п'яти плунжера.

Експериментальні дослідження зносу кільцевої опори п'яти поршня дозволяють зробити висновок, що параметром її структурно-

функціонального технічного стану є витікання гідравлічної рідини в з'єднанні «п'ята – скошена шайба». Граничне значення визначається суто технічним критерієм – переходом до сухого тертя, що і є причиною відмови.

Виходячи з результатів зміни температури (табл. 4.2), можна використовувати швидкість підвищення температури корпусу гідромашин в характерних точках (поворотна цапфа люльки гідронасоса і штифт фіксації похилої шайби гідромотора), як діагностичний параметр для моніторингу технічного стану деталей «п'ята – похила шайба».

Використання цих точок для встановлення датчиків температури в корпусі гідромашин обумовлено наявністю різьбових технічних отворів, які дозволяють монтувати датчики температури без розгерметизації гідравлічного агрегату всередині корпусу робочою рідиною під тиском $P_d = 0,35 \text{ МПа}$. При цьому, ці точки характеризуються інформативністю, оскільки конструктивно розташовані напроти деталей качаючих вузлів агрегатів.

Результати зміни швидкості наростання температури похилої шайби і корпусу мотора в залежності від технічного стану кільцевої опори п'яти плунжера наведено в табл.4.3 і представлено на рис.4.3.

Таблиця 4.3 – Зміна температури похилої і шайби і корпусу гідромотора від стану кільцевих опор п'ят пор (при тиску $P_H = 21,0 \text{ МПа}$ і часу $\Delta t = 1 \text{ хв.}$)

Тиск робочої рідини, P, МПа	Температура похилої шайби $T_{ши}$, $^{\circ}\text{C}$	Температура похилої шайби $T_{корп.}$, $^{\circ}\text{C}$
П'ята плунжера нова		
21,0	45,0	38,0
Чотири плунжера мають завальцовані отвори гідростатичного підпору		
21,0	61,0	41,0
Кільцева опора всіх п'ят плунжера повністю зношена		
21,0	75,0	48,0
Кільцева опора всіх п'ят плунжера повністю зношена, отвори гідростатичного підпору завальцовані		
21,0	98,0	70,0

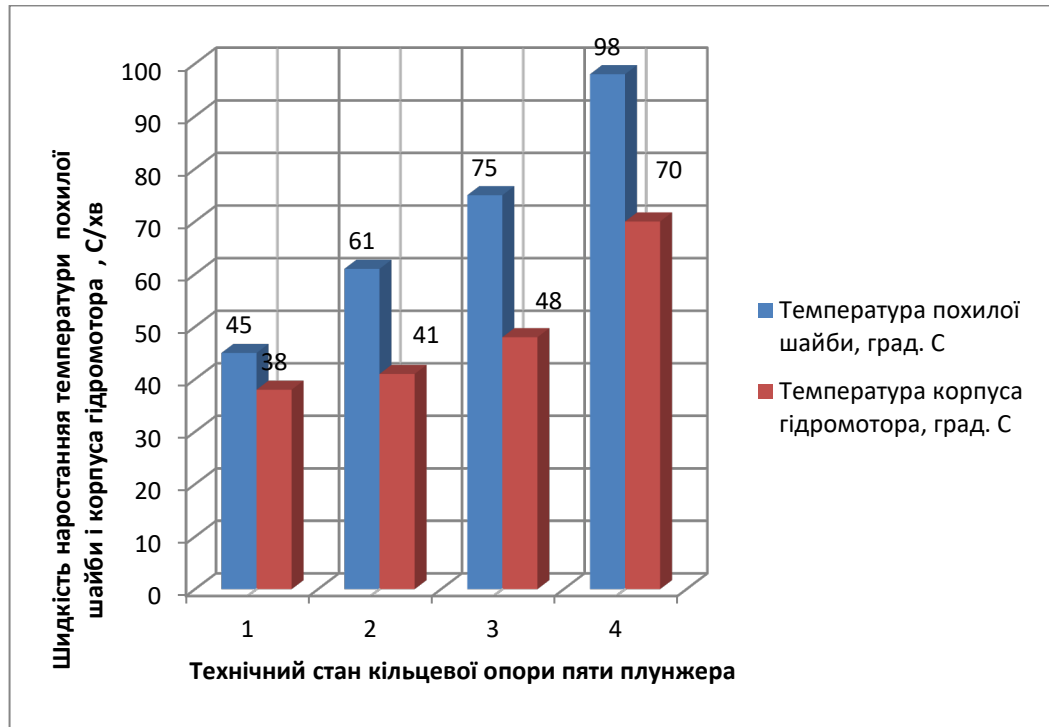


Рис. 4.3 – Залежність швидкості підвищення температури похилої і шайби і корпусу гідромотора від стану кільцевих опор п'ят поршнів: 1 – П'яти нові; 2 – Чотири плунжера мають завальцьовані отвори гідростатичного підпору; 3 – Кільцеві опори всіх п'ят поршнів повністю зношені; 4 – Кільцеві опори всіх п'ят поршнів повністю зношені, а отвори в гідростатичній опорі завальцьовані

З аналізу приведених на рис. 4.3 результатів досліджень видно, що швидкість наростання температури корпусу, при різному технічному стану п'яти, змінюється в діапазоні від 40 до 70 $^{\circ}\text{C}/\text{хв}$ (при тиску $P_H = 21,0\text{МПа}$ і $\Delta t = 1\text{хв.}$).

Отримані результати зміни температурного режиму роботи деталей в спряженні «п'ята – похила шайба» гідромотора, обумовленого зміною структурних параметрів робочої поверхні п'яти плунжера, дали можливість виявити діагностичний параметр для контролю технічного стану деталей «п'ята – похила шайба» – швидкість наростання температури корпусу гідромашин та визначити максимально інформативні точки для її контролю –

поворотні цапфи люльки на гідронасосі і штифт фіксації похилої шайби у гідромотора.

Застосування даних точок для установки датчиків температури на корпусах гідромашин обумовлюється також наявністю різьбових технологічних отворів, що дає можливість установлювати їх без розгерметизації гідравлічних агрегатів. Водночас дані точки характеризуються інформативністю за рахунок конструктивного розміщення по відношенню до деталей качаючого вузла.

4.2 Розробка технічних вимог до технології діагностики гідроприводів трансмісії

З метою зниження вартості діагностування трансмісійних гідроприводів насамперед необхідно розробити технічні вимоги, що забезпечують реалізацію системного підходу. Такі вимоги можуть бути розроблені на основі аналізу характеристик аксіально-поршневих гідроприводів як класу, що підлягає діагностуванню, вибору та обґрунтування системи структурних параметрів і алгоритмів, що визначають їх робочий стан.

Характеристики аксіально-поршневих гідроприводів можна класифікувати за трьома основними ознаками: 1) конструкція; 2) фізичні характеристики роботи і зносу; 3) умови проведення процесу діагностування.

Різноманітність конструктивних виконань і компонувань аксіально-поршневих гідромашин створює необхідність розробки методик діагностування трансмісійних гідроприводів ГСТ-90 з метою мінімізації кількості і місць розташування необхідних вимірювальних приладів.

Іншою важливою особливістю трансмісійних гідроприводів є те, що конструктивні параметри, які визначають їх працездатність, недостатньо повно і раціонально враховані в системі. Це дає можливість встановити найбільш обґрунтований умовний алгоритм виявлення несправностей ГП і на цій основі сформулювати вимоги до методів діагностики.

Синтез структурної системи параметрів базується на результатах функціонально-структурного аналізу трансмісійного гідроприводу шляхом коригування наявного набору параметрів для врахування фізичної природи зношування та відмов складових. Система параметрів наведена в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Сукупності параметрів за результатами функціонально-структурного аналізу гідроприводу трансмісії

Найменування об'єкту	Якісні ознаки технічного стану	Параметри технічного стану (структурні)	
		Найменування	Шифр
Гідропривід трансмісії	1. Гідропривід не працює в жодному з напрямків	1. Коефіцієнт подачі насоса підпитки	X_1
		2. Витоки через запобіжний клапан насоса підпитки	X_2
		3. Коефіцієнт подачі гідронасоса	X_3
		4. Витоки РР в з'єднанні «розподільник – приставне дно» гідронасоса	X_4
		5. Витоки РР в з'єднанні «втулка – плунжер» гідронасоса	X_5
		6. Розхід робочої рідини гідромотором	X_6
		7. Витоки РР в з'єднанні «розподільник – приставне дно» гідромотора	X_7
		8. Витоки РР в з'єднанні «втулка – плунжер» гідромотора	X_8
		9. Від'єднанні внутрішні тяги чи зламана пружина кручення на вісі важеля	X_9
		10. Засмічений жиклер системи управління	X_{10}
		11. Несправний клапан високого тиску	X_{11}
		12. Несправний зворотній клапан	X_{12}
		13. Зруйнована заділка п'яти плунжера гідронасоса	X_{13}
		14. Зруйнована заділка п'яти плунжера гідронасоса	X_{14}
	2. Гідропривід працює тільки в одному напрямку	1. Заїдання золотника гідророзподільника керування	X_1^{\square}
		2. Розрегулювання клапана високого тиску	X_2^{\square}
		3. Засмічений зворотній клапан	X_3^{\square}
		4. Заїдання шунтуємого золотника в клапанній коробці	X_4^{\square}
	3. Перегрів гідроприводу трансмісії	1. Знос кільцевої пари п'яти плунжера у гідронасоса	$X_1^{\square\square}$
		2. Знос кільцевої пари п'яти плунжера у гідромотора	$X_2^{\square\square}$
		3. Розрегулювання клапана високого тиску	$X_3^{\square\square}$
	4. Важко встановити нейтральне положення гідроприводу	1. Розрегулювання золотника гідророзподільника керування	$X_1^{\square\square\square}$
		2. Розрегулювання люльки насоса	$X_2^{\square\square\square}$

У другому стовпчику таблиці наведено перелік якісних позначень технічних умов, що характеризують робочі характеристики гідроприводу, а в третьому - перелік конструктивних параметрів, які їх визначають. Причому, першим у кожній підсистемі структурних параметрів є (де це можливо і доцільно) узагальнений параметр технічних умов, за яким слідують залежні та специфічні параметри.

До системи конструктивних параметрів входить оцінка гідравлічної щільності запобіжного клапана. Це пояснюється тим, що в ГТ запобіжний клапан повинен бути герметичним у закритому стані.

Представлений перелік конструктивних параметрів є відносно повнішим, ніж існуючі, і ближчим до переліку параметрів, рекомендованих для оцінки на випробувальному стенді в умовах ремонтного підприємства.

Прийнята нами система включає узагальнені параметри і виключає конструктивні параметри, які мало впливають на загальну роботу гідроприводу. Алгоритм перевірки працездатності гідроприводу за параметрами, перерахованими в таблиці 4.4, можна записати в наступному вигляді:

$$D_{zm} = X_1 \cap X_2 \cap X_3 \cap X_4 \cap X_5 \cap X_6 \cap X_7 \cap X_8 \cap X_9 \cap X_{10} \cap X_{11} \cap X_{12} \cap X_{13} \cap X_{14}, \quad (4.1)$$

$$X_1 \leq P_\partial \rightarrow \Pi(X_2 U X_3 U X_6 U X_{11} U X_{12}),$$

$$X_3 \leq P_\partial \rightarrow \Pi(X_4 U X_5),$$

$$X_6 \leq P_\partial \rightarrow \Pi(X_7 U X_8).$$

Припускаючи, що гідравлічний привід працює тільки в одному напрямку, алгоритм визначається наступним чином:

$$D_{zm} = X_1^\square \cap X_2^\square \cap X_3^\square \cap X_4^\square, \quad (4.2)$$

Якщо ГТ перегрівається, а нейтральне положення гідроприводу не може бути встановлене, алгоритм записується відповідним чином:

$$D_{em} = X_1^{\square} \cap X_2^{\square} \cap X_3^{\square}, \quad (4.3)$$

$$D_{em} = X_1^{\square\square} \cap X_2^{\square\square}, \quad (4.4)$$

де $X^{\square}, X^{\square\square}, X^{\square\square\square}$ - шифри структурних параметрів (табл. 4.1);

\cap, \cup, \rightarrow - відповідно знаки кон'юнкції (і), диз'юнкції (або), та імплікації (якщо, то).

Ці алгоритми умовно визначають оптимальну послідовність діагностики і, таким чином, мінімізують кількість перевірок.

Очевидно, що оцінка необхідної кількості набору параметрів, перерахованих в табл. 4.4, вимагає комплексного використання різних методів діагностування.

На основі проведеного дослідження можна сформулювати наступні вимоги до методів діагностування ГТ агрегатів:

1. Мінімізація трудомісткості встановлення об'єкта діагностування та засобів діагностування;
2. Забезпечення можливості обов'язкового контролю при діагностуванні тиску і температури охолоджуючої рідини;
3. Забезпечення можливості застосування обґрунтованого умовного алгоритму діагностування шляхом роздільної оцінки конструктивних параметрів гідронасоса і гідромотора, які визначають працездатність гідроприводу.

4.3 Алгоритми діагностики гідравлічних приводів

Аналізуючи номенклатуру структурних параметрів ГСТ-90, якісні ознаки відмов гідроприводу і взаємозв'язок між структурними і діагностичними параметрами, можна розробити алгоритми діагностування трансмісійних гідроприводів при технічному обслуговуванні і виявленні несправностей.

Якщо в умовах експлуатації трансмісійного гідроприводу з'являються ознаки несправності або раптової відмови, а значення узагальнених параметрів під час поточного діагностування виходять за допустимі межі, то для визначення причини відмови слід виконати діагностику за призначенням. Пропонований алгоритм перевірки для цієї мети наведено на рисунку 4.4.

Представлений алгоритм заявочного діагностування, на відміну від раніше розроблених, здатний виявляти несправності в качаючих вузлах агрегатах гідромашин. Ця особливість має велике значення, оскільки на них припадає до 70 % відмов.

Раціональний алгоритм щоденного контролю працездатності гідроприводу трансмісії та рекомендації щодо його відновлення (у разі необхідності) представлено на рисунку 4.5.

Аналіз алгоритму регламентного діагностування показує, що він включає в себе комплекс робіт з визначення технічного стану різних комбінацій насосних агрегатів гідромашин.

Використовуючи відповідні кроки алгоритму прикладного діагностування на різних етапах діагностування, можна визначити технічний стан практично всіх вузлів і з'єднань, які мають суттєвий вплив на працездатність гідроприводу.

Наведені на рис 4.4 і 4.5 алгоритми, для оцінки технічного стану гідроприводу, включають логічно пов'язані між собою контрольні перевірки з позитивними результатами «так» або негативними результатами «ні» для відновлення працездатності гідроприводу і його складових частин.

При виконанні робіт з усунення несправностей необхідно враховувати місце проведення робіт. Очевидно, що якщо для усунення несправності гідравлічну машину потрібно відправити до спеціалізованого ремонтного центру, робота з перевірки відповідного гідравлічного приводу буде завершена.

Однак після ремонту процес діагностики гідроприводу необхідно повторити, щоб переконатися, що агрегат готовий до подальшої експлуатації.

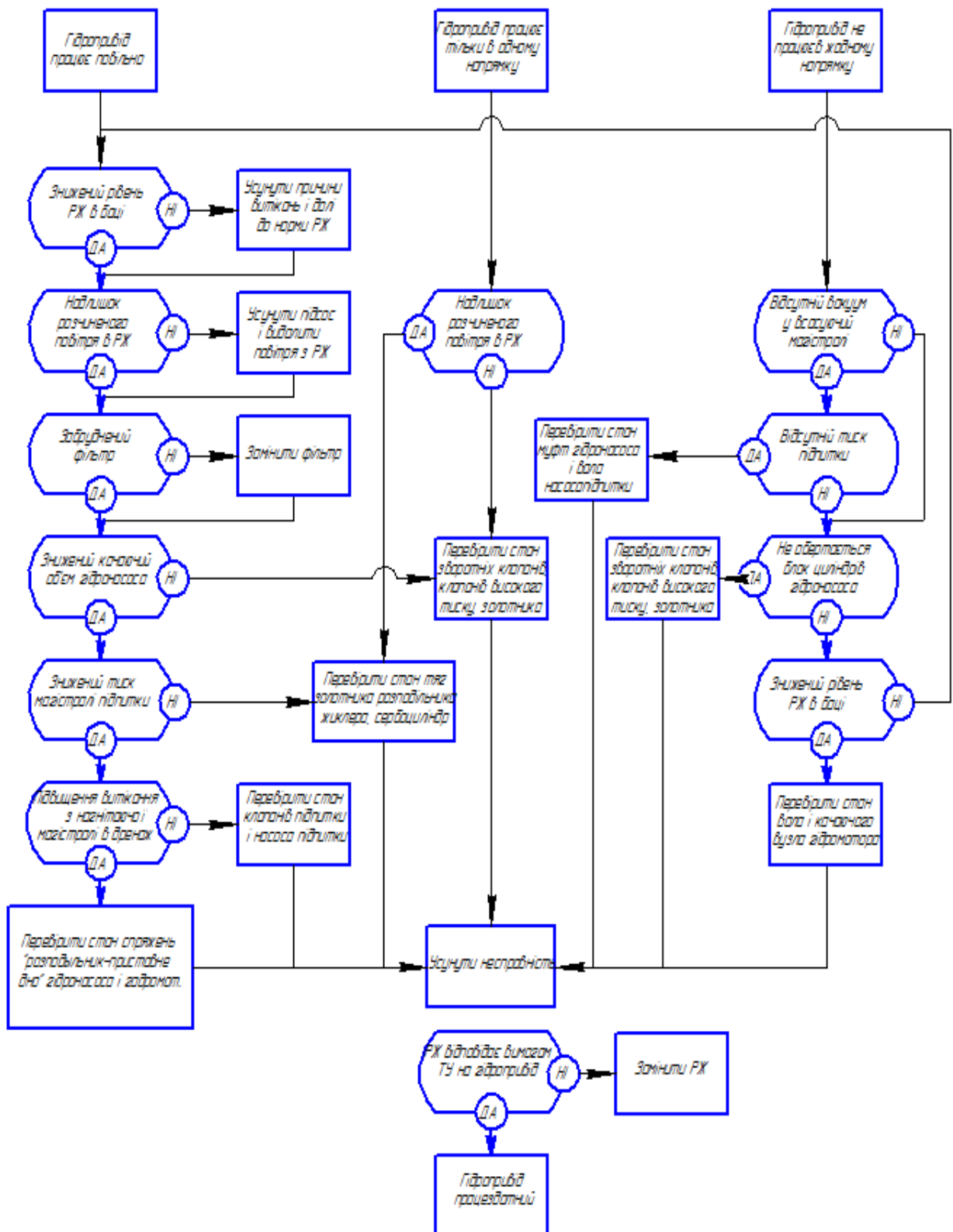


Рис. 4.4 – Алгоритм для заявочного діагностування

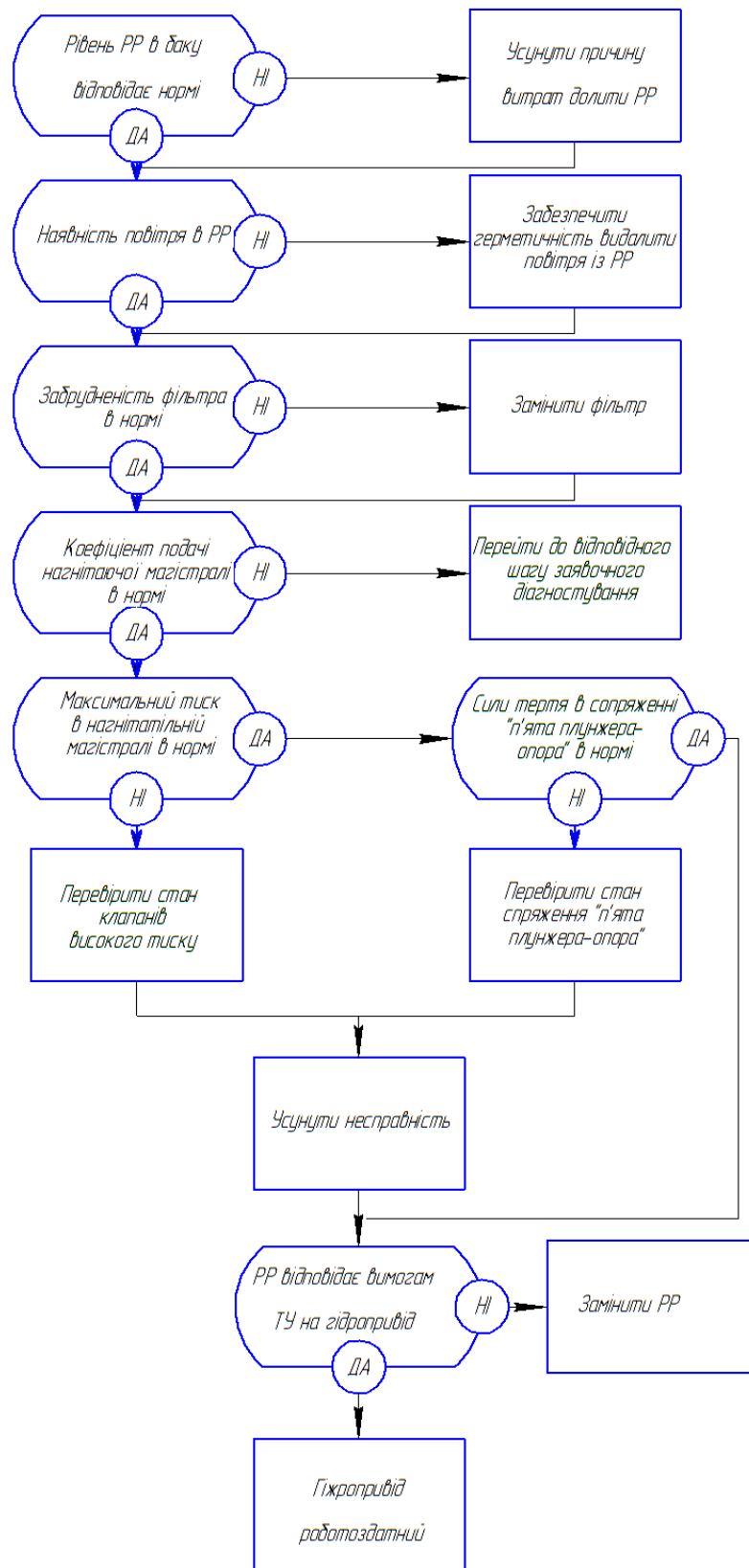


Рис. 4.5 – Алгоритм для планового діагностування

Таким чином, можна на основі взаємозв'язку між структурними та діагностичними параметрами можна розробити алгоритми діагностування гідроприводів для зменшення витрат на діагностику.

Виявлена інформація також може бути використані як для методів передремонтного діагностування, так і для розробки обладнання для діагностування трансмісійних гідроприводів.

Висновки по розділу.

1. Дослідження зносу кільцевої опори п'яти поршня дозволяють зробити висновок, що параметром її структурно-функціонального технічного стану є витікання гідравлічної рідини в з'єднанні «п'ята - похила шайба», а граничне значення визначається суто технічним критерієм - переходом до сухого тертя, що і є причиною відмови.

2. При зношеній кільцевій опорі і завальцованому отворі гідростатичного підшипника об'ємні втрати при номінальному тиску становлять $Q_D = 20 \text{ см}^3/\text{с}$, що на 12,5 % менше в порівнянні з не зношеними кільцевими опорами, що вказує на не можливість визначити технічний стан п'яти плунжера за показником об'ємних втрат.

3. При навантаженні гідроприводу номінальним тиском $P_H = 21,0 \text{ МПа}$ інтенсивність збільшення температури похилої шайби суттєво залежить від стану кільцевої опори п'яти. При роботі під навантаженням впродовж $t = 5 \text{ хв.}$ температура похилої шайби змінюється від $T_{n.u} = 45^0 \text{ C}$ при новій кільцевій опорі, до $T_{n.u} = 100^0 \text{ C}$ при повністю зношеній кільцевій опорі і завальцованих отворів гідростатичного підпору.

4. Швидкість наростання температури корпусу, при різному технічному стану п'яти, змінюється в діапазоні від 35 до $65^0 \text{ C}/\text{хв}$ на 46 % (за час $\Delta t = 1 \text{ хв.}$ на п'ятій хвилині випробувань), що вказує на інформативність діагностичного параметра – швидкість наростання температури корпусу гідромотора в районі штифта фіксації похилої шайби для визначення технічного стану кільцевої опори п'яти плунжера.

5. Мінімізація трудомісткості установки об'єкта діагностики та діагностичного інструменту забезпечується мінімальною кількістю контрольних точок з урахуванням можливості використання накладних

вимірювальних приладів і обов'язковим контролем тиску в магістралі і температури робочої рідини під час діагностування.

6. Забезпечення можливості оцінки технічного стану повної системи структурних параметрів качаючих вузлів гідронасоса й гідромотора окремо, які обумовлюють працездатність гідроприводу, можливе при реалізації раціональних умовних алгоритмів діагностування.

7. Використання на відповідних етапах діагностування рекомендованих кроків алгоритму заявочного діагностування дозволяє визначити технічний стан практично всіх вузлів і сполучень гідроприводу, які суттєво впливають на його працездатність.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НЕПЕРЕДБАЧЕНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Стан умов роботи та пожежної безпеки у сервісному підприємстві

Практична реалізація запропонованих заходів планується в ремонтній майстерні ТОВ «Дніпропетровський Агротехсервіс» у відділенні, що спеціалізується на обслуговуванні агрегатів гідравлічної системи.

Спеціалізоване відділення розташоване в зоні капітального ремонту цеху. Майстерня спеціалізованого відділення оснащена необхідним основним і допоміжним обладнанням. Мийка ОМ-5359 для зовнішнього очищення агрегатів; стенд ОР-1959-11-14 для розбирання та збирання гідроагрегатів; стенд ОР-8488-01 для притирання деталей; стенд ОР-92303 для обкатки та випробування гідропередач; слюсарний стенд СС-1461-01А. Залежно від техніки виконання робіт, на дільниці є чотири робочих місця. На дільниці працює слюсар – ремонтник.

Розміщення обладнання в виробничому підрозділі здійснюється відповідно до [15]. Його площа та об'єм відповідають стандартним нормам на одного робітника згідно вимог.

На робочому місці встановлена загально обмінна припливно-витяжна вентиляція, яка забезпечує необхідний температурний режим і чистоту повітря у виробничому приміщенні відповідно до загальних санітарно-гігієнічних вимог [16].

Роботи у підрозділі можна віднести до категорії III відповідно до [12], для якої споживання енергії становить $290 - 249 \text{ Вт}$ ($251 - 300 \text{ ккал / год}$). Дана категорія включає працю, пов'язану з безперервним рухом, транспортування важких (більше 200 Н) навантажень, що вимагають значних фізичних зусиль. Наприклад, установка аксіально-поршневого гідромотора (вага - 35 кг.) на стенді для запуску і перевірки.

Параметри мікроклімату на ділянці представлені в таблиці 5.1 згідно з [17].

Табл. 5.1 – Стан кліматичних умов у робочих зонах спеціальних підрозділів

Показник клімату	В зимовий період		В літній період	
	допускаємі на робочих місцях	оптимальні	допускаємі на робочих місцях	оптимальні
Стан температури, °С	12-18	13-17	18-24	19-21
Стан вологості, %	70	60	65 для 22 ⁰ С	62
Стан швидкості повітря, м/с	менше 0,55	0,45	0,44-0,55	0,45-0,48

Показники таблиці вказують, що основні показники кліматичних умов відповідають допустимим межам.

Проведення сервісних робіт до гідропередач, обумовлює появу небезпечних на фізичній та хімічній основі виробничих факторів: при виконанні демонтажно-монтажних робіт падіння з обладнання для кантування гідропередач, падіння складових частин гідромашин (наприклад, живильних насосів, гідророзподільників, клапанних коробок, насосних агрегатів та ін.).

Неефективний захист рухомих частин випробувального стенду гідроагрегату; термічні фактори (загоряння під час зливу мастила з картера гідроагрегату; очищення (знежирення) деталей бензином або гасом); поява металевих осколків в деталях під час операцій пресування; наявність гострих кромки на деталях, вузлах, агрегатах, інструменті тощо).

Небезпечні виробничі фактори: пари гасу, бензину і миючих рідин в повітрі; шум і вібрація від роботи машин, механізованих стендів, інструментів і робочих агрегатів під час випробувань.

У табл. 5.2 показані фактичні і максимально допустимі концентрації небезпечних матеріалів на місці технічного обслуговування гідравлічної трансмісії відповідно до [19, 20].

Аналіз показників, наведених у таблиці 5.2, показав, що вимірний вміст речовин в приміщенні, які є шкідливими для робітників, є також меншим щодо граничних значень.

Таблиця 5.2 – ГДК та виміряні значення шкідливих речовин у повітрі в зоні обслуговування гідропередачі

Назва речовин	Гранична та допустима концентрація, $мг / м^3$	Небезпечний клас	Наявний показник
Бензин для розчинення (у переводі до С)	295	3-4	260
Бензин паливний (у переводі до С)	100	3-4	87
Гас (у переводі до С)	295	3-4	220
Олива мінеральна	4,5-5	2-3	4,6
Луг	2	2-3	1,9

Шум і вібрація виникають в зоні обслуговування гідравлічних трансмісійних агрегатів. Джерелами шуму та вібрації на дільниці є механічні стенди, інструменти, обладнання та гідроагрегати під час обкатки та випробувань.

Якість діагностичних робіт на дільниці значною мірою залежить від наявності природного та штучного освітлення, яке має відповідати вимогам [21].

Сонячне світло потрапляє через два дахові вікна в будівлі. На дільниці обслуговування гідравлічної трансмісії використовується люмінесцентне освітлення. Це пов'язано з тим, що воно забезпечує достатнє освітлення в ремонтній зоні і працює при різному температурному стані.

Працівники відділів технічного обслуговування гідравлічних агрегатів відносяться до категорії працівників зорової роботи (середня точність). Мінімальна або ототожнююча величина розміру об'єкта ідентифікації становить від 0,5 мм до 1,0 мм. Стандартна норма освітленості для умов загального освітлення відповідає 200-225 люкс.. Нормоване сумарне значення індексу засліпленості -40, а коефіцієнт мерехтіння – 20%. Стандартна норма інтегрального показника природнього освітлення зверху та згрупованого виду відповідає 2,4 %, а освітленості з боку - 0,9%.

Згідно наведених показників видно, що умови праці в цехах і на постах дільниці з технічного сервісу гідроагрегатів відносяться до другої категорії

«допускаємі», які характеризуються рівнем показників виробничих зон і трудового процесу, що відповідають встановленим гігієнічним нормам. Виробничі процеси на дільницях за станом вибухової, пожежно-вибухової та пожежної небезпеки відносяться до категорії «В – пожежна небезпека» оскільки на дільниці знаходяться легкозаймисті, горючі та важкогорючі речовини і матеріали з питомою теплотою згоряння понад 180 МДж/м^2 у окремих дільницях, що мають площу більше 10 м^2 .

Робочі зони, що розташовані безпосередньо на дільниці з технічного обслуговування гідропередач, за пожежною небезпекою відносяться до категорії П-1. Зовнішні стіни та внутрішні перегородки будівлі майстерні збудовані з червоної цегли. Ці матеріали є негорючими, тому будівля відноситься до негорючих класів П.

Займання паливно-мастильних матеріалів на дільниці можливе: під впливом електричних або механічних іскор, температурного впливу об'єктів, що нагрілись або прямого полум'я; займання електрообладнання за умови його перевантаження, перегріву або короткому замиканні (E); за умови самостійного займання ганчір'я, що насичене мастилом (пожежа класом A).

5.2 Дії щодо поліпшення стану праці

За результатами досліджень планується удосконалення методів діагностування аксіально-поршневих гідромашин. Для їх реалізації необхідно вдосконалити технічне оснащення дільниці з технічного сервісу гідроагрегатів.

З метою покращення умов праці робітників на робочих місцях дільниці та запобігання травматизму технічні стенди для зберігання ремонтного фонду (аксіально-поршневих гідромашин) повинні бути забезпечені спеціальними зажимами для утримання агрегатів, вузлів та деталей. На робочих місцях для очищення, обкатки та випробування гідроагрегатів рекомендується передбачати місцеву вентиляцію, а на робочих місцях для

розбирання та складання гідроагрегатів, обкатки – підйомно-транспортні засоби.

Основне обладнання, що спричиняє вібрацію та шум під час роботи, необхідно встановити на гумових амортизаторах.

Трудомісткість монтажно-демонтажних робіт значно зменшиться завдяки розміщенню стелажів в робочих зонах, де розбираються та збираються агрегати.

Для забезпечення нормованих рівнів освітлення в робочих зонах відділення виникає необхідність в перевірці відповідності площ існуючих віконних прорізів встановленим вимогам.

Попередні розрахунки бічного освітлення віконних площ проводяться за виразом:

$$S_0 = \frac{e_n \cdot K_3 \cdot \eta_o}{100 \cdot m \cdot \tau_o \cdot r_1} K_{\text{бюд}} \cdot S_n, \quad (5.1)$$

де S_0 - площі віконні, m^2 ; S_n - площі полу; ($S_n = 110 m^2$);

e_n - стандартний показник (КПО), ($e_n = 1 \%$); m - показник розміру вікон, ($m = 1,06$); K_3 - показник резерву, ($K_3 = 1,2$); η_o - показник для вікна за світлом, ($\eta_o = 9,5$); r_1 - показник відбивання ($r_1 = 1,45$); $K_{\text{бюд}}$ - показник затінення, ($K_{\text{бюд}} = 1$); τ_o - показник пропуску світла:

$$\tau_o = \tau_1 \cdot \tau_2 \cdot \tau_3 \cdot \tau_4 \cdot \tau_5, \quad (5.2)$$

де τ_1 - показник пропускання світла матеріалу, ($\tau_1 = 0,66$);

τ_2 - показник втрат освітлення у вікні, ($\tau_2 = 0,75$);

τ_3 - показник, впливу несучої складової вікна на втрати бокового ($\tau_3 = 1$) та верхнього ($\tau_3 = 0,8 - 0,9$) освітлення.

τ_4 - показник втрат освітлення через сонцезахисні пристрої, ($\tau_4 = 1$);

τ_5 - показник втрат освітлення через захисні сітки ліхтарів, ($\tau_5 = 1,0$).

$$\tau_0 = 0,66 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0,495$$

Тоді

$$S_0 = \frac{1 \cdot 1,2 \cdot 9,5}{100 \cdot 1,06 \cdot 0,495 \cdot 1,45} \cdot 1 \cdot 110 = 16,5 \text{ м}^2$$

Згідно зі стандартними значеннями ($KПО$) $e_n = 1 \%$, а розміри вікна повинні забезпечувати його площу $S_0 = 16,5 \text{ м}^2$. Дійсний розмір віконного отвору $16,2 \text{ м}^2$ знаходиться в межах 10% похибки від розрахункової площі. Таким чином, природне освітлення задовольняє встановленим вимогам.

Організація працівників на робочому місці та на окремих ділянках повинна відповідати ергономічним вимогам. Працівники, забезпечені засобами індивідуального захисту, повинні бути проінструктовані про те, як користуватися ними та наглядати за ними, а керівництво компанії повинно забезпечити використання працівниками засобів індивідуального захисту.

Використання паливно-мастильних матеріалів повинне відповідати щоденній кількості, щоб уникнути пожежі. Після використання промаслене ганчір'я слід збирати в металевий ящик і вивозити з майданчика в кінці робочого дня. Перед початком ремонтних робіт ретельно видаліть нафтопродукти та інші легкозаймисті речовини з усіх деталей.

На об'єктах впроваджені організаційно-технічні заходи, включаючи системи протипожежного захисту, евакуаційні шляхи та виходи, пожежні сходи, розташування кранів.

5.3 Дії у непередбачених ситуаціях в сервісному підрозділі

Спеціалізовані служби технічного обслуговування гідроагрегатів характеризуються тим, що вони мають достатню кількість обладнання для виконання всіх робіт технічного процесу.

Наявність великої кількості обладнання у виробничому процесі може призвести до аварійних ситуацій.

Перш за все, існує ризик ураження електричним струмом через обрив дроту. У цьому випадку необхідно спочатку вимкнути джерело струму і переконатися, що по дротах не тече струм. Якщо опіки першого-другого ступеня і незначні, слід скористатися індивідуальним пакетом першого порятунку та організувати доставку травмованого до стаціонарної лікарні швидкої допомоги. За наявності сильних опіках необхідно викликати швидку допомогу та повідомити керівництво про надзвичайну ситуацію. Небезпечну зону слід огородити і не допускати туди працівників.

Якщо нещасний випадок стався безпосередньо внаслідок механічної поломки обладнання, необхідно вжити всіх заходів, щоб знеструмити машину або обладнання та надати першу допомогу потерпілому. Якщо травма неглибока, використовуйте окрему упаковку і транспортуйте потерпілого до медичного закладу.

У разі серйозних травм, якщо потерпілий втратив свідомість, негайно викличте швидку допомогу, попередьте керівництво про аварійну ситуацію, знеструмте несправне обладнання, вивісьте знаки, що попереджають про несправність, і огородіть небезпечну зону.

Висновок по розділу.

Фактична площа віконного отвору становить $16,2 \text{ м}^2$ і знаходиться в межах 10% похибки від розрахункової площі, що забезпечує нормовані рівні природнього освітлення в робочих зонах відділення.

6. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА

Економічна оцінка розраховується на основі розроблених методів діагностування аксіально-поршневих гідромашин, які дозволяють уникнути необґрунтованих розбирань при ремонті гідравлічних агрегатів.

Для організації робіт з перед ремонтного діагностування планується закупити додаткове обладнання вартістю – 143000 грн.

Визначення ефективності запропонованих технічних рішень визначаються слідуючими показниками:

1. Вартість об'єктів ремонту.

Розрахунок проводиться на основі річних програм:

$$B_D = \eta \cdot B_{OD}, \quad (6.1)$$

де η^B , $\eta^П$ - існуюча та запропонована програми відповідно, од.

($\eta^B = 500$ од., $\eta^П = 1000$ од.)

B_{OD} - діагностика одиниці, грн. ($B_{OD} = 550$ грн.);

$$B_D^B = 500 \cdot 550 = 275000 \text{ грн.}$$

$$B_D^П = 1000 \cdot 550 = 550000 \text{ грн}$$

2. Загальні виробничі витрати:

$$E_B = 3П + A + B_{EL} + B_{P.OB} + B_{p.m} + I_B, \quad (6.2)$$

де $3П$ – заробіток з начисленням;

A – амортизація;

B_{EL} – витрати на електроенергію;

B_{PEM} – витрати на сервісне обслуговування виробничого обладнання;

$B_{p.m}$ - вартість ремонтних матеріалів.

IB – інші витрати.

Заробіток працівників:

$$ЗП = З_{CP} \cdot N_P \cdot 12 + З_{П.Н}, \quad (6.3)$$

де $З_{CP}$ - середня заробітна плата, грн ($З_{CP}^B = З_{CP}^П = 8500 \text{ грн}$);

N_P - кількісний склад працівників, ($N_P^B = 1 \text{ чол.}$, $N_P^П = 2 \text{ чол.}$);

$З_{П.Н}$ - нарахування, ($З_{П.Н} = 0,22 \cdot (З_{CP} \cdot N_P \cdot 12)$).

$$З_{CP}^B = 8500 \cdot 1 \cdot 12 = 102000 \text{ грн},$$

$$З_{CP}^П = 8500 \cdot 2 \cdot 12 = 204000 \text{ грн},$$

Нарахування на заробіток:

$$З_{П.Н}^B = 0,22 \cdot 102000 = 22440,0 \text{ грн}$$

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

Загальний заробіток:

$$З_{П}^B = 102000 + 22440,0 = 124440,0 \text{ грн},$$

$$З_{П}^П = 204000 + 44880,0 = 248880,0 \text{ грн},$$

Амортизація на виробниче обладнання.

$$A_{обл} = \frac{C_{Б.ОБ.} \cdot H_A}{100}, \quad (6.4)$$

де $C_{Б.ОБ.}$ - кошторис виробничого обладнання, грн ($C_{Б.ОБ.}^B = 120000 \text{ грн}$

$C_{Б.ОБ.}^П = 143000 \text{ грн.}$)

H_A - амортизаційні нарахування, % ($H_A = 21,93\%$).

$$A_{Б.ОБ.}^Б = \frac{120000 \cdot 21,93}{100} = 26316,0 \text{ грн.}$$

$$A_{Б.ОБ.}^П = \frac{143000 \cdot 21,93}{100} = 31359,9 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію

$$B_{ЕЛ} = Q_{ЕЛ} \cdot Ц_{ЕЛ},$$

(6.5)

де $Q_{ЕЛ}$ - використання електроенергії, $кВт/год.$

($Q_{ЕЛ}^Б = 12222 \text{ кВт/год.}$, $Q_{ЕЛ}^П = 18333 \text{ кВт/год.}$),

$Ц_{ЕЛ}$ - вартість однієї $кВт/год.$ ($Ц_{ЕЛ} = 4,32 \text{ грн.}$)

$$B_{ЕЛ}^Б = 12222 \cdot 4,32 = 52800,0 \text{ грн}$$

$$B_{ЕЛ}^П = 18333 \cdot 4,32 = 79200,0 \text{ грн,}$$

Затрати на сервісне обслуговування виробничого обладнання:

$$B_{Р.ОБ} = \frac{A_{обл} \cdot 30}{100}, \quad (6.6)$$

$$B_{Р.ОБ}^Б = \frac{26316,0 \cdot 30}{100} = 7894,8 \text{ грн}$$

$$B_{Р.ОБ}^П = \frac{31359,9 \cdot 30}{100} = 9408,0 \text{ грн}$$

Кошторис ремонтних матеріалів ($B_{р.м}$) складе:

$$B_{p.m} = 0,1 \cdot 3_{II}, \quad (6.7)$$

$$B_{p.m}^B = 0,1 \cdot 124440,0 = 12444,0 \text{ грн.}$$

$$B_{p.m}^II = 0,1 \cdot 248880,0 = 24888,0 \text{ грн.}$$

Відсоток на інші затрати:

$$I_O = 0,05 \cdot (3_{II} + A + B_{ЕЛ} + B_{P.OB} + B_{3.Ч}) \quad (6.8)$$

$$I_O^B = 0,05 \cdot (124440,0 + 26316,0 + 52800,0 + 7894,8 + 12444,0) = 11194,7 \text{ грн}$$

$$I_O^II = 0,05 \cdot (248880,0 + 31359,9 + 79200,0 + 9408,0 + 24888,0) = 19686,8 \text{ грн}$$

Загальні витрати:

$$E_B^B = 124440,0 + 26316,0 + 52800,0 + 7894,8 + 12444,0 + 11194,7 = 235088,7 \text{ грн.}$$

$$E_B^II = 248880,0 + 31359,9 + 79200,0 + 9408,0 + 24888,0 + 19686,8 = 413422,8 \text{ грн.}$$

3. Собівартість об'єктів ремонту:

$$C_P = E_B \cdot 1,02 \quad (6.9)$$

$$C_P^B = 235088,7 \cdot 1,02 = 239790,5 \text{ грн.}$$

$$C_P^II = 413422,8 \cdot 1,02 = 421691,3 \text{ грн.}$$

4. Інтегральний прибуток (Π):

$$\Pi_{3AG} = B_P - C_P, \quad (6.10)$$

$$\Pi_{3AG}^B = 275000 - 239790,5 = 35209,5 \text{ грн}$$

$$\Pi_{3AG}^II = 550000 - 421691,3 = 128308,7 \text{ грн}$$

5. Збільшений прибуток:

$$D_{II} = \Pi_{ЗАГ}^I - \Pi_{ЗАГ}^B, \quad (6.11)$$

$$D_{II} = 128308,7 - 35209,5 = 93099,2 \text{ грн.}$$

6. Час, за який окупляться матеріальні вкладення:

$$T_o = \frac{C_{Б.ОБ.}}{D_{II}}, \quad (6.12)$$

$$T_o = \frac{143000,0}{93099,2} = 1,5 \text{ року}$$

Результати розрахунків показано в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Розрахункові показники ефективності

Назва показника	Існуючий варіант	Запропонований варіант
Види роботи	ремонт	ремонт
Об'єм роботи, од.	500	1000
Склад працюючих, осіб.	1	2
Величини капіталовкладень, грн.	120000	143000
Цехові витрати, всього, грн.	235088,7	413422,8
- за робітня платня, грн.	124440,0	248880,0
- амортизація, грн.	26316,0	31359,9
- електроенергія, грн.	52800,0	79200,0
- сервісні витрати, грн.	7894,8	9408,0
- витрати на покращення умов праці, грн.	11194,7	19686,8
Річна собівартість об'єктів ремонту, грн.	239790,5	421691,3
Сумарний прибуток, грн.	35209,5	128308,7
Отриманий прибуток, грн.	-	93099,2
Час, за який окупляться матеріальні вкладення, роки	-	1,5

Розраховано економічну ефективність проектного рішення, впровадження якого дозволяє збільшити програму технічного обслуговування за рахунок регламентації діагностування об'єктів трансмісії з економічним ефектом 93099,2 грн. на рік та терміном окупності 1,5 року, що відповідає нормативним вимогам і свідчить про ефективність отриманих в роботі результатів.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ РОБОТИ

1. Продуктивність гідроприводів в основному визначається впливом об'ємних і механічних втрат на вихідні параметри. При цьому об'ємні втрати визначаються технічним станом з'єднань «розподільник – приставне днище», «втулка блоку – поршень» і підживлювального насоса насосного агрегату, а механічні втрати гідроприводу - технічним станом з'єднань «п'ята поршня – опора», «п'ята поршня – похила шайба», руйнуванням шліцьового з'єднання та опорного підшипника вала.

2. Імовірність безвідмовної роботи гідропередачі в разі сумісної дії декількох незалежних подій показує, що розрахунок математичної ймовірності більш точно відображає таблицю ймовірностей відмов (КН – 36,2 %, КМ – 22,7 %, КК – 8,76 %, СКРО – 9,2 %, СП – 8,86 %).

3. Для моніторингу технічного стану аксіально-поршневих гідромашин в гідропередачах, де присутні механічні втрати, в якості діагностичного параметра слід використовувати контроль різниці температур між лініями нагнітання і впуску гідравлічної оливи.

4. Для діагностування технічного стану аксіально-поршневих гідромашин запропоновано метод, що дозволяє за часовим градієнтом тиску робочої рідини в нагнітальній лінії при переході гідромашини від холостого ходу до номінального режиму роботи, оцінити її фактичний стан, величину зносу з'єднувальних елементів, що спричиняють об'ємні втрати

5. Дослідження зносу кільцевої опори п'яти поршня дозволяють зробити висновок, що параметром її структурно-функціонального технічного стану є витікання гідравлічної рідини в з'єднанні «п'ята – похила шайба», а граничне значення визначається суто технічним критерієм – переходом до сухого тертя, що і є причиною відмови.

6. При зношеній кільцевій опорі і завальцованому отворі гідростатичного підшипника об'ємні втрати при номінальному тиску становлять $Q_D = 20 \text{ см}^3/\text{с}$, що на 12,5 % менше в порівнянні з не зношеними

кільцевими опорами, що вказує на не можливість визначити технічний стан п'яти плунжера за показником об'ємних втрат.

7. При навантаженні гідроприводу номінальним тиском $P_H = 21,0 \text{ МПа}$ інтенсивність збільшення температури похилої шайби суттєво залежить від стану кільцевої опори п'яти. При роботі під навантаженням впродовж $t = 5 \text{ хв.}$ температура похилої шайби змінюється від $T_{n.u.} = 45^0 \text{ C}$ при новій кільцевій опорі, до $T_{n.u.} = 100^0 \text{ C}$ при повністю зношеній кільцевій опорі і завальцованих отворів гідростатичного підпору.

8. Швидкість наростання температури корпусу, при різному технічному стану п'яти, змінюється в діапазоні від 35 до 65^0 C/хв на 46% (за час $\Delta t = 1 \text{ хв.}$ на п'ятій хвилині випробувань), що вказує на інформативність діагностичного параметра – швидкість наростання температури корпусу гідромотора в районі штифта фіксації похилої шайби для визначення технічного стану кільцевої опори п'яти плунжера.

9. Мінімізація трудомісткості установки об'єкта діагностики та діагностичного інструменту забезпечується мінімальною кількістю контрольних точок з урахуванням можливості використання накладних вимірювальних приладів і обов'язковим контролем тиску в магістралі і температури робочої рідини під час діагностування.

10. Забезпечення можливості оцінки технічного стану повної системи структурних параметрів качаючих вузлів гідронасоса й гідромотора окремо, які обумовлюють працездатність гідроприводу, можливе при реалізації раціональних умовних алгоритмів діагностування.

11. Використання на відповідних етапах діагностування рекомендованих кроків алгоритму заявочного діагностування дозволяє визначити технічний стан практично всіх вузлів і сполучень гідроприводу, які суттєво впливають на його працездатність.

12. Фактична площа віконного отвору становить $16,2 \text{ м}^2$ і знаходиться в межах 10% похибки від розрахункової площі, що забезпечує нормовані

рівні природнього освітлення в робочих зонах відділення з технічного сервісу гідравлічних агрегатів.

13. Впровадження обґрунтованих заходів дозволяє збільшити програму технічного обслуговування за рахунок регламентації діагностування об'єктів трансмісії з економічним ефектом 93099,2 грн на рік та терміном окупності 1,5 року, що відповідає нормативним вимогам і свідчить про ефективність отриманих в роботі результатів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Об'ємні гідроприводи для машин технічного обслуговування аеродромів та літаків: монографія / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. Г. Пімонов, О. О. Резніков, В. О. Шевченко, О. В. Щербак. – Харків: ХНАДУ, 2022. – 305 с.
2. Аврунін Г. А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. – Підручник, ХНАДУ, 2016. – 438 с.
3. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи . Частина 3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.3-96). – [Введен 1998-01-01]. – 36 с. – (Державний стандарт України).
4. Фінкельштейн З. Л. Надійність та експлуатація гідромашин та гідроприводів : навч. посіб. / З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко; Під. ред. П. М. Андренко. – Алчевськ: ДонДТУ, 2013. – 142 с.
5. Фінкельштейн З.Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посіб. / З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко ; під ред. проф. П. М. Андренка. – Харків : НТУ «ХП», 2014. – 308 с.
6. Андренко П. М. Надійність, технічне діагностування та експлуатація гідро- і пневмоприводів : навч. посіб. / П. М. Андренко, А. Ю. Лебедев, О. В. Дмитрієнко, М. С. Свинаренко ; під ред. проф. П. М. Андренка. – Харків : Видавничий центр НТУ «ХП», 2018. – 519 с.
7. Електронна сторінка ЗАТ «Гидросила ГРУП» [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://www.hydrosila.com> - Загл. с екрана.
8. Мельянцов П. Т. Опыт ремонта гидропривода ГСТ-90 на ремонтных предприятиях [Текст] / П. Т. Мельянцов, Б. Г. Харченко, И. Г. Голубев. – М.: Госагропром СССР. АгроНИИТЭИИТО, 1989. 42 с.
9. Каргиев Б. Ш. Диагностирование объемного гидропривода [Текст]. / Техника в сельском хозяйстве, 1987, № 3, с. 17-19.

10. Андренко П. М. Технічне діагностування гідравлічних приводів : навч. посіб. / П. М. Андренко, А. Ю. Лебедєв, М. С. Свищенко. – Харків : Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2016. – 172 с.
11. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т. В. Алексеева, В. Д. Бабанская, Т. М. Башта и др.; под ред. Т. М. Башты. – М. : Машиностроение, 1989. – 264 с.
12. Baker, J., Ivantysynova, M., Advanced surface design for reducing power losses in axial piston machines, The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP09, Linköping, Sweden-2-4 June 2009
13. Лур'є З. Я. Інтегральна методика теплового розрахунку об'ємного гідроагрегату / З. Я. Лур'є, П. М. Андренко та ін. // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАУ. – 2012. – Вип. 12. – Т. 3. – С. 3–14.
14. Рыбаков А. Ю. Определение полного КПД при термодинамическом диагностировании объемного гидропривода /А. Ю. Рыбаков // Сб. «Гидропневмоавтоматика и гидропривод технологических машин» – Ковров, 1982. – Вып. 2 – с. 44-49.
15. ДБН В.2.2-28:2010 Будинки і споруди. Будинки адміністративного та побутового призначення. – К.: Міністерство регіонального розвитку та будівництва України, 2010 – 245 с.
16. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, Вентиляція та Кондиціонування. – К.: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2013 – 179 с.
17. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. – К.: Держстандарт, 1999. – 31 с.
18. ГОСТ 12.0.003-74 «ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация» - М.: Изд-во стандартов, 1974 – 46 с.
19. ГН 3.3.5-8.6.6.1-2002 Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу. – К.: МОЗ України, 2002 – 123 с.

20. ГОСТ 12.1.005-88. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 43 с.

21. ДБН В.2.5-28-2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення. – К.: Мінбуд України, 2006 – 87 с.

ДОДАТКИ

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра інжинірингу технічних систем

**ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ
МОБІЛЬНИХ МАШИН МЕТОДАМИ І ЗАСОБАМИ ЇХ ДІАГНОСТУВАННЯ**
демонстраційний матеріал до дипломної роботи освітнього ступеня “Магістр”

Виконав: студент 2 курсу, групи МГАІ-2-23
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»
Ковальчук Олександр Сергійович

Керівник: к.т.н., доцент
Мельянцов Петро Тимофійович

Дніпро 2024

**Тема: “підвищення експлуатаційної надійності гідравлічних
ТРАНСМІСІЙ МОБІЛЬНИХ МАШИН МЕТОДАМИ І ЗАСОБАМИ ЇХ
ДІАГНОСТУВАННЯ ”**

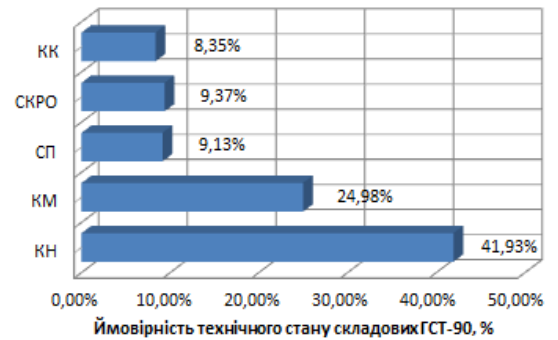
Мета роботи: “є підвищення експлуатаційної надійності гідропередач мобільних машин шляхом удосконалення методів і засобів їх діагностування.”

Задачі досліджень:

1. Розробити модель причин втрати працездатності трансмісійних гідроприводів (ТГ) та визначити взаємозв'язок між структурними та діагностичними параметрами технічного стану;
2. Визначити емпіричний розподіл безвідмовності агрегатів та вагомість структурних параметрів, що впливають на працездатність трансмісії, шляхом визначення параметрів кількісних характеристик;
3. Розробити методику визначення технічного стану аксіально-поршневих гідромашин в гідропередачах мобільних машин з використанням термодинамічного діагностування.
4. Розробити засоби контролю технічного стану гідравлічної трансмісії.
5. Розробити алгоритми заявочного та регламентного діагностування гідроприводів трансмісій.

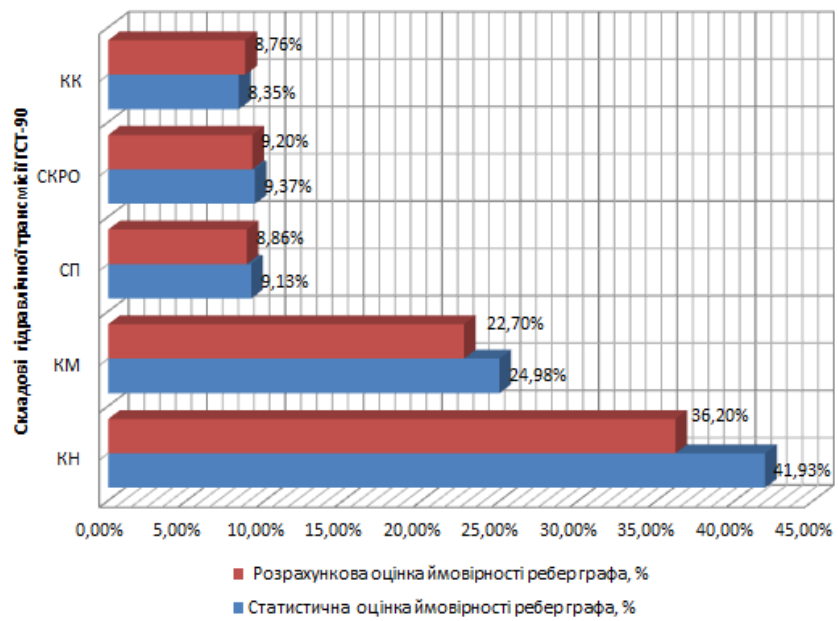
Результати кількісної оцінки надійності складових аксіально-поршневих гідромашин

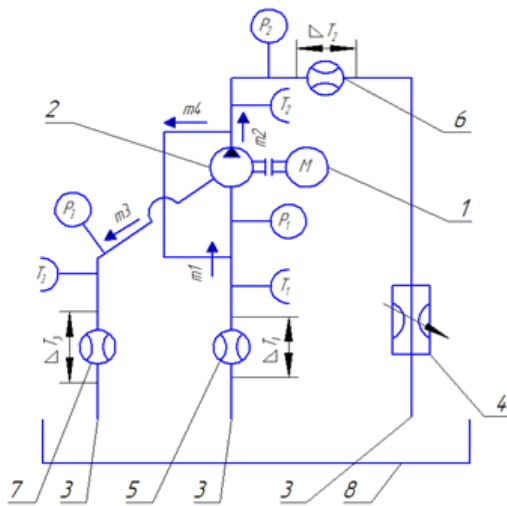
Найменування складових частин	Стан складових частин і з'єднань	Частота спостережень %
Клапанна коробка (КК)	1.1. Зношування, заідання, порушення регулювання запобіжних клапанів високого тиску	3,18
	1.2. Заідання золотника клапанної коробки	2,80
	1.3. Зношування, заідання заірних елементів зворотних клапанів	2,37
Качаючий вузол гідронасоса (КН)	2.1. Руйнування шліфових з'єднань і опорних підшипників вала	2,48
	2.2. Зношування з'єднання «п'ята плунжера-опора»	10,25
	2.3. Руйнування завальцювань п'ят плунжера	3,10
	2.4. Зношування з'єднання «розподільник - приставне дно»	18,76
	2.5. Зношування з'єднання «втулка - плунжер»	7,34
Качаючий вузол гідромотора (КМ)	3.1. Руйнування шліфових з'єднань і опорних підшипників вала	2,50
	3.2. Зношування з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба»	6,41
	3.3. Руйнування завальцювань п'ят плунжера	2,90
	3.4. Зношування з'єднання «розподільник - приставне дно»	8,86
	3.5. Зношування з'єднання «втулка - плунжер»	4,32
Система підживлення (СП)	4.1. Зношування, заідання, порушення регулювання переливного клапана	3,05
	4.2. Зношування деталей качаючого вузла насоса підживлення	4,05
	4.3. Зношування, заідання, порушення регулювання запобіжного клапана	2,71
Система керування робочим об'ємом (СКРО)	5.1. Порушення регулювання нульового положення й робочого ходу сервопоршнів	3,05
	5.2. Порушення регулювання нульового положення, заідання, засмічення золотника розподільника	6,32



Лінійчатa гістограма ймовірностей
технічного стану складових ГСТ-90

Розрахункова оцінки ймовірностей технічного стану складових ГСТ-90





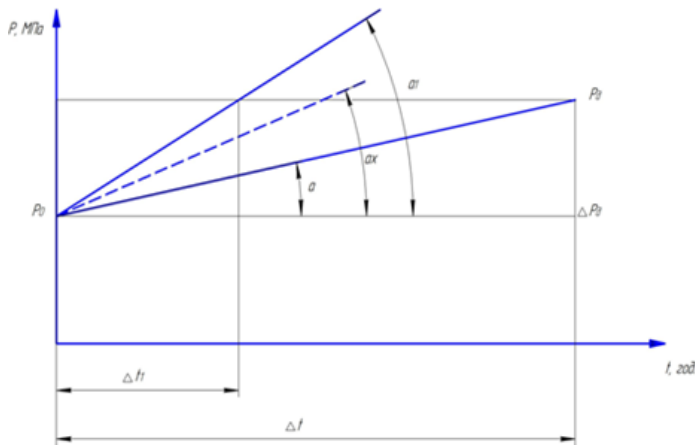
$$\kappa_{дрен.} = \frac{m_3}{m_1} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_3}$$

$$\kappa_{вн.} = 1 - \eta_{об} - \kappa_{дрен.} \quad (1)$$

Стенд для визначення об'ємного ККД гідронасоса:

- 1 – електродвигун;
- 2- насос, який випробовується;
- 3 - гідролінії;
- 4 – навантажувальний пристрій;
- 5, 6, 7 - теплові витратоміри;
- 8 – гідравлічний бак.

Вираз (1) пов'язує між собою об'ємний ККД, який характеризує об'ємні втрати, $\kappa_{вн.}$ і $\kappa_{дрен.}$, за допомогою яких розділяються внутрішні і зовнішні втрати робочої рідини/

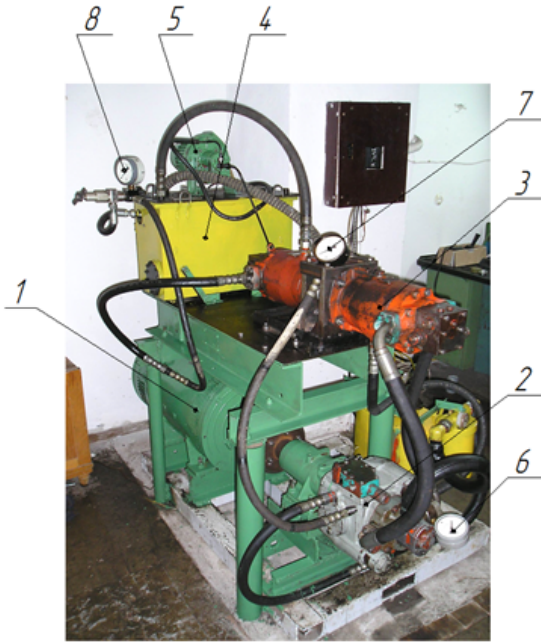


$$tg\alpha = \frac{\Delta P_{\text{н}}}{\Delta t} \quad \text{Для еталонного гідроагрегату}$$

$$tg\alpha_1 = \frac{\Delta P_{\text{н}}}{\Delta t_1} \quad \text{Для гідроагрегату, що знаходиться в експлуатації}$$

Залежність тиску робочої рідини в дренажній магістралі за часом при переводі гідромашини з холостого режиму роботи на номінальний режим.

Гradient тиску становиться основним критерієм в оцінці технічного стану аксіально-поршневої гідромашини



Комплексний стенд для експериментальних досліджень
гідроприводу трансмісії:

1 - електродвигун; 2 - гідронасос; 3 - гідромотор; 4 - бак; 5 – насосна станція; 6 - манометр заміру тиску в магістралі підпитки; 7 - манометр заміру тиску в дренажній магістралі; 8 - манометр заміру тиску в нагнітальній магістралі.

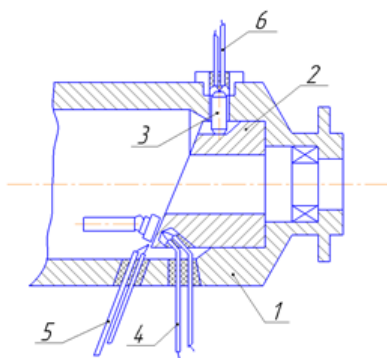


Схема установки термодатчиків в гідромоторі:

- 1 – корпус гідромотора; 2 – похила шайба;
- 3 – штифт фіксації похилої шайби;
- 4 – термодатчик, який контролює температуру в спряженні;
- 5 – термодатчик, який контролює температуру робочої рідини в зоні пари тертя;
- 6 – термодатчик, який контролює температуру корпусу гідромотора.

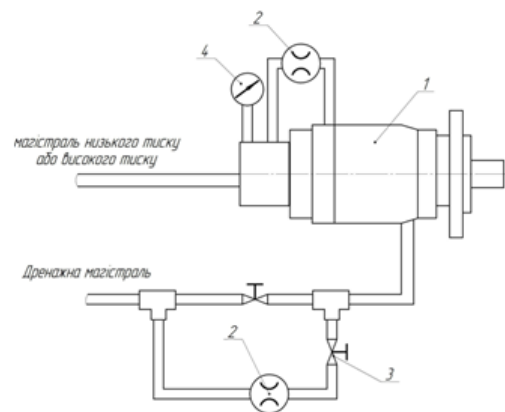


Схема підключення лічильників рідини до гідромотору:

- 1 – гідромотор;
- 2 - лічильник рідини ШЖУ – 40С-16;
- 3 – вентиль;
- 4 – манометр;
- 5 - лічильник рідини ШЖУ – 40 – 06.

Інтерфейс взаємодії гідротестера



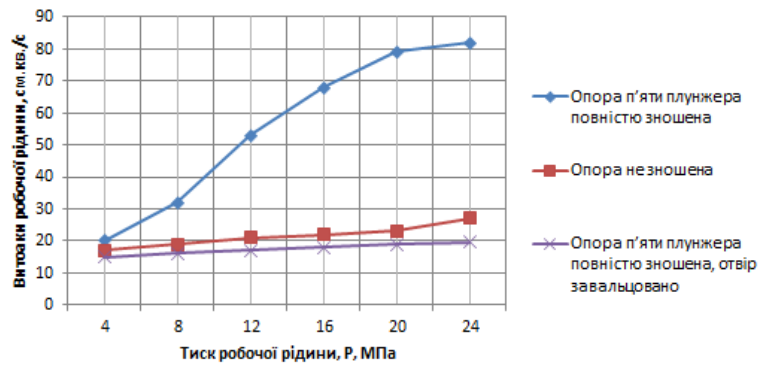
Датчики вимірювання тиску



Датчики вимірювання температури

Величина витоку робочої рідини, спричинена технічним станом п'яти та тиском рідини

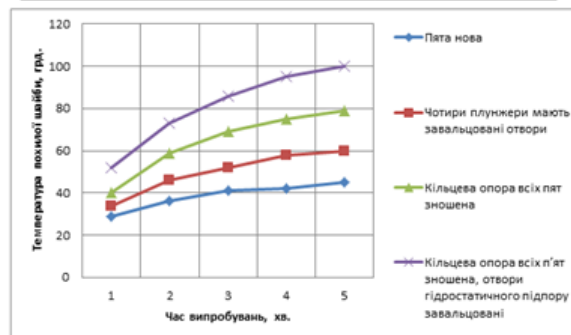
№ досліда	Витоки рідини Q_d , $см^3/с$	Тиск робочої рідини P , МПа
Опора п'яти плунжера повністю зношена		
1	20,0	4,0
2	32,0	8,0
5	53,0	12,0
5	68,0	16,0
6	79,0	20,0
7	82,0	24,0
Опора не зношена		
1	17,0	4,0
2	19,0	8,0
5	21,0	12,0
5	22,0	16,0
6	23,0	20,0
7	27,0	24,0
Опора п'яти плунжера повністю зношена, отвір завальцовано		
1	15,0	4,0
2	16,0	8,0
5	17,0	12,0
5	18,0	16,0
6	19,0	20,0
7	19,5	24,0



Залежність витоку гідравлічної рідини (Q_d) п'яти плунжерів від технічного стану та тиску

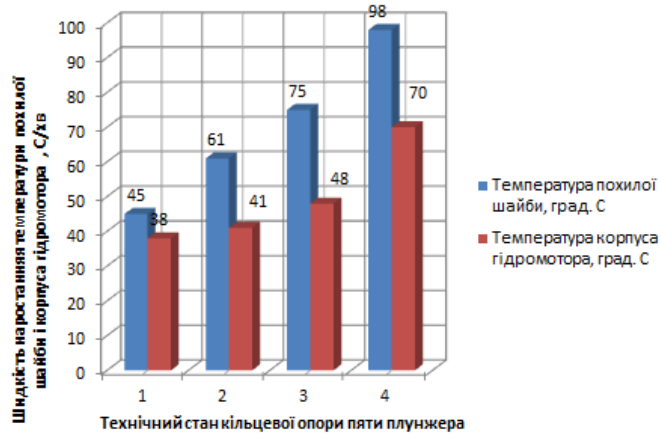
Значення робочої температури для сполучення «п'ята – похила шайба» відповідно до технічного стану і часу при тиску робочої рідини ($P_H = 21,0 \text{ МПа}$)

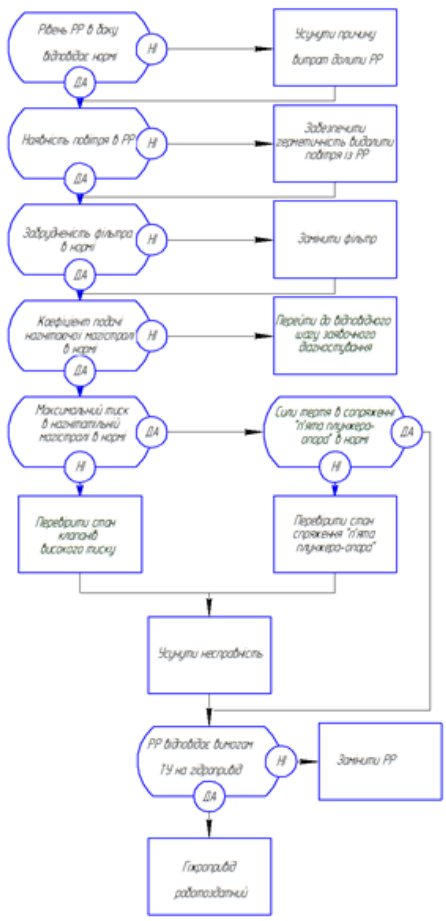
№ дослід.	Температура похилої шайби $T_{\text{пш}}$, °C	Час випробовування t , хв.
П'ята плунжера нова		
1	29,0	1,0
2	36,0	2,0
3	41,0	3,0
4	42,0	4,0
5	45,0	5,0
Чотири плунжера мають завальцовані отвори гідростатичного підпору		
1	34,0	1,0
2	46,0	2,0
3	52,0	3,0
4	58,0	4,0
5	60,0	5,0
Кільцева опора всіх п'ят плунжера повністю зношена		
1	40,0	1,0
2	59,0	2,0
3	69,0	3,0
4	75,0	4,0
5	79,0	5,0
Кільцева опора всіх п'ят плунжера повністю зношена, отвори гідростатичного підпору завальцовані		
1	52,0	1,0
2	73,0	2,0
3	86,0	3,0
4	95,0	4,0
5	100,0	5,0



Зміна температури похилої і шайби і корпусу гідромотора від стану кільцевих опор п'ят пор (при тиску $P_H = 21,0 \text{ МПа}$ і часу $\Delta t = 1 \text{ хв.}$)

Тиск робочої рідини, P, МПа	Температура похилої шайби $T_{ши}$, $^{\circ}\text{C}$	Температура похилої шайби $T_{корп.}$, $^{\circ}\text{C}$
П'ята плунжера нова		
21,0	45,0	38,0
Чотири плунжера мають завальцовані отвори гідростатичного підпору		
21,0	61,0	41,0
Кільцева опора всіх п'ят плунжера повністю зношена		
21,0	75,0	48,0
Кільцева опора всіх п'ят плунжера повністю зношена, отвори гідростатичного підпору завальцовані		
21,0	98,0	70,0





Алгоритм планового діагностування

Техніко-економічні показники

Назва показника	Існуючий варіант	Запропонований варіант
Види роботи	ремонт	ремонт
Об'єм роботи, од.	500	1000
Склад працюючих, осіб.	1	2
Величини капіталовкладень, грн.	120000	143000
Цехові витрати, всього, грн.	235088,7	413422,8
- за робітня платня, грн.	124440,0	248880,0
- амортизація, грн.	26316,0	31359,9
- електроенергія, грн.	52800,0	79200,0
- сервісні витрати, грн.	7894,8	9408,0
- витрати на покращення умов праці, грн.	11194,7	19686,8
Річна собівартість об'єктів ремонту, грн.	239790,5	421691,3
Сумарний прибуток, грн.	35209,5	128308,7
Отриманий прибуток, грн.	-	93099,2
Час, за який окупляться матеріальні вкладення, роки	-	1,5

Основні висновки

1. Продуктивність гідроприводів в основному визначається впливом об'ємних і механічних втрат на вихідні параметри. При цьому об'ємні втрати визначаються технічним станом з'єднань «розподільник – приставне днище», «втулка блоку – поршень» і підживлювального насоса насосного агрегату, а механічні втрати гідроприводу - технічним станом з'єднань «п'ята поршня – опора», «п'ята поршня – похила шайба», руйнуванням шліцьового з'єднання та опорного підшипника вала.
2. Імовірність безвідмовної роботи гідропередачі в разі сумісної дії декількох незалежних подій показує, що розрахунок математичної ймовірності більш точно відображає таблицю ймовірностей відмов (КН – 36,2 %, КМ – 22,7 %, КК – 8,76 %, СКРО – 9,2 %, СП – 8,86 %).
3. Для моніторингу технічного стану аксіально-поршневих гідромашин в гідропередачах, де присутні механічні втрати, в якості діагностичного параметра слід використовувати контроль різниці температур між лініями нагнітання і впуску гідравлічної оливи.
4. Для діагностування технічного стану аксіально-поршневих гідромашин запропоновано метод, що дозволяє за часовим градієнтом тиску робочої рідини в нагнітальній лінії при переході гідромашини від холостого ходу до номінального режиму роботи, оцінити її фактичний стан, величину зносу з'єднувальних елементів, що спричиняють об'ємні втрати
5. Дослідження зносу кільцевої опори п'яти поршня дозволяють зробити висновок, що параметром її структурно-функціонального технічного стану є витікання гідравлічної рідини в з'єднанні «п'ята – похила шайба», а граничне значення визначається суто технічним критерієм – переходом до сухого тертя, що і є причиною відмови.

6. При зношеній кільцевій опорі і завальцованому отворі гідростатичного підшипника об'ємні втрати при номінальному тиску становлять $Q_D = 20 \text{ см}^3/\text{с}$, що на 12,5 % менше в порівнянні з не зношеними кільцевими опорами, що вказує на неможливість визначити технічний стан п'яти плунжера за показником об'ємних втрат.
7. При навантаженні гідроприводу номінальним тиском $P_H = 21,0 \text{ МПа}$ інтенсивність збільшення температури похилої шайби суттєво залежить від стану кільцевої опори п'яти. При роботі під навантаженням впродовж $t = 5 \text{ хв.}$ температура похилої шайби змінюється від $T_{\text{н.н.}} = 45^\circ \text{C}$ при новій кільцевій опорі, до $T_{\text{н.н.}} = 100^\circ \text{C}$ при повністю зношеній кільцевій опорі і завальцованих отворів гідростатичного підпору.
8. Швидкість наростання температури корпусу, при різному технічному стану п'яти, змінюється в діапазоні від 35 до 65 на 46 % (за час $\Delta t = 1 \text{ хв.}$ на п'ятій хвилині випробувань), що вказує на інформативність діагностичного параметра – швидкість наростання температури корпусу гідромотора в районі штифта фіксації похилої шайби для визначення технічного стану кільцевої опори п'яти плунжера.
9. Мінімізація трудомісткості установки об'єкта діагностики та діагностичного інструменту забезпечується мінімальною кількістю контрольних точок з урахуванням можливості використання накладних вимірювальних приладів і обов'язковим контролем тиску в магістралі і температури робочої рідини під час діагностування.
10. Забезпечення можливості оцінки технічного стану повної системи структурних параметрів качаючих вузлів гідронасоса й гідромотора окремо, які обумовлюють працездатність гідроприводу, можливе при реалізації раціональних умовних алгоритмів діагностування.

11. Використання на відповідних етапах діагностування рекомендованих кроків алгоритму заявочного діагностування дозволяє визначити технічний стан практично всіх вузлів і сполучень гідроприводу, які суттєво впливають на його працездатність.

12. Фактична площа віконного отвору становить і знаходиться в межах 10 % похибки від розрахункової площі, що забезпечує нормовані рівні природнього освітлення в робочих зонах відділення з технічного сервісу гідравлічних агрегатів.

13. Впровадження обґрунтованих заходів дозволяє збільшити програму технічного обслуговування за рахунок регламентації діагностування об'єктів трансмісії з економічним ефектом 93099,2 грн на рік та терміном окупності 1,5 року, що відповідає нормативним вимогам і свідчить про ефективність отриманих в роботі результатів.