

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:

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ
КЛАПАННО-РОЗПОДІЛЬЧАТИХ ВУЗЛІВ АКСІАЛЬНО-
ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН**

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

_____ Горяний Сергій Вікторович

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
завідувача кафедри

ІТС

(назва кафедри)

К.Т.Н., доц.

(вчене звання)

Дудін В.Ю

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« ____ » _____ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Горяному Сергію Вікторовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Обґрунтування параметрів технічного стану клапанно-розподільчатих вузлів аксіально-поршневих гідромашин»

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 Конструкції гідравлічних трансмісій, що реалізуються в мобільних машинах. Експлуатаційні відмови гідроприводів трансмісій та їх причини. Аналіз надійності клапанно-золотникових пристроїв аксіально-поршневих гідромашин в умовах експлуатації.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Задачі відтворення працездатності клапанно-розподільчатих вузлів агрегатів гідравлічних трансмісій. 2. Аналітичні дослідження впливу зміни структурних параметрів деталей клапанно-золотникових пристроїв на їх працездатність. 3. Методика виконання досліджень 4. Стан охорона праці та безпека в непередбачених ситуаціях. 6. Економічна оцінка. Висновки роботи та результати. Література.

5. Перелік презентаційного матеріалу

1. Мета і задачі роботи (2 аркуш, А4). 2. Аналітичні результати (4 арк., А4).
3. Методологічні матеріали (4 арк, А4). 4. Експериментальні результати (4 арк., А4) 5. Економічні результати (1 аркуш, А4). 6. Висновки (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 (оглядовий)	до 30.09.2024 р.	Виконано
2	Аналітичні результати	до 15.10.2024 р.	Виконано
3	Методологія досліджень та їх результати	до 02.11.2024 р.	Виконано
4	Безпека праці в непередбачених ситуаціях	до 25.11.2024 р.	Виконано
5	Економічна ефективність	до 02.12.2024 р.	Виконано
6	Презентаційна частина	до 08.12.2024 р.	Виконано

Студент

_____ (підпис)

Горяний С. В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Мельянцов П. Т.

(прізвище та ініціали)

Ці № п/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Номер аркуша	Примітка
			<u>Текстові документи</u>			
1	A4		Пояснювальна записка	76		
			<u>Демонстраційні матеріали</u>			
2	A4		Мета і задачі роботи	2	2,3,	
3	A4		Теоретичні результати	4	4,5,6,	
4	A4		Методика експерименту	4	8,9,10.	
5	A4		Експериментальні результати	4	11,12,14,15	
6	A4		Економічні результати	1	16	
7	A4		Висновки	3	17,18,1	

46ДР059.000.000РД

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата
Розробив		Горяний С.		
Перевірив		Мельянцов		
Т. контр.				
Н. контр.		Івлєв В. В.		
Затверд.		Дудін В. Ю.		

Відомість дипломної роботи

літера	аркуш	арку
	3	76
МгММ-2-23, ДДАЕУ		

АНОТАЦІЯ

Горяний С. В. «Обґрунтування параметрів технічного стану клапанно-розподільчатих вузлів аксіально-поршневих гідромашин».

Працездатний стан гідравлічних трансмісій в умовах експлуатації обумовлюється також технічним станом клапанно-розподільчатих вузлів аксіально-поршневих гідромашин на який приділяється не достатньо уваги. Мета роботи полягала в дослідженні впливу зміни структурних параметрів технічного стану деталей спряжень золотникового розподілення потоків робочої рідини в клапанно-розподільчатих вузлах на об'ємні втрати в гідропередачі. Для досягнення поставленої мети була визначена кількісна оцінка надійності клапанно-розподільчатих вузлів, вид зношування деталей та функціональний зв'язок між структурними та функціональними параметрами. Технічний стан вузлів обумовлюється циклічними та вібраційними навантаженнями на золотник та його роботі на забруднених робочих рідинах, що обумовлює гідроабразивне зношення та параметричну відмову трансмісії.

Ключові слова: об'ємна гідравлічна трансмісія, аксіально-поршневі гідромашини, клапанна коробка, гідравлічний розподільник, робочий об'єм, золотник, об'ємні втрати, клапанно-розподільчаті вузли, надійність.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. ЗАДАЧІ ВІДТВОРЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КЛАПАННО- РОЗПОДІЛЬЧАТИХ ВУЗЛІВ АГРЕГАТИВ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ	10
1.1 Конструктивні особливості гідравлічних трансмісій мобільних машин	10
1.2 Відмови і несправності об'ємних гідроприводів	15
1.3 Мета і задачі роботи	18
2. АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗМІНИ СТРУКТУРНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННО-ЗОЛОТНИКОВИХ ПРИСТРОЇВ НА ЇХ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ.....	20
2.1 Кількісна оцінка показників надійності клапанно-розподільчатих вузлів	20
2.2 Аналіз працездатності клапанного вузла	22
2.3 Розгляд зв'язку між зазором в з'єднанні «золотник-клапанна коробка» і витратами оливи.....	29
3. МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	33
3.1 Загальні програма і методика досліджень.....	33
3.2 Методика визначення характеру і виду зносу деталей клапанно- розподільчатих пристроїв	33
3.3 Методологія визначення взаємозв'язку між структурними та функціональними параметрами клапанної коробки	37
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	41
4.1 Результати зношення деталей клапанних вузлів.....	41
4.2 Структурні зміни деталей золотникового розподілення оливи	44
4.3 Результати емпіричних досліджень втрати оливи в sprzęженні «золотник – корпус клапанної коробки»	49
4.4 Технологічний процес відновлення золотника клапанної коробки	51

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НЕПЕРДБАЧЕНИХ СИТУАЦІЯХ...	56
5.1 Стан умов роботи та пожежної безпеки у спеціалізованій майстерні ...	56
5.2 Дії щодо поліпшення стану праці	59
5.3 Дії у непередбачених ситуаціях в сервісному підрозділі	63
6. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА	65
ВИСНОВКИ РОБОТИ	71
ЛІТЕРАТУРА	74
ДОДАТКИ.....	76

ВСТУП

Однією з сучасних тенденцій розвитку сільськогосподарського машинобудування є все більше використання спеціалізованих самохідних машин (переважно зерно - і кормозбиральних комбайнів), оснащених об'ємними гідравлічними трансмісіями (ГСТ-90, ГСТ-112) [1].

За конструктивними особливостями гідравлічна трансмісія складається з аксіально-поршневого гідронасоса змінної продуктивності та аксіально-поршневого гідромотору постійної витрати. Даний клас гідравлічних машин характеризується значною кількістю стандартизованих деталей та вузлів, які випускаються фірмами «John Deere» (США), «Зауер» (ФРН), «Данфос» (Данія), ГСТ-90, ГСТ-112 «Гідросила» (Україна), що дозволяє зменшити прості машин в умовах експлуатації за рахунок взаємозамінності складових аксіально-поршневих гідромашин.

Аксіально-поршневі гідромашини (насос, мотор), які являються складовими гідропередачі ГСТ-90, конструктивно доповнюються клапанними і розподільчатими вузлами, що забезпечують розподіл потоку робочої рідини, пропуск її надлишку при постійному тиску і запобігають перевантаженню всієї гідросистеми [1, 2, 3].

Вузли, що розподіляють потоки оливи у гідравлічній трансмісії ГСТ-90, включають в себе: розподільник, що змінює робочий об'єм гідронасоса; клапанна коробка гідромотора.

Зміна структурних параметрів деталей у даних агрегатах обумовлює об'ємні витрати робочої оливи, які протікають по магістралям з різними величинами тисків, що зменшує об'ємний коефіцієнт подачі гідронасоса і погіршує працездатний стан гідроприводу.

Огляд літературних джерел [1, 3, 4] показує, що дослідженню змін технічного стану деталей клапанно-розподільчатих вузлів аксіально-поршневих гідромашин, та їх впливу на робочі характеристики трансмісії приділяється недостатньо часу. Дослідників в більшій мірі цікавило

конструктивне призначення розподільчатих та клапанних вузлів і в меншій – кількісним показникам експлуатаційної безвідказності та довговічності.

Мета роботи. Виявлення впливу змін структури деталей спряжень клапанно-розподільчатих вузлів аксіально-поршневих гідромашин на їх працездатність.

Задачі досліджень.

1. Визначити кількісну оцінку показників надійності клапанних та золотникових складових об'ємних агрегатів.

2. Дослідити структурні зміни деталей клапанного та золотникового розподілення потоків оливи.

3. На аналітичному рівні розглянути вплив зміни структурних параметрів деталей спряжень на витрати оливи.

4. Розробити методики контролю структурних параметрів деталей золотникових пар розподілення потоків робочої рідини.

5. Провести перевірку на емпіричному рівні функціональної залежності між технічним станом структурних параметрів деталей золотникового розподілення оливи та її втратами.

6. Розробити технологічний процес відновлення деталей золотникових пар тертя, які першочергово впливають на ресурсну відмову гідроприводу.

Об'єкт досліджень - клапанно-розподільчаті вузли аксіально-поршневих гідромашин.

Предмет досліджень – структурні зміни деталей спряжень, що розподіляють потоки оливи та обумовлюють працездатність гідромашин.

Наукова новизна роботи. На аналітичному рівні отримано функціональні залежності між технічним станом структурних параметрів деталей клапанних-золотникових пристроїв та витратами оливи.

Практичні рекомендації. Розроблені методики контролю структурних параметрів деталей золотникових пар розподілення потоків робочої рідини рекомендовано для реалізації на сервісних підприємствах.

Розроблено технологічний процес відновлення деталей золотникових пар тертя, які першочергово впливають на ресурсну відмову гідроприводу.

Висвітлення результатів. Виступ на міжнародній конференції: The 5 th International Scientific and Practical Conference «Science in the Environment of Rapid Changes» (November 6-8, 2024; Brussels, Belgium) / comp. by LLC SPC «InterConf». Brussels: De Boeck, 2024. 303 p.

Публікація. Горяний С. В. Обґрунтування параметрів технічного стану деталей клапанно-розподільчатих вузлів аксіально-поршневих гідромашин / С. В. Горяний, П. Т. Мельянцов // Proceedings of the 5 th International Scientific and Practical Conference «Science in the Environment of Rapid Changes» (November 6-8, 2024; Brussels, Belgium) / comp. by LLC SPC «InterConf». Brussels: De Boeck, 2024. S.246-253.

1. ЗАДАЧІ ВІДТВОРЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КЛАПАННО-РОЗПОДІЛЬЧАТИХ ВУЗЛІВ АГРЕГАТІВ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ

1.1 Конструктивні особливості гідравлічних трансмісій мобільних машин

Гідроприводи об'ємного типу використовуються в трансмісіях мобільної техніки для передачі крутного моменту від двигуна внутрішнього згорання до виконавчого механізму, невід'ємною частиною яких є гідростатичні трансмісії (ГСТ).

Використання (ГСТ) на мобільних машинах дозволяє максимально використовувати потужність двигуна, зменшуючи при цьому споживання палива. Покращуються динамічні характеристики машини, що робить її більш маневреною та рухливою. Гідростатичні трансмісії дозволяють приводити в дію будь-яке колесо або будь-яку комбінацію коліс, відкриваючи шлях для компоновальних рішень.

Даний клас гідравлічних машин характеризується значною кількістю стандартизованих деталей і вузлів, які виготовляються різними компаніями («John Deere», «Sauer», «Danfos», ГСТ-90, ГСТ-112 та інші), що дозволяє зменшити простоту машин в умовах експлуатації за рахунок взаємозамінності складових аксіально-поршневих гідромашин [5, 6, 7].

За конструктивними характеристиками на заводах випускається весь ряд гідростатичних трансмісій з робочим обсягом 33-227 см³/об. При цьому, найбільш поширеним типом в нашій країні та країнах ближнього зарубіжжя є аналоги 20 серії «Sauer- Danfoss».

Найбільш характерним представником таких гідромашин в Україні є аксіально-поршнева агрегати ГСТ-90, які встановлюються в гідравлічних трансмісіях мобільних машин в різних галузях промисловості.

На (рис. 1.1) показано об'ємний гідравлічний привід ГСТ-90, що складається з насоса НП -90 (регульований аксіально-поршневий) та МП-90 гідромотора (не регульованого).

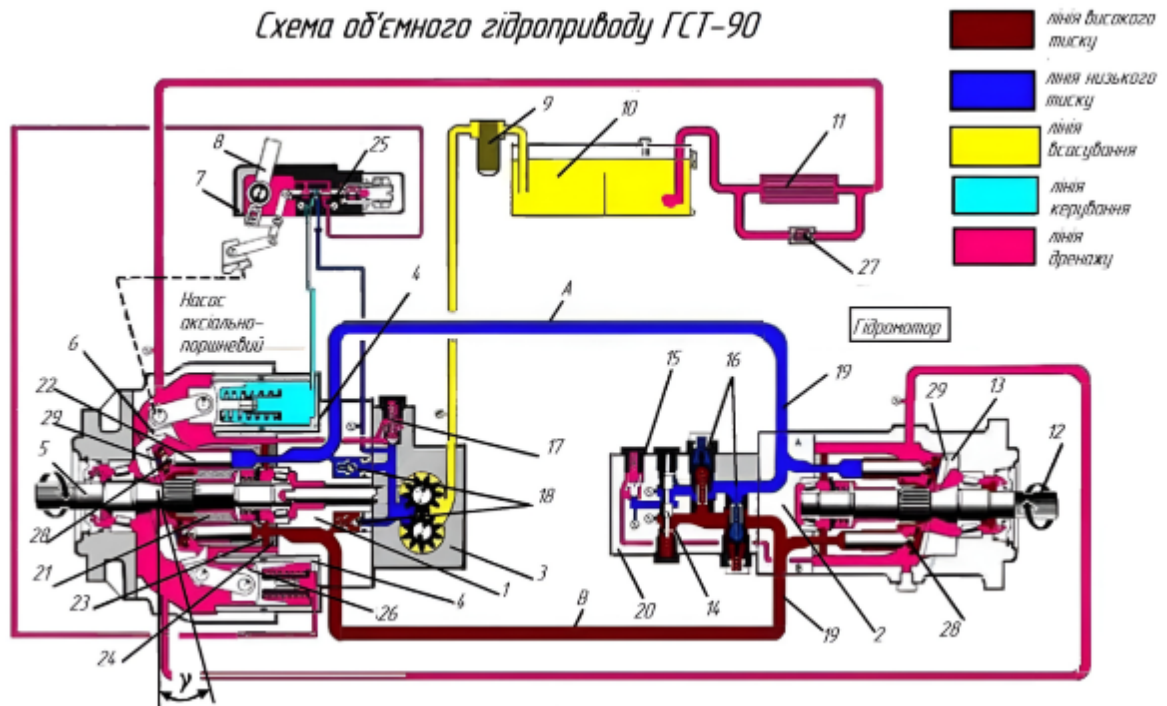


Рисунок 1.1 – Гідравлічна трансмісія ГСТ-90 [5]: 1. - насос; 2. - мотор; 3. – допоміжний гідронасос; 4 - циліндр; 5,12 – вали гідроагрегатів; 6 - люлька; 7 - розподільник; 8. - планка; 9. – фільтруючий вузол; 10. - бак; 11. – тепловий обмінник; 13 – шайба упорна ; 14 – шунтуючий золотник; 15,17. клапанні вузли головного контуру; 16 – запобіжні клапани; 18 – зворотні клапани; 19 – магістралі головного контуру; 20 – коробка клапанна; 21,28. – аксіальні блоки; 22,26 - поршня; 23 – приставне дно; 24 - розподільник; 25 – золотник; 27 – клапанний вузол обмінника

Із конструктивного аналізу гідравлічної трансмісії (рис.1.1) слідує, що гідропривід складається із чотирьох систем [5, 6].

Гідронасосно-гідромоторна система складається з основних вузлів (насосів і двигунів), з'єднаних між собою магістраллю шланга, які виконують функції трубопроводів високого і низького тиску.

Агрегати (насос і мотор) являються головними складовими трансмісії, які з'єднані між собою основним контуром рукавів, що виконують функції ліній високого і низького тисків.

Аксіальний насос завдяки обертальному руху блоку створює кінетичний рух робочої рідини в нагнітаючому контурі, яка проходячи через блок гідромотора, створює обертальний рух його валу і поступає до контуру низького тиску гідроприводу. Олива циркулює по замкненому головному контуру.

Запуск аксіального насоса виконується системою живлення, яка складається з допоміжного насоса (рис.1.1), який розміщується співвісно з валом основного насоса і приводиться ним в дію, і включає запобіжний клапан 17, зворотні клапани 18 задньої кришки насоса та переливний клапан 15 клапанної коробки. На (рис.1.2) представлено конструкцію насоса підживлення за даними [6].

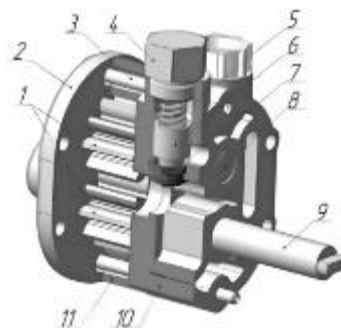


Рис 1.2 – Живильний агрегат : 1.– блоки шестерень; 2, 10 - кришка; 3 - шпилька; 4 - гайка; 5, 6, 7 – клапанний вузол; 8, 9 - вали; 11 - основа

Насос підживлення подає робочу рідину до системи керування робочим об'ємом основного насоса під тиском 1,33...1,45 МПа, що забезпечує керування швидкісним режимом роботи мобільної машини, а також компенсує об'ємні втрати робочої рідини, обумовлені зношенням деталей спряжень качаючих вузлів гідромашин, постійною її подачею до магістралі низького тиску, через перепускний клапан клапанної коробки за умови, що

машина рухається. Для даної ситуації тиск спрацювання перепускного клапана менший на 1,5...2,0 атмосфери в порівнянні з запобіжним клапаном насоса підживлення і становить 1,18...1,25 МПа.

За умови, коли двигун мобільної машини працює на холостому режимі, насос підживлення стравлює потік оливи через запобіжний клапан до корпусу основного гідронасоса. Із умов роботи системи підживлення видно, що на ефективність її роботи буде впливати технічний стан запобіжного клапана насоса підживлення і переливного клапана клапанної коробки.

Головним вузлом системи сервокерування, що змінює робочий об'ємом основного насоса, являється гідророзподільник керування його робочим об'ємом (рис.1.3).

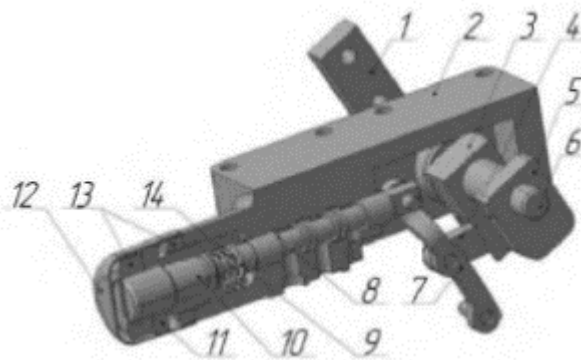


Рис.1.3 - Розподільник системи керування : 1.- планка; 2. - основа; 3. - обмежувач; 4. - шток; 5. – нерухома планка; 6. - регулювальний ролик; 7. – привідна планка; 8. - золотник; 9. - фіксатор; 10,11,14. - регулювальник; 12. - кришка; 13. - гайки

Розподільник системи керування приймає участь в управлінні робочим об'ємом аксіально-поршневого насоса, змінюючи частоту обертання вала гідромотора, тиск у гідролініях головного контуру «насос-гідромотор», а також в забезпеченні зміни напрямку руху машини.

Знос робочої пари золотникового розподілу оливи приводить до росту зазора і відповідно втрат мастила, що буде приводити до зменшення тиску в

магістралі керування робочим об'ємом основного насоса і погіршення переміщення та маневреності мобільної машини. Під час функціонування гідроприводу втрати робочої оливи доповнюються допоміжним агрегатом, який розміщується на основному аксіально-поршковому насосі, і таким чином забезпечує працездатність гідравлічної трансмісії.

Система розвантаження гідроприводу включає запобіжний блок, що включає основу та два запобіжних клапана рис.1.4.

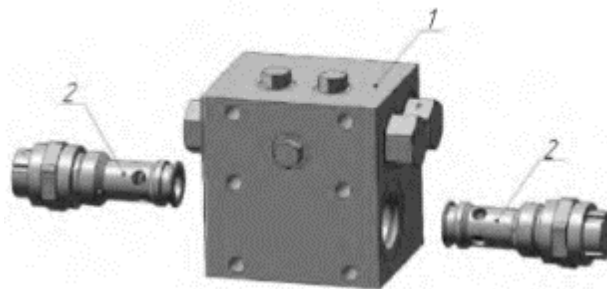


Рис. 1.4 – Запобіжний блок : 1. - основа; 2. - клапани

До запобіжного блоку входить також шунтуючий розподільник для розподілення тисків рідини головного контуру при переміщенні технічної системи в одному із напрямів. При номінальному режимі роботи гідравлічної трансмісії тиск в магістралі високого тиску становить 20,6 МПа, і відповідно низької - 1,02...1,16 МПа (для ГСТ-90). Зі збільшенням навантаження на трансмісію збільшується перепад тиску робочої рідини за рахунок його росту в магістралі високого тиску.

Золотник клапанної коробки своїми робочими пасками відмежовує зони тисків для замкнутого контура гідроприводу. Є явним, що зміна (зростання) зазору між поясками золотника і отворами основи коробки спричиняє зменшення функції герметичності в магістралях головного контуру гідроприводу.

Зростання зазору спричиняє збільшення витоків оливи до магістралі низького тиску і зменшення коефіцієнта подачі основного насоса, що негативно впливає на вихідні характеристики гідротрансмісії.

Проведений аналіз конструктивних особливостей агрегатів гідравлічної трансмісії ГСТ-90, показав, що наявність клапанно-розподільчатих вузлів, які являються невід'ємними їх складовими, що забезпечують роботу гідроприводу в режимах, заданих оператором.

Водночас, зміна структурних параметрів деталей вузлів золотникового розподілення потоків рідини, клапанно-запобіжних пристроїв будуть суттєво впливати на працездатність гідравлічної трансмісії.

1.2 Відмови і несправності об'ємних гідроприводів

За інформацією виробника, яким являється закрите акціонерне товариство «Гідросила», граничний стан гідростатичного приводу визначається об'ємним коефіцієнтом подачі аксіального насоса, зменшення якого не допускається більше 20% для номінального режиму роботи. Гарантоване напрацювання нового ГСТ-90 до відмови становить понад 1800 мото-годин [6].

Згідно з [8] причини, що призводять до зниження ефективності роботи гідроприводу та втрати його працездатності, можна поділити на конструктивні, технологічні і виробничі.

Виробничі несправності (близько 30%) пов'язані з відсутністю кваліфікованого обслуговуючого персоналу, а також природним старінням і зносом деталей спряжень качаючих блоків гідромашин.

В роботі [9], автори на основі контролю технічного стану аксіально-поршневих гідромашин (НП-90, МП-90), що надходять в ремонт, роблять висновок, що близько 50 % агрегатів мають сумарні витрати робочої рідини менші від $Q = 225 \text{ см}^3/\text{с}$, які в роботі [10] відмічаються як граничні, що вказує на інші причини, які обумовили втрату працездатності гідропривода (рис.1.5).

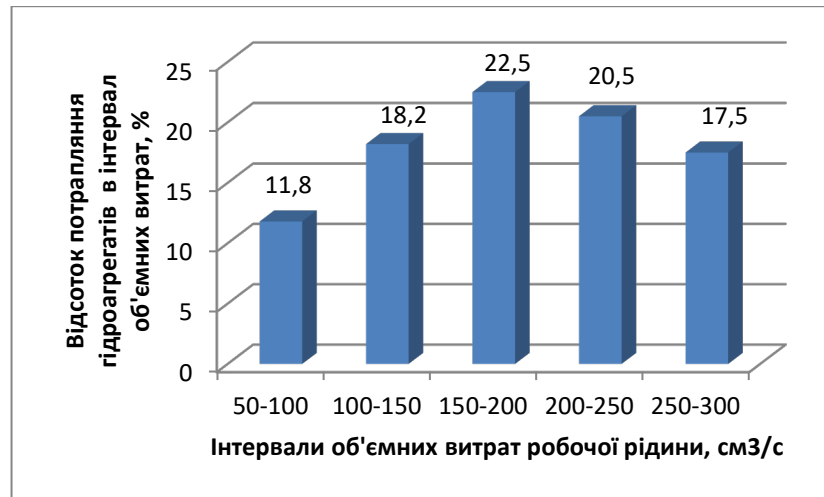


Рис. 1.5 - Розподілення аксіально-поршневих гідромашин в відсотках за об'ємними витратами робочої рідини по результатам вхідного контролю

Детальний аналіз вхідного контролю технічного стану гідроагрегатів, що надійшли в ремонт до сервісних підприємств також показав, що причиною втрати працездатності гідроприводу являється вихід з ладу складових основних агрегатів: гідророзподільник керування робочим об'ємом гідронасоса; клапанна коробка; насос підживлення (рис. 1.6) [9].

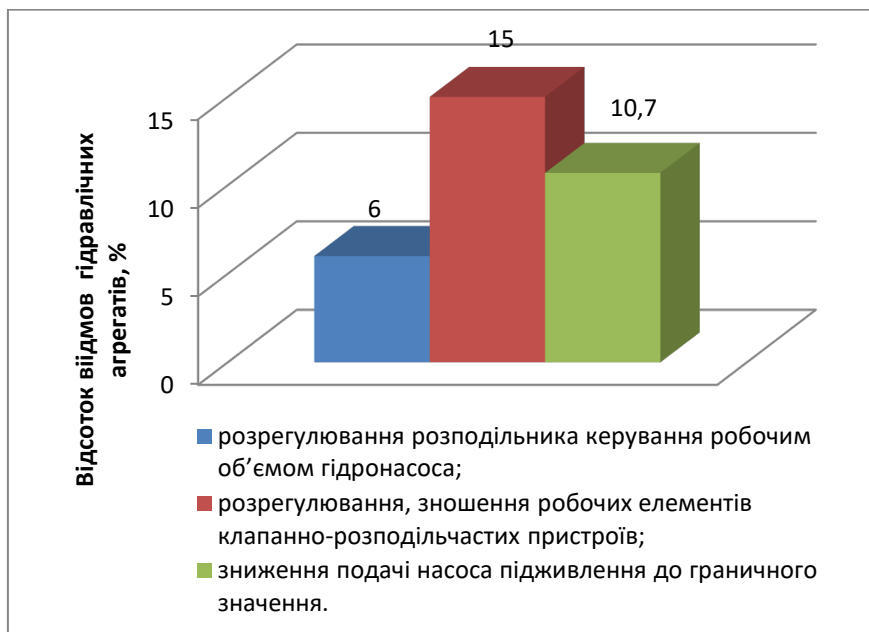


Рис. 1.6 - Розподілення відмов гідралічних агрегатів в відповідності до їх причин

Кількісна оцінка розподілення відмов показала, що на клапанно-розподільчаті вузли припадає близько 21 % несправностей. Вони характеризуються розрегулюванням розподільника керування робочим об'ємом аксіально-поршневого гідронасоса та розрегулюванням і зношенням робочих елементів клапанно-розподільчатих пристроїв.

Наведена кількісна оцінка впливу технічного стану клапанно-розподільчатих вузлів на працездатність трансмісії не відтворює дійсний стан, так як крім розрегулювання золотникових пар в вузлах можуть виникати інші несправності обумовлені зміною структурних параметрів деталей спряжень.

Більш детально, оцінку надійності гідророзподільників керування робочим об'ємом регульованих аксіально-поршневих гідронасосів проведено в роботі [11]. Автори детально розглянули можливі несправності гідророзподільника та їх розподілення, які наводяться на (рис. 1.7).

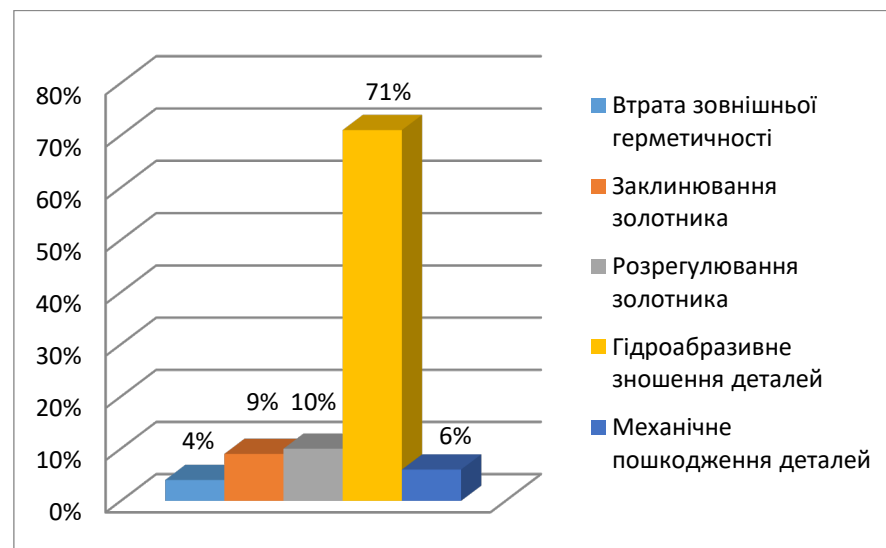


Рис. 1.7 - Розподіл несправностей гідророзподільника керування робочим об'ємом аксіально-поршневих гідронасосів

Результати показують, що 71 % агрегатів мають гідроабразивне зношення деталей в з'єднанні «золотник-отвір корпусу», яке обумовлює

поступове зростання зазору і приводить до ресурсної відмови гідророзподільника за рахунок зростання об'ємних втрат.

Дана робоча гіпотеза, що наведена авторами, не підтверджується кількісною оцінкою, що показувала взаємозв'язок структурних параметрів спряження з витоками оливи.

Проведений аналіз причин втрати працездатності гідравлічних трансмісій показав, що основний об'єм досліджень припадає на об'ємні втрати оливи, які обумовлюються технічним станом спряжень качаючих блоків аксіально-поршневих гідромашин і не достатньо звернуто увагу на дослідження надійності клапанно-розподільчатих вузлів, зміна технічного стану яких, має вагомий вплив на працездатність гідравлічних агрегатів.

1.3 Мета і задачі роботи

Аналіз конструктивних особливостей клапанів і розподільних пристроїв гідропередачі ГСТ-90, і режимів експлуатації, показує, що їх працездатність суттєво впливає на відтворення заданих режимів гідроприводу. Водночас, питання безвідмовності та працездатності регулюючих клапанів (вузлів) розглянуто не в повному обсязі і характеризується переважно паспортними технічними параметрами, пов'язаними з їх працездатним станом.

Мета роботи. Виявлення впливу змін структури деталей спряжень клапанно-розподільчатих вузлів аксіально-поршневих гідромашин на їх працездатність.

Задачі досліджень.

1. Визначити кількісну оцінку показників надійності клапанних та золотникових складових об'ємних агрегатів.
2. Дослідити структурні зміни деталей клапанного та золотникового розподілення потоків оливи.

3. На аналітичному рівні розглянути вплив зміни структурних параметрів деталей спряжень на витрати оливи.

4. Розробити методики контролю структурних параметрів деталей золотникових пар розподілення потоків робочої рідини.

5. Провести перевірку на емпіричному рівні функціональної залежності між технічним станом структурних параметрів деталей золотникового розподілення оливи та її втратами.

6. Розробити технологічний процес відновлення деталей золотникових пар тертя, які першочергово впливають на ресурсну відмову гідроприводу.

2. АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗМІНИ СТРУКТУРНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАННО-ЗОЛОТНИКОВИХ ПРИСТРОЇВ НА ЇХ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ

2.1 Кількісна оцінка показників надійності клапанно-розподільчатих вузлів

Дослідження вагомості впливу кожного із клапанно-розподільчатих вузлів на працездатність гідравлічної трансмісії потребує виявлення інформації щодо їх експлуатаційної надійності.

Кількісна оцінка показників надійності гідророзподільників і блоків управління проводилася на основі результатів приймально-здавальних випробувань з визначення технічного стану гідророзподільників головних гідронасосів і клапанних коробок гідромоторів, що надійшли на ремонт в сервісні підприємства.

Спочатку була проведена передремонтна діагностика методом гідравлічного опресовування гідророзподільника і клапанної коробки для визначення технічного стану клапанів і розподільника. Потім агрегат був розібраний і визначено технічний стан вузлів і з'єднань. Результати кількісної оцінки надійності клапанів і розподільника аксіально-поршневої гідромашини представлені в табл. 2.1 і у вигляді гістограми на рис. 2.1.

Таблиця 2.1 Стан складових частин і з'єднань клапанно-розподільчатих вузлів аксіально-поршневих гідромашин

Назва вузлів	Стан структурних параметрів	Частота %
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 золотника клапанної коробки	6,4
Гідророзподільник керування робочим об'ємом (ГР)	2.1 Порушення регулювання нульового положення, заїдання золотника розподільника	6,32
	2.2 Зношення золотника гідророзподільника	4,2
	2.3 Порушення зовнішньої герметичності корпусу гідророзподільника	0,8

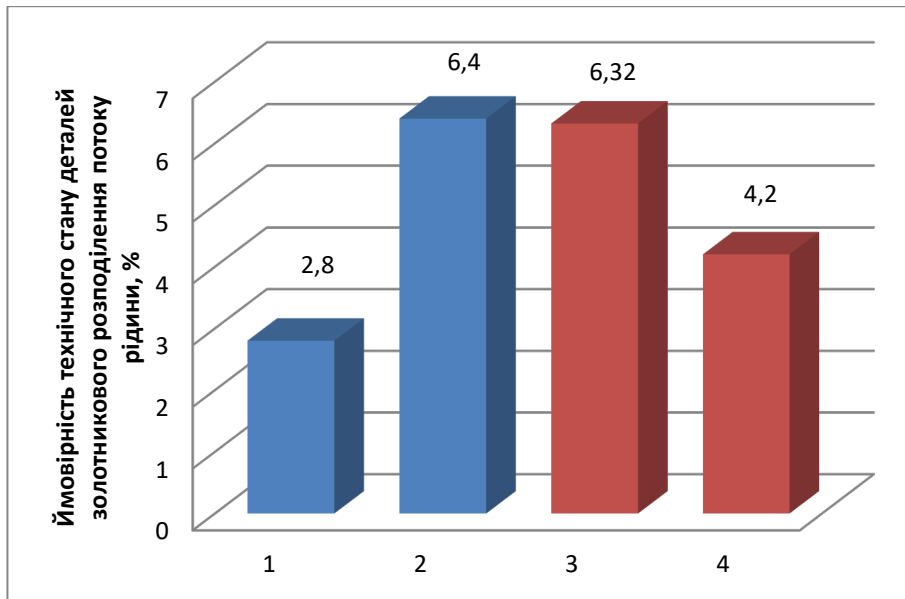


Рис. 2.1 - Кількісна оцінка ймовірності технічного стану деталей золотникового розподілення потоку робочої рідини для (КК) та (ГР): 1 - Заїдання золотника клапанної коробки; 2 - Зношування золотника клапанної коробки; 3 – Порушення регулювання нульового положення, заїдання золотника розподільника; 4 – Зношення золотника гідророзподільника

Аналіз статистичної оцінки технічного стану деталей золотникового розподілення потоку робочої рідини для (КК) вказує, що в більшій мірі працездатність спряження «золотник – отвір корпусу» буде обумовлюватись зношенням деталей, на яке припадає близько 6,4 % відмов, що пояснюється циклічними умовами роботи золотника, які з'являються при зміні тиску в магістралях головного контуру та вібраційних навантаженнях, що створюються в результаті пульсацій робочої рідини, що є характерним для аксіально-плунжерних гідромашин.

Заїдання золотника клапанної коробки обумовлюється забрудненістю робочої рідини, яка проявляється в наявності в ній домішок води та абразивних частинок, розміри яких перевищують розмір зазору в спряженні. Малий відсоток такої відмови (2,8 %) пояснюється високими вимогами щодо забезпечення чистоти робочої рідини в гідравлічних трансмісіях.

Проведений аналіз технічного стану деталей золотникового розподілення потоку рідини для магістралей керування робочим об'ємом гідронасоса показав, що така несправність, як порушення регулювання нульового положення, та заїдання золотника розподільника, на яку припадає близько 6,32%, пояснюється в більшій мірі прикладанням примусової дії оператором мобільної машини для забезпечення його переміщення, що з часом приводить до зміни його нейтрального положення. Поява такої несправності, як заїдання золотника розподільника, як правило виникає після процесів роз регулювання його нейтрального положення, коли у нього зростає робочий хід і змінюється зусилля пружини, що регулює нейтральне положення золотника.

Працездатність спряження «золотник-отвір корпусу» гідророзподільника буде обумовлюватись також структурною зміною робочих поверхонь його деталей (4,2%), із-за експлуатації трансмісій на робочих рідинах, які за чистотою не завжди відповідають технічним вимогам.

Дослідження характеру та виду зношення деталей спряжень золотникового розподілення потоку робочої рідини таких вузлів, як клапанна коробка та гідророзподільник системи керування робочим об'ємом проводились безпосередньо при дефектації деталей на якісному та кількісному рівні.

Таким чином, за результатами моніторингу технічного стану деталей золотникових з'єднань, можна зробити висновок, що в умовах експлуатації знос деталей викликає в основному параметричні відмови в гідропередачах через підвищену об'ємну витрату гідравлічної рідини.

2.2 Аналіз працездатності клапанного вузла

У підрозділ 1.1 проводився перелік клапанних вузлів, які являються невід'ємними складовими гідравлічних агрегатах трансмісії. До них

належать; клапани зворотні; запобіжний клапан насоса підживлення (конусного типу); перепускний (редукційний) клапан клапанної коробки; запобіжний клапан.

Зміна технічного стану деталей запірних клапанів буде впливати на ефективність роботи гідравлічної трансмісії мобільної машини.

Розглянемо роботу запобіжного клапану насоса підживлення та перепускного клапану клапанної коробки, які однакові за конструкцією і в процесі роботи гідроприводу вони працюють в стато - динамічному режимі, що суттєво впливає на їх робочий стан.

Основна призначенність клапана є забезпечення режимів, що ним підтримується, при різних витратах робочої рідини, а також мінімальний гістерезис тиску в перехідних режимах.

До основних причин, що призводять до зміни тисків спрацювання клапанів та виникнення гістерезису, слід віднести порушення умов тертя складових клапана, зміна характеристик пружин та дисбаланс діючої на клапан сили тиску оливи.

Ступінь неоднорідності тиску в вузлах, викликана запобіжним клапаном, зазвичай визначається на основі співвідношення [8]:

$$\sigma = \frac{P_M - P_0}{P_M} \leq 0,2 \quad (2.1)$$

де P_M - максимальна витрата оливи для тиску, *МПа* ($P_M = 1,45$ *МПа*);

P_0 - мінімальна витрата оливи для тиску *МПа* ($P_0 = 1,33$ *МПа*).

Тоді

$$\sigma = \frac{1,45 - 1,2}{1,45} = 0,17 \leq 0,2$$

За тиску P_0 , для закритого клапана, витрати будуть мінімальними, так як він менший ніж P_M в початковий момент відкриття клапана при циклі підвищення тиску.

Хвильові потоки рідини, які спричиняють не врівноважену роботу клапана, обумовлюють появу різниці тисків P_0 та P_M (рис.2.2).

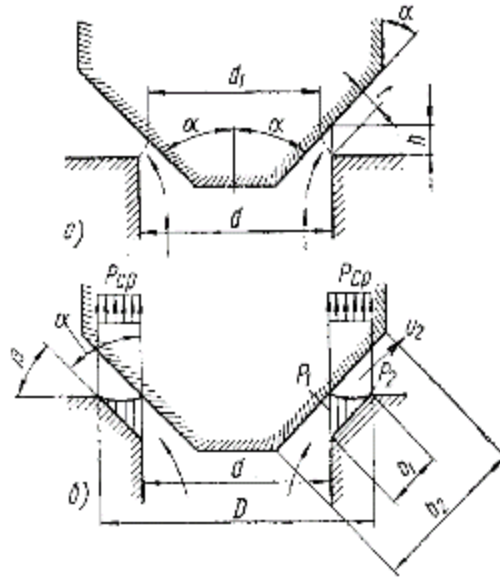


Рис. 2.2 – Параметри до розрахунку перепускних клапанів [8].

З рис. 2.2 видно, що перед тим, як клапан відривається від гнізда, величина тиску оливи врівноважена силою пружності пружини, яка тисне на ущільнювальну поверхню клапана. Як тільки клапан залишає сідло, рідина потрапляє в простір, який виникає між ущільнюючою парою, збільшуючи його площу в результаті тиску оливи на робочі поверхні.

Начальний тиск P_M , при якому відкривається клапан, визначається за формулою:

$$P_M = \frac{P_{np}}{f_{кл}}, \quad (2.2)$$

де P_{np} – сила стиснення ($P_{np} = 25,5 \text{ кг}$);

$f_{кл}$ - площа ущільнення, $см^2$ ($f_{кл} = 1,76 см^2$).

Отже

$$P_M = \frac{25,5}{1,76} = 14,48 \text{ кг/см}^2$$

Під час праці товщина поверхні клапана зношується, що спричиняє зміну площ проекцій ущільнювальних поверхонь і в робочому стані клапана це приведе до зменшення висоти його підняття.

Зменшення висоти підйому клапана зменшує кількість рідини, яку може пропустити клапан.

Із технічної характеристики запобіжного клапана насоса підживлення є відомим інтервал тисків, при яких він спрацьовує, $P = 1,33 \dots 1,45 \text{ МПа}$, а кількість рідини, яка проходить через нього $Q = 3,7 \text{ л / хв}$. При тиску менше $1,33 \text{ МПа}$ відсутні витрати рідини через клапан [6].

Як наслідок, знос робочої поверхні і площі отвору клапана спричиняє коливання висоти підйому клапана в діапазоні робочих тисків.

Розмір площі зазору ущільнювальної пари без зносу складе:

$$f = \frac{Q}{0,885 \cdot \mu \cdot \sqrt{\Delta P}}, \quad (2.3)$$

де Q - втрати оливи, ($Q = 3,7 \text{ л / хв}$);

μ - показник втрат, ($\mu = 0,52 - 0,56$);

ΔP - зміни тисків мастила, $кг / см^2$, ($\Delta P = 13,3 \dots 14,5 \text{ кг / см}^2$).

У [12] площа перехідного проміжку визначається наступним рівнянням:

$$f = \pi \cdot d \cdot t, \quad (2.4)$$

де d – діаметральна поверхня, ($d = 1 \text{ см}$);

t – прохідний отвір каналу в поперечній площині, см .

Для визначення t застосуємо вирази (2.4) і (2.3):

$$t = \frac{Q}{0,885 \cdot \mu \sqrt{\Delta P} \cdot \pi \cdot d}, \quad (2.5)$$

Із (2.5) ми можемо знайти зв'язок витрат оливи з прохідним отвором ущільнювальної пари:

$$Q = t \cdot 0,885 \cdot \mu \cdot \sqrt{\Delta P} \cdot \pi \cdot d, \quad (2.6)$$

Згідно (рис. 2.2), висота щілини складе $t = h \cdot \sin \alpha$. Застосуємо його в (2.6) і отримаємо зв'язок потоку оливи Q через клапан та висотою його підняття h .

$$Q = h \cdot \sin \alpha \cdot 0,885 \cdot \mu \cdot \sqrt{\Delta P} \cdot \pi \cdot d, \quad (2.7)$$

Із даного взаємозв'язку можна розрахувати дійсний діаметр клапана (d) обумовлений його зносом (клапан провисає).

Вираз (2,7) показує функціональну залежність між висотою підняття клапана і кількістю робочої рідини, що в даний момент буде проходити через нього. Дана залежність з структурної точки зору буде вказувати на параметр регулювання клапана, тобто його спрацювання під визначеною дією тиску.

Є явним, що в процесі роботи клапана в з'єднанні його з корпусною поверхнею виникають деформаційні процеси в металах деталей, на їх робочих поверхнях з'являються місця з гідроабразивним зношенням, що в цілому формує щільові канали різної площини, які приводять до витоків оливи через нього, при його закритому положенні і порушують герметичність клапана.

Розглянемо функціональну залежність між площею щілини, яка формується в результаті зношення деталей клапанної пари та об'ємними витоками рідини при закритому положенні клапана, тобто при $P = 14,5 \text{ кг} / \text{см}^2$.

З виразу (2,4) відомо, що загальна площа перерізу щілини залежить від діаметру клапана і розміру прохідного отвору.

В зв'язку з тим, що динаміка формування щільового каналу в клапанній парі починається з якось відрізка дуги прохідного отвору, аналітично площу каналу будемо задавати висотою щілини t , а розмір дуги визначати згідно виразу:

$$l = \pi \cdot r \cdot \alpha / 180^0, \quad (2.8)$$

де r - радіус кола, см ;

α - градусна міра дуги.

Таким чином задавшись розміром щілини (висота щілини $t = 0,1 \text{ см}$, а довжина дуги змінюється через $\alpha = 30^0$) із виразу (2.8) знайдемо витоки оливи через неї застосувавши вираз (2.3):

$$Q = f \cdot 0,885 \cdot \mu \cdot \sqrt{\Delta P}, \quad (2.9)$$

Фізичні моделі структурного параметра клапанної пари та розраховані об'ємні втрати оливи, обумовлені його не герметичністю наведено в табл.2.2.

Таблиця 2.2 – Фізичні моделі структурних параметрів

№ з/п	Площа щілини, см^2	Об'ємні втрати рідини, $Q, \text{см}^3/\text{с}$
Максимальний тиск, при якому закрито клапан, $P=1,45 \text{ МПа}$		
1	0,037	0,074
2	0,073	0,15
3	0,11	0,22
4	0,146	0,292
5	0,182	0,364
6	0,218	0,436

Закінчення табл.2.2

Мінімальний тиск, при якому закрито клапан, P=1,33 МПа		
1	0,037	0,0718
2	0,073	0,142
3	0,11	0,213
4	0,146	0,283
5	0,182	0,353
6	0,218	0,423

Аналіз отриманих даних (табл. 2.2) показує, що витрати робочої рідини через закритий клапан для заданих площин щілини, яка моделює зношення робочих поверхонь клапана, значно менші за граничні значення об'ємних втрат в гідротрансмісії (225 см³/с). Дана тенденція спостерігається як для максимальної так і для мінімальної величин тиску при яких клапан закрито (рис.2.2).

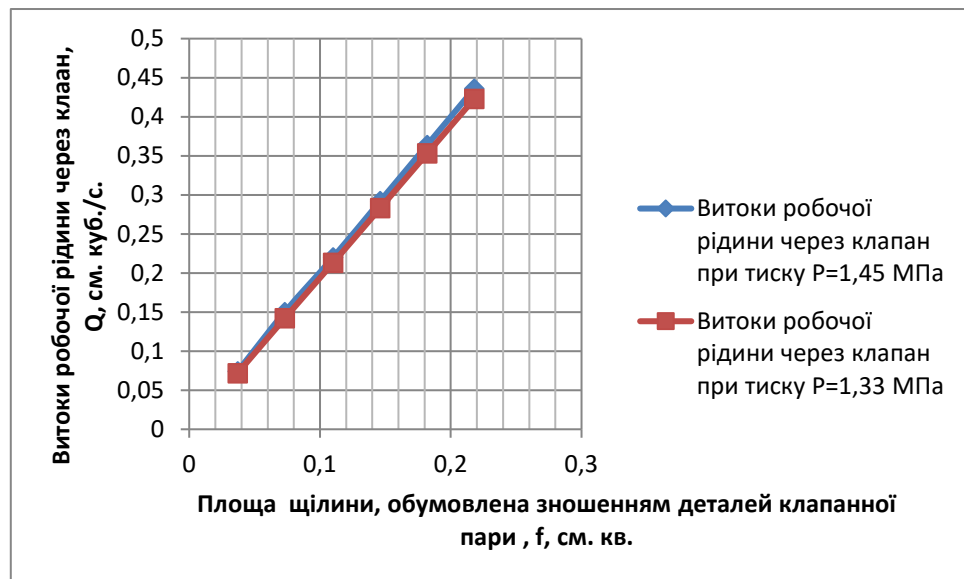


Рис. 2.2 – Витоки оливи, обумовлені площею щілини, при його закритому положенні

Різниця в витоках оливи через клапан для різних тисків його закриття (максимального і мінімального) становить близько 3%, що не може суттєво впливати на об'ємні втрати.

Звідси можна зробити висновок, що працездатність запобіжного клапана насоса підживлення та переливного клапана клапанної коробки в більшій мірі будуть залежати від величини регулювання тиску їх спрацювання і в меншій мірі від об'ємних втрат через них.

2.3 Розгляд зв'язку між зазором в з'єднанні «золотник-клапанна коробка» і витратами оливи

Дослідження, проведені в першому розділі, показали, що до параметрів, які визначають об'ємну витрату, а через неї і тиск рідини в магістралях гідроприводу та продуктивність гідроприводу трансмісії в цілому, відноситься знос деталей спряження «золотник-отвір корпусу клапанної коробки».

У цьому випадку основна увага приділяється витраті гідравлічної оливи через зношування деталей золотникового розподілення потоків оливи.

Взаємозв'язок між зазором в золотникових парах і об'ємними втратами робочої рідини достатньо розглянуто в ряді робіт [10, 12]. Для визначення функціональної залежності між зазором в спряженнях «золотник-отвір корпусу» і витоками робочої рідини застосовується вираз [12]:

$$Q_{\kappa}^y = \frac{\pi \cdot D \cdot \Delta P \cdot \delta^3}{12 \cdot l \cdot \nu \cdot \rho}, \quad (2.10)$$

де D - середній діаметр щілини, мм ;

ΔP - перепад тиску оливи, МПа ;

δ - номінальний зазор в спряженні, мм ;

l - довжина ділянки, мм ;

ν - кінематична в'язкість оливи, m^2 / c .

Розрахунок витрати оливи через зазор у сполученні проводився з використанням наступних даних: діаметр з'єднання $D = 0,02 \text{ м}$; зазор $\delta = 0 \dots 80 \cdot 10^{-6} \text{ м}$; довжина ділянки, $l = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; тиск оливи в магістралях головного контуру $\Delta P = 3,5; 15,0; 21,0 \cdot 10^{-7} \text{ Н / м}$; густина робочої рідини $\rho = 900 \text{ кг / м}^3$; кінематична в'язкість $\nu = 12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$.

Результати розрахунків наведені в табл. 2.3, а графік - на рис. 2.3.

Таблиця 2.3 - Витрати оливи, розраховані через зазор між золотником і отвором клапанної коробки

Значення зазору δ , мм	Витрати оливи в $\text{см}^3 / \text{с}$ для наступних значень ΔP		
	$\Delta P = 3,5 \text{ МПа}$	$\Delta P = 15,0 \text{ МПа}$	$\Delta P = 21,0 \text{ МПа}$
0,030	0,002	0,007	0,012
0,040	0,005	0,021	0,029
0,050	0,009	0,040	0,056
0,060	0,016	0,069	0,097
0,070	0,025	0,11	0,154
0,080	0,038	0,16	0,230
0,090	0,055	0,234	0,328
0,100	0,075	0,321	0,450

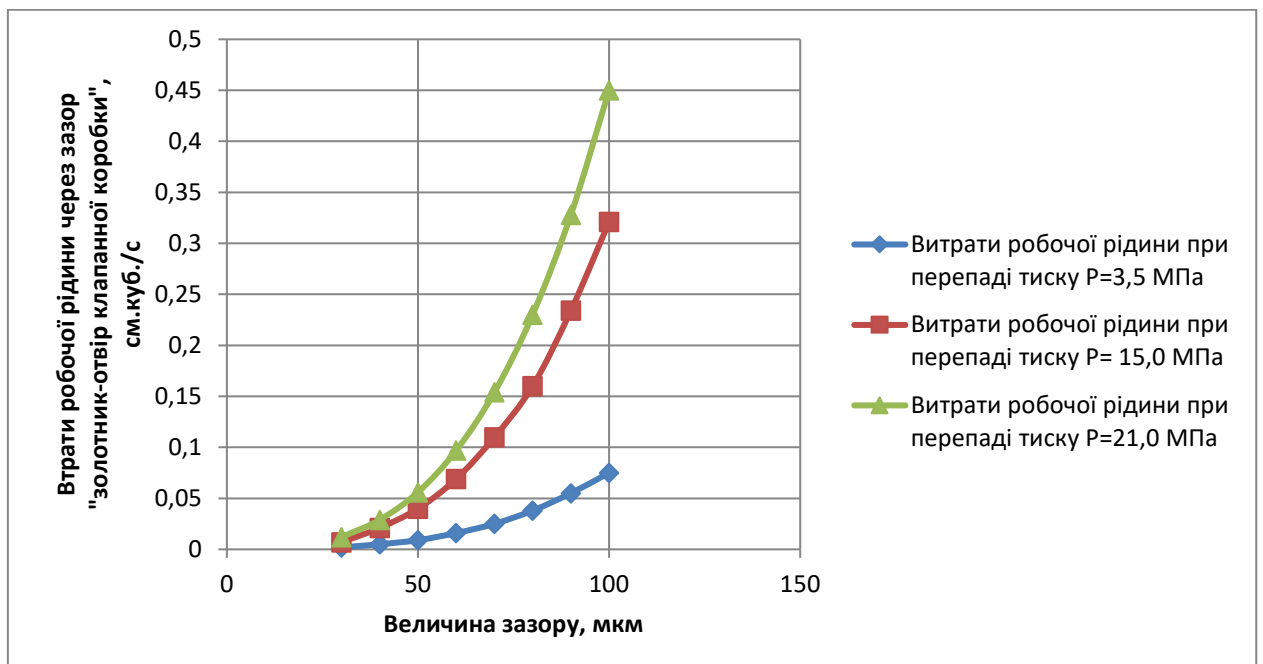


Рис. 2.3 – Втрати оливи через зазор

Отримані результати показали, що для перепаду тисків оливи $\Delta P = 3,5 \text{ МПа}$ витік робочої рідини є незначним, що пояснюється появою явища облітерації в зазорі, яке є характерним для не високих перепадів тисків. Зі збільшенням перепаду тиску витік робочої рідини зростає і досягає ($Q_k^y = 45,0 \cdot 10^{-2} \text{ см}^3 / \text{с}$) при $\Delta P = 21,0 \text{ МПа}$ і зазору $\delta = 0,100 \text{ мм}$.

За результатами аналітичних досліджень, залежності витрат робочої рідини від зазору в золотникових спряженнях, вдалось встановити, що для зазору $\delta = 0,10 \text{ мм}$ об'ємні втрати на кількісному рівні не будуть суттєво впливати на працездатність гідравлічної трансмісії, так як компенсуються насосом підживлення.

Для визначення достовірних оцінок впливу, на технічний стан гідропередачі, об'ємних втрат оливи через зазори золотникових спряжень необхідна розширена інформація зміни зазору в умовах експлуатації.

Висновки по розділу.

1. Загальна кількість відмов, яка припадає на зношення деталей з'єднань золотникового розподілення потоків робочої рідини клапанно-розподільчатих вузлів аксіально-поршневих гідромашин становить 10,6 %, із-за циклічних умов роботи золотника, вібраційних навантажень, які створюються в результаті пульсацій робочої рідини, та експлуатації трансмісій на робочих рідинах, які за чистотою не завжди відповідають технічним вимогам.

2. Різниця в витоках оливи через клапан для різних тисків його закриття (максимального і мінімального) становить близько 3%, що не може суттєво впливати на об'ємні втрати і вказує, що працездатність запобіжного клапана насоса підживлення та переливного клапана клапанної коробки в більшій мірі будуть залежати від величини регулювання тиску їх спрацювання і в меншій мірі від об'ємних втрат через них.

3. За умови роботи гідравлічної трансмісії на номінальному режимі $\Delta P = 21,0 \text{ МПа}$ і наявного зазору між золотником і отвором корпусу

клапанної коробки 0,10 мм витоки робочої рідини становлять ($Q_{\kappa}^y = 45,0 \cdot 10^{-2} \text{ см}^3 / \text{с}$), які на кількісному рівні дані не мають суттєвого впливу на загальну продуктивність гідропередачі, так як на порядок менші по відношенню до граничних втрат.

4. Для визначення достовірної оцінки впливу об'ємних втрат оливи через зазору по золотниковому з'єднанні клапанної коробки необхідна достовірна інформація щодо зміни структурних параметрів деталей даного спряження в умовах експлуатації.

3. МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Загальні програма і методика досліджень

Відповідно до поставлених цілей, програма експериментальних досліджень включала:

1. Дослідити характер і ступінь зносу основних компонентів клапанно-розподільчатих вузлів.
2. Аналітично визначити вплив погіршення стану ресурсолімітуючих спряжень на втрати оливи.
3. Експериментальне дослідження взаємозв'язку між станом деталей спряжень золотникового розподілення потоків рідини і її витратами.

Загальна методика емпіричних досліджень передбачала збір інформації про технічний стан клапанно-розподільчатих пристроїв, що поступають на ремонт до сервісних підприємств.

Розроблення методик для дефектації деталей та вибору вимірювальних пристроїв для її проведення.

Розроблення обладнання для проведення лабораторних досліджень з виявлення зміни структурних параметрів клапанно-розподільчатих вузлів на їх вихідні параметри.

3.2 Методика визначення характеру і виду зносу деталей клапанно-розподільчатих пристроїв

Характер і тип зносу основної частини сполучення клапанної системи визначається оглядом робочої поверхні та проведенням інструментального вимірювання.

Визначення зносу сполучених деталей золотникового розподілення потоку рідини клапанної коробки проводилось для золотника та отвору корпусу клапанної коробки.

Для вимірювання золотника клапанної коробки і її отвору застосовувались відповідно пасаметр ПС 0-25 та індикаторний нутромір ІН 10-18. Налагоджування інструменту проходило з застосуванням кінцевих мір. Для настроювання вимірювальних інструментів використовувалися кінцеві міри 1-го класу точності.

На (рис. 3.1, 3.2) показано схеми вимірювання золотника і корпусу коробки.

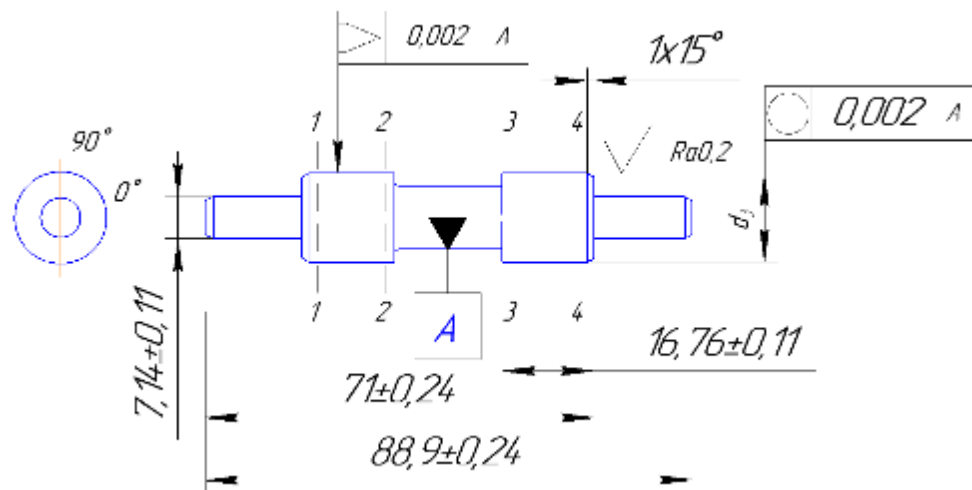


Рис.3.1 – Схема виміру золотника коробки

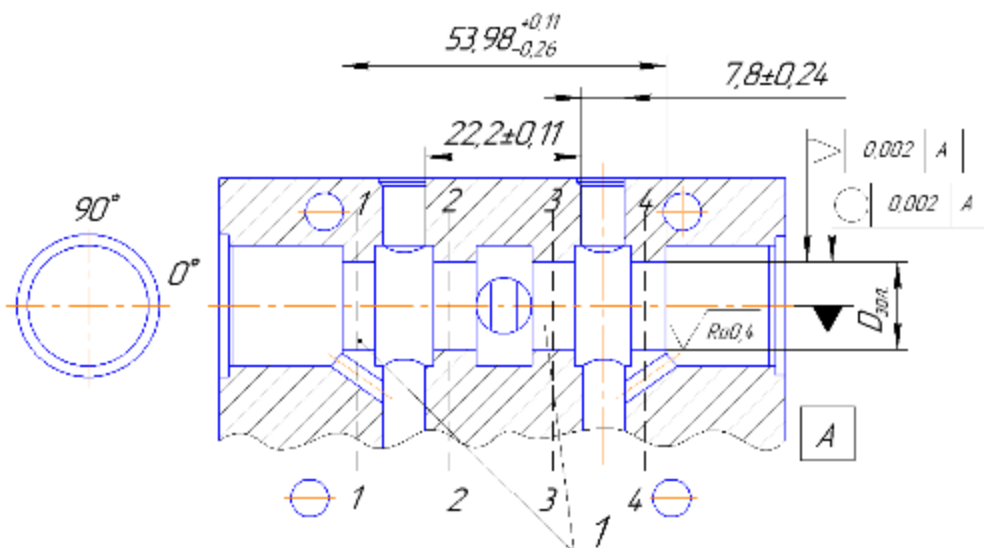


Рис.3.2 - Схема виміру отвору корпусу клапанної коробки

Вимірювання проводилися на чотирьох ділянках золотника (по два перерізи на пасок) і чотирьох ділянках корпусу (по одному перерізу на пасок

корпусу). Кожен переріз вимірювався у двох площинах, перпендикулярних одна до одної (0° і 90°). Внутрішній діаметр корпусу вимірювався таким же чином.

Технічний стан деталей золотникового розподілу оливи в гідророзподільнику визначався з застосуванням тих же вимірювальних інструментальних засобів, що і для клапанного блоку.

Схеми виміру золотника і корпусу гідророзподільника наведено на (рис. 3.3, 3.4).

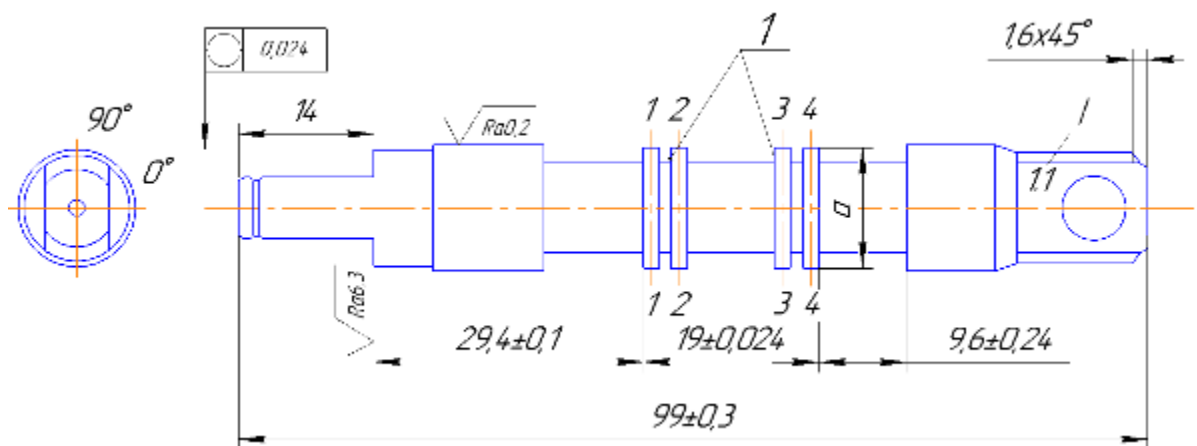


Рис. 3.3 – Схема виміру золотника

Паски золотник вимірювався для визначення овальності в площинах перпендикулярних одна до одної (0° і 90°) і перерізах (1–1, 2–2, 3–3, 4–4) при виявленні конусу. Аналогічно проводилась дефектація отвору корпусу (рис.3.4).

В процесі дефектації деталей для визначення величини їх зношення застосувалась методика, яка враховувала, що в процесі виготовлення деталей золотникового розподілення оливи, діаметри золотників були максимальні (d_{\max}), а діаметри отворів мінімальні (D_{\min}), згідно технічних вимог на виготовлення.

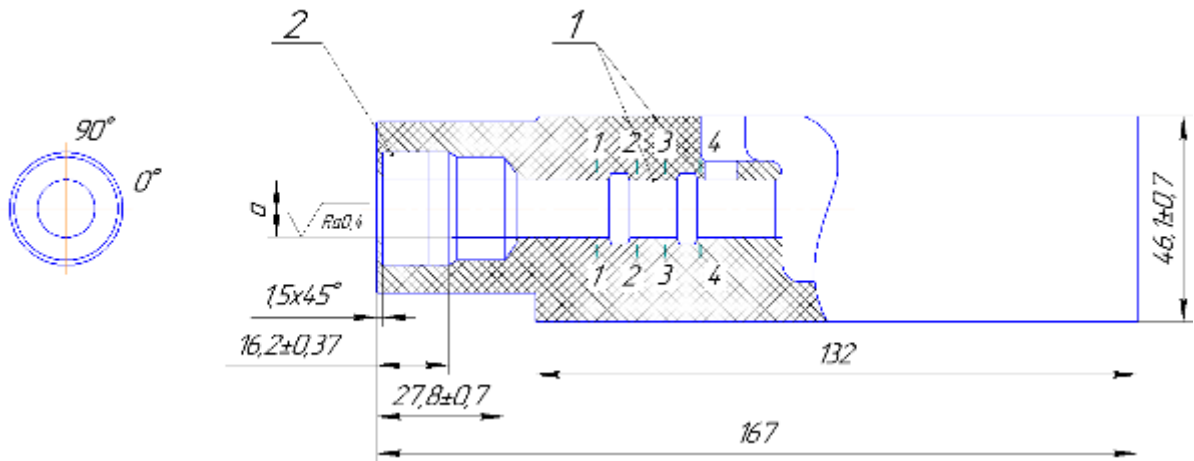


Рис. 3.4 – Схема виміру отворів корпусу розподільника

Тоді величини зношення для золотника і корпусу визначаються за формулами:

$$\begin{cases} U_{d_s} = d_{з.мах} - d_{з.знош.} \\ |U_{D_{к.}}| = D_{к.мін} - D_{к.знош.} \end{cases}, \quad (3.1)$$

де U_{d_s} - величина зношення діаметра паска золотника;

$d_{з.мах}$ - максимальний діаметр паска золотника при його виготовленні згідно технічних вимог;

$d_{з.знош.}$ - діаметр зношеного паска золотника;

$U_{D_{к.}}$ - величина зношення отвору корпусної деталі;

$D_{к.мін}$ - мінімальний діаметр отвору корпусної деталі згідно технічних вимог на виготовлення;

$D_{к.знош.}$ - діаметр зношеного отвору корпусної деталі.

Отримані результати зношень деталей давали можливість визначити зазор в спряженнях.

3.3 Методологія визначення взаємозв'язку між структурними та функціональними параметрами клапанної коробки

Під час експлуатації клапанів і регуляторів їх основні компоненти зношуються, що призводить до не співвісності клапанів і зростанню витоків. У зв'язку з цим для проведення експериментальних робіт використовується випробувальний стенд КІ-4815, який забезпечує подачу робочої рідини під необхідним тиском до досліджуваної пари. Загальний вигляд стенду та прилади контролю тиску оливи, її температури та витоків показано на рис 3.5.



Рис.3.5 – Установка для випробування клапанно-золотникових пристроїв: 1- манометр контролю навантаження агрегатів; 2-прилад контролю кількості обертів приводного вала; 3- манометр контролю тиску в очисній магістралі; 4 – прилад контролю температури оливи; 4-прилади контролю витрат оливи

Для перевірки герметичності і робочого тиску запобіжного клапана підживлювального насоса виготовляється спеціальна перехідна пластина для монтажу і встановлення насоса на підставку.

Перед перевіркою тиску відкриття і герметичності запобіжного клапана з клапана знімаються додаткові регулювальні шайби, а в пластині просвердлюються спеціальні отвори для перевірки витoku гідравлічної рідини в мірну ємність. Фізичне моделювання протікання клапанів було виконано на вибраних зношених клапанах.

За допомогою дросельної заслінки стенда поступово збільшують тиск, поки гідравлічна рідина не почне проходити через клапан, і по манометру стенду контролюють тиск спрацювання (1,33-1,45 МПа) та кількість робочої рідини (до 3,7 л/хв.). Витоків оливи не повинно бути при тиску менше 1,33 МПа.

Випробування клапанної коробки зводяться до перевірки тиску відкриття переливного клапана, роботи золотника та витрати робочої рідини через з'єднання між золотником і корпусом коробки.

Схема випробування клапанної коробки наводиться на (рис. 3.6).

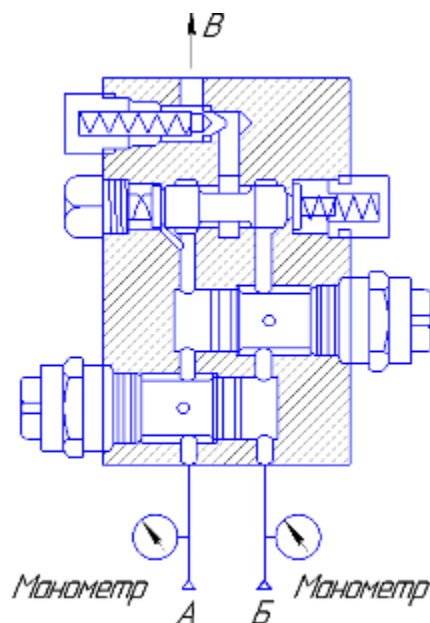


Рис.3.6 - Схема випробування клапанної коробки: (А, Б і В - магістралі)

Щоб перевірити робочий тиск перепускного клапана на лінії подачі (Б), дроселем стенду встановлюється тиск використовуйте важіль дросельної заслінки пристрою КІ-1097, щоб відрегулювати тиск 3,0...3,5 МПа.. Повертаючи важіль дросельної заслінки, тиск у відповідній магістралі плавно підвищується до того, як рідина почне витікати з виливного каналу клапанної коробки. Відкриття клапану здійснюється за тискові 1,02...1,16 МПа і забезпечує перепуск оливи в інтервалі 3...5 л/хв.

Для контролю роботи золотника, встановлюють в лінії (Б) тиск 1,6...20 МПа. Потім в лінії подачі (А) піднімають тиск вище на 0,412...0,855 МПа, ніж в лінії (Б). Цей перепад тиску призведе до переміщення золотника, з'єднає лінію (Б), і відкриє переливний клапан, дозволяючи рідині витікати в зливний отвір В.

Щоб перевірити герметичність золотника в клапанної коробці, перепад тиску в лініях (А) і (Б) створюють менше 0,172...0,344 МПа. За даних умов золотник переміщається в середнє положення і закриває канали (А) і (Б). Через зазор між золотником і отвором коробки дроселное робоча рідина, яка відводиться до мірної ємкості.

Фізичне моделювання радіального зазору було досягнуто підбиранням золотників різного діаметру, за умови, що діаметр отвору коробки постійний.

Перевірка працездатності розподільника системи управління продуктивністю основного насоса проводилась з залученням установки КІ-4815 та з застосуванням спеціальних плит кріплення гідророзподільника.

Розподільник перевірявся за схемою, наведеною на (рис.3.7).

Технічний стан з'єднання «золотник-отвір корпусу» перевірявся перевіренням тиску в лініях I і II (рис.3.7) при умові, що граничний тиск становить дорівнює $P=0,69$ МПа.

Робочий тиск в лінії управління робочим об'ємом насоса згідно з технічними характеристиками, відповідає проміжку 0,8...1,45 МПа, а фактичний стан розподільника не завжди в змозі відтворити цей режим, проведемо розширення проміжку тисків до значень 0,5...1,5 МПа.

Розподільники, що досягли граничного тиску проходили перевірку на витоки робочої рідини для нейтрального положення золотника. Їх об'єм не повинен перевищувати 1 л/хв.

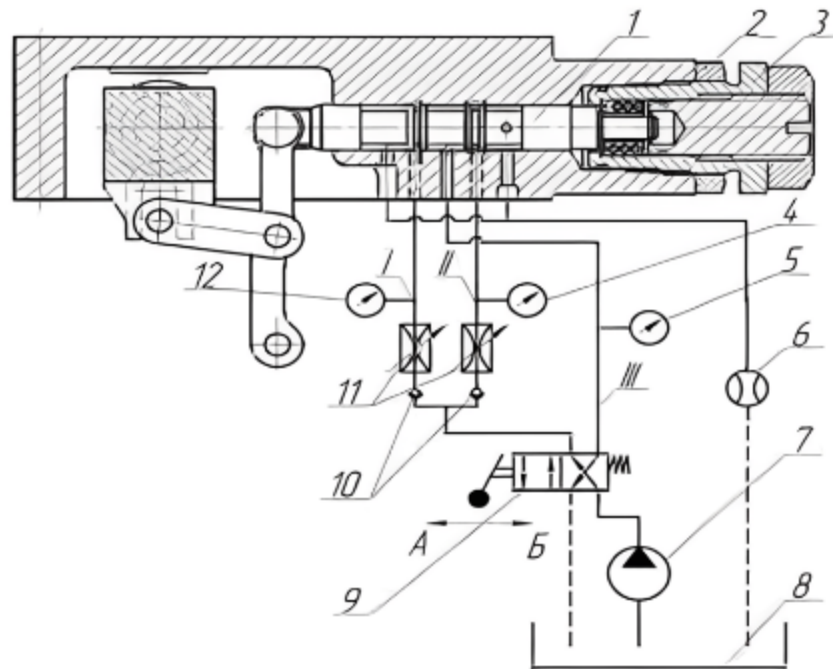


Рис. 3.7 - Схема перевірки розподільника: 1-золотник; 2-контргайка; 3-регулювальний блок; 4,5,12-манометр; 6-лічильник; 7- насос; 8- ємність; 9-розподільчатий блок; 10. - клапани; 11.- дроселя; I, II та III - гідравлічні канали; А і Б - розміщення золотника

Розроблені методики контролю технічного стану структурних параметрів деталей клапанно-золотникових пристроїв та їх взаємозв'язок з витоками оливи дають можливість контролювати показники придатності та відновлюваності пристроїв та їх деталей в умовах сервісних підприємств.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати зношення деталей клапанних вузлів

Аналіз технічного стану клапанних вузлів, які ремонтувалися, показав, що у всіх випадках в конусній частині клапана були кругові лунки від змяття металу, при цьому їх ширина і глибина були не рівномірними, що свідчить про перекіс клапана при його роботі, також спостерігались сліди гідроабразивного зношення.

Це пов'язано з тим, що конусний клапан виконує складні переміщення, які супроводжуються появою механічних ударів у великому потоці абразивного середовища.

Детальний аналіз конічних клапанів показує, що початкова стадія зносу з'являється за умови виникнення концентрації напруг і зміни енергетичної структури поверхневого шару та прояву локальної мікродеформації, що спричиняє руйнівні процеси у поверхневого шару.

Друга стадія зношування - стадія циклічного пластичного руйнування матеріалу конуса сідла клапана, що характеризується надлишковим тиском в зоні матеріалу, стисненням матеріалу внаслідок деформації і розшаруванням матеріалу під дією змінних навантажень.

Третя стадія зносу - гідроабразивний знос, що характеризується прискореним зносом під час відкривання та закривання клапана.

Майже всі стадії присутні одночасно, а інтенсивність процесу може змінюватися в залежності від умов експлуатації, що свідчить про те, що процес зношування робочої поверхні клапана носить випадковий характер.

Основні умови, за яких починаються руйнівні процеси на конусних поверхнях клапанної пари, такі [12]:

$$\sigma_{\delta} > \sigma_m, \quad (4.1)$$

де σ_d – деформаційні напруги;

σ_m – межа текучості матеріалів клапану.

При моменту закритого положення клапану (запобіжного або перепускного), він конусною поверхнею вдаряє по сідлу з силою, яка є сумою інерції клапана і сили, що генерується пружинами:

$$P_{\Sigma} = P_{in} + P_n, \quad (4.2)$$

Отримана клапаном сила перетворюється на ударну і становить:

$$P_{in} = \frac{m \cdot V^2}{2 \cdot l}, \quad (4.3)$$

де m – вага деталі, г ($m = 50$ г);

V – швидкості при закритті клапанної пари, м/с;

l – хід клапану до закритого стану, мм ($l = 3$ мм).

Звідси ударне навантаження клапану по сідлу обумовлене кінетичною енергією дорівнює:

$$P_{in} = \frac{50 \cdot 7^2}{2 \cdot 3} = 392 \text{ Н}$$

Зусилля пружини на клапані в закритому стані становить $P_{пр} = 255$ Н.

В відповідності з формулою (4.2), сумарні сили складуть:

$$P_{\Sigma} = 392 + 255 = 647 \text{ Н}$$

Отже сумарні ударні сили дорівнюють $P_{\Sigma} = 647$ Н. Вони розподіляються по робочій поверхні гнізда при контакті з ним кільцевої

конусної поверхні клапана. Цю гіпотезу підтверджує зовнішній знос ущільнюючої поверхні клапана, що наведено на (рис. 4.1).



Рис. 4.1 – Знос ущільнюючої поверхні клапана

Гідроабразивний знос клапана спричиняється абразивними частинками, що проникають у поверхневий шар металу. Величина абразивного зносу сильно залежить від швидкості частинок, їх розміру та кількості абразиву в оливі.

Характер зносу конічної поверхні клапана проявляється в формі жолобу, розміщеного по його ущільнювальній поверхні з нерівномірними значеннями через появу періодів ексцентричного розміщення складових клапанної пари.

Змінення площини контактуючих поверхонь клапанної пари через знос, призводить до падіння тисків при яких спрацьовує клапан, що призводить до зменшення висоти підйому під час його роботи (клапан відкритий), і відповідно до зменшення перепуску оливи, кількість якої зазначено в технічних характеристиках.

Проведені дослідження показують, що довжина площі контакту робочих поверхонь в результаті зношення уповільнює швидкість відкриття клапана і зменшує висоту його піднімання. Дана робоча гіпотеза підтверджується також і теоретичними дослідженнями.

4.2 Структурні зміни деталей золотникового розподілення оливи

Із аналізу структурного стану робочих поверхонь деталей золотникової пари чітко проглядається гідроабразивний знос робочих пасків золотника (рис.4.2). Він підтверджується присутністю поздовжніх рисок на робочих поверхнях пасків золотника, які за напрямом збігаються з його рухом.

Детальний аналіз зносу деталей показує, що у золотника має місце гідроабразивне спрацювання (рис.4.2).

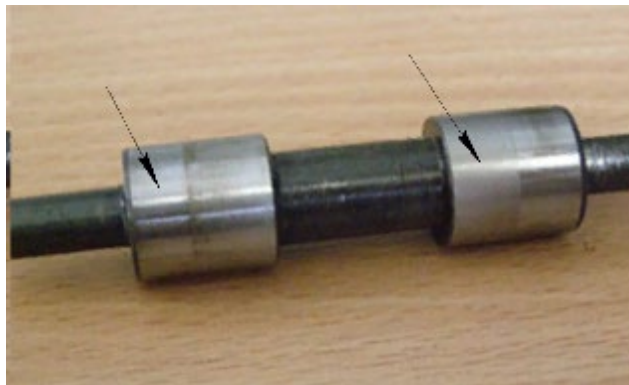


Рис. 4.2 – Золотник клапанної коробки: 1 - сліди гідроабразивного зношення

Воно характеризується наявністю поздовжньої лінії на циліндричній поверхні, напрямком якої збігається з напрямком руху золотника. У той же час на поверхні золотника добре видно робочу поверхню більш світлого кольору, що вказує на спрацювання поверхні.

На ряду з гідроабразивним зносом на робочій поверхні пасків золотника спостерігаються сліди схоплювання поверхонь, що обумовлюється фрагментами ексцентричного його положення в отворах блоку при переміщенні. Можливість перекошу плунжера підтверджується також і зношенням бокової поверхні пружини (рис. 4.3).

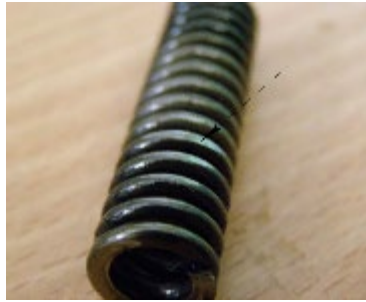


Рис. 4.3 – Пружина клапана (механічне зношення бокової поверхні)

Розташування задирів на поверхні золотника є випадковим і відбувається в більш широкому діапазоні на пояску, який забезпечує відсікання зони високого тиску від зони низького.

Обробка мікрометричних даних проводилася з застосуванням методів статистичного аналізу. Основні числові статистичні показники були розраховані з використанням математичного очікування m_x , середньоквадратичного відхилення σ_x та коефіцієнта варіації v . Визначається сукупна частота значень зносу за діапазонами частот і експериментальна функція розподілу $F(x)$.

Функція щільності розподілу зносу золотника визначається законом Вейбулла:

$$f_1(x) = 0,58 \cdot \left(\frac{x}{19,17}\right)^{1,23} \cdot e^{-\left(\frac{x}{19,17}\right)^{2,23}}. \quad (4,4)$$

Функція щільності розподілу зносу отвору коробки визначається законом Вейбулла:

$$f_2(x) = 0,42 \cdot \left(\frac{x}{21,68}\right)^{1,04} \cdot e^{-\left(\frac{x}{21,68}\right)^{2,04}} \quad (4,5)$$

Вони наведені на рис. 4.4.

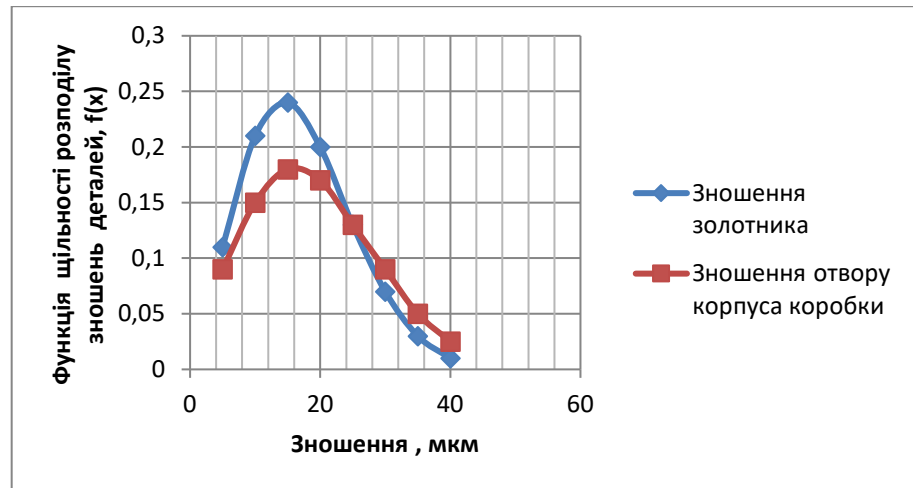


Рис.4.4 - Розподіл зносу золотника і отвору коробки

Максимальне значення зносу для всіх пасків золотника, знаходиться в діапазоні 4...45 мкм з середнім значенням зносу 17,04 мкм. Знос отвору коробки коливається в межах 6...40 мкм, з середнім значенням зносу 19,03 мкм. Отвір корпусу зношений на 11% більший в порівнянні з золотником. Це пояснюється фізико-механічними властивостями робочих поверхонь золотника, який виготовлений з легованої хромом сталі 20Х, який значно підвищує твердість поверхні.

Результати основних статистичних розрахунків наведені в табл.4.1

Таблиця 4.1 – Основні статистичні параметри розподілів

№ з/п	Несправність	Границі, мкм	Аналітична поява, m_x	Середньоквадратичне відхилення, σ_x	Коефіцієнт варіації, ν
1	Знос корпусу	6-45	19,02	9,81	0,513
2	Знос золотника	4-40	17,04	8,08	0,477
3	Зазор в з'єднанні	20-30	47,80	16,87	0,356
4	Конусність золотника	1-14	3,92	2,59	0,667
5	Овальність золотника	1-20	5,82	3,27	0,564
6	Конусність отвору	2-37	10,94	8,63	0,786
7	Овальність отвору	2-24	8,24	4,97	0,603

Аналіз представлених залежностей показує, що золотник і корпус мають невеликий лінійний знос. Цей результат важливий для вибору методу відновлення деталей.

В підрозділі 2.1 оцінка технічного стану гідророзподільника керування робочим об'ємом проводилась органоліптично, що не дало можливості виявити достовірну кількісну оцінку технічного стану золотника і отвору корпусу.

Разом з тим, вдалось виявити, що зміна структурних параметрів деталей спряжень обумовлена зношенням деталей. Із детального аналізу слідує, що переважаючим видом зносу являється гідроабразивний, а також спостерігаються схоплювання, обумовлені заїданням золотника (рис.4.5).

Гідроабразивне зношення деталей спряження «золотник-отвір» розподільника пояснюється експлуатацією агрегатів на рідинах, що не відповідають класу чистоти оливи.

Схоплювання пар тертя виникає в результаті незначних перекосів плунжера, обумовлених наявністю не значного люфту в з'єднанні в результаті його роз регулювання та прикладення зусилля оператором для його переміщення.

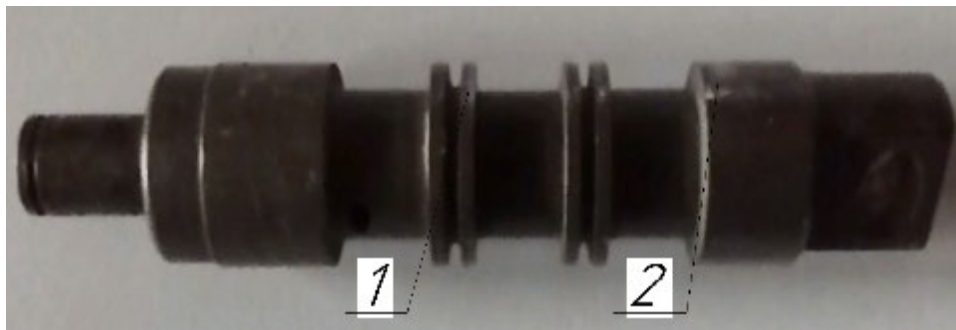


Рис.4.5 - Золотник розподільника: 1- гідроабразивне зношення; 2 – сліди схоплювання

Золотник зношується по паскам в місцях контакту з отвором корпусу. Максимальний знос спостерігається в 1-му та 4-му перерізах і досягає 0,04...0,08 мм, що пояснюється частково перекосом плунжера та конструктивним положенням поясків, які розміщені по краях золотника, і при перекритті каналів першими відсікають робочу рідину, абразив якої частково потрапляє до пари тертя спричиняючи інтенсивне гідроабразивне спрацювання деталей.

Отвір корпусу зношується в місцях контакту з пасками розподільника. Спостерігається максимальне зношення корпусу також в 1-му та 4-му перерізах і досягає 0,030..0,035 мм, які розміщуються по краях отвору, і в процесі відсікання потоків рідини абразивні частинки потрапляють до перефронтальної частини зазору та приводять до гідроабразивного зношення поверхні отвору.

Знос складових з'єднання «золотник-отвір розподільника» обумовлює зростання зазору в спряженні. Згідно з паспортних даних, при виготовленні деталей золотникового з'єднання, вони повинні забезпечувати посадку в спряженні з зазором в інтервалі 0,05...0,07 мкм. При цьому, за статичною оцінкою середній зазор становить $\bar{X}=24,48$ мкм при середньоквадратичному відхиленні $S=10,14$ мкм, а максимальний зазор досягає $\delta=48,0$ мкм (табл.4.2, рис.4.6).

Якщо за технічними вимогами на виготовлення деталей даного спряження зазор повинен знаходитись в межах 0,05...0,07 мм то в умовах експлуатації середнє значення зазору досягає $\bar{X}=24,48$ мкм, при середньоквадратичному відхиленні $S = 10,14$ мкм, а максимальний зазор досягає $\delta = 48,0$ мкм (табл.4.2, рис.4.6).

Таблиця 4.2 – Результати зміни зазору в спряженні

№ інтервалу	Границі інтервалу, мкм		Частота, m_i	Частість, m_i/N	Щільність ймовірності, $F(t)$	Теоретична частість, $m'_i = PN$
	від	до				
1	1	5	1	0,158	0,0379	1,1768
2	5	10	2	0,0317	0,0973	3,0032
3	10	15	8	0,1269	0,1989	6,1399
4	15	20	13	0,2063	0,3144	9,7020
5	20	25	11	0,1746	0,3910	12,0708
6	25	30	8	0,1269	0,3814	11,7730
7	30	35	10	0,1587	0,2920	9,0140
8	35	40	5	0,0793	0,1758	5,4243
9	40	45	3	0,0476	0,0833	2,5704
10	45	50	2	0,0317	0,0303	0,9353

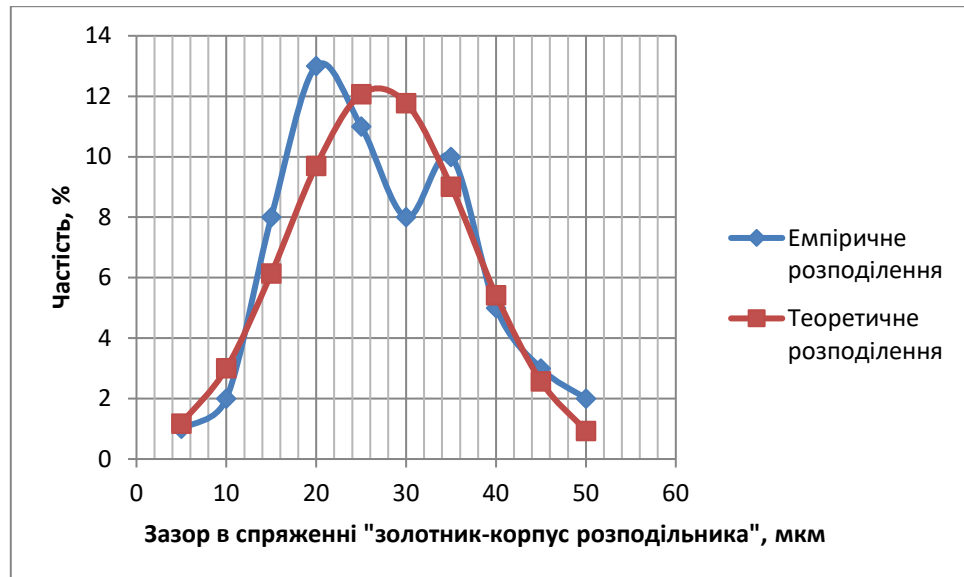


Рис.4.6 – Полігон розподілення зазору в спряженні «золотник-отвір корпусу розподільника»

Отримані результати досліджень показали, що переважаючим видом зношення деталей золотникового розподілення оливи в системі регулювання робочого об'єму основного насоса, являється гідроабразивний знос. Максимальне зношення отвору корпусу досягає 0,030...0,035 мм, середнє значення зазору досягає $\bar{X} = 24,48$ мкм, при середньоквадратичному відхиленні $S = 10,14$ мкм, а максимальний зазор досягає $\delta = 48,0$ мкм.

4.3 Результати емпіричних досліджень втрати оливи в спряженні «золотник – корпус клапанної коробки»

За результатами моніторингу технічного стану деталей клапанної коробки (золотника і отвору корпусу), їх знос в основному приводить до ресурсної відмови, в результаті зростання витоків оливи через зазор даного спряження.

Дослідження функціональної залежності між об'ємними втратами оливи та зазором між деталями золотникового розподілення потоку рідини

клапанної коробки проводилось в відповідності до методик, наведених в 3-му розділі.

Результати емпіричних досліджень об'ємних втрат в парі золотникового розподілення рідини показано в (табл.4.3).

Табл.4.3 – Витрати оливи через радіальний зазор в спряженні «золотник-корпус коробки»

№ з/п	Радіальний розмір, мм	Витрати оливи, (см ³ /с) згідно тисків		
		$\Delta P=3,5$ МПа	$\Delta P=15$ МПа	$\Delta P=21$ МПа
1	0,050	0,012	0,06	0,08
2	0,060	0,022	0,071	0,128
3	0,070	0,042	0,12	0,182
4	0,080	0,056	0,18	0,28
5	0,090	0,07	0,25	0,35
6	0,100	0,09	0,35	0,52

Аналіз результатів (табл.4.3) показує, що зі зростанням тиску збільшуються і витрати оливи, що вказує на наявність облітерації при мінімальних тисках рідини. Порівняльна оцінка витоків оливи через зазор $\delta = 0,10$ мм при тисках $\Delta P=3,5$ МПа і $\Delta P=21$ МПа показала, що вони збільшились майже на 30%, що вказує на зміну швидкісного режиму протікання рідини через зазор. Це підтверджується і нахилом куту графіків, які представлено на рис. 4.7.

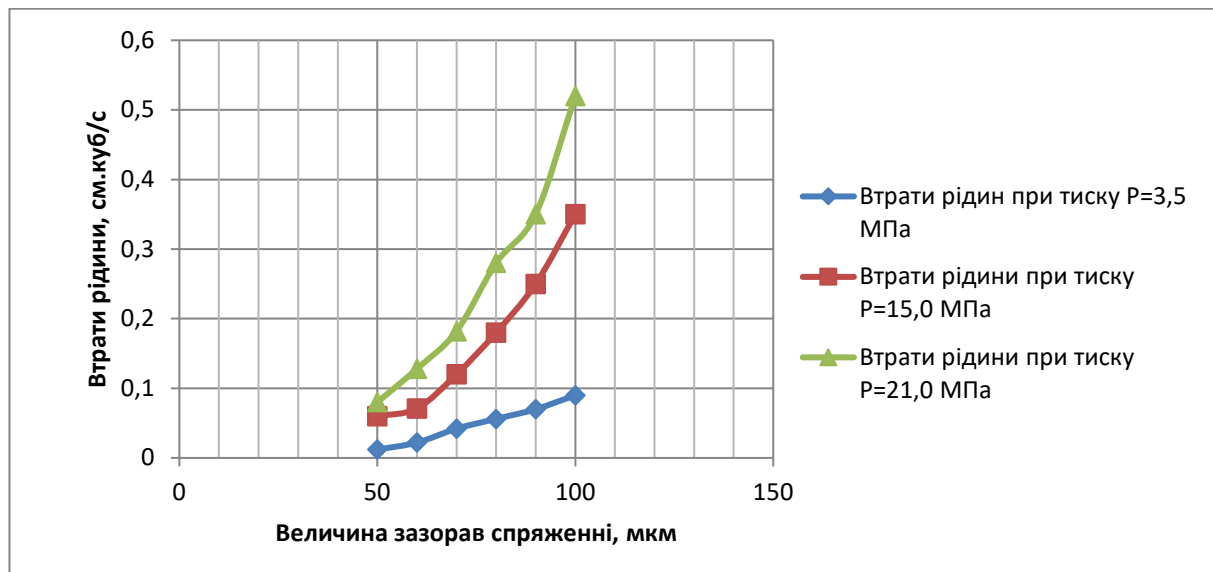


Рис. 4.7 – Витрати оливи через зазор в спряженні «золотник-корпус коробки» при різних тисках

Разом з тим, максимальні об'ємні втрати оливи $Q = 0,52 \text{ см}^3/\text{с}$ через даний зазор легко компенсуються насосом підживлення, що вказує на більші структурні зміни структурного параметра при обґрунтуванні граничного значення зазору. При цьому, дані втрати оливи будуть доповнювати сумарні об'ємні, які насос підживлення не в змозі компенсувати для забезпечення працездатного стану гідравлічної трансмісії.

Порівняльна оцінка витоків оливи через зазор в з'єднанні «золотник-корпус коробки» між аналітичними і емпіричними результатами показала, що похибка не перевищує 15 %, що відповідає встановленим вимогам.

4.4 Технологічний процес відновлення золотника клапанної коробки

Вихідна інформація про деталь яку треба відновити.

Деталь: Золотник клапанної коробки

Матеріал: сталь 20Х ДСТУ 4543-71

Твердість: 35...40 HRC_e

Маса: 0,150 кг

У золотника основним дефектом являється зношення пасків за їх діаметром.

Вибір типового технологічного процесу відновлення деталей подібного класу. Типовим технологічним процесом відновлення дефектів золотника клапанної коробки є типовий технологічний процес відновлення деталей класу 01. «Стрижні круглі» підклас 01.1 «Вали гладенькі і ступінчаті» [4].

Технологічний маршрут:

005. Очисна. Очистити золотник.

010. Дефектувальна. Визначити розмір діаметрів пасків.

015. Чорнове шліфування. Шліфувати поверхню до видалення слідів конусності.

020. Мийна. Знежирення пасків золотника.

025. Декапіювання. Видалення оксидних плівок на поверхнях пасків.

030. Залізнення. Нарощування поверхні золотника залізненням.

035. Очисна. Очистка золотника від залишків електроліту.

040. Чистове шліфування. Шліфувати поверхню до номінального розміру.

045. Контрольна. Контроль якості відновлених поверхонь.

Упорядкування плану операцій відновлення деталі. Складання плану операцій проходить з врахуванням операцій технологічного процесу. При цьому в першу чергу призначаються операції з механічної обробки золотника для відновлення його геометричної форми усуваючи конусність та овальність. Після чого призначаються операції, пов'язані з відновленням робочої поверхні (в нашому випадку це операції залізнення). Нарощена поверхня оброблюється шліфуванням з врахуванням класу чистоти обробленої поверхні. Контрольними операціями закінчується маршрут відновлення деталі. План операцій відновлення золотника корпуса клапанної коробки наведено в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – План операцій відновлення деталі

Номер	Найменування операції	Вміст операції
1	2	3
005	Очисна	Очистити деталь мийним засобом Темп-100 ТУ 39-10059-97
010	Дефектувальна	Розбити золотники по розмірним групам з інтервалом 7 мкм.
015	Чорнове шліфування	Провести обробку поясків золотника до видалення конусності та овальності. Круг АСП25К6-50.
020	Мийна	Знежирити поверхні поясків золотника розчином МС-15 ТУ 39-10059-97
025	Декапіювання	Видалення оксидних плівок на поверхнях поясків. Електроліт на основі соляної кислоти.
030	Залізнення	Нарощування поверхні золотника залізненням, (електроліт на основі хлористого заліза).
035	Очисна	Очистка золотника від залишків електроліту. Синтетичний мийний розчин СМ-35 ТУ 11-145-99
040	Чистове шліфування	Провести обробку поясків золотника до номінального розміру. Круг АСП25К6-50.
045	Контрольна	Контроль розмірів деталі

Вибір засобів технологічного оснащення. Для виконання операції по відновленню поясків золотника підбирається необхідне основне обладнання

та технологічна оснастка. Перелік засобів технологічного оснащення обладнання наводиться в табл. 4.5.

Таблиця 4.5 – Перелік технологічного оснащення.

Номер	Найменування операції	Марка обладнання
005	Очисна	Мийна машина ОМ-4823
010	Дефектувальна	Стіл контрольний ОРГ - 10-14-01
015	Чорнове шліфування	Верстат круглошліфувальний MW 500
020	Мийна	Машина мийна ОМ-8219
025	Декапіювання	Ванна мийна ВМ-4056
030	Залізнення	Ванна для залізнення ВГ - 2767
035	Очисна	Ванна для очистки деталей ВО - 3747
040	Чистове шліфування	Верстак круглошліфувальний MW 500
045	Контрольна	Стіл контрольний ОРГ – 012-02-70.

Блоковий алгоритм операцій технології ремонту золотників клапанної коробки показано на (рис. 4.8).

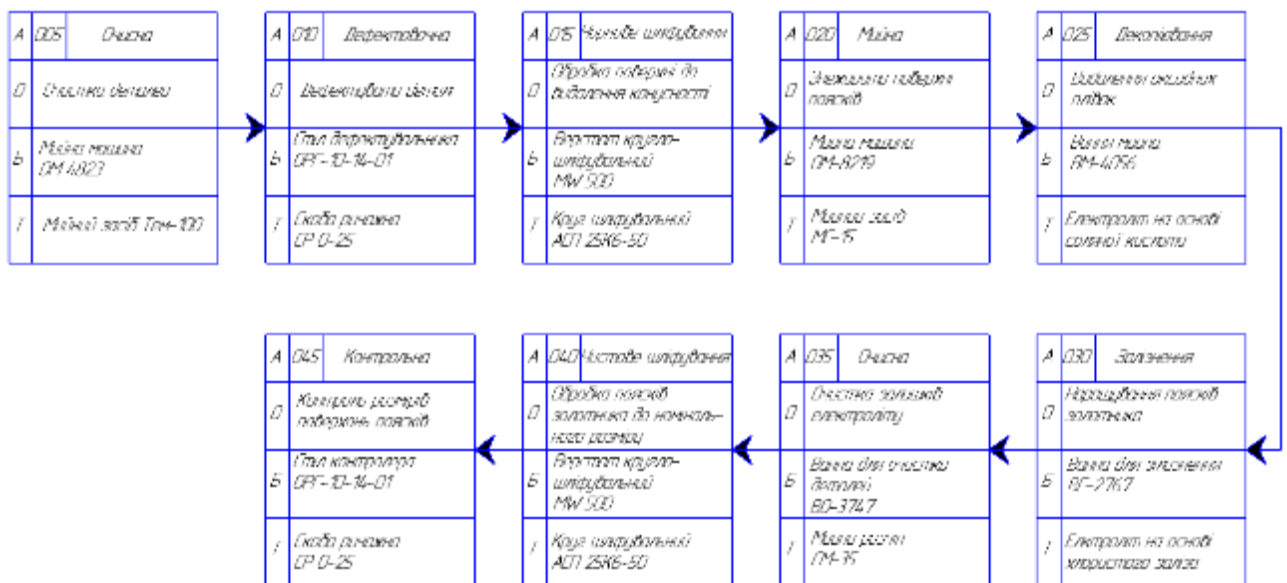


Рис. 4.8 – Блоковий алгоритм операцій технології ремонту золотників клапанної коробки

Схема дає повне уявлення про структуру операцій де вказується: А – найменування операції та її номер; О – вид робіт, які передбачаються даною операцією; Б – оснащення операції основним обладнанням; Т – технічна оснащення операції оснасткою, пристроями, ріжучим та вимірювальним інструментом.

Норми часу на виконання операцій технологічного процесу відновлення золотника клапанної коробки згідно розряду робочого представлені в табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Норми часу на виконання операцій технологічного процесу.

Номер	Найменування операції	Розряд робіт	Норма часу, хв.
005	Очисна	II	6,7
010	Дефектувальна	IV	4,8
015	Чорнове шліфування	IV	6,5
020	Мийна	II	6,7
025	Декапіювання	III	5,5
030	Залізнення	III	40,0
035	Очисна	III	6,7
040	Чистове шліфування	IV	6,7
045	Контрольна	IV	5,8
-	Разом	-	82,7

Розроблення технологічного процесу відновлення золотника клапанної коробки з застосування гальванічного покриття (залізнення) та послідуною механічною обробкою (шліфування), характеризується високими показниками технічного критерію (витривалості, зносостійкості), що обумовлює зростання післяремонтного ресурсу деталі.

Висновки по розділу.

1. Характерний знос конічної поверхні клапана проявляється в формі жолобу, розміщеного по його ущільнювальній поверхні з нерівномірними значеннями через появу періодів ексцентричного розміщення складових клапанної пари.

2. Змінення площини контактуючих поверхонь клапанної пари через знос, призводить до падіння тиску відкриття клапана, і відповідно уповільнює швидкість його відкриття і зменшує висоту піднімання, що впливає на об'єми перепуску оливи через клапан.

3. Золотники клапанної коробки та гідророзподільника крім гідроабразивного зносу на робочих поверхнях мають задири і зношування, що обумовлюється перекосом плунжера в отворах корпусів. Розташування

задирів на поверхнях золотників є випадковими і спостерігаються в більш широкому діапазоні на пояску, який забезпечує відсікання зони високого тиску оливи від зони низького.

4. Максимальне значення зносу для всіх пасків золотника клапанної коробки, знаходиться в діапазоні 4...45 мкм з середнім значенням зносу 17,04 мкм. Знос отвору коробки коливається в межах 6...40 мкм, з середнім значенням зносу 19,03 мкм. Отвір корпусу зношений на 11% більший в порівнянні з золотником, що пояснюється фізико-механічними властивостями робочих поверхонь золотника.

5. Зношення деталей спряження «золотник-отвір розподільника» в умовах експлуатації приводить до зростання зазору в парі тертя, середнє значення якого досягає $\bar{X} = 24,48$ мкм, при середньоквадратичному відхиленні $S = 10,14$ мкм, а максимальний зазор досягає $\delta = 48,0$ мкм.

6. Результати емпіричних досліджень показали, що через зазор $\delta = 0,10$ мм в золотниковому з'єднанні клапанної коробки об'ємні втрати оливи становлять $Q = 0,52$ см³/с, які легко компенсуються насосом підживлення, що вказує на більші структурні зміни структурного параметра при обґрунтуванні граничного значення зазору. При цьому, дані втрати оливи будуть доповнювати сумарні об'ємні, які насос підживлення не в змозі компенсувати для забезпечення працездатного стану гідравлічної трансмісії.

7. Розроблення технологічного процесу відновлення золотника клапанної коробки з застосування гальванічного покриття (залізнення) та послідуною механічною обробкою (шліфування), характеризується високими показниками технічного критерію (витривалості, зносостійкості), що обумовлює зростання післяремонтного ресурсу деталі.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НЕПЕРДБАЧЕНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Стан умов роботи та пожежної безпеки у спеціалізованій майстерні

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-7359 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, 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.

Роботи у підрозділі можна віднести до категорії III відповідно до [13], 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 [13].

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

Показник клімату	В зимовий період		В літній період	
	Допускаємі на робочому посту	ефективні	Допускаємі на робочому посту	ефективні
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.

Виконання сервісних робіт по відношенню до агрегатів гідроприводів супроводжується появою фізичних і хімічних небезпечних факторів: в процесі проведення сервісу гідропередач, виникають небезпечності пов'язані з фізичними та хімічними виробничими факторами: 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.). Неєфективний 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.

Аналіз показників, наведених у таблиці 5.2, підтверджує, що наявна концентрація речовин, що можуть нашкодити працюючим не перевищує граничні і допустимі значення [14].

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

Назва речовин	Гранична та допустима концентрація, $мг / м^3$	Небезпечний клас	Наявні показники
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 ділянці є механічні стенди, інструменти, обладнання та гідроагрегати під час обкатки та випробувань.

Якість діагностичних робіт на ділянці значною мірою залежить від наявності природного та штучного освітлення.

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

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 контролю клапанно-розподільчатих пристроїв аксіально-поршневих гідромашин. Для їх реалізації необхідно вдосконалити технічне оснащення дільниці з технічного сервісу гідроагрегатів.

З метою покращення умов праці слюсарів на робочих місцях дільниці та запобігання травматичних випадків, 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 попередження розвитку профзахворювань у робітників, вибухів та пожеж при застосуванні у якості знежирювача ксилолу, визначимо потрібний повітрообмін приміщення.

Визначимо об'єм парів розчинника, що випаровується, за формулою:

$$Q = 0,01 \cdot B \cdot C \cdot \frac{S}{n \cdot \tau} n, \quad (5.1)$$

де B – кількість вивітрю ванних компонентів, 80%;

C – питома витрата розчинника, ($C = 50 \text{ г} / \text{м}^2$);

S – площа оброблюваної поверхні, ($S = 0,6 \text{ м}^2$);

n – кількість робітників;

τ - тривалість робіт, год.

Швидкість повітря в віконних прорізах приймемо ($V_o = 0,4 \text{ м} / \text{с}$).

Гранично допустима концентрація (ГДК) для ксилолу становить ($q = 50 \text{ мг} / \text{м}^3$).

Тоді

$$Q = 0,01 \cdot 80 \cdot 50 \frac{0,6}{2 \cdot 0,25} \cdot 2 = 96 \text{ г} / \text{год}.$$

Знаходимо нижню межу концентрації ксилолу при температурі 22°C:

$$C_{n,t} = 1 \cdot (1,02 - 0,0000029 \cdot 295) = 1,019 \text{ \% об.}$$

Гранично допустима вибухонебезпечна концентрація ксилолу визначиться:

$$\text{ГДВК} = \frac{1,019}{4} = 0,255\% \text{ об}$$

Виразимо C_n через $\text{мг} / \text{л}$:

$$1 \text{ \% об} = \frac{100 \cdot 9991,5}{831,396 \cdot 295} = 40,36 \text{ г} / \text{м}^3$$

$$0,255 \text{ \% об} = 10,29 \text{ г} / \text{м}^3$$

Кількість повітря, яку необхідно подати в приміщення для забезпечення концентрації шкідливої речовини не більше ГДК, визначають за формулою:

$$L = 1,3 \frac{Q}{q}, \quad (5.2)$$

де q - ГДК шкідливої речовини, $\text{мг} / \text{м}^3$.

Визначаємо необхідний повітрообмін :

$$L_{\text{ГДВК}} = 1,3 \frac{96}{10,29} = 12,1 \text{ м}^3 / \text{г}$$

$$L = 1,3 \frac{96}{0,05} = 2496 \text{ м}^3 / \text{г}$$

Кратність воздухообміну визначиться за виразом:

$$K = \frac{L}{V}, \quad (5.3)$$

де L – повітрообмін, m^3 / z ;

V - об'єм приміщення, m^3 , ($V = 36cm^3$).

Тоді

$$K_{ГДВК} = \frac{12,1}{36} = 0,336 / z$$

$$K_{ГДК} = \frac{2496}{36} = 69,33 / z$$

Визначаємо час провітрювання протягом 1 години за виразом:

$$t_{np} = \frac{d \cdot L}{S_e \cdot V}, \quad (5.4)$$

де d - коефіцієнт для 1 години;

S_e – площа вентиляційного отвору, m^2 ;

V - швидкість руху повітря, $m / год$ ($V = 1440 m / год$).

Для ГДВК

$$t_{np} = \frac{1 \cdot 12,1}{2(0,4 \cdot 0,4) \cdot 1440} = 0,026 \approx 1,56 хв.$$

Для ГДК

$$t_{np} = \frac{1 \cdot 2496}{2(0,4 \cdot 0,4) \cdot 1440} = 5,4 год.$$

Розрахунки показали, що для забезпечення вибухобезпеки праці при застосування розчинників для видалення жирових плівок на поверхнях агрегатів необхідно через кожну годину провітрювати приміщення,

відкриваючи вікна на час, не менше ніж 1,56 хвилини. А для досягнення граничнодопустимої концентрації провітрювання повинно тривати не менше 5,4 години.

5.3 Дії у непередбачених ситуаціях в сервісному підрозділі

У майстернях з ремонту гідравлічних агрегатів під час виробничої діяльності можуть виникати аварійні ситуації.

За умови, коли трапляється пожежа наявні робочі повинні в першу чергу повідомити пожежну службу. В процесі повідомлення вказується адреса об'єкту, склад поверхів споруди, розміщення пожежі, обставини пожежі, присутність людей. Потім потрібно безпосередньо прийняти участь у зменшенні пожежної небезпеки, проводячи евакуацію працюючих, охороняти майно.

Обов'язково потрібно повідомити адміністрацію про надзвичайну ситуацію, а також в разі необхідності викликати інші аварійні та рятувальні підрозділи.

При виникненні ситуації, що загрожує життю, необхідно провести аварійно-рятувальні роботи (евакуацію) з використанням наявних сил і засобів.

Вивести з території, де створились небезпечні умови, робочих, що не задіяні в усуненні пожежної ситуації, і припинити роботи в будівлі, за винятком дій, направлених на усунення пожежі (якщо на це дозволяє виробничий процес).

Якщо причиною пожежі було замикання то необхідно вимкнути джерело струму та передбачити виконання інших дій, які дадуть можливість зменшити пожежу за об'ємом і відповідно задимлення приміщення виробничого підрозділу.

Проконтролювати дії робітників, які задіяні в усуненні пожежної ситуації, щодо виконання ними правил безпеки при пожежогасінні.

Аварійні ситуації можуть виникнути в результаті ураження електричним струмом при роботі з основним обладнанням. У цьому випадку спочатку потрібно знеструмити об'єкт. У разі легкого ураження електричним струмом слід використовувати аптечку першої допомоги. При сильних опіках необхідно викликати швидку допомогу.

На робочому місці в області парів шкідливих речовин у разі отруєння робочого, зайти до приміщення потрібно за наявності засобів захисту і провести заходи з забезпечення провітрювання приміщення. Потерпілого необхідно видалити з приміщення провести штучне дихання, при цьому, попередньо необхідно викликати швидку допомогу.

Про виникнення аварійної ситуації необхідно проінформувати керівників виробничого підрозділу та керівників підприємства.

Висновок по розділу.

Для забезпечення вибухобезпеки праці при застосування розчинників для видалення жирових плівок на поверхнях гідравлічних агрегатів необхідно через кожну годину провітрювати приміщення, відкриваючи вікна на час, не менше ніж 1,32 хвилини. А при досягнення граничнодопустимої концентрації провітрювання повинно тривати не менше 4,5 години.

6. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА

Економічна оцінка розраховується з врахуванням зменшення трудомісткості робіт з ремонту клапанно-розподільчатих пристроїв аксіально-поршневих машин за рахунок застосування методик, які скорочують тривалість даних операцій та покращують коефіцієнт відновлюваності деталей, що служить основою для збільшення ресурсу гідромашин.

Для впровадження розробленої технології з ремонту складових агрегатів гідравлічних трансмісій, закуповується обладнання на вартість - 150000 грн

Визначення ефективності запропонованих технічних рішень визначаються наступними показниками:

1. Вартість об'єктів ремонту.

Розрахунок проводиться на основі річних програм:

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

де η^B, η^P - існуюча та запропонована програми відповідно

($\eta^B = 1000 \text{од.}$, $\eta^P = 1950 \text{од.}$);

B_{OP} - ремонт одиниці, грн. ($B_{OP} = 400 \text{грн.}$).

$$B_{PP}^B = 1000 \cdot 400 = 400000 \text{грн.},$$

$$B_{PP}^P = 1950 \cdot 400 = 780000 \text{ грн},$$

2. Загальні виробничі витрати:

$$EB = 3П + A + B_{ЕЛ} + B_{РЕМ} + IB, \quad (6.2)$$

де $ЗП$ – заробіток з начисленням;

A – амортизація;

$V_{ЕЛ}$ – витрати на електроенергію;

$V_{РЕМ}$ – витрати на сервісне обслуговування виробничого обладнання;

$ІВ$ – інші витрати.

Заробіток працівників:

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

де $ЗП_{СР}$ - середня заробітна плата, грн.

($ЗП_{СР}^Б = ЗП_{СР}^П = 9700$ грн.);

$K_{ПР}$ - кількісний склад працівників, ($K_{ПР}^Б = 1$ чол., $K_{ПР}^П = 2$ чол.);

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

$$ЗП^Б = 9700 \cdot 1 \cdot 12 = 116400 \text{ грн},$$

$$ЗП^П = 9700 \cdot 2 \cdot 12 = 232800 \text{ грн},$$

Нарахування на заробіток:

$$ЗП_{Н}^Б = 0,22 \cdot 116400 = 25608,0 \text{ грн}$$

$$ЗП_{Н}^П = 0,22 \cdot 232800 = 51216,0 \text{ грн}$$

Загальний заробіток:

$$ЗП^Б = 116400 + 25608,0 = 142008,0 \text{ грн},$$

$$ЗП^П = 232800 + 51216 = 284016,0 \text{ грн}$$

Амортизація на виробниче обладнання і споруду.

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

де B_{OB} – кошторис виробничого обладнання ($B_{OB} = 130000 \text{ грн}$, і $B_{OB}^II = 150000 \text{ грн}$).

Загальна вартість обладнання:

$$B_{OB}^II = B_{OB}^II + B_{OB}^B = 150000 + 130000 = 280000 \text{ грн.}$$

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

$$A_{OB}^B = \frac{130000 \cdot 21,93}{100} = 32896,0 \text{ грн.}$$

$$A_{OB}^B = \frac{280000 \cdot 21,93}{100} = 65791,0 \text{ грн.}$$

На амортизацію споруди затрати визначаються:

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

де B_B – балансова вартість споруди, грн. ($B_B = 900000 \text{ грн}$);

H_B – нормативний коефіцієнт, ($H_B = 7,76\%$).

Тоді

$$A_B = \frac{900000 \cdot 7,76}{100} = 69841,0 \text{ грн.}$$

Сумарні амортизаційні відрахування:

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

Тоді

$$A^B = 32896 + 69841,0 = 102735 \text{ грн,}$$

$$A^{\Pi} = 65791 + 69841,0 = 135632 \text{ грн},$$

Витрати на електроенергію

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

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

($Q_{EЛ}^B = 14000 \text{ кВт/год.}$, $Q_{EЛ}^{\Pi} = 21000 \text{ кВт/год.}$),

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

$$B_{EЛ}^B = 14000 \cdot 4,32 = 60480 \text{ грн},$$

$$B_{EЛ}^{\Pi} = 21000 \cdot 4,32 = 90720,0 \text{ грн},$$

Затрати на сервісне обслуговування виробничого обладнання:

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

Тоді

$$B_{рем}^{\delta} = \frac{102737 \cdot 30}{100} = 30821,1 \text{ грн};$$

$$B_{рем}^{np} = \frac{135632 \cdot 30}{100} = 40689,6 \text{ грн}$$

Відсоток на інші затрати:

$$IB = \frac{(3\Pi + A + B_{EЛ} + B_{PEM}) \cdot 5}{100}, \quad (6.9)$$

$$IB^{\delta} = \frac{(142008,0 + 102737 + 60480 + 30821,1) \cdot 5}{100} = 16802,3 \text{ грн}$$

$$IB^{np} = \frac{(284016 + 135632 + 90720 + 40689,6) \cdot 5}{100} = 27552,9 \text{ грн}$$

Загальні витрати:

$$EB^{\delta} = 142008,0 + 102737 + 60480 + 30821,1 + 16802,3 = 352848,4 \text{ грн}$$

$$EB^{np} = 284016 + 135632 + 90720 + 40689,6 + 27552,9 = 578610,5 \text{ грн}$$

3. Собівартість об'єктів ремонту:

$$ПС = EB \cdot 1,02, \quad (6.10)$$

$$ПС^{\delta} = 352848,4 \cdot 1,02 = 359905,4 \text{ грн}$$

$$ПС^{II} = 578610,5 \cdot 1,02 = 590182,7 \text{ грн},$$

4. Інтегральний прибуток (Π):

$$\Pi = B_{IP} - ПС, \quad (6.11)$$

$$\Pi^{\delta} = 400000 - 359905,4 = 40094,6 \text{ грн},$$

$$\Pi^{II} = 780000 - 590182,7 = 189817,3 \text{ грн},$$

5. Збільшений прибуток:

$$\Delta\Pi = \Pi^{II} - \Pi^{\delta}, \quad (6.12)$$

$$\Delta\Pi = 189817,3 - 40094,6 = 149722,7 \text{ грн}$$

6. Час, за який окупляться матеріальні вкладення:

$$T_o = \frac{B}{ДП}, \quad (6.13)$$

$$T_o = \frac{280000}{149722,7} = 1,8 \text{ роки,}$$

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.	1000	1950
Склад працюючих, осіб.	1	2
Величини капіталовкладень, грн.	13000	150000
Цехові витрати, всього, грн.	352848,4	578610,5
- за робітня платня, грн.	142008,0	284016,0
- амортизація, грн.	102737,0	135632,0
- електроенергія, грн.	60480,0	90720,0
- сервісні витрати, грн.	30821,1	40689,6
- витрати на покращення умов праці, грн.	16802,3	27552,9
Річна собівартість об'єктів ремонту, грн.	359905,4	590182,7
Сумарний прибуток, грн.	40094,6	189817,3
Отриманий прибуток, грн.	-	149722,7
Час, за який окупляться матеріальні вкладення, роки	-	1,8

Висновок. Розроблення технології ремонту золотників клапанного розподілення потоків рідини збільшило сумарний прибуток на 61% за рахунок підвищення коефіцієнту відновлення деталей, а час відшкодування матеріальних вкладень становить 1,8 роки, що вказує на ефективність запропонованих заходів.

ВИСНОВКИ РОБОТИ

1. Загальна кількість відмов, яка припадає на зношення деталей з'єднань золотникового розподілення потоків робочої рідини клапанно-розподільчатих вузлів аксіально-поршневих гідромашин становить 10,6 %, із-за циклічних умов роботи золотника, вібраційних навантажень, які створюються в результаті пульсацій робочої рідини, та експлуатації трансмісії на робочих рідинах, які за чистотою не завжди відповідають технічним вимогам.

2. Різниця в витоках оливи через клапан для різних тисків його закриття (максимального і мінімального) становить близько 3%, що не може суттєво впливати на об'ємні втрати і вказує, що працездатність запобіжного клапана насоса підживлення та переливного клапана клапанної коробки в більшій мірі будуть залежати від величини регулювання тиску їх спрацювання і в меншій мірі від об'ємних втрат через них.

3. За умови роботи гідравлічної трансмісії на номінальному режимі $\Delta P = 21,0 \text{ МПа}$ і наявного зазору між золотником і отвором корпусу клапанної коробки 0,10 мм витоки робочої рідини становлять ($Q_k^y = 45,0 \cdot 10^{-2} \text{ см}^3 / \text{с}$), які на кількісному рівні дані не мають суттєвого впливу на загальну продуктивність гідропередачі, так як на порядок менші по відношенню до граничних втрат.

4. Для визначення достовірної оцінки впливу об'ємних втрат оливи через зазору по золотниковому з'єднанні клапанної коробки необхідна достовірна інформація щодо зміни структурних параметрів деталей даного sprzęження в умовах експлуатації.

5. Характер зносу конічної поверхні клапана проявляється в формі жолобу, розміщеного по його ущільнювальній поверхні з нерівномірними значеннями через появу періодів ексцентричного розміщення складових клапанної пари.

6. Змінення площини контактуючих поверхонь клапанної пари через знос, призводить до падіння тиску відкриття клапана, і відповідно уповільнює швидкість його відкриття і зменшує висоту піднімання, що впливає на об'єми перепуску оливи через клапан.

7. Золотники клапанної коробки та гідророзподільника крім гідроабразивного зносу на робочих поверхнях мають задири і зношування, що обумовлюється перекосом плунжера в отворах корпусів. Розташування задири на поверхнях золотників є випадковими і спостерігаються в більш широкому діапазоні на пояску, який забезпечує відсікання зони високого тиску оливи від зони низького.

8. Максимальне значення зносу для всіх пасків золотника клапанної коробки, знаходиться в діапазоні 4...45 мкм з середнім значенням зносу 17,04 мкм. Знос отвору коробки коливається в межах 6...40 мкм, з середнім значенням зносу 19,03 мкм. Отвір корпусу зношений на 11% більший в порівнянні з золотником, що пояснюється фізико-механічними властивостями робочих поверхонь золотника.

9. Зношення деталей спряження «золотник-отвір розподільника» в умовах експлуатації приводить до зростання зазору в парі тертя, середнє значення якого досягає $\bar{X} = 24,48$ мкм, при середньоквадратичному відхиленні $S = 10,14$ мкм, а максимальний зазор досягає $\delta = 48,0$ мкм.

10. Результати емпіричних досліджень показали, що через зазор $\delta = 0,10$ мм в золотниковому з'єднанні клапанної коробки об'ємні втрати оливи становлять $Q = 0,52$ см³/с, які легко компенсуються насосом підживлення, що вказує на більші структурні зміни структурного параметра при обґрунтуванні граничного значення зазору. При цьому, дані втрати оливи будуть доповнювати сумарні об'ємні, які насос підживлення не в змозі компенсувати для забезпечення працездатного стану гідравлічної трансмісії.

11. Розроблення технологічного процесу відновлення золотника клапанної коробки з застосування гальванічного покриття (залізнення) та

послідуючою механічною обробкою (шліфування), характеризується високими показниками технічного критерію (витривалості, зносостійкості), що обумовлює зростання післяремонтного ресурсу деталі.

12. Для забезпечення вибухобезпеки праці при застосування розчинників для видалення жирових плівок на поверхнях гідравлічних агрегатів необхідно через кожну годину провітрювати приміщення, відкриваючи вікна на час, не менше ніж 1,56 хвилини. А при досягнення гранично-допустимої концентрації провітрювання повинно тривати не менше 5,4 години.

13. Розроблення технології ремонту золотників клапанного розподілення потоків рідини збільшило сумарний прибуток на 61% за рахунок підвищення коефіцієнту відновлення деталей, а час відшкодування матеріальних вкладень становить 1,8 роки, що вказує на ефективність запропонованих заходів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Дмитрів В. Т., Вантух З. З., Дмитрів І. В. Об'ємні гідроприводи. Будова й особливості функціонування. Навчальний посібник. Київ: Видавничий дім «Кондор», 2020. 184 с.
2. Технічне діагностування гідроприводу мобільних сільськогосподарських машин : начальний посібник. О. В. Надточій, Л. Л. Тітова, Л. Л. Роговський. Київ: НУБіП України. 2020. 427 с.
3. Мельянцов П. Т. Спосіб діагностування технічного стану системи керування робочого об'єму аксіально-поршневих гідромашин / П. Т. Мельянцов, В. О. Яковлєв // Zbiór artykułów naukowych recenzowanych. Konferencji Międzynarodowej Naukowo- Praktycznej " Inżynieria i technologia. Osiągnięcia naukowe, rozwój, propozycje". Poznan (PL): Wydawca: «Diamond trading tour», 2017. S. 83- 85.
4. Ачкасов К. А. Справочник начинающего слесаря: Ремонт, регулирование приборов системы питания и гидросистемы тракторов, автомобилей, комбайнов -2-е изд. перер. и доп. [Текст] / К. А. Ачкасов, В. П. Вегера. М.: Агропромиздат, 1987.-352 с.
5. Каталог гидравлических трансмиссий. ОАО «Гидромаш». 2006. 96 с.
6. Электронная страница ЗАО «Гидросила» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.hydrasila.com/products/axial-pumps/> - Загл. с экрана.
7. Melyantsov P. T. Control of the technical condition of hydraulic transmission units of mobile machines on the basis of monitoring the level of cleanliness of the working fluid / P. T. Melyantsov, I. M. Dobryanskyi, O. M. Losikov, V. K. Sidorenko // ScientificWorldJournal № 24, (2024), (DOI: 10.30888/2663-5712.2024-24-00-061) Economic Academy D.A. Tsenova, Svishtov, Bulgaria, 2024. S. 62-76.
8. Андренко П. М. Надійність, технічне діагностування та експлуатація гідро- і пневмоприводів : навч. посіб. / П. М. Андренко, А. Ю. Лебедев,

О. В. Дмитрієнко, М. С. Свиначенко ; під ред. проф. П. М. Андренка. Харків : Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2018. – 519 с.

9. Мельянцов П. Т. Вхідний контроль технічного стану аксіально-поршневих гідромашин в технологічному процесі їх ремонту / П.Т. Мельянцов, О. М. Лосіков, В. К. Сидоренко // with the Proceedings of the 7 th International Scientific and Practical Conference «Scientific Trends and Trends in the Context of Globalization». Umeå, Kingdom of Sweden, 2024. №44 (197). S. 467-477. DOI 10.51582/interconf.19-20.04.2024.047.

10. Форошук В. В. Вплив сумарних об'ємних втрат робочої рідини на роботоздатність гідравлічного приводу трансмісії / В. В. Форошук, П. Т. Мельянцов // Zbior artykulow naukowych. «Inzynieria i technologia. Osiagniecia naukowe, rozwoj, propozicje na rok 2015». Warszawa, 2015.S. 67-71.

11. Мельянцов П. Т. Оцінка надійності гідророзподільників керування робочим об'ємом регульованих аксіально-поршневих гідронасосів / П. Т. Мельянцов, О. М. Лосіков, В. К. Сидоренко // The XIV International Scientific and Practical Conference "The latest opportunities for learning, broadcasting and social development", April 08-10, 2024, Graz, Austria. S. 333-337.

12. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. [Текст] / Т. М. Башта. М.: Машиностроение, 1972.-320 с.

13. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. К.: Держстандарт, 1999. 31 с.

14. ГОСТ 12.0.003-74 «ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация». М.: Изд-во стандартов, 1974. 46 с.

ДОДАТКИ

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

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ КЛАПАННО-РОЗПОДІЛЬЧАТИХ
ВУЗЛІВ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН**
демонстраційний матеріал до дипломної роботи освітнього ступеня “Магістр”

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-2-23
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»
Горяний Сергій Вікторович

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

Дніпро 2024

Тема: “ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ КЛАПАННО-РОЗПОДІЛЬЧАТИХ ВУЗЛІВ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН”

Мета роботи: “Виявлення впливу змін структури деталей спряжень клапанно-розподільчатих вузлів аксіально-поршневих гідромашин на їх працездатність.”

Задачі досліджень:

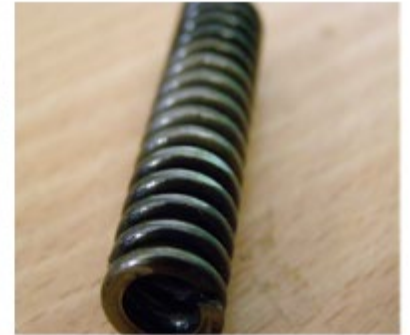
- 1. Визначити кількісну оцінку показників надійності клапанних та золотникових складових об'ємних агрегатів.*
- 2. Дослідити структурні зміни деталей клапанного та золотникового розподілення потоків оливи.*
- 3. На аналітичному рівні розглянути вплив зміни структурних параметрів деталей спряжень на витрати оливи.*
- 4. Розробити методики контролю структурних параметрів деталей золотникових пар розподілення потоків робочої рідини.*
- 5. Провести перевірку на емпіричному рівні функціональної залежності між технічним станом структурних параметрів деталей золотникового розподілення оливи та її втратами.*
- 6. Розробити технологічний процес відновлення деталей золотникових пар тертя, які першочергово впливають на ресурсну відмову гідроприводу.*



Загальний вид зношення конусного клапану



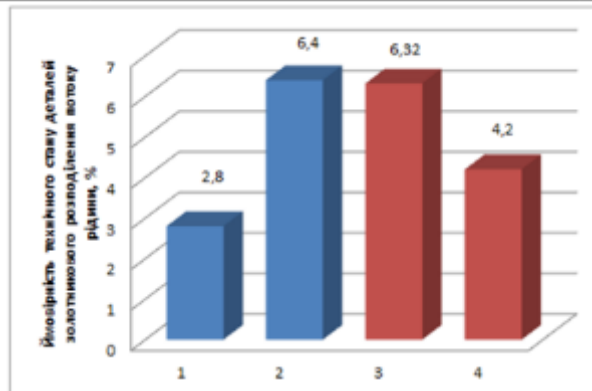
*Золотник клапанної коробки
(1 – сліди гідроабразивного зношення в спряженні
«золотник – отвір корпусу»)*



*Пружина клапана
(механічне зношення бокової поверхні)*

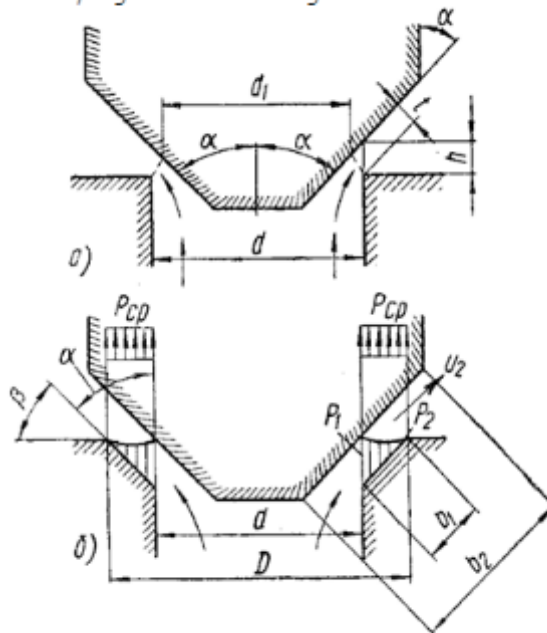
Стан складових частин і з'єднань клапанно-розподільчатих вузлів аксіально-поршневих гідромашин

Назва вузлів	Стан структурних параметрів	Частота %
Клапанна коробка (КК)	1.1 Зношення, заїдання, порушення регулювання запобіжних клапанів високого тиску	3,18
	1.2 Заїдання золотника клапанної коробки	2,80
	1.3 Зношення золотника клапанної коробки	6,4
Гідророзподільник керування робочим об'ємом (ГР)	2.1 Порушення регулювання нульового положення, заїдання золотника розподільника	6,32
	2.2 Зношення золотника гідророзподільника	4,2
	2.3 Порушення зовнішньої герметичності корпусу гідророзподільника	0,8



Кількісна оцінка ймовірності технічного стану деталей золотникового розподільника потоку робочої рідини для (КК) та (ГР): 1 – Заїдання золотника клапанної коробки; 2 – Зношення золотника клапанної коробки; 3 – Порушення регулювання нульового положення, заїдання золотника розподільника; 4 – Зношення золотника гідророзподільника

Розрахункова схема конусних клапанів

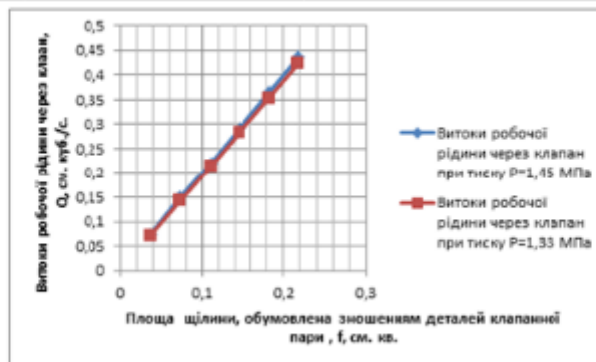


$$Q = h \cdot \sin \alpha \cdot 0,885 \cdot \mu \cdot \sqrt{\Delta P} \cdot \pi \cdot d$$

- витрати рідини;
- коефіцієнт витрат;
- перепад тиску рідини

Фізичні моделі структурних параметрів

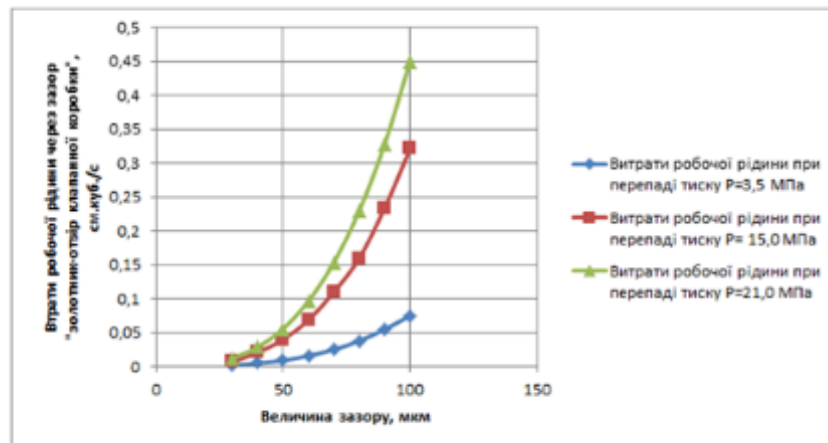
№ з/п	Площа щілини, см ²	Об'ємні втрати рідини, Q, см ³ /с
Максимальний тиск, при якому закрито клапан, P=1,45 МПа		
1	0,037	0,074
2	0,073	0,15
3	0,11	0,22
4	0,146	0,292
5	0,182	0,364
6	0,218	0,436
Мінімальний тиск, при якому закрито клапан, P=1,33 МПа		
1	0,037	0,0718
2	0,073	0,142
3	0,11	0,213
4	0,146	0,283
5	0,182	0,353
6	0,218	0,423



Витоки оливи, обумовлені площею щілини, при його закритому положенні

Витрати оливи, розраховані через зазор між золотником і отвором клапанної коробки

Значення зазору δ , мм	Витрати оливи в $\text{см}^3/\text{с}$ для наступних значень ΔP		
	$\Delta P=3,5$ МПа	$\Delta P=15,0$ МПа	$\Delta P=21,0$ МПа
0,030	0,002	0,007	0,012
0,040	0,005	0,021	0,029
0,050	0,009	0,040	0,056
0,060	0,016	0,069	0,097
0,070	0,025	0,11	0,154
0,080	0,038	0,16	0,230
0,090	0,055	0,234	0,328
0,100	0,075	0,321	0,450



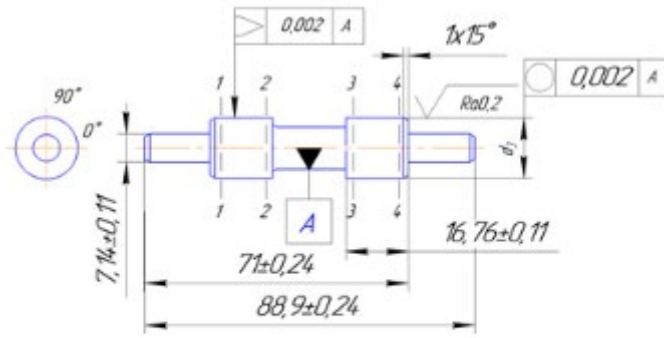


Схема виміру золотника карідки

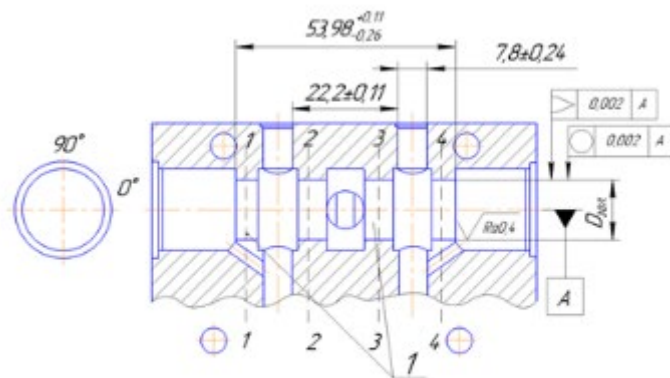


Схема виміру отвору корпусу клапанної карідки

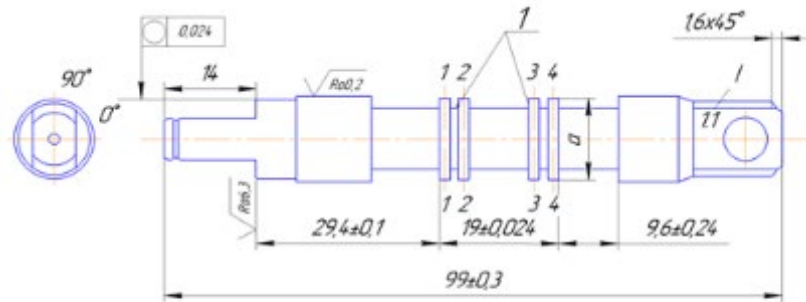


Схема виміру золотника

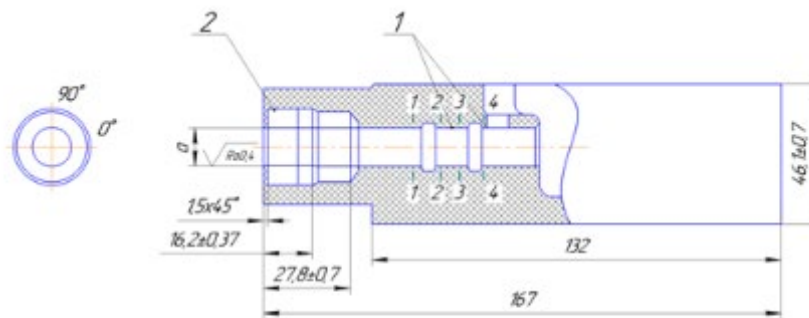


Схема виміру отворів корпусу розподільника

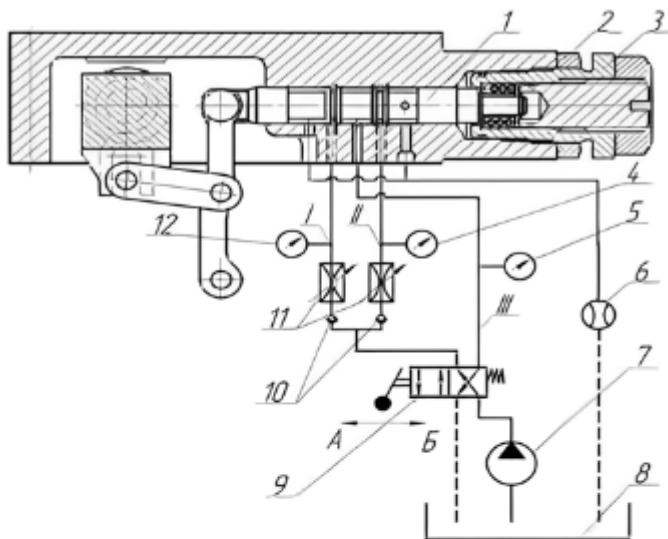


Схема перевірки розподільника:

- | | |
|------------------------|----------------------------------|
| 1-золотник; | 10 - клапани; |
| 2-контргайка; | 11-дроселя; |
| 3-регулювальний блок; | I, II та III гідравлічні канали; |
| 4,5,12-манометр; | A і B - розміщення золотника |
| 6-лічильник | |
| 7- насос; | |
| 8-ємність; | |
| 9-розподільчатий блок; | |

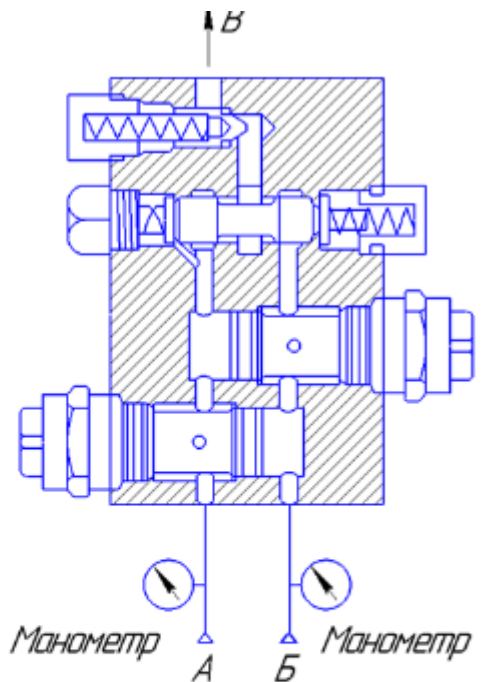


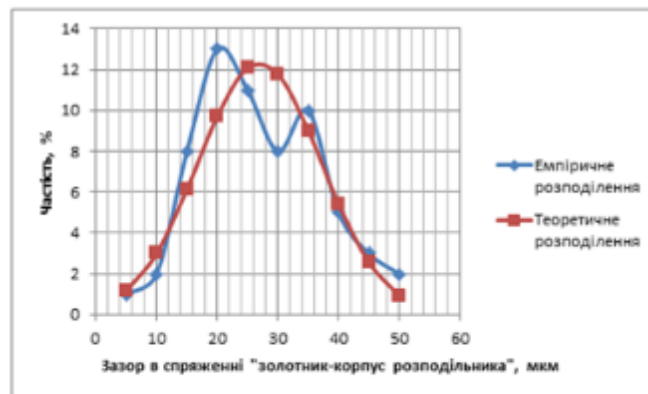
Схема випробування клапанної коробки:
(A, B і B - магістралі)



Установка для випробування клапанно-золотникових пристроїв:
1-манометр контролю навантаження агрегатів; 2-прилад контролю кількості обертів приводного вала; 3- манометр контролю тиску в очисній магістралі;
4 – прилад контролю температури оливи; 4-прилади контролю витрат оливи.

Результати зміни зазору в спряженні

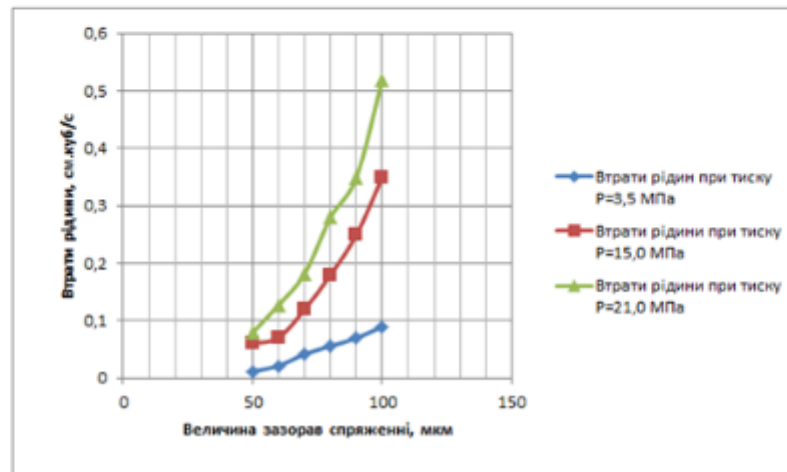
№ інтервалу	Границі інтервалу, мкм		Частота, m_i	Частість, m_i / N	Щільність ймовірності, $F(t)$	Теоретична частість, $m'_i = PN$
	від	до				
1	1	5	1	0,158	0,0379	1,1768
2	5	10	2	0,0317	0,0973	3,0032
3	10	15	8	0,1269	0,1989	6,1399
4	15	20	13	0,2063	0,3144	9,7020
5	20	25	11	0,1746	0,3910	12,0708
6	25	30	8	0,1269	0,3814	11,7730
7	30	35	10	0,1587	0,2920	9,0140
8	35	40	5	0,0793	0,1758	5,4243
9	40	45	3	0,0476	0,0833	2,5704
10	45	50	2	0,0317	0,0303	0,9353



Полігон розподілення зазору в спряженні «золотник-отвір корпусу розподільника»

Витрати оливи через радіальний зазор в спряженні «золотник-корпус коробки»

№ з/п	Радіальний розмір, мм	Витрати оливи, (см ³ /с) згідно тисків		
		$\Delta P=3,5$ МПа	$\Delta P=15$ МПа	$\Delta P=21$ МПа
1	0,050	0,012	0,06	0,08
2	0,060	0,022	0,071	0,128
3	0,070	0,042	0,12	0,182
4	0,080	0,056	0,18	0,28
5	0,090	0,07	0,25	0,35
6	0,100	0,09	0,35	0,52



Блоковий алгоритм операцій технології ремонту золотників клапанної коробки



Техніко-економічні показники

Назва показника	Існуючий варіант	Запропонований варіант
Види роботи	ремонт	ремонт
Об'єм роботи, од.	1000	1950
Склад працюючих, осіб.	1	2
Величини капіталовкладень, грн.	13000	150000
Цехові витрати, всього, грн.	352848,4	578610,5
- за робітня платня, грн.	142008,0	284016,0
- амортизація, грн.	102737,0	135632,0
- електроенергія, грн.	60480,0	90720,0
- сервісні витрати, грн.	30821,1	40689,6
- витрати на покращення умов праці, грн.	16802,3	27552,9
Річна собівартість об'єктів ремонту, грн.	359905,4	590182,7
Сумарний прибуток, грн.	40094,6	189817,3
Отриманий прибуток, грн.	-	149722,7
Час, за який окупляться матеріальні вкладення, роки	-	1,8

Основні висновки

1. Загальна кількість відмов, яка припадає на зношення деталей з'єднань золотникового розподілення потоків робочої рідини клапанно-розподільчатих вузлів аксіально-поршневих гідромашин становить 10,6 %, із-за циклічних умов роботи золотника, вібраційних навантажень, які створюються в результаті пульсацій робочої рідини, та експлуатації трансмісій на робочих рідинах, які за чистотою не завжди відповідають технічним вимогам.
2. Різниця в витоках оливи через клапан для різних тисків його закриття (максимального і мінімального) становить близько 3%, що не може суттєво впливати на об'ємні втрати і вказує, що працездатність запобіжного клапана насоса підживлення та переливного клапана клапанної коробки в більшій мірі будуть залежати від величини регулювання тиску їх спрацювання і в меншій мірі від об'ємних втрат через них.
3. За умови роботи гідравлічної трансмісії на номінальному режимі $\Delta P = 21,0 \text{ МПа}$ і наявного зазору між золотником і отвором корпусу клапанної коробки 0,10 мм витоки робочої рідини становлять ($Q_x^v = 45,0 \cdot 10^{-2} \text{ см}^3 / \text{с}$), які на кількісному рівні дані не мають суттєвого впливу на загальну продуктивність гідропередачі, так як на порядок менші по відношенню до граничних втрат.
4. Для визначення достовірної оцінки впливу об'ємних втрат оливи через зазору по золотниковому з'єднанні клапанної коробки необхідна достовірна інформація щодо зміни структурних параметрів деталей даного спряження в умовах експлуатації.
5. Характер зносу конічної поверхні клапана проявляється в формі жолобу, розміщеного по його ущільнювальній поверхні з нерівномірними значеннями через появу періодів ексцентричного розміщення складових клапанної пари.

6. Змінення площини контактуючих поверхонь клапанної пари через знос, призводить до падіння тиску відкриття клапана, і відповідно уповільнює швидкість його відкриття і зменшує висоту піднімання, що впливає на об'єми перепуску оливи через клапан.
7. Золотники клапанної коробки та гідророзподільника крім гідроабразивного зносу на робочих поверхнях мають задири і зношування, що обумовлюється перекосом плунжера в отворах корпусів. Розташування задирів на поверхнях золотників є випадковими і спостерігаються в більш широкому діапазоні на пояску, який забезпечує відсікання зони високого тиску оливи від зони низького.
8. Максимальне значення зносу для всіх пасків золотника клапанної коробки, знаходиться в діапазоні з середнім значенням зносу . Знос отвору коробки коливається в межах 6...40 мкм, з середнім значенням зносу . Отвір корпусу зношений на 11% більший в порівнянні з золотником, що пояснюється фізико-механічними властивостями робочих поверхонь золотника.
9. Зношення деталей спряження «золотник-отвір розподільника» в умовах експлуатації приводить до зростання зазору в парі тертя, середнє значення якого досягає $\bar{X} = 24,48 \text{ мкм}$ при середньоквадратичному відхиленні $S = 10,14 \text{ мкм}$, а максимальний зазор досягає $\delta = 48,0 \text{ мкм}$.
10. Результати емпіричних досліджень показали, що через зазор $\delta = 0,10 \text{ мм}$ в золотниковому з'єднанні клапанної коробки об'ємні втрати оливи становлять $Q = 0,52 \text{ см}^3/\text{с}$ які легко компенсуються насосом підживлення, що вказує на більші структурні зміни структурного параметра при обґрунтуванні граничного значення зазору. При цьому, дані втрати оливи будуть доповнювати сумарні об'ємні, які насос підживлення не в змозі компенсувати для забезпечення працездатного стану гідравлічної трансмісії.

11. Розроблення технологічного процесу відновлення золотника клапанної коробки з застосування гальванічного покриття (залізнення) та послідуною механічною обробкою (шліфування), характеризується високими показниками технічного критерію (витривалості, зносостійкості), що обумовлює зростання післяремонтного ресурсу деталі.

12. Для забезпечення вибухобезпеки праці при застосування розчинників для видалення жирових плівок на поверхнях гідравлічних агрегатів необхідно через кожну годину провітрювати приміщення, відкриваючи вікна на час, не менше ніж 1,56 хвилини. А при досягнення гранично-допустимої концентрації провітрювання повинно тривати не менше 5,4 години.

13. Розроблення технології ремонту золотників клапанного розподілення потоків рідини збільшило сумарний прибуток на 61% за рахунок підвищення коефіцієнту відновлення деталей, а час відшкодування матеріальних вкладень становить 1,8 роки, що вказує на ефективність запропонованих заходів.