

**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:

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ КЛАПАННО-
ЗОЛОТНИКОВИХ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКІВ
КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИМИ МЕТОДАМИ**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГAI-1-22
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Тіщенко Валерій Володимирович

Керівник: _____ Мельянцов Петро Тимофійович

Рецензент: _____

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри

ІТС

(назва кафедри)

К.Т.Н., доц.

(вчене звання)

Дудін В. Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« _____ » _____ 2023 р.

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

Тіщенко Валерій Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Забезпечення довговічності клапанно-золотникових гідророзподільників конструктивно-технологічними методами»

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

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

затверджена наказом вищого навчального закладу від

« 09 » листопада 2023 року № 3422

2. Строк подання студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи Конструкційні особливості гідророзподільників.

Статистична оцінка структурних параметрів деталей гідророзподільників за даними сервісних підприємств. Основне обладнання та технологічна оснастка для контролю технічного стану деталей гідроциліндрів. Технологічні процеси з ремонту гідророзподільників.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити 1. Постановка проблеми забезпечення працездатності гідравлічних розподільників. 2. Аналітичні дослідження по обґрунтуванню працездатності клапанно-золотникових вузлів. 3. Системний підхід до проведення досліджень. 4. Результати експериментальних досліджень.

5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Техніко-економічна оцінка проектних рішень. Висновки. Список посилань.

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Мета і задачі досліджень (2 арк., А4). 2. Теоретичні дослідження (3 арк., А4). 3. Методика досліджень (2 арк., А4). 4. Експериментальні дослідження (3 арк., А4). 5. Економічні показники (1 арк., А4). 6. Висновки (3 арк., А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-4	Мельянцов П. Т., доцент		
5	Деркач О.Д., доцент		
	Вініченко І. І., професор		
нормоконтроль	Івлєв В. В., доцент		

7. Дата видачі завдання: _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 30.09.2023 р.	
2	Теоретичний	до 15.10.2023 р.	
3	Експериментальний	до 02.11.2023 р.	
4	Охорона праці	до 15.11.2023 р.	
5	Економічний	до 25.11.2023 р.	
6	Демонстраційна частина	до 05.12.2023 р.	

Студент

_____ (підпис)

Тіщенко В. В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Мельянцов П. Т.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Єременко В. В. «Забезпечення довговічності клапанно-золотникових гідророзподільників конструктивно-технологічними методами» / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» (спеціалізація «Технічний сервіс»). – ДДАЕУ, Дніпро, 2023 р.

Робота вміщує шість розділів. Питання надійності клапанно-золотникових вузлів гідророзподільників та аналіз матеріалів по їх відмовам проводиться в першому розділі.

В другому обґрунтовується технологічна пристосованість розподільника до відновлення працездатності.

В третьому розділі розроблюються методики та експериментальна установка для проведення експериментальних досліджень.

Результати лабораторних досліджень та їх аналіз представлено в четвертому розділі.

Охорона праці в умовах виробництва розглядається в п'ятому розділі.

Економічна оцінка реалізації технологічного процесу наводиться в шостому розділі.

Ключові слова: гідравлічний розподільник, клапанно-золотникові вузли, технологічна придатність, працездатність, технологія, структурний параметр, ресурс, зносостійкість, ремонт.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКІВ	10
1.1 Аналіз матеріалів по відмовам гідравлічних розподільників	10
1.2 Конструктивні особливості клапанних вузлів гідророзподільника	15
1.3 Висновки та задачі досліджень	17
2. АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ОБГРУНТУВАННЮ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КЛАПАННО-ЗОЛОТНИКОВИХ ВУЗЛІВ	19
2.1 Обґрунтування додаткових показників технологічної придатності гідророзподільника Р 80 до відновлення працездатності.....	19
2.2 Дослідження взаємозв'язку між технічним станом деталей клапанних пристроїв та висотою його підняття	27
2.3 Розрахунок конструкції перепускного клапана плунжерного типу	31
2.4 Дослідження взаємозв'язку між зазором і витратами робочої рідини в спряженні «золотник – отвір корпусу»	37
3. СИСТЕМНИЙ ПІДХІД ДО ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.	41
3.1 Програма експериментальних досліджень	41
3.2 Методика контролю деталей перепускного клапана	41
3.3 Методика визначення зношення деталей спряження «золотник – отвір корпуса»	42
3.4 Методика лабораторних досліджень гідроагрегатів	44
3.4.1 Установка для проведення експериментальних досліджень	44
3.4.2 Методика випробувань клапанів гідророзподільників	45
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	48
4.1 Результати зношення конусних клапанних пристроїв.....	48
4.2 Результати стану деталей золотникового спряження	51
4.3 Результати лабораторних досліджень гідророзподільників	54

4.5 Структура технологічного процесу відновлення золотника із застосуванням CVD-покривів	56
5. ОХОРОНА ПРАЦІ	62
5.1 Аналіз умов праці та пожежної безпеки в спеціалізованому відділенні	62
5.2 Заходи з покращення умов праці	64
5.3 Дії у надзвичайних ситуаціях на спеціалізованій ділянці	68
6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ДОСЛІДЖЕНЬ	70
ОСНОВНІ ВИСНОВКИ РОБОТИ.....	76
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	79
ДОДАТКИ.....	81

ВСТУП

Однією із важливих умов підвищення експлуатаційних та техніко-економічних характеристик колісних та гусеничних тракторів являється процес постійного зростання технічного рівня їх гідравлічних приводів. Удосконалення складових гідравлічних систем дозволяє понизити металоємкість тракторів, підвищити зручність передачі потоку потужності споживачам, які віддалені на порівняно значні відстані від джерел енергії і мають саму різноманітну просторову орієнтацію, покращити конструкторські та конструктивні рішення, забезпечити безступеневе регулювання режимів роботи та ін.

В гідроприводах мобільних машин для розподілення мастила знайшли широке застосування клапанно-золотникові розподільники типу P80 і P160 з номінальним тиском роботи 16,0 МПа і можливістю забезпечувати роботу гідравлічних агрегатів при більш підвищених тисках.

В умовах рядової експлуатації гідравлічних систем фактичний ресурс гідророзподільників вказує на суттєву не відповідність до встановлених показників надійності заводом виробником, що в значній мірі обумовлюється складними умовами експлуатації. В процесі роботи у гідророзподільників спостерігаються відмови та несправності, які обумовлюються експлуатаційними факторами (агресивність технологічного середовища, вібраційні та ударні навантаження, відхилення від регламенту сервісних робіт і їх складу та ін.) [1].

Детальне розподілення відмов по складовим гідравлічної системи трактора наводиться в роботі [2]. Де автори відмічають, що на долю гідравлічних розподільників припадає близько 23 % від загальної кількості відмов.

До основних відмов гідророзподільника відносяться: розрегулювання клапанів (запобіжного, перепускного, автоматичної системи керування золотниками), зношення поверхонь тертя золотників, клапанів і отворів

корпуса. Все це приводить до збільшення внутрішніх витоків робочої рідини, а значить до зміни вихідних параметрів гідروприводу.

Аварійна відмова гідророзподільника першочергово потребує пошуку причини несправності в гідравлічній системі, а потім її усунення. Виконання даних дій супроводжується матеріальними витратами із-за простою мобільної машини та витратами на ремонт агрегату, який виконується на сервісних підприємствах.

Зниження матеріальних витрат та трудомісткості робіт, пов'язаних з відновленням працездатності гідророзподільників буде залежати від ремонтпридатності гідроагрегатів.

Метою роботи є – підвищення довговічності клапанно-золотникових гідророзподільників конструктивно-технологічними методами.

Задачі дослідження:

1. Виявити характер та вид зношення основних деталей клапанно-золотникових спряжень, які обумовлюють втрату їх працездатного стану;
2. Аналітично розглянути функціональну залежність між структурними параметрами стану деталей і об'ємними втратами та виявити їх вагомість.
3. Обґрунтувати зміни до конструкції перепускного клапана з метою збільшення ресурсу його роботи.
4. Визначити оцінку технологічної пристосованості гідророзподільника до відновлення працездатного стану.
5. Провести емпіричні дослідження працездатності клапанно-золотникових спряжень гідророзподільника.
6. Визначити ефективність результатів досліджень.

Об'єкт досліджень - клапанно-золотникові вузли гідророзподільників.

Предмет досліджень – процеси зношування робочих поверхонь деталей клапанно-золотникових спряжень і їх вплив на працездатність розподільника.

Наукова новизна роботи.

Обґрунтовано додаткові показники технологічної придатності гідророзподільника Р 80 до відновлення працездатності

Виявлено взаємозв'язок між зазором і витратами робочої рідини в спряженні «золотник – отвір корпусу».

Практична значимість досліджень.

Розроблений технологічний процес відновлення золотника застосуванням хімічного газофазного осадження покриттів при термічному розкладанні металоорганічних сполук CVD-покриттів.

Апробація роботи. Виступ на міжнародній конференції: The 9th International scientific and practical conference “Scientists and existing problems of human development ” (November 14-17, 2023) - Zagreb, Croatia. International Science Group. 2023. 426 p.

Публікації. Тіщенко В. В. Обґрунтування додаткових показників ремонтнопридатності гідророзподільника Р 80 гідравлічної системи трактора / В. В. Тіщенко, П. Т. Мельянцов // «Scientists and existing problems of human development»: матеріали Міжнарод. наук.-практ. конф. – Zagreb: International Science Group, 2023. – С. 393-403.

1. ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКІВ

1.1 Аналіз матеріалів по відмовам гідравлічних розподільників

Для забезпечення конкурентоспроможності вітчизняних мобільних машин сільськогосподарського призначення конструкторські відділи машинобудівних виробництв постійно підвищують їх технічний рівень, застосуванням гідравлічних приводів, які складаються з агрегатів другого класу, що характеризує їх з більш високими показниками експлуатаційної надійності, можливістю працювати при більших навантаженнях і при цьому бути довговічними.

Гідророзподільник являється одним із складних агрегатів в гідравлічному приводі робочих органів в порівнянні з гідронасосами й гідроциліндрами, який виконує функцію передачі робочої рідини до гідравлічних агрегатів, які безпосередньо виконують роботу (гідромотори, гідроциліндри, насоси дозатори та ін.).

В гідравлічних приводах машин сільськогосподарського призначення найбільше застосування знайшли розподільники восьми марок (P-75-23, P-80-23, P-75-2, P-80-2 і ін.) із пропускною здатністю $Q = 75...80$ л/хв та чотирьох марок (P-160-23-30-000, P-160-13-20-000 і ін.) із пропускною здатністю $Q = 160$ л/хв [3, 4].

Розподільники P-75 і P-80 встановлюються на тракторах (МТЗ-80/82, МТЗ-240, МТЗ-240Д, ЮМЗ-6Л та ін.), [6].

Гідророзподільники P-75, P-80 і P-160 являються моноблочними з двома або трьома золотниками. Їх золотники конструктивно ідентичні, відрізняються тільки розмірами. Розподільники марок P-75 та P-80 виготовляються з золотниками, які за своїми фізико-механічними властивостями і геометричними розмірами однакові. Тому зношений золотник P-80 можна розглядати як модель для відпрацювання технології відновлення золотників більшості гідросистем вітчизняних моделей.

Різниця між золотниками даних розподільників в тому, що в конструкції золотників розподільників P80 встановлюється не регульований бустерний клапан, який забезпечує автоматичне повернення золотника в нейтральне положення. У золотника розподільника P75 він регулюється.

Експлуатаційна практика розподільників показала, що показники їх надійності суттєво уступають імпортним агрегатам. Це підтверджується порівнянням напрацювання до відмови, яке у імпортних агрегатів більше в шість і вище разів [5].

Із загального відсотку несправностей, які обумовили відказ мобільної машини, на гідравлічну систему приходиться 3-7 %, а деталі золотникового спряження в агрегатах ремонтного фонду мають 100% дефекти [1].

Гарантійний наробіток розподільників, що передбачається планово-запобіжною системою, повинен відповідати восьми тисячам мотогодин [6].

Гідророзподільники дійсно відповідають даній довговічності але при проведенні стендових ресурсних випробувань [7]. Ресурс розподільників, при експлуатаційних випробуваннях в умовах забруднення робочої рідини, становить 2,4 тис. мото-год.

Слід зазначити, що підчас виготовлення деталей золотникового спряження використовуються високоякісні конструкційні матеріали (золотник гідророзподільника виконано зі сталі 15X (цементованої та загартованої в СВЧ до HRC56-63), а корпус-із сірого чавуну марки СЧ20 з твердістю 170-180 [8,9, 10]. В технологічному процесі їх виготовлення застосовують прогресивні технології з застосуванням дорогого обладнання і спеціальної оснастки, а також високоточних приладів для проведення контрольних операцій. Це вказує на складність технологічного процесу виробництва деталей золотникових спряжень являється досить складним, так як у золотника крім високих фізико-механічних властивостей повинна бути і високий клас чистоти поверхні. Все це обумовлює високу собівартість його виготовлення.

Найповнішу класифікацію причин відмов гідророзподільників наведено на (рис.1.1) [3, 4]. У літературі на професійному рівні пояснюються причини конструктивного, експлуатаційного, ремонтного та виробничого характеру.

До 20% відмов від їх загальної кількості припадає на конструктивні. Це пов'язано з помилками проектування, недооцінкою запасу міцності, помилками під час складання схеми та помилками в конструкції обладнання. Наприклад, одна пара золотників має конструктивний недолік, через який шостий пояс золотника від'єднується від корпусу, коли золотник встановлюється в положення "вгору". Це призводить до зміщення золотника в отворі корпусу, що призводить до передчасного зносу компонентів.

Технологічні відмови складають близько 50% в основному із-за порушення технології виготовлення деталей, не дотриманням конструктивних положень в процесі виготовлення, не дотриманням в виборі матеріалів і елементів комплектування, похибками при контролі якості виготовлення деталей на відповідальних операціях в процесі виробництва.

В роботі [4] автори відмічають, що найбільш складне, точне й трудомістке в процесі виготовлення деталей золотникового спряження, яке визначає експлуатаційний ресурс гідророзподільника, є золотникова пара. Це обумовлюється технічними вимогами. Різниця діаметрів пасків золотника й отвору корпусу гідророзподільника типу Р-80, їх овальність і конусність не повинні перевищувати 0,004 мм.

Діаметри отворів корпусу й золотників обробляють із допуском 0,08 мм із наступною розбивкою на 20 розмірних груп при внутрігруповому допуску 0,004 мм. Велика кількість розмірних груп ускладнює організацію комплектування й складання на заводі-виготовлювачі, утрудняє наступний ремонт гідророзподільників. Тому вивчення причин, що обумовлюють значний діапазон розсіювання розмірів деталей пари, підвищення стабільності розмірів після кінцевих операцій і скорочення числа селективних груп, має велике значення для забезпечення надійності гідравлічних систем.

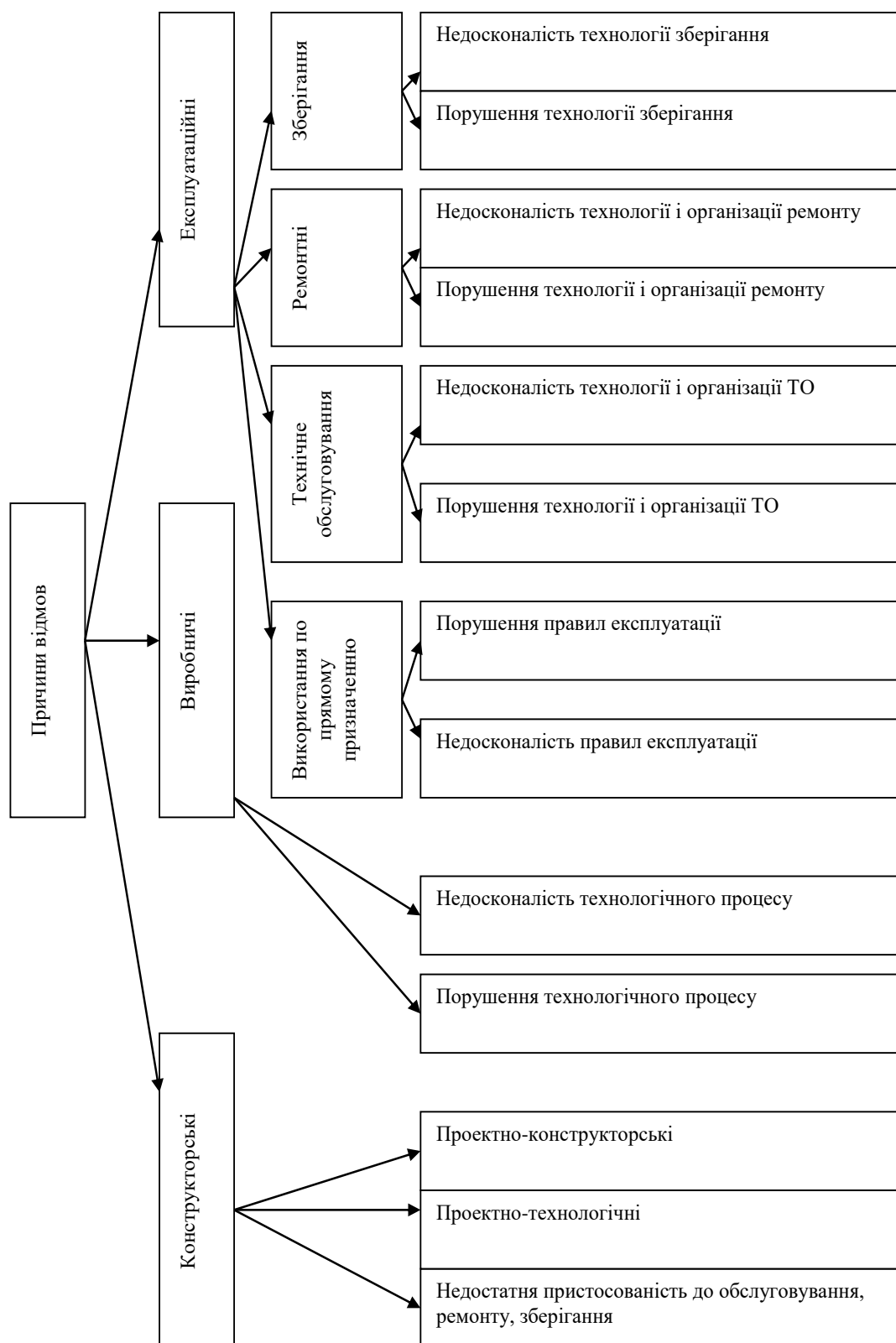


Рис. 1.1. – Класифікація причини відмов

Конструктивні та виробничі дефекти зазвичай виявляються на ранніх етапах експлуатації. Вони також можуть бути виявлені під час заводських випробувань.

На відмови, що виникають в умовах експлуатації припадає близько 30%. Вони можуть виникнути в разі порушення передбачених умов експлуатації приводу, недотримання правил експлуатації, зазначених у технічній документації, низької кваліфікації обслуговувального персоналу, а також у разі природного старіння або зносу.

Надійність і довговічність гідравлічних агрегатів в умовах експлуатації найбільшою мірою залежать від режиму роботи, характеру навантаження і якості гідравлічної рідини. До гідравлічних рідин висуваються підвищені вимоги за хімічними, фізичними та іншими параметрами стабільності. Щонайменше 60 % відмов гідроприводів побутових тракторів і сільськогосподарської техніки на пряму або косвенно пов'язані із забрудненням гідравлічної оливи через незадовільне зберігання, транспортування і заправлення гідравлічної оливи.

До основних причин, що обумовлюють вихід із ладу прецизійної пари «золотник-корпус» слід віднести гідроабразивне та ерозійно-кавітаційне зношування.

Наявність абразивних домішок, які втримуються у робочій рідині приводить до зношення деталей за гідроабразивним видом. У роботі [4] встановлено, що до баку гідроприводу мобільної машини, через його сапун у бак потрапляє до $0,3 \text{ м}^3$ повітря в годину, в 1 м^3 якого утримується від 0,06 до 160 грам кварцового пилу (в відповідності до середовища).

Процес гідроабразивного зношування має наступні фази: дрібні абразивні частинки, які перебувають у робочій рідині, транспортуються потоком в область з'єднання «золотник-корпус». Абразив, розмір якого менше зазору, проникає через з'єднання, викликаючи гідроабразивне зношування пари тертя. Фракції, розміром більше ніж зазор, не потрапляють до з'єднання й не впливають на зношування золотникової пари. Забруднення, близькі по розмірах до величини зазору між отвором корпусу і золотником, попадають у зазор і викликають

інтенсивне зношування поверхонь пар тертя, а в окремих випадках можуть привести до заклинювання деталей.

Якщо вміст механічних домішок у робочому мастилі становить менш як 0,04 %, тоді середнє зношування отвору під золотник в корпусі більше від середнього зношування діаметра золотника. Якщо вміст домішок становить 0,04%, то золотник і корпус мають однаковий знос. Якщо вміст механічних домішок становить близько 0,2%, знос золотника в 1,7 рази більший, ніж знос корпусу.

Ерозійному зношуванню піддаються ділянки поверхні золотників гідророзподільників поблизу крайок його пасків. Таке зношування спостерігається в гідроагрегатах, де має місце явище кавітації.

Явище кавітації являє собою виникнення в робочій рідині пухирців, наповнених паром і повітрям. При наступному переміщенні пухирців у зону підвищеного тиску відбувається їхнє скорочення, що супроводжується місцевими гідравлічними мікроударами по поверхні деталі.

Маючи на увазі умови експлуатації гідророзподільників їх конструктивні особливості впливає, що суттєвий вплив на працездатність деталей золотникового спряження відповідно мають гідроабразивне зношування, та схоплювання.

При наявності даних видів зношення для відновлення працездатності золотникового спряження і забезпечення необхідної зносостійкості необхідно вибрати спосіб нарощування зношеної поверхні пасків золотника, яка після механічної обробки здатна протистояти перерахованим видам зношування.

1.2 Конструктивні особливості клапанних вузлів гідророзподільника

Гідравлічні розподільники Р80, Р160 входять до складу гідравлічного приводу роздільно-агрегатної системи трактора і забезпечують розподіл потоку гідравлічної рідини, пропуск надлишків гідравлічної рідини під

постійним тиском, запобігання перевантаження всієї гідравлічної системи тощо [3].

Детальний аналіз клапанних вузлів показує, що за конструктивним виконанням та функціональним призначенням їх можна розподіляти на вузли клапанні запобіжний клапан розподільника, перепускний клапан. До розподільчатих пристроїв відноситься бустерний клапан, що забезпечує автоматичне повернення золотника в нейтральне положення при визначеному тиску робочої рідини.

Запобіжний клапан (шарикового типу) розміщуються в верхній частині корпусу гідророзподільника. Його призначення заключається в запобіганні роботи гідравлічного приводу в аварійному режимі. Тиск спрацювання клапана для тракторів марки МТЗ, ЮМЗ та ін. знаходиться в інтервалі $P = 13,0 \dots 16,0 \text{ МПа}$ для енергонасичених тракторів $P = 16,0 \dots 20,0 \text{ МПа}$.

Розглянемо гіпотетично можливі структурні зміни параметрів технічного стану деталей запобіжного клапану та їх вплив на функціонування гідравлічної трансмісії.

Основним спряженням, технічний стан якого забезпечує герметичність, є спряження «шарик – гніздо корпусу». В умовах експлуатації останнє може не виконуватися по наступним причинам:

- між шариком і гніздом потрапляють абразивні частини (стружка, частки резинових кілець ущільнень) і створюють дросельну щілину;
- проходить гідроабразивне зношення гнізда корпусу, що приводить до перетікання рідини по гідроабразивним каналам;
- викришування (зношення) робочої поверхні кульки клапана також приводить до перетікання робочої рідини.

Є очевидним, що зміна технічного стану основних спряжень запобіжного клапану приводить до відхилень в роботі основних агрегатів гідравлічного приводу.

В літературних джерелах [12, 13], які розглядають експлуатаційну надійність гідравлічних агрегатів, мало уваги приділяється функціональному

взаємозв'язку між структурними змінами параметрів технічного стану запобіжних клапанів та функціонуванням гідроприводу.

Перепускний клапан розподільника за конструкцією належить до конусних запірних органів. Перепускний клапан спрацьовує при тиску $0,3 \dots 0,5 \text{ МПа}$ коли золотники секцій знаходяться в нейтральному положенні. Зависання даного клапана приводить до відмови роботи гідроприводу, а зношення деталей спряження «конусна поверхня клапана - гніздо» приводить до погіршення вихідних функціональних параметрів гідравлічної системи.

В роботах [7,11,12,13], які розглядають надійність тракторних гідравлічних систем, в основному звертається увага на розрегулювання клапанів даної конструкції і як це впливає на працездатність гідроприводу. І практично зовсім не надається уваги дослідженню спрацювання основних деталей клапанів (конусна поверхня клапана – гніздо). Не зрозуміло, які об'ємні витрати обумовлюються заміною їх технічного стану та який вплив вони мають на об'ємний коефіцієнт корисної дії агрегатів.

Розгляд конструктивних особливостей клапанів, які входять до агрегатів та вузлів гідравлічної системи трактора, показує, що:

- практично відсутні дослідження по виду та характеру зношення деталей основних спряжень, які забезпечують щільність;
- не розглянуто функціональну залежність між зміною структурних параметрів технічного стану ущільнювальних деталей та витратами робочої рідини;
- відсутні дослідження по впливу витрат робочої рідини, обумовлених порушенням герметичності клапану, на вихідні функціональні параметри гідроприводу.

1.3 Висновки та задачі досліджень

Аналіз конструктивних особливостей клапанно-золотникових вузлів гідророзподільників гідравлічних систем приводу робочих органів мобільних

машин, а також умов їх роботи показав, що технічний стан їх основних деталей в спряженнях має важливе значення в забезпеченні виконання заданих режимів роботи гідروприводу. Водночас, аналіз літературних джерел з дослідження надійності та забезпечення працездатності клапанно-золотникових (вузлів) показав, що питання впливу зміни структурних параметрів деталей на працездатність гідроприводу не достатньо досліджені.

Основною метою даної роботи є – підвищення довговічності клапанно-золотникових гідророзподільників конструктивно-технологічними методами.

Задачі дослідження:

1. Виявити характер та вид зношення основних деталей клапанно-золотникових спряжень, які обумовлюють втрату їх працездатного стану.
2. Аналітично розглянути функціональну залежність між структурними параметрами стану деталей і об'ємними втратами та виявити їх вагомість.
3. Обґрунтувати зміни до конструкції перепускного клапана з метою збільшення ресурсу його роботи.
4. Визначити оцінку технологічної пристосованості гідророзподільника до відновлення працездатного стану.
5. Провести емпіричні дослідження працездатності клапанно-золотникових спряжень гідророзподільника.
6. Визначити ефективність результатів досліджень.

2. АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ОБГРУНТУВАННЮ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КЛАПАННО-ЗОЛОТНИКОВИХ ВУЗЛІВ

2.1 Обґрунтування додаткових показників технологічної придатності гідророзподільника Р 80 до відновлення працездатності

Виникають ситуації коли несправності в гідравлічній системі трактора, які пов'язані з втратою працездатності гідророзподільника, можна усунути безпосередньо на тракторі без демонтажу агрегату. Наприклад, усувається підтікання робочої рідини з під пильника шарового важеля його заміною, або розрегулювання перепускного клапана проведенням часткового підрозбирання розподільника.

Відновлення працездатності гідравлічного приводу, при появі таких відмов, потребує проведення часткових демонтажних робіт, трудомісткість яких буде обумовлюватись доступом до агрегату, монтажем гідравлічних рукавів і їх просторовим розміщенням та ін. Затрачені трудомісткості робіт характеризують такі додаткові показники ремонтпридатності гідророзподільника як легкоз'ємність та доступність.

При більш складних ситуаціях, коли гідравлічний привід трактора втратив працездатність, і при цьому зовнішні підтікання робочої рідини в системі відсутні, виникає необхідність проведення діагностувальних робіт для виявлення причини відмови. Трудомісткість діагностувальних робіт буде залежати від контролепридатності агрегатів, наявності алгоритмів ресурсного і заявочного діагностування, в залежності від появи відмови, та безпосередньо засобів діагностування. Проведення даних дій оцінюється коефіцієнтом контролепридатності, який належить до додаткових показників ремонтпридатності агрегату.

Якщо по результатам діагностування вдалось виявити, що гідророзподільник не справний, проводяться демонтажні – монтажні роботи

пов'язані з його заміною. Трудомісткість даних робіт також буде обумовлюватись коефіцієнтом легкоз'ємності.

Необхідно розглянути додаткові показники щодо технологічності гідророзподільників з урахуванням рівня стратегій відновлення їхнього робочого стану, а також кількісно оцінити додаткові показники щодо ремонтпридатності гідророзподільника Р80.

В умовах експлуатації для відновлення працездатного стану гідравлічної системи, із-за несправності гідророзподільників, рекомендується використовувати такі умови:

1. Забезпечення працездатності гідророзподільника проводиться на об'єктах ремонтно-експлуатаційної бази першого рівня під керівництвом майстра-налагоджувальника (сюди входять роботи з усунення витоків гідравлічного мастила з агрегату, виконання діагностувальних робіт з виявлення несправних агрегатів і заміни несправних гідророзподільників).

2. Забезпечення працездатного стану гідророзподільника спеціалізованим підприємством третього рівня ремонтно-експлуатаційної бази (для повного розбирання гідророзподільника, проведення контрольно-налагоджувальних робіт, ремонту деталей, збирання гідроагрегатів, початку експлуатації та випробувань використовують технології поточного та капітального ремонту). Дані операції виконуються тільки в спеціалізованих сервісних виробництвах спеціально навченим і кваліфікованим персоналом.

Послідовність виконання контрольно-відновлювальних робіт для агрегатів гідравлічної системи трактора, буде залежати від легкої з'ємності, яка характеризується просторовим положенням вузлів на технічній системі в відповідності до конструктивних рішень, а також доступності до основних деталей гідророзподільника для їх відновлення.

При проведенні сервісних робіт для першої умови найбільш вагомим буде показник легкої з'ємності - ($K_{л}$), який визначається оперативною трудомісткістю демонтажно-монтажних робіт при усуненні несправності. Проведення сервісних робіт для другої умови буде орієнтуватись на

коефіцієнт доступу (K_D), що оцінюється безпосередньо прямим доступом до складових частин агрегату, які можуть призвести до пошкодження робочого стану пристрою.

Показник легкої з'ємності визначається за формулою:

$$K_{Л} = 1 - \frac{\Delta T_{\text{дм}}}{T_{\text{дм}}} \quad (2.1)$$

де $T_{\text{дм}}$ – об'єм робіт, що припадає на монтажні операції при забезпеченні працездатності гідророзподільника, люд.-год.;

$\Delta T_{\text{дм}}$ – зміна об'єму монтажних робіт при усуненні несправності в відповідності до нормативних значень, люд-год.

Кількісний показник легкої з'ємності згідно першої умови забезпечення працездатності розподільника, визначався на основі експериментальних досліджень для виявлення об'ємів робіт, що витрачаються для забезпечення працездатності агрегату розміщеного на тракторі ЮМЗ 8080. Отримана кількісна оцінка показника показана в табл. 1 і графічно на рис. 2.1.

Таблиця 2.1 – Об'єм робіт при забезпеченні працездатності гідророзподільника

№ з/п	Склад та вид операцій	Об'єм роботи в хв.		Показник легкої з'ємності, ($K_{Л}$)
		$T_{\text{дм}}$	$\Delta T_{\text{дм}}$	
1	Зняття шлангів з гідророзподільника	22,7	7,2	0,68
2	Робота з різьбовими з'єднаннями фіксації гідророзподільника	12,4	3,8	0,69
3	Зняття гідророзподільника	2,9	0,8	0,73
4	Ремонт перепускнуго клапана	7,1	1,6	0,77
5	Усунення підтікання робочої рідини (заміна пильників)	5,8	1,4	0,76
6	Монтаж гідророзподільника	2,4	0,8	0,67
7	Болтове кріплення гідророзподільника	12,5	3,8	0,70
8	Приєднання гідравлічних рукавів	23,8	7,2	0,70

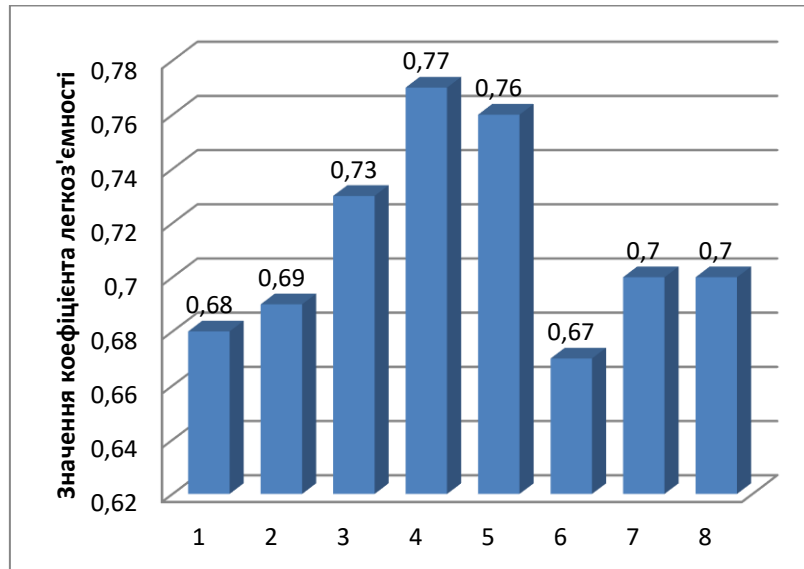


Рис. 2.1. – Значення коефіцієнта легкоз'ємності за видами робіт при усуненні несправності гідророзподільника: 1 – Зняття шлангів з гідророзподільника; 2 – робота з різьбовими з'єднаннями; 3 – зняття гідророзподільника; 4 – ремонт перепускного клапана; 5 – усунення підтікання; 6 – монтаж розподільника; 7 – закріплення розподільника; 8 – приєднання гідравлічних рукавів

Із аналізу видно, що усунення несправностей, пов'язаних безпосередньо з розгерметизацією агрегату або заміною перепускного клапана не визиває значних ускладнень при відновленні працездатності гідравлічної системи, що підтверджується достатньо високими показниками коефіцієнта легкоз'ємності $K_d = 0,67...0,77$.

Для другої стратегії відновлення працездатного стану гідравлічних розподільників, з метою визначення додаткового показника його ремонтпридатності, застосовується формалізований метод структурного аналізу надійності агрегату за критерієм його відмови. Він оцінюється показником легкого доступу (K_d), який орієнтований на прямий доступ до складових частин агрегату, що можуть призвести до пошкодження робочого стану пристрою.

Він визначається із виразу:

$$K_{Дj} = 1 - \frac{x_j^{(1)} - 1}{x_j^{(1)}}, \quad (2.2)$$

де $x_j^{(1)}$ – загальна кількість деталей, що знімаються.

Кількісні значення коефіцієнта доступності деталі знаходяться в інтервалі $0 < K_{Дj} \leq 1$. Для абсолютно доступних деталей $K_{Дj} = 1$, для важкодоступних (базових) деталей $K_{Дj} = 1/x_j^{(1)}$, коефіцієнт доступності для кожної деталі нероз'ємного з'єднання приймається $K_{Дj} = 0$.

Не важко уявити, що цей коефіцієнт залежить від причини втрати працездатності агрегату, яка, своєю чергою, визначає тривалість демонтажних робіт під час відновлення.

Під час ремонту гідророзподільників модифікації Р80 основним обсягом робіт є ремонт деталей, що сполучаються: "отвір корпус-золотник", "сідло-перепускний клапан", шарові поверхні ричагів переміщення золотників. Крім того, виконується заміна несправних клапанів тиску автоматичної системи керування золотниками та проводиться регулювання запобіжного клапана.

Для цього було проведено аналіз технічного стану гідророзподільника Р80, переданого в ремонт. Імовірнісна оцінка стану деталі (P) отримувалась визначалася шляхом виконання робіт з усунення несправності відповідно до технічних вимог до неї.

Показники ймовірності характеристик складових гідравлічного розподільника Р80 подано в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Ймовірності стану складових розподільників Р 80

№ з/п	Найменування деталі	Деталь справна P_n	Деталь ремонтується P_p	Деталь вибраковується $P_{н.п}$
1	Корпус гідророзподільника	0,07	0,83	0,1
2	Золотник	0,04	0,76	0,2
3	Перепускний клапан	0,1	0,77	0,13

Закінчення табл.2.2

4	Гніздо клапана	0,12	0,79	0,09
5	Важіль керування	0,29	0,63	0,08
Середнє значення		0,124	0,756	0,12

Аналіз табл. 2.2 показує, що корпус гідророзподільника має найбільшу потребу в ремонті - $P_p = 0,83$, що обумовлюється різноманітністю дефектів, які виникають у нього в умовах експлуатації (зношення отвору під золотник, пошкодження різьбових поверхонь під шпильки, болти, штуцера та ін.). Важіль керування має найменшу потребу в ремонті - $P_p = 0,63$, так як фіксується в сферичних кільцях, виготовлених з полімерного матеріалу, які розміщуються в верхній кришці, що зменшує зношення його шарової поверхні.

Більш наглядно ймовірності технічного стану деталей, що потребують ремонту, показано на рис. 2.2.

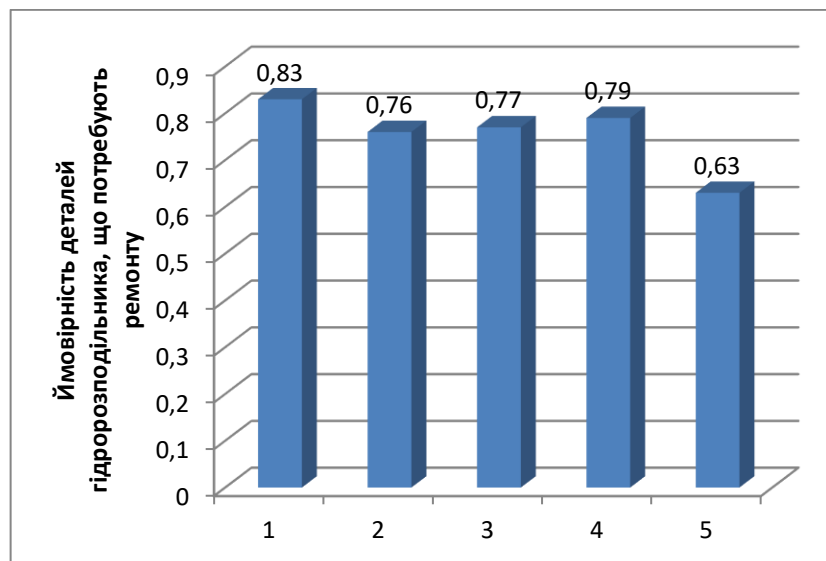


Рис. 2.2 – Ймовірність технічного стану деталей розподільника, що необхідно ремонтувати: 1 – корпус розподільника, 2 – золотник;
3 – клапан перепускний; 4 – гніздо клапана;
5 – ричаг керування золотником

Із їх аналізу можна зробити висновок, що для таких деталей як золотник, перепускний клапан і його гніздо, показник ймовірності потреби в

їх ремонті знаходиться в інтервалі $P_p = 0,76...079$, що пояснюється гідроабразивним зношенням їх робочих поверхонь, яке обумовлюється умовами їх роботи.

Відновлення корпусу гідророзподільника, золотника, перепускного клапана та його гнізда, а також шарової поверхні важеля керування передбачає застосування різних операцій в технологічних процесах їх ремонту. При цьому, обов'язковою буде операція з розбирання агрегату.

Поліпшення показників оброблюваності підчас ремонту модифікованих розподільників Р80 можливе завдяки використанню спеціального обладнання, яке, наприклад, полегшує фіксацію вузла підчас операцій розбирання та збирання і механізує демонтаж різьбових з'єднань застосуванням шпindelних установок.

Щоб в процесі ремонту розібрати гідророзподільник до золотників необхідно зняти дев'ять деталей (болти кріплення верхньої і нижньої кришки, верхню кришку, пластину пильників, пильники, сферичні кільця, ущільнюючі кільця, важіль, нижня кришка).

Тоді згідно виразу (2.2) коефіцієнт доступності для золотника складе:

$$K_D^3 = 1 - 9 - \frac{1}{9} = 0,11$$

Маючи на увазі, що коефіцієнт доступу знаходиться в межах $0 < K_D \leq 1$, за отриманим результатом золотник належить до деталей, доступ до яких важкий. Кількісна оцінка коефіцієнта доступності для інших деталей розподільника розраховується в відповідності до даної методики, а отримані результати показано на рис. 2.3.

Результати технологічної пристосованості розподільника Р80 до ремонту показали, що коефіцієнт доступності до деталей, які впливають на його працездатність і потребують відновлення в процесі ремонту з ймовірністю $\bar{P}_p = 0,756$, знаходиться в інтервалі $K_D = 0,10...0,20$, що показує

на його конструктивну складність при відновленні працездатного стану в умовах сервісних підприємств. Крім того, вона буде суттєво впливати на основну трудомісткість виконання операцій поточного або капітального ремонту агрегату.

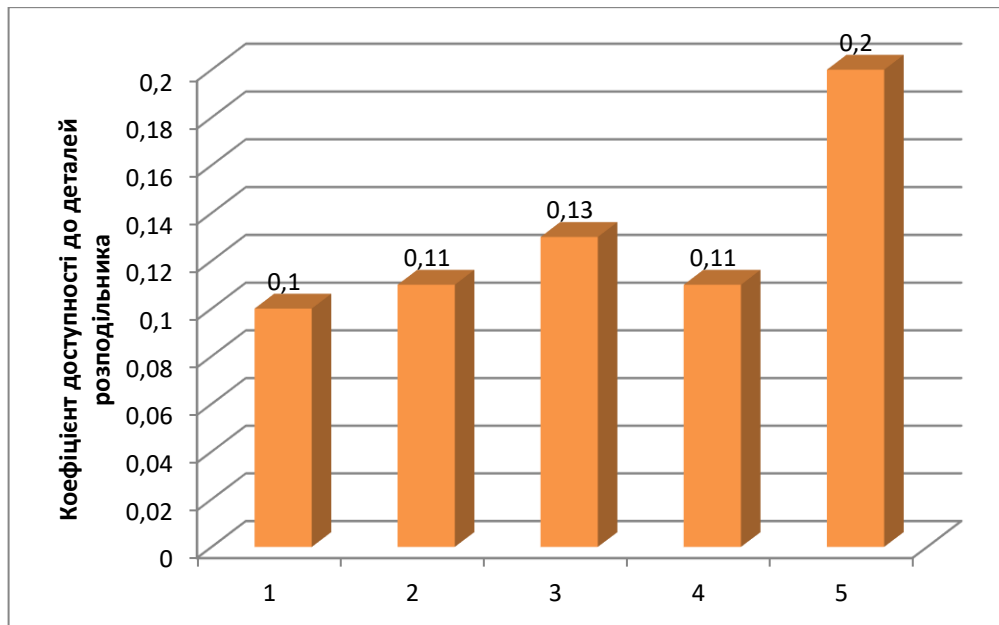


Рис. 2.3. – Показники коефіцієнта доступності до деталей гідророзподільника: 1 – корпус; 2 – золотник; 3 – клапан перепускний; 4 – гніздо клапана; 5 – ричаг керування золотником

В даному випадку забезпечення ефективності технологічних процесів з ремонту гідророзподільників, можливе за рахунок впровадження операцій передремонтного діагностування, що дасть можливість виявити причину несправності і уникнути проведення необґрунтованих розбирань агрегатів або направляти їх за маршрутами в технологічних процесах сервісних підприємств з мінімальним об'ємом розбирально-складальних робіт.

Актуальними являються також заходи направлені на зниження трудомісткості допоміжних операцій. До них слід віднести розроблення пристроїв, які забезпечать механізовану фіксацію гідророзподільника при його розбиранні або складанні, а також можливість обертатись навколо

вертикальної вісі для зняття верхньої і нижньої кришок без демонтажу агрегату. Застосування таких пристроїв дозволить зменшити трудомісткість розбирально - складальних робіт до 7...10% в порівнянні з пристроями з ручною фіксацією розподільника.

Не менш вагомим в зменшенні трудомісткості ремонтних робіт являється застосування спеціальних багатопиндельних установок з розбирання різьбових з'єднань для зняття верхньої і нижньої кришок розподільника. Їх впровадження дозволить зменшити трудомісткість розбиральних операцій до 6...8%, що також підвищить ефективність технологічного процесу з ремонту гідророзподільника.

2.2 Дослідження взаємозв'язку між технічним станом деталей клапанних пристроїв та висотою його підняття

В підрозділі 1.2 було відмічено, що до клапанів, які розміщуються в гідророзподільнику Р 80 відносяться: запобіжний клапан шарикового типу; перепускний клапан; бустерний клапан автоматичного повернення золотника в нейтральне положення.

Зміна технічного стану деталей клапанів буде обумовлювати також і зміну працездатності агрегату.

Важливою характеристикою клапана є стабільність тиску, який він забезпечує на холостому режимі роботи, і забезпечення герметичності при включенні розподільника.

Причинами, які приводять до порушення стабільності тиску і порушення герметичності є в основному тертя деталей клапана і незадовільна характеристика (жорсткість) пружини, а також нестабільність діючих на клапан сил тиску робочої рідини.

Ступінь нерівномірності тиску в системі, яка обумовлюється перепускним клапаном, як правило, оцінюється відношенням:

$$\sigma = \frac{P_M - P_0}{P_M} \leq 0,2, \quad (2.3)$$

де P_M - тиск при максимальних витратах рідини, МПа;

P_0 - тиск при найменших витратах рідини, МПа.

Крім того, найменшим витратам при закритті клапана відповідає тиск P_0 , який є більшим, чим тиск P_M , який відповідає тиску при роботі агрегату на холостому режимі.

Різниця в тисках P_0 і P_M може виникнути також в результаті нестабільності сил тиску рідини, які діють на клапан, рис. 2.4.

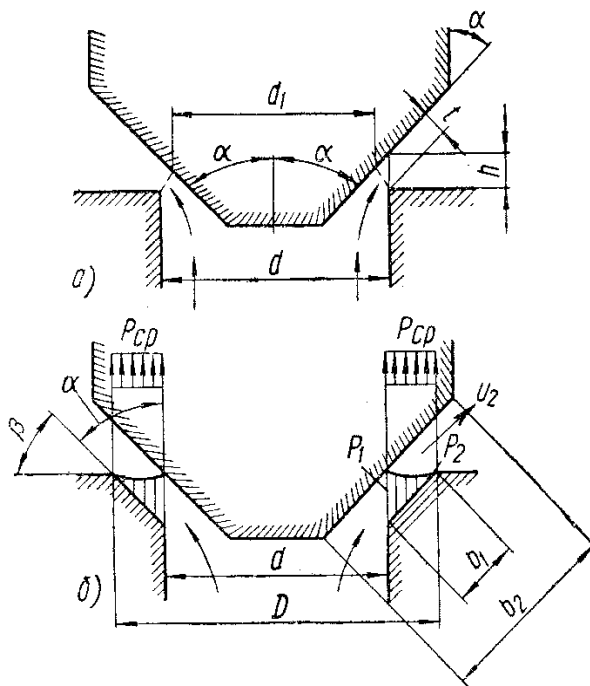


Рис. 2.4. – Розрахункова схема конусних клапанів

Із рис. 2.4 видно, що перед відриванням клапана від сідла зусилля пружини врівноважується тиском рідини, який діє на проекцію омиваємої поверхні клапана, якою для герметичного клапана буде площа перерізу отвору α . Як тільки клапан відривається від свого гнізда, рідина проникає до щілини, яка створюється між сідлом і конусом клапана, в результаті цього

площа, на яку буде діяти тиск рідини, збільшиться на величину проекції площі сідла.

Тиск P_M на початку відкриття клапана (тиск, при якому клапан відірветься від сідла) можна визначити за виразом:

$$P_M = \frac{P_{np}}{f_{кл}}, \quad (2.4)$$

де P_{np} – зусилля стискання пружини, кг ($P_{np} = 25,5$ кг);

$f_{кл}$ - проекція поверхні клапана, яка омивається рідиною під тиском, см² ($f_{кл} = 1,76$ см²).

Тоді

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

В процесі роботи клапана, яка обумовлюється статодинамічним режимом, проходить зношення робочої конусної поверхні клапана (грибка) і також робочої кромки гнізда. Це приводить до зміни площі проекції поверхні клапана (як правило, до зменшення зусилля підтискної пружини, а при включенні золотника до значних витоків робочої рідини через клапан.).

Із технічної характеристики перепускового клапана нам відомо, що тиск його спрацювання $P = 0,3 \dots 0,5$ МПа при нейтральному розміщенні золотників, а при їх робочому положенні забезпечити герметичність спряження.

Отже, зношення робочих поверхонь деталей перепускового клапана приводить до зміни висоти підняття клапана на холостому режимі і площі прохідної щілини та втрати герметичності в робочому режимі.

Площа прохідної щілини для незношених поверхонь деталей клапана визначається за виразом:

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

де Q - витрати рідини, л / хв. ($Q = 3,7$ л / хв);

μ - коефіцієнт витрат ($\mu = 0,52 - 0,56$);

ΔP - перепад тиску рідини, кг / см², ($\Delta P = 1,33 \dots 1,45$ кг / см²).

Площу прохідної щілини можна визначають за виразом:

$$f = \pi \cdot d \cdot t, \quad (2.6)$$

де d – діаметр клапана в см ($d = 1$ см);

t – розмір прохідного отвору щілини в перерізі, перпендикулярному до напрямку потоку, см.

Підставимо значення f виразу (2.6) до виразу (2.4) і отримаємо t .

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

Отже, вираз (2.7) дав нам можливість знайти функціональну залежність між розміром прохідного отвору щілини (t) та витратами робочої рідини.

Тобто

$$Q = t \cdot 0,885 \cdot \mu \cdot \sqrt{\Delta P} \cdot \pi \cdot d, \quad (2.8)$$

В свою чергу із розрахункової схеми (рис.2.4) для конусного каналу $t = h \cdot \sin \alpha$. Підставимо це значення до виразу (2.8) і знайдемо функціональну залежність між висотою підйому клапана h та витратами рідини через нього Q .

$$Q = h \cdot \sin \alpha \cdot 0,885 \cdot \mu \cdot \sqrt{\Delta P} \cdot \pi \cdot d, \quad (2.9)$$

Дану залежність можна також використовувати для визначення діаметру клапана (d), який змінюється в результаті зношення плунжера (плунжер просідає).

Крім того залежність може бути використана для визначення об'ємних втрат робочої рідини через висоту його і підйому, що дасть можливість визначитися з оцінкою його технічного стану.

2.3 Розрахунок конструкції перепускного клапана плунжерного типу

Клапан з конусним запірним органом, в результаті його перекосів в межах конструктивних зазорів, не забезпечує достатньої герметичності, в результаті чого спостерігається підвищений гідроабразивний і кавітаційний знос лінії контакту конусного запірного органа.

Тому пропонується принципово нова конструкція перепускного клапана плунжерного типу, рис. 2.5.

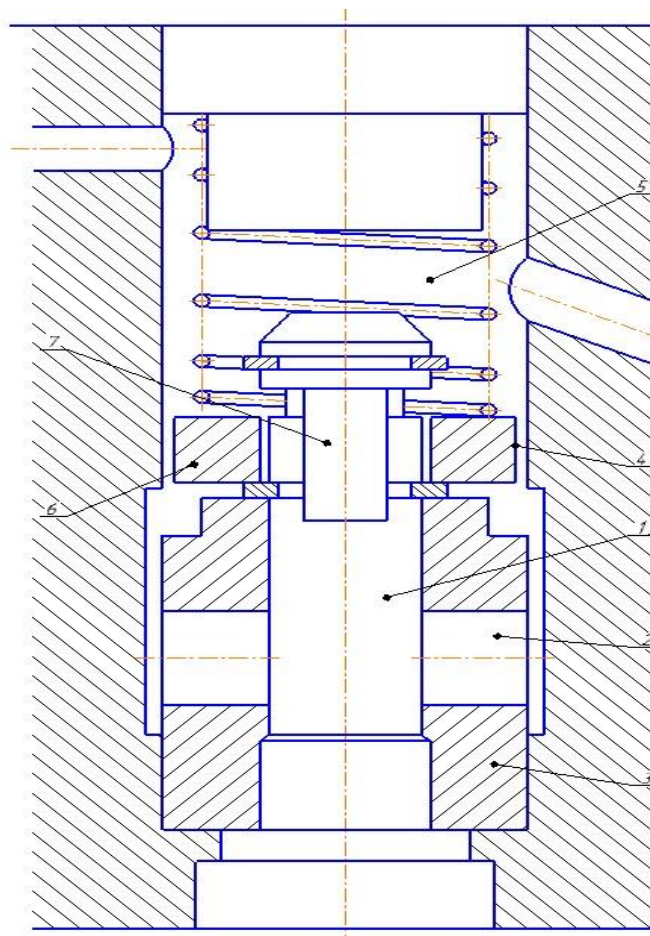


Рис. 2.5. – Перепускний клапан плунжерного типу

В основі конструкції покладено принцип виготовлення запірного органа в вигляді плунжера 1, який перекриває радіальні отвори 2, що розміщуються в спряженій з ним втулці 3. В такому запірному органі відсутні контактні напруження, а герметичність забезпечується за рахунок значної довжини перекриття. Крім того, в цьому клапані забезпечено мінімум спряжених поверхонь, що підвищує в значній ступені його довговічність і герметичність.

Основною особливістю даного клапана являється наявність кільцевого зазору 4 між керованим поршнем і корпусом гідророзподільника, що забезпечує максимальну довговічність керованого поршня, а також безвідказність роботи клапана в наслідок відсутності зависання по поверхням тертя.

Особливістю даної конструкції клапана являються великі зміни в об'ємах при відкритті і закритті клапана, в зв'язку з чим для прискорення заповнення об'єму порожнини керування 5 при закритті клапана керуючий поршень 6 виконаний рухомим, що забезпечує відкриття в потрібний момент додаткового дросельного клапана 7.

Розглянемо методику спрощених інженерних розрахунків основних параметрів для даної конструкції клапана.

Витрати рідини через канал керування визначається із відношення:

$$\Delta P_{\kappa} = R_o \cdot q_{\kappa}^2, \quad (2.10)$$

Звідки

$$q_{\kappa} = \sqrt{\frac{\Delta P_{\kappa}}{R_o}}, \quad (2.11)$$

де $\Delta P = P_2 - P_{зл.}$ - перепад тиску в зонах керування і зливу;

R_o - гідравлічний опір каналу керування, (для гідророзподільника Р-80, $R_o = 0,26 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{с}^2 / \text{см}^3$).

Розмір кільцевої дросельної щілини визначається із умови, що все мастило, яке проходить через неї, ухоче на злив через канал керування. Тоді

$$q_k = \frac{\Delta P_{1,2} \cdot \pi \cdot d \cdot h^3}{12 \cdot \mu \cdot l}, \quad (2.12)$$

Звідси

$$h = \sqrt[3]{\frac{12 \mu l \cdot q_k}{\Delta P_{1,2} \cdot \pi \cdot d}}$$

де μ - динамічна в'язкість мастила;

$\Delta P_{1,2}$ - перепад тисків між зонами нагнітання і керування клапана;

d - діаметр керуючого поршня клапана. Для інженерних розрахунків $d = D$, де D - діаметр отвору під клапан в корпусі гідророзподільника.

Діаметр керуючого поршня клапана дорівнює

$$d_{к.п.} = D - 2h. \quad (2.13)$$

Розмір штока визначається із умови забезпечення проходу всього потоку робочої рідини через запірний орган при $\Delta P_{зл.} \leq 0,25 \text{ МПа}$ або приймається конструктивно.

Розхід робочої рідини через перепускний клапан в режимі розвантаження можна описати виразом:

$$q_{кл.} = q_n - q_k, \quad (2.14)$$

де q_n - загальний потік рідини, який проходить через клапан із зони нагнітання;

q_k - потік рідини, який ухоче на злив через дроселюючий орган і в подальшому через клапан керування гідророзподільника.

Висота підйому штока клапана визначається із виразу:

$$q_{кл.} = \mu_p \cdot S(h) \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{1,0}}{\rho}}, \quad (2.15)$$

де $S(h)$ - площа прохідного перерізу зливних отворів;

$\mu_p = 0,6$ - коефіцієнт розходу;

$\Delta P_{1,0}$ - перепад тисків між зонами нагнітання і зливу клапана;

ρ - щільність рідини.

Із виразу (2.15) знаходимо величину $S(h)$

$$S(h) = \frac{q_{кл.}}{\mu_p \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{1,0}}{\rho}}}, \quad (2.16)$$

Знаючи величину $S(h)$ і враховуючи той факт, що шток перекриває зливні отвори круглого перерізу і прохідний канал формується в вигляді сектора, (визначаємо h по графіку зміни площі сектора в залежності від h) (рис.1). В зв'язку з наявністю в клапані 4-х зливних отворів необхідно отримане значення $S(h)$ попередньо розділити на 4.

Жорсткість пружини визначається із умови рівноваги клапана при роботі його в режимі розгрузки:

$$F_{np.} + P_2 (S_n + S_{ум.}) = P_1 \cdot S_n + P_r \cdot S_{ум.}, \quad (2.17)$$

Звідки

$$F_{np.} = P_1 \cdot S_n + P_r \cdot S_{ум.} - P_2 (S_n + S_{ум.}), \quad (2.18)$$

де P_1 - тиск в зоні нагнітання клапана;

P_2 - тиск в зоні керування;

P_r - гідродинамічний підпір штока клапана, який визначається по кривим;

S_n - площа поверхні керуючого поршня;

$S_{um.}$ - площа поперечного перерізу поршня.

Висота підйому клапана в запобіжному режимі визначається із виразу:

$$q_n = \alpha_1(P_1 - P_2) + \mu_p \cdot S(h) \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho}}, \quad (2.19)$$

Звідки

$$S(h) = \frac{q_n - \alpha_1(P_1 - P_2)}{\mu_p \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho}}}, \quad (2.20)$$

де $\alpha_1 = \frac{\pi dh^3}{12\mu e}$ - коефіцієнт, що враховує форму дросельної щілини.

Тиск в зоні керування P_2 визначається із умови рівноваги клапана (2.17). Із графічних матеріалів відомо, що при $P_1 \geq 10 \text{ МПа}$ гідродинамічний підпір $P_r \rightarrow 0$ в зв'язку з цим значенням P_r нехтуємо.

Тоді тиск P_2 в зоні керування визначиться із виразу

$$P_2 = \frac{P_1 \cdot S_n - F_{np.}}{S_n + S_{um.}}, \quad (2.21)$$

Значення $F_{np.}$ визначається за характеристикою пружини при ході клапана на величину перекриття.

З достатньою для практики точністю тиск P_2 може бути визначений без врахування жорсткості пружини

$$P_2 = \frac{P_1 \cdot S_n}{S_n + S_{ум.}} = P_1 \cdot \varepsilon, \quad (2.22)$$

де $\varepsilon = \frac{S_n}{S_n + S_{ум.}}$ - ступінь неврівноваженості клапана.

Як показав аналіз, помилка при розрахунках P_2 за виразом (2.22) в порівнянні з виразом (2.21) складає не більше 2%.

Отримані за виразом (2.20) значення $S(h)$ дають можливість визначити висоту підйому штока клапана при роботі гідророзподільника в запобіжному режимі. Висота підйому запобіжного клапана з конусним запірним органом визначається із виразу:

$$h = \frac{q_{зн.кл.}}{\mu_p \cdot \Pi \cdot d_{cp} \cdot \sin \alpha} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2P_{кл.}}}, \quad (2.23)$$

де $q_{зн.кл.} = \alpha(P_1 - P_2)$ - розхід рідини через запобіжний клапан;

d_{cp} - середній діаметр щілини клапана;

α - кут запірного конуса запобіжного клапана;

$P_{кл.} = P_0 - \Delta P_T$ - тиск настройки клапана;

P_0 - тиск початку відкриття клапана;

ΔP_T - зміна тиску в гідролінії при пропусканні через клапан розхід

$q_{зн.кл.}$.

Жорсткість пружини запобіжного клапана визначається із виразу [3]:

$$z = \Delta P_q \frac{\Pi \cdot d_y^2}{4 \cdot h}, \quad (2.24)$$

де d_y - умовний прохід запобіжного клапана ($d_y = d_{cp} - 0,5$) [3].

Значення ΔP_q задаються або вибираються по можливості мінімальними в границях 2...3 МПа.

Методика розрахунку може бути використана при проектуванні клапанів подібного типу гідророзподільчастої апаратури.

2.4 Дослідження взаємозв'язку між зазором і витратами робочої рідини в спряженні «золотник – отвір корпусу»

До параметрів, які обумовлюють об'ємні витрати, а через них впливають на тиск рідини в головній магістралі і в цілому на працездатність гідроприводу робочих органів мобільної машини слід віднести зношення деталей спряження «золотник – отвір корпусу».

У цьому разі слід звернути увагу на швидкість витрати гідравлічної оливи через зношення золотника та отвору в корпусі розподільника.

Взаємозв'язок між зазором між золотниковими парами і витратою робочої рідини добре вивчено в низці робіт [4, 7, 13].

Застосуємо для розгляду вказаного взаємозв'язку вже відомі залежності.

Величину витрат робочої рідини через зазор можна визначити за виразом:

$$Q_{\kappa}^y = \frac{\pi \cdot D \cdot \Delta P \cdot \delta^3}{12 \cdot l \cdot \nu \cdot \rho}, \quad (2.25)$$

де D - діаметр щілини;

ΔP - перепад мастила на ділянці, що розраховується;

δ - зазор номінальний в з'єднанні;

l - довжина, на якій контролюються об'ємні втрати.

Розрахунок витрати робочої рідини залежно від зазору у відповідній частині корпусу золотника проводили з використанням даних про діаметр

відповідної частини $D = 0,02 \text{ м}$, зазору відповідній частині $\delta = 0 \dots 80 \cdot 10^{-6} \text{ м}$, довжину секції $l = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$, що визначає витрату робочої рідини, перепад тиску між лініями високого і низького тиску $\Delta P = 3,5; 15,0; 21,0 \cdot 10^7 \text{ Н / м}$, щільність робочої рідини $\rho = 900 \text{ кг / м}^3$ і коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 12 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$.

Результати розрахунків зведено до табл. 2.3 і показано на рис. 2.6.

Таблиця 2.3 – Розрахункове значення витрати робочої рідини через зазор між сполученими деталями «золотник-корпус»

Величина зазору δ , мкм	Витоки оливи в $\text{см}^3 / \text{с}$ в відповідності до ΔP		
	$\Delta P = 3,5 \text{ МПа}$	$\Delta P = 15,0 \text{ МПа}$	$\Delta P = 21,0 \text{ МПа}$
30	$0,2 \cdot 10^{-2}$	$0,7 \cdot 10^{-2}$	$1,2 \cdot 10^{-2}$
40	$0,5 \cdot 10^{-2}$	$2,1 \cdot 10^{-2}$	$2,9 \cdot 10^{-2}$
50	$0,9 \cdot 10^{-2}$	$4,0 \cdot 10^{-2}$	$5,6 \cdot 10^{-2}$
60	$1,6 \cdot 10^{-2}$	$6,9 \cdot 10^{-2}$	$9,7 \cdot 10^{-2}$
70	$2,5 \cdot 10^{-2}$	$11,0 \cdot 10^{-2}$	$15,4 \cdot 10^{-2}$
80	$3,8 \cdot 10^{-2}$	$16,4 \cdot 10^{-2}$	$23,0 \cdot 10^{-2}$
90	$5,5 \cdot 10^{-2}$	$23,4 \cdot 10^{-2}$	$32,8 \cdot 10^{-2}$
100	$7,5 \cdot 10^{-2}$	$32,1 \cdot 10^{-2}$	$45,0 \cdot 10^{-2}$

$Q, \text{ см}^3 / \text{с} \times 10^{-2}$

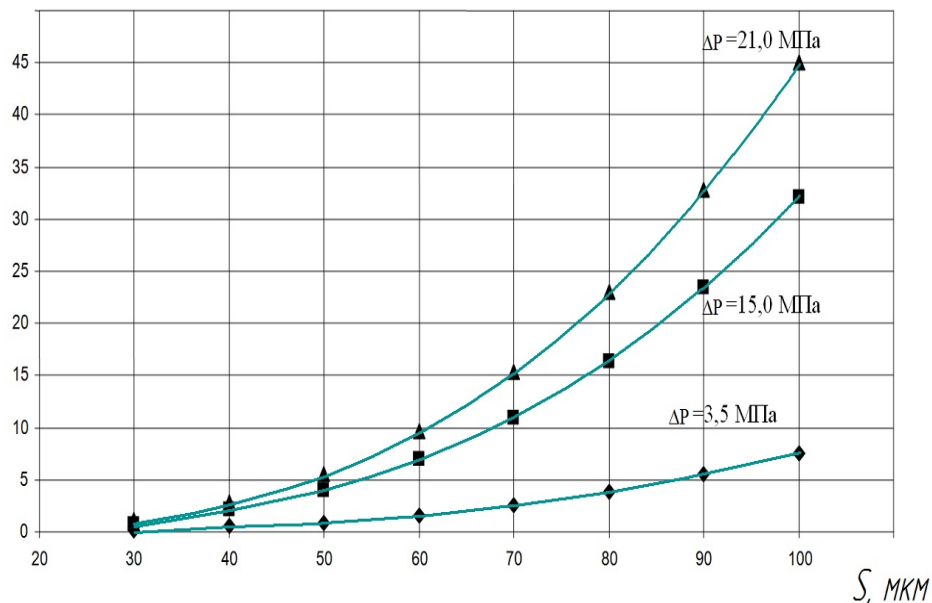


Рис. 2.6 – Об'ємні втрати оливи від зазору в з'єднанні «золотник – отвір корпусу».

Оцінка отриманих результатів показала, що при не великому перепаду тиску оливи $\Delta P = 3,5 \text{ МПа}$ об'ємні втрати є не великими, так як при даних

значеннях тиску на величину витоків будуть впливати технічні характеристики мастила, які обумовлюють облітерацію щілини, а через неї і значення витоків.

Для перепадів тиску $\Delta P = 21,0 \text{ МПа}$ об'ємні втрати оливи збільшуються зростають і дорівнюють ($Q_k^y = 45,0 \cdot 10^{-2} \text{ см}^3 / \text{с}$) при зазорі $\delta = 100 \text{ мкм}$. За своєю величиною ці об'ємні втрати оливи не мають істотного впливу на працездатність гідроприводу, тому що в праці [3] автори вважають критичний об'єм витoku робочої рідини становить ($Q = 225,0 \text{ см}^3 / \text{с}$).

Тому для отримання повної інформації щодо визначення впливу об'ємних втрат гідравлічної рідини через зазор між золотником і відповідною частиною корпусу на працездатність гідропривода необхідні додаткові дані про динаміку зміни конструктивних параметрів відповідної частини в умовах експлуатації та максимальному значенні зазору, за перевищення якого втрати гідравлічної рідини можуть призвести до появи зовсім іншого об'єму.

Водночас для отримання точної оцінки визначення функціональної залежності між технічним станом деталей спряження «золотник – отвір корпусу» і об'ємними витоками робочої рідини необхідна інформація про характер та вид спрацювання деталей, так як наприклад гідроабразивне спрацювання обумовлює перетікання рідини по каналам при відповідній формі робочій поверхні деталі. Цей висновок підтверджується графічним зображенням розрахункової витрати гідравлічного масла (рис.2.6)

Витік робочої рідини за зору $\delta = 80 \text{ мкм}$ починає швидко збільшуватися, а при подальшому збільшенні її обсяг значно зростає, про що свідчить нахил кривої. При цьому, величина витoku робочої рідини з-за зазору не має істотного впливу на зниження об'ємного ККД розподільника.

Висновки по розділу.

1. Відновлення працездатності гідросистеми, з проведенням заміни гідророзподільника чи усуненням появи розгерметизації на машині, не вносить істотних складнощів у проведенні сервісних робіт. Це підтверджується досить високим значенням коефіцієнта легкості демонтажу

$K_d = 0,67 \dots 0,77$, що є додатковим показником ремонтпридатності гідророзподільника Р80.

2. Аналіз ремонтної технологічності гідравлічного розподільника показав, що коефіцієнт доступу до складових, які першочергово обумовлюють втрату його працездатності і потребують відновлення, розміщується в межах $K_d = 0,10 \dots 0,20$, що вказує на конструктивні складності агрегату для відтворення його працездатного стану на сервісних підрозділах.

3. Розроблена методика інженерного розрахунку перепускного клапана плунжерного типу може використовуватись для визначення діаметру клапана (d), який змінюється в результаті зношення плунжера (плунжер просідає) та визначення об'ємних витоків оливи через висоту його і підйому, що дасть можливість визначитися з оцінкою його технічного стану.

4. Розрахунки витoku гідравлічної рідини показують, що за наявності зазору $\delta = 100 \text{ мкм}$ в посадці між золотником і корпусом отвору витік гідравлічної рідини становить $Q_k^y = 45,0 \cdot 10^{-2} \text{ см}^3 / \text{с}$, що не матиме істотного впливу на загальну продуктивність гідроприводу.

5. Виявлення впливу об'ємних втрат гідравлічної рідини через зазор в з'єднанні «золотник-отвір корпусу», на роботу гідропривода виконавчого органу, потребує додаткової інформації щодо змін розмірів деталей та їх форм від наробітку, а також максимальну величину зазорів, що можуть перевищувати $\delta = 100 \text{ мкм}$, при яких об'ємні втрати гідравлічної рідини можуть перевищити абсолютно різні значення.

3. СИСТЕМНИЙ ПІДХІД ДО ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.

3.1 Програма експериментальних досліджень

Об'єм експериментальних досліджень умовно можна розділити на наступні етапи.

На першому етапі проводився контроль технічного стану деталей клапанно-золотникових спряжень розподільника, виявлялись причини відмов, характер та види зношення деталей. Формувалась статистична оцінка для фізичного моделювання структурних параметрів деталей.

На другому етапі проводились стендові дослідження з виявлення впливу зміни структурних параметрів деталей клапанно-золотникових спряжень на об'ємні втрати в розподільнику. Виявлялись граничні значення для структурних параметрів, з метою вибору оптимального способу для відновлення їх номінальних розмірів.

3.2 Методика контролю деталей перепускного клапана

Характер і вид зношення основних деталей клапана визначаються шляхом фотографування робочих поверхонь, проведенням інструментальних вимірювань та зняттям профілограм.

Розібрані деталі промиваються і витримуються не менше доби при кімнатній температурі 291...295 К.

Перед заміром положення деталей фіксується нанесенням на їх неробочу поверхню міток та порядкових номерів, що дозволяє забезпечити правильне орієнтування деталей при виконанні замірів.

Заміри проводяться згідно рекомендаціям, передбаченим в роботі [3]. Перед заміром всі деталі ретельно протираються.

Глибина канавки на конусній поверхні клапана визначалась за допомогою профілометра М 296 (рис. 3.1).



Рис. 3.1. – Профілометр моделі 296

Ширина канавки та величина зміщення її від центру конусної частини клапана вимірювалась штангенциркулем ШЦ-I 150 0,05 КЛ.

Висота гнізда клапана і діаметр його внутрішнього розміру також вимірювались штангенциркулем.

3.3 Методика визначення зношення деталей спряження «золотник – отвір корпусу»

Для проведення мікрометражних досліджень, об'єктом яких є золотник та отвори в корпусі розподільника, які працюють в спряженні з пасками золотника, була відібрана партія гідророзподільників Р-80-ВЗ.

У золотників вимірювався зовнішній діаметр пасків, номінальний розмір яких становить $\varnothing 25^{+0,068}_{-0,012}$ мм. Для контролю пасків застосовувався важільний мікрометр - МРП 25-50 з точністю 0,001.

Наявність конусності у пасків золотника визначалась їх вимірюванням у двох перетинах (А-А, Б-Б), овальності у двох взаємно перпендикулярних площинах рис. 3.2.

У корпуса вимірювався внутрішній діаметр пасків його колодязя, номінальний розмір якого становить $\varnothing 25^{+0,080}$ мм.

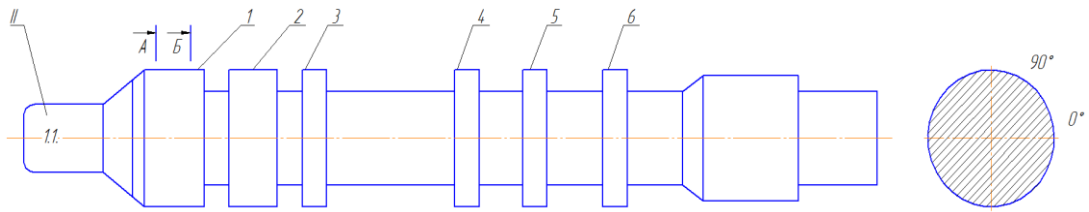


Рис. 3.2. – Золотник гідророзподільника Р-80

Контроль проводився індикаторним нутроміром ІН-18-25. Отвори вимірювались за методикою, що і для пасків золотника, рис. 3.3.

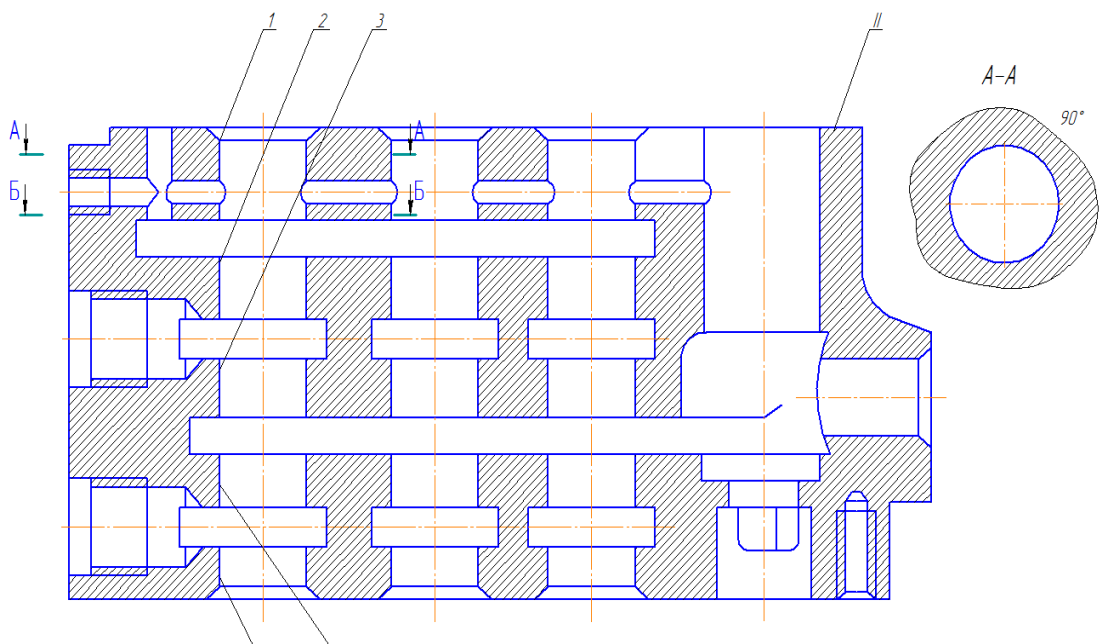


Рис. 3.3. – Корпус гідророзподільника Р-80

За отриманими результатами вимірювань визначалась кількісна оцінка зношування деталей, а через неї дійсний зазор в спряженні.

Наявність на поверхні деталей інших дефектів контролювалось органолептично.

3.4 Методика лабораторних досліджень гідроагрегатів

3.4.1 Установка для проведення експериментальних досліджень

Для проведення експериментальних досліджень використовувався стенд КІ-4815М. В відповідності до його технічної характеристики на стенді можна контролювати у гідророзподільника тиски спрацювання запобіжного і перепускного кланів. Перевіряти роботи бустерного клапана, який забезпечує автоматичне повернення золотника в нейтральне положення, при виконанні заданої функції гідроприводом. Крім того, за допомогою приєднання до секцій золотника гідравлічних шлангів, і перевівши золотник в робоче положення можна контролювати герметичність спряження «золотник-отвір корпусу».

Загальний вид монтажу гідророзподільника на стенді КІ-4815М представлено на рис. 3.4, а розміщення контрольно-вимірювальних приборів на рис. 3.5.

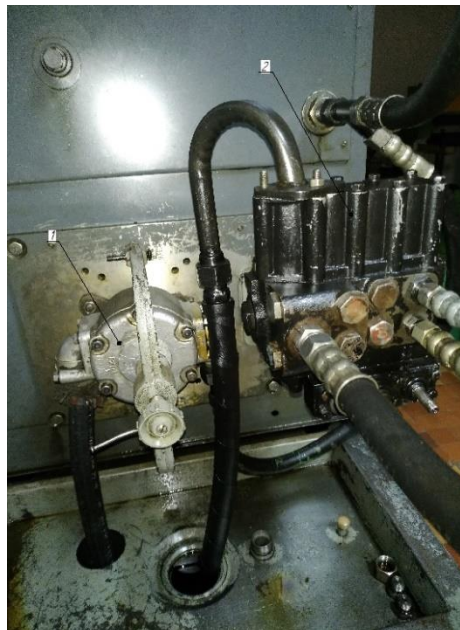


Рис. 3.4. – Загальний вид монтажу гідравлічних агрегатів на стенді КІ-4815М:

1 – насос; 2 – розподільник



Рис. 3.5. – Розміщення контрольно-вимірювальних приборів на стенді КІ-4815М: 1 – пульт пуску; 2 – дроселя; 3 – ричаг лічильника; 4 – лічильники; 5 – показчик тиску; 6 – показчик температури; 7 – показчик обертів; 8 – манометр

При проведенні експериментів гідророзподільник з'єднується за допомогою гідравлічних рукавів з насосом для забезпечення функціонального режиму роботи розподільника: частота обертання вала насоса - $n = 1250 \pm 50 \text{ хв}^{-1}$, температура робочої рідини - $t = 45 \pm 5^{\circ}\text{C}$, тиск робочої рідини задавався в інтервалі $P = 3,5 \dots 21,0 \text{ МПа}$

3.4.2 Методика випробувань клапанів гідророзподільників

Функціональна працездатність, надійність, ККД гідророзподільників Р-80, Р-160 та ін. в значній мірі залежить від роботи перепускного клапана, конструкція якого постійно удосконалюється і модернізується. Для визначення працездатності, надійності і ресурсу роботи клапанного вузла гідророзподільників застосовувалась позиційна установка для випробування

перепускних клапанів гідророзподільників різних конструкцій. Установка дозволяє визначати моторесурс, фіксувати число, характер відмов.

Конструктивна схема установки представлена на рис. 3.6.

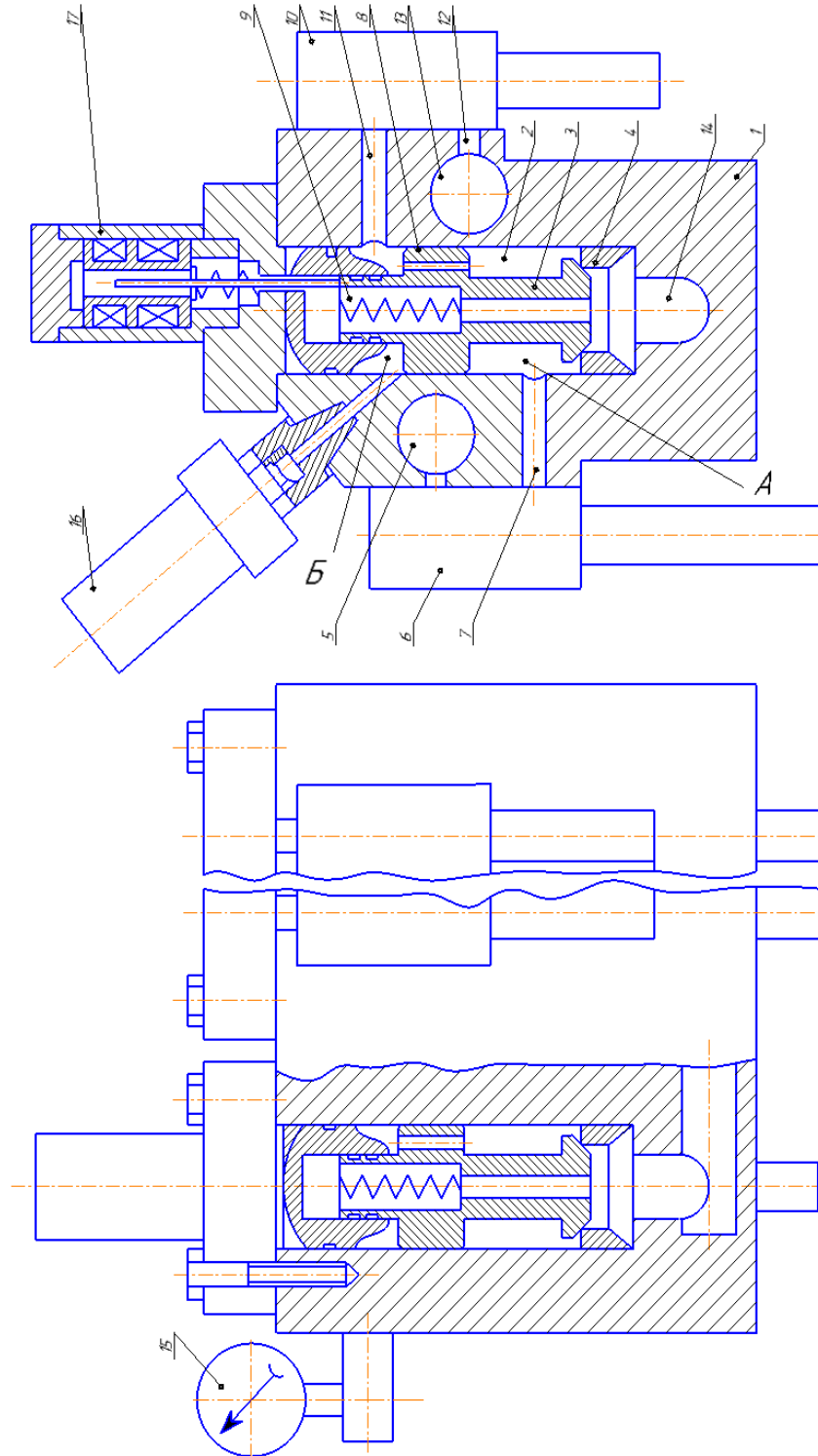


Рис. 3.6. – Установка для випробовування клапанів: 1 – корпус; 2 – отвори під клапани; 3 – перепускний клапан; 4 – гніздо; 5 – магістральний канал; 6 – пристрій подачі мастила; 7, 11, 12 – канали; 8 – дроселюючий отвір; 9 – пружина; 10 – пілот; 13 – зливна магістраль; 14 – зливний канал; 15 – манометр; 16 – датчик переміщення

В корпусі 1 виконано чотири отвори 2 діаметром 30 мм, в які поміщаються клапани, що досліджуються 3, і опираються на гніздо 4. Мастило під високим тиском поступає від насоса через канал 5, за допомогою пілотного пристрою 6 і через канал 7 подається в зону нагнітання А перепускного клапана 3. Через дроселюючий отвір 8 мастило потрапляє в зону А і Б. Клапан в цей час під дією пружини 9 закритий. При спрацюванні пілота 10 мастило із зони керування через канали 11 і 12 поступає на злив в магістраль 13, створюючи перепад тиску в зонах А і Б. При цьому клапан 3 переміщається вгору, забезпечуючи перепуск мастила із зони нагнітання 2 на злив в канал 14. Таке положення клапана відповідає роботі гідророзподільника в режимі «нейтральне», тобто клапан працює «на злив» і в зоні нагнітання тиск мастила не великий. Його рівень визначається опором зливної магістралі і прохідного перерізу щілини клапана при його відкритті. Коли потребується робота клапана на високих тисках, наприклад, в режимі спрацювання запобіжного клапана гідророзподільника, в магістралі 13 встановлюється додатковий пристрій, який забезпечує підвищення тиску. В даному випадку перепускний клапан працює при високому тиску, рівень якого налагоджується запобіжним клапаном, що відповідає роботі гідророзподільника в режимі «спрацювання запобіжного клапана». При цьому рівні тисків вони контролюються манометрами 15 або датчиками тиску 16, які встановлюються в одні і ті ж приєднувальні отвори. Живлення установки здійснюється від масляного насоса гідравлічного стенда КІ-4815.

Висновки.

1. Розроблені методики мікрометражу основних деталей клапанно-золотникових спряжень, які обумовлюють втрату працездатного стану гідророзподільника, можуть бути впроваджені на сервісних підприємствах.

2. Методика випробувань клапанів гідророзподільників з застосуванням установки, яка працює від стенда КІ-4815М дає можливість отримати більш точну оцінку технічного стану деталей перепускного клапана.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати зношення конусних клапанних пристроїв

Технічний стан перепускних клапанів гідророзподільників Р 80, які поступають до ремонту, показує, що на конусній частині клапана у всіх випадках спостерігається кільцева канавка на конусній його поверхні від змяття металу. Канавка має не рівномірну форму, що свідчить про тимчасові перекошення клапана при його роботі. Крім того, на робочих поверхнях клапана мають місце сліди гідроабразивного та кавітаційного зношення рис. 4.1.



Рис. 4.1. – Найвні дефекти перепускного клапана: 1 – змяття конусної поверхні клапана; 2 – кавітаційного зношення циліндричної поверхні; 3 – гідроабразивне зношення

Поява таких дефектів пояснюється тим, що конусні клапанні пристрої працюють в складних умовах, пов'язаних з механічними ударами в потоці гідроабразивного середовища.

Перший етап зношування характеризується концентрацією напружень, порушенням енергетичного балансу поверхневих шарів, локалізацією мікрдеформацій, що приводить до руйнуванням поверхневих слоїв.

Другий етап зношення – це етап циклічно-пластичного відторгнення матеріалу запірного конусу клапана, який характеризується перевищенням тисків в зоні матеріалу ущільненням матеріалу за рахунок роботи деформації, а також відшаруванням матеріалу при знакоперемінних навантаженнях.

Третій етап зношування – етап гідроабразивного зношування, який характеризується прискореним зношенням в момент відкриття і закриття клапана.

Практично всі етапи існують одночасно і в залежності від умов експлуатації можуть мати різні інтенсивності процесу, що вказує на випадковість протікання процесу зношення робочих поверхонь клапана.

Основною умовою початку руйнування конусу клапана є умова:

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

де σ_{δ} – напруження деформації;

σ_m – границя текучості матеріалу клапана.

В момент закриття конус перепускного клапану вдаряється по гнізду з силою, яка представляє собою суму сили інерції клапана і сил, які створюються пружиною:

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

Кінетична енергія клапана, яка перетворюється в силу удару, дорівнює:

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

де m – маса клапана, $г$ ($m = 150 г$);

V – швидкість закриття клапана, $м/с$;

l – величина ходу клапана в момент закриття, $мм$ ($l = 5 мм$).

Тоді сила удару клапана по гнізду за рахунок кінетичної енергії складе:

$$P_{in} = \frac{150 \cdot 7^2}{2 \cdot 5} = 735 \text{ H}$$

Сила дії пружини на клапан в момент закриття дорівнює $P_{np} = 255 \text{ H}$.

Тоді згідно виразу (4.2) сумарна сила буде дорівнювати:

$$P_{\Sigma} = 735 + 255 = 990 \text{ H}$$

Таким чином сумарна сила удару буде дорівнювати $P_{\Sigma} = 990 \text{ H}$. Ця сила розподіляється по кільцевій кромці конусу в момент контакту з гніздом. Про що свідчить і загальний вид конусної поверхні клапана представлений на (рис. 4.1).

Гідроабразивне зношення клапану проходить в результаті попадання абразивних частинок в поверхневий шар металу. Величина зношення суттєво залежить від швидкості частинок, їх розміру і кількості абразиву в робочій рідині.

Характер зношування конусної поверхні клапану показує, що він має вигляд канавки, яка проходить по всій робочій поверхні клапану і має нерівномірне значення, що обумовлюється перекосом клапану в процесі роботи.

Зміна площі контакту поверхні клапана з гніздом за рахунок зношення приводить до зменшення швидкості відкриття клапана до заданого тиску, а в процесі його роботи (клапан відкритий) обумовлює зменшення висоти його підйому, що в свою чергу приводить до зменшення перепускання ним робочої рідини, кількість якої вказується в технічних характеристиках.

Технологічна пристосованість деталей перепускного клапана до ремонту в умовах сервісного підрозділу показана в табл. 4.1 та на рис. 4.1.

Таблиця 4.1 – Показники технологічної пристосованості деталей клапана до ремонту

№ з/п	Найменування деталі	Деталь справна, P_n	Деталь ремонтується P_p	Ремонтна технологічність $P_{p.m.}^{\partial}$
1	Перепускний клапан	0,1	0,77	0,50
2	Гніздо клапана	0,12	0,79	0,52

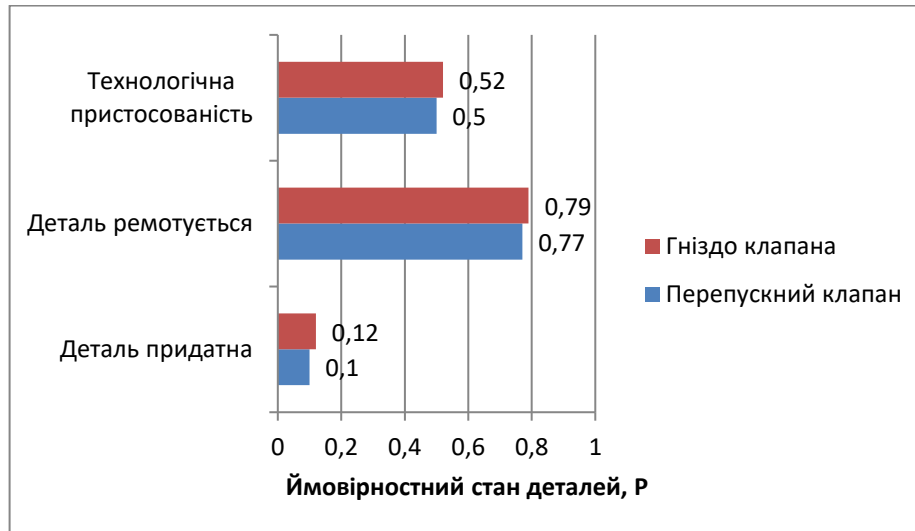


Рис. 4.2. – Оцінка ремонтпридатності деталей перепускного клапана

Відносно низький показник технологічної пристосованості деталей клапана до ремонту - $P_{p.m.}^{\partial} = 0,50...0,52$, обумовлюється ймовірнісним станом деталей, які підлягають ремонту - $P_p = 0,77...0,79$, а також видом механічної обробки при усуненні дефектів, яка має значну трудомісткість із-за різноманітності дефектів на деталях.

4.2 Результати стану деталей золотникового спряження

Зовнішній огляд робочих поверхонь деталей спряження «золотник-отвір корпусу» виявив стовідсоткову наявність слідів гідроабразивного зношування їх робочих поверхонь, що пояснюється роботою гідророзподільників на робочих рідинах, клас чистоти яких не відповідає технічним вимогам на експлуатацію гідроприводу (рис. 4.3, 4.4).



Рис. 4.3. – Гідроабразивне спрацювання робочих поясків золотника



Рис. 4.4. – Гідроабразивне спрацювання робочих поясків корпусу

Це підтверджується і наявністю абразивних частинок в залишках мастила, яке зливалось з агрегатів. При цьому, в рідині мали місце технологічні забруднення, які залишились в розподільниках, що вже були в ремонті.

Наявність гідроабразивного зношення суттєво впливає на вибір способу відновлення деталі, так як розміщення рисок і їх глибина мають випадковий характер.

Технологічна пристосованість деталей золотникового спряження до ремонту на сервісних підприємствах показана в табл. 4.2 та на рис. 4.5.

Таблиця 4.2 – Показники технологічної пристосованості деталей золотникового спряження до ремонту

№ з/п	Найменування деталі	Деталь справна, P_n .	Деталь ремонтується P_p	Ремонтна технологічність $P_{p.m.}^o$.
1	Корпус гідророзподільника	0,07	0,83	0,55
2	Золотник	0,04	0,76	0,53

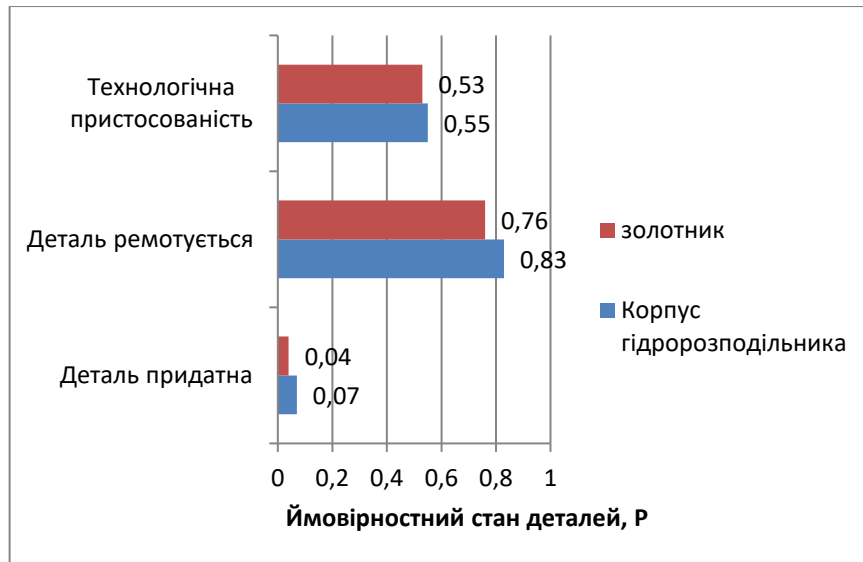


Рис. 4.5. – Оцінка ремонтпридатності деталей спряження «золотник-отвір корпусу»

Кращі показники технологічної пристосованості корпусу до ремонту пояснюються умовами роботи корпусної деталі, яка в меншій мірі сприймає вібраційні навантаження і має кращий показник по придатності до ремонту $P_p = 0,83$ в порівнянні з золотником $P_p = 0,77$ на 10 %. Зміна структурних параметрів деталей золотникового з'єднання характеризується нерівномірністю по довжині і по утворюючій. Максимально зношуються у золотника 5-й і 6-й паски, а у корпуса і 1-й і 2-й, що пояснюється легким доступом абразивних частин в даних місцях до пар тертя.

Розподіл зношень золотника і отвору корпуса в вигляді функції щільності наведено на рис. 4.6.

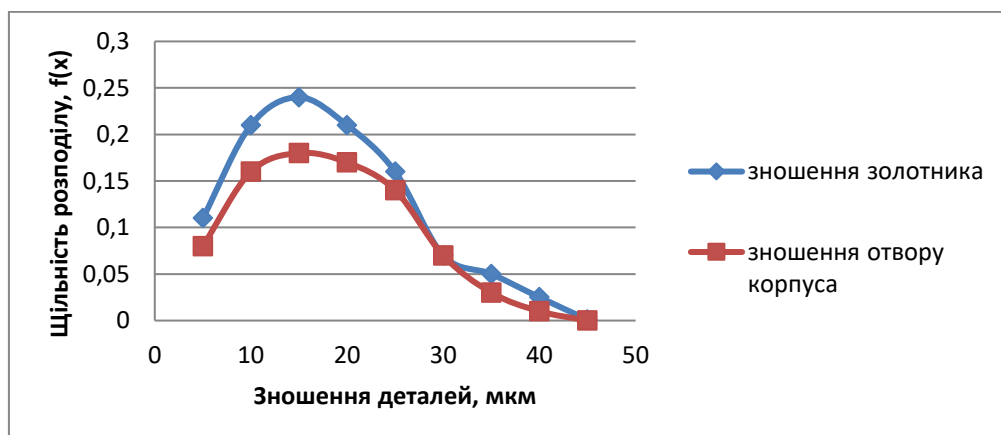


Рис. 4.6. – Розподіл максимальних зношень золотника й отвору корпуса

Статистична оцінка показала, що найбільша кількість розподільників потрапляє до ремонту зі зношенням деталей спряження «золотник-отвір корпусу» в інтервалі від 0,015 до 0,025 мм, формуючи середню величину зазору в спряженні – 0,040 мм. Максимальна величина зазору становила – 0,080...0,085 мм.

4.3 Результати лабораторних досліджень гідророзподільників

Дослідження зміни структурних параметрів деталей з'єднання «золотник-корпус гідророзподільника» в процесі лабораторних досліджень проводили з розподільниками - Р-80-В3 (новий) і гідророзподільник даної марки у якого золотник відновлено металізацією металоорганічних сполук (CVD-покриттів МОС) з послідуочим шліфуванням.

Спостерігались втрати робочої рідини в разі заклинення або руйнування деталей запобіжних та переливних клапанів. Характеристики зміни втрат робочої рідини в спряженнях «золотник – отвір корпусу» від наробітку, який обумовлює зміну зазору в результаті зношення поверхонь ущільнюючих поясків отвору в корпусі та золотника, представлені в табл.4.3 та на рис. 4.7 (характеристики відповідають знаходженню золотника в робочій позиції «Піднімання» або «Опускання»).

Таблиця 4.3 – Функціональної залежності між втратами робочої рідини ΔQ_B і часом випробування гідророзподільника

№ досліджу	Втрати робочої рідини, ΔQ_B , $см^3/с$	Час випробування розподільника, t , год.
1	2	3
Експериментальний гідророзподільник Р-80В3		
1	2,9	10,0
2	3,2	20,0
3	4,5	30,0
4	10,0	40,0
5	30,0	50,0
6	67,0	60,0
7	100,0	70,0
8	150,0	80,0

Закінчення таблиці 4.3

1	2	3
Гідророзподільник Р-80В3 в стані поставки		
1	2,8	10,0
2	3,1	20,0
3	8,2	30,0
4	23,0	40,0
5	54,0	50,0
6	86	60,0
7	138	70,0
8	205	80,0

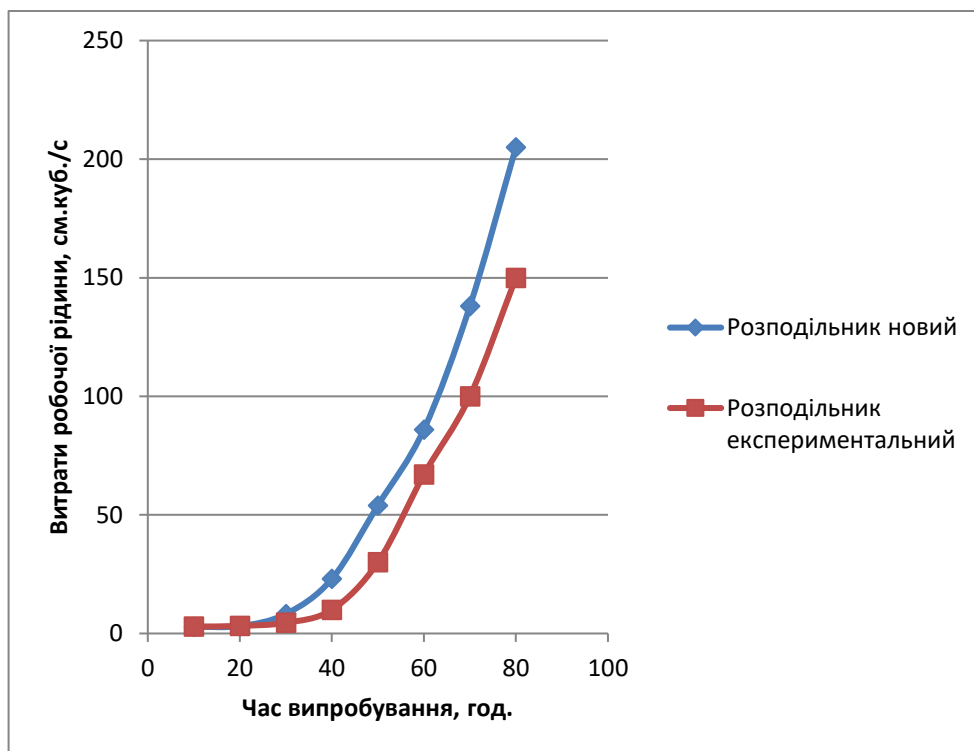


Рис. 4.7. – Залежність втрат робочої рідини ($\Delta Q, \text{см}^3/\text{с}$) в спряженнях «золотник – отвір корпусу» від наробітку ($T=80$ год.): $\Delta P_1 = 10 \text{ МПа}$ – перепад тиску робочої рідини в спряженні; 1 – розподільник Р-80В3 сталонний; 2 – розподільник Р-80В3 відновлений; золотник знаходиться в робочій позиції «Підіймання» або «Опускання»

Зі зростанням наробітку витрати робочої рідини починають різко зростати при напрацюванні $t=50 \text{ год.}$ і становлять відповідно для нового

розподільника $\Delta Q_B = 54,0 \text{ см}^3/\text{с}$ і для експериментального $\Delta Q_B = 30,0 \text{ см}^3/\text{с}$, що вказує на краще припрацювання золотників до корпусу у експериментального агрегату.

Зі збільшенням випробовування до $t = 80 \text{ год}$. витіки робочої рідини в експериментальному розподільнику в 1,36 менше в порівнянні з еталонним агрегатом, що обумовлено кращими умовами припрацювання відновлених золотників до отвору корпусу. Є явним, що в умовах експлуатації відновлені розподільники будуть мати більше напрацювання до відмови.

4.5 Структура технологічного процесу відновлення золотника із застосуванням CVD-покриттів

Послідовність дій при організації робіт з відновлення золотника із застосуванням хімічного газофазного осадження покриттів при термічному розкладанні металоорганічних сполук (CVD-покриттів МОС) полягає в наступному. Вузли, що надійшли на ремонт, миються і розбираються; деталі зношених пар розукомплектовуються, миються, укладаються в спеціальну тару і відправляються на дефектацію.

Золотники, вибрані для відновлення, піддаються механічній обробці, в процесі якої з поверхонь, які відновлюють, видаляються сліди зношування, корозії або механічних пошкоджень. Поверхні надаються правильна геометрична форма і необхідна шорсткість.

Перед металізацією виконується спеціальна підготовка, яка полягає у хімічному травленні деталей в 10%-ному розчині сірчаної кислоти (температура – 70°C) з наступним промиванням у гарячій (температура – $60-70^\circ\text{C}$) та холодній воді. Після цього деталі поміщаються в реакційну камеру для покриття.

Структурна схема технологічного процесу відновлення золотника представлена на рис. 4.8.



Рис. 4.8. – Технологічний маршрут процесу відновлення золотника

010 Мийна

Для очищення в мийній машина типу ОМ-14266.

020 Дефектувальна

Операція включає дві частини:

1. Відбір із партії золотників, придатних без відновлення.

При цьому контролюються такі дефекти: знос (точний діаметр по поясам), залишкові деформації, руйнування робочої поверхні.

2. Вибраковування золотників, непридатних для відновлення.

Інструмент для виконання даної операції представлено в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – Інструмент для операції 020

Контрольний розмір	Вимірювальний інструмент
Ø25мм	Мікрометр МК-0-25 ДСТУ 6507-90
Биття центрових отворів відносно поясків	Пристрій для контролю радіального биття відносно центрових отворів ПР-78/99
	Індикатор часового типу с ціною поділки 0,01 мм ДСТУ 577-68, мікрометр МК-0-25 ДСТУ 6507-90

030 Круглошліфувальна

Шліфувати поверхні золотника у розмір $\varnothing 24,9u8 \begin{pmatrix} +0,081 \\ +0,048 \end{pmatrix}$ мм. Для реалізації операцій 030,070 - круглошліфувальна, вибрано верстат круглошліфувальний універсальний 3131. Технологічний ескіз для операції 030 представлено на рис. 4.9.

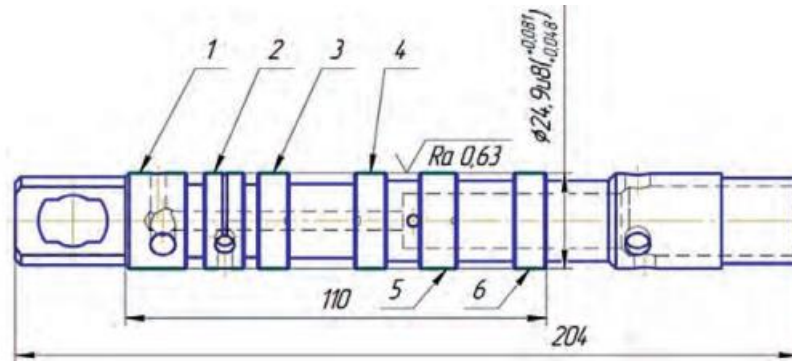


Рис. 4.9. – Оброблювані поверхні на операції 030 (1-6)

Ріжучий і допоміжний інструмент, необхідний обробки поверхонь золотника 1-6, представлений в табл. 4.5.

Таблиця 4.5 – Ріжучий та допоміжний інструмент для обробки на операції 030

Номер		Спосіб обробки	Ріжучий інструмент	Допоміжний інструмент
Поверхні	Інструмента	Шліфування	Шліфувальний круг 1500×80×203 25A 40 CM2 7 K1A ДСТУ 2424-83	Не потребується
1,2,3,4,5,6	T01			

040 Контрольна

При її виконанні проводиться перевірка відповідності фактичних розмірів деталі після шліфування необхідним розмірам. Інструмент необхідний для виконання операції наведено в табл.4.6

Таблиця 4.6 – Інструмент для операції 040

Контрольований розмір	Вимірювальний інструмент
$\varnothing 24,9u8$	Мікрометр МК-0-25 ДСТУ 6507-90

050 Підготовча

Дана операція полягає в хімічному травленні в 10%-ному розчині сірчаної кислоти при температурі 70°C з подальшим промиванням в гарячій ($60-70^{\circ}\text{C}$), холодній ($10-25^{\circ}\text{C}$) воді (табл. 4.7).

Таблиця 4.7 – Способи обробки при підготовчій операції

Номер		Спосіб обробки	Оснастка	Допоміжний інструмент
Поверхні	Інструмента			
Всі	T02	Травлення	Ванна цехова з підігрівом	Навіска для деталей Т5
	T03	Промивка в гарячій воді		
	T04	Промивка в холодній воді		

060 Металізаційна

Нанесення покриття на робочу поверхню золотника: нагрівання деталі до температури 225°C ; нанесення нікелевого адгезійного підшару $h = 3 - 5 \text{ мкм}$ ($P = 200 \text{ Па}$, подача $\text{Ni}(\text{CO})_4 = 1,5 \text{ л/год.}$, $t = 2 \text{ хв}$); охолодження деталі до температури 200°C ; нанесення залізо-нікелевого покриття $h = 140 - 160 \text{ мкм}$ ($P = 200 \text{ Па}$, подача суміші МОС 160 л/год ($10\% - \text{Ni}(\text{CO})_4 + 90\% - \text{Fe}(\text{CO})_5$), $t = 50 \text{ хв}$); нагрівання деталі до температури 250°C ; нанесення хромового зносостійкого покриття при температурі МОС 60°C , температурі деталі 250°C ($t = 11 \text{ хв}$, $H = 35 - 45 \text{ мкм}$).

070 Круглошліфувальна

Шліфувати паски золотника.

080 Доводочна

Притерти золотник до корпусу з забезпеченням шорсткості $R_a = 16$ і розміром $\varnothing 25,1 \text{ мм}$.

090 Контрольно-сортувальна

Розмір діаметра золотника контролюється із застосуванням мікрометра МК-0-25.

Висновки по розділу.

1. Характер зношування конусної поверхні клапану показує, що він має вигляд канавки, яка проходить по всій робочій поверхні клапану і має нерівномірне значення, що обумовлюється перекосом клапану в процесі роботи, що обумовлює зменшення висоти його підйому і приводить до зменшення перепускання ним робочої рідини, кількість якої вказується в технічних характеристиках

2. Низький показник технологічної пристосованості деталей клапана до ремонту - $P_{p.m.}^o = 0,50...0,52$, обумовлюється ймовірнісним станом деталей, які підлягають ремонту - $P_p = 0,77...0,79$, а також видом механічної обробки при усуненні дефектів, яка має значну трудомісткість із-за різноманітності дефектів на деталях.

3. Зовнішній огляд робочих поверхонь деталей спряження «золотник-отвір корпусу» виявив стовідсоткову наявність слідів гідроабразивного зношування їх робочих поверхонь, що пояснюється роботою гідророзподільників на робочих рідинах, клас чистоти яких не відповідає технічним вимогам на експлуатацію гідроприводу.

4. Кращі показники технологічної пристосованості корпусу до ремонту пояснюються умовами роботи корпусної деталі, яка в меншій мірі сприймає вібраційні навантаження і має кращий показник по придатності до ремонту $P_p = 0,83$ в порівнянні з золотником $P_p = 0,77$ на 10%.

5. Найбільша кількість розподільників потрапляє до ремонту зі зношенням деталей спряження «золотник-отвір корпусу» в інтервалі від 0,015 до 0,025 мм, формуючи середню величину зазору в спряженні – 0,040 мм. Максимальна величина зазору становила – 0,080...0,085 мм.

6. При наробітку $t = 50 год.$ витоки робочої рідини починають різко зростати і становлять відповідно для нового розподільника $\Delta Q_B = 54,0 см^3/с$ і для експериментального $\Delta Q_B = 30,0 см^3/с$, що вказує на краще припрацювання золотників до корпусу у експериментального агрегату.

7. Зі збільшенням випробовування до $t = 80 год.$ витіки робочої рідини в експериментальному розподільнику в 1,36 менше в порівнянні з еталонним агрегатом, що обумовлено кращими умовами припрацювання відновлених золотників до отвору корпусу, що в умовах експлуатації забезпечить більше напрацювання агрегату до відмови.

8. Розроблений технологічний процес відновлення золотника застосуванням хімічного газофазного осадження покриттів при термічному розкладанні металоорганічних сполук CVD-покриттів при проведенні стендових випробувань забезпечив збільшення довговічності розподільника на 36%.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Аналіз умов праці та пожежної безпеки в спеціалізованому відділенні

Практичне впровадження запропонованих заходів планується в спеціалізованому відділі з технічного обслуговування агрегатів гідравлічних систем ремонтного цеху товариства з обмеженою відповідальністю (ТОВ) "Васильків Агротехсервіс".

Відділ технічного обслуговування агрегатів гідравлічної системи розташований у зоні поточного ремонту майстерні. За дільницею закріплений один слюсар ремонтник. Майстерня оснащена необхідним основним і допоміжним обладнанням: установка мийна - ОМ-5359; універсальний стенд для розбирання гідравлічних агрегатів – ОР-17519; робочий стіл – ОРГ-1461-01А; стенд для випробування гідравлічних агрегатів – КІ-4815. Спеціалізована секція має площу 120 м^2 та об'єм 864 м^3 . Вона відокремлена стінами в загальному технологічному плануванні майстерні, має двері розміром 2,3 метри в довжину і 3,5 метрів висоту, а також два віконні провітри. Технологічне устаткування розміщене в відповідності до проектних вимог. Проміжок між устаткуванням і стінкою сягає $0,5 \div 0,7$ метрів, відстань між обладнанням складає від 1,0 до 2,5 метрів. Основне та допоміжне обладнання розміщене в такому порядку, який забезпечує встановлені вимоги для проходу робітників та проїздів електрокар.

Площа та об'єм спеціалізованої дільниці, в відповідності до норм на робочі місця та допоміжного обладнання (не менше $4,5 \text{ м}^2$ виробничої площі і 15 м^3 об'єму приміщення на одного працюючого) відповідають вимогам.

Опалення цеху здійснюється від своєї котельні, яка знаходиться на території підприємства. Цех обладнано утепленими розсувними дверима та припливно-витяжною системою, що створює відповідний режим температури повітря у виробничому приміщенні.

Оформлення інтер'єру приміщення виконане в світлих тонах: стіни мають світло – синій колір, стеля та підлога забарвлені світло-сірим кольором, ворота сірим кольором, що в цілому відповідає вимогам.

По категорії виконуваних робіт на дільниці майстерні, роботи відносяться до фізично середньої тяжкості Пб.

При проведенні робіт ремонту гідроагрегатів, на дільниці можуть бути такі шкідливі фактори як: пари мінеральних мастил, шуми та вібрації на робочих місцях, фізичне перевантаження та монотонність праці та ін.

Пари від гідравлічних мастил інтенсивно виділяються при проведенні обкатки та випробовування гідроагрегатів, а також із миючих розчинів, які застосовуються для зовнішнього очищення вузлів та деталей.

Джерелами шуму та вібрацій є: механізована установка з виконання обкатувальних та випробувальних робіт, електричні та пневматичні викрутки, механізований пристрій з проведення розбиральних і складальних операцій, працюючі агрегати, що проходять обкатку та випробування.

В відповідності до нормативів [14], в зонах розміщення основних постів та робочих місць для ремонту гідроагрегатів присутнє природнє і штучнє освітлення.

На пости і робочі місця дільниці сонячне світло поступає крізь вікна, яких на дільниці двоє. Наявність двох віконних просвітів в стіні не в повній задовольняє встановлені вимоги щодо освітлення, що вказує на необхідність максимально використувати штучне освітлення.

Відділення з ремонту гідроагрегатів належить до виробничих приміщень з розрядом зорової праці IV_6 . Стандартизоване значення коефіцієнта природного освітлення для верхнього та комбінованого освітлення становить-4%, а стандартизоване значення для бокового освітлення-1,5%, для проведення операцій з ремонту гідроагрегатів.

Стандартна освітленість для загального освітлення відповідає-200 лк. Індекс відблисків нижче 40. Коефіцієнт пульсації-20 %. В приміщенні застосовуються люмінесцентні лампи, оскільки вони досить добре

висвітлюють зону ремонту, можуть застосовуватися як зависоких, так і за низьких температур, мають високу світловіддачу і хороший спектр.

Згідно з аналізом умов праці, умови праці в зоні робочих місць та постів дільниці належать до другої категорії – «Допустимі». Існуючі в них рівні факторів виробничого середовища і трудових процесів не перевищують установлені гігієнічні нормативи.

Процес виробництва в приміщенні з ремонту гідроагрегатів класифікують як "В-вогнебезпечний" з погляду небезпеки вибуху, детонації та пожежі відповідно до норм [15].

Це обумовлюється наявністю на дільниці легкозаймаючих, горючих і важкогорючих речовин та матеріалів, кожний з яких згідно питомого пожежного навантаження має показник більший ніж $180 \text{ МДж} / \text{м}^2$ на відокремлених ділянках розміром більше 10 м^2 . Щодо пожежної небезпеки об'єкт класифікується за класом як П-1 відповідно до Правил пожежної безпеки.

Будівля майстерні складається з негорючої металевої конструкції, залізобетонних і цегляних внутрішніх перегородок і має вогнестійкість за другим ступенем в відповідності до [16].

5.2 Заходи з покращення умов праці

У зв'язку з проведенням технічного переозброєння дільниці виникає необхідність поєднати ці заходи зі створенням зручних умов для виконання основних операцій технологічного процесу.

Першочергово виникає необхідність в монтажі місцевої примусової вентиляції на робочих місцях де існують постійні джерела випаровування шкідливих речовин. Це робоче місце слюсаря з обкатки гідроагрегатів та слюсаря з миття агрегатів.

Необхідно передбачити розміщення технологічного обладнання і відповідно робочих місць згідно графіка вантажопотоку агрегатів, які

ремонтуються, що забезпечить зручність переміщення в проїздах електрокар і в проходах робочих.

Агрегати, що приходять до ремонту в своїх корпусах мають значну кількість гідравлічних мастил, які виливаються при їх транспортуванні по робочим місцям дільниці. Усунення таких забруднень можливе за рахунок організації спеціального робочого місця забезпеченого спеціальною тарою для зливання залишків мастил. Ємкості повинні щільно закриватись для уникнення випаровувань.

Передбачити наявність на основних робочих місцях решітчасті підставки для зручності роботи слюсарів.

Основне обладнання, яке в процесі роботи являється джерелом вібрацій і шумів необхідно встановити на гумові амортизатори.

На робочих місцях з розбирання та складання агрегатів установити стелажі накопичувачі, що значно зменшить трудомісткість як комплектувальних так і складальних робіт.

Робочі місця, на яких агрегати складаються в контейнери для транспортування по технологічному ланцюгу, розмістити в радіальній зоні охоплення їх консольно-поворотними кранами.

Забезпечити робоче місце з обкатки агрегатів спеціальними стелажми для укладки агрегатів, які забезпечать їх стійке положення.

Для якісного проведення операцій технологічного процесу з ремонту гідроагрегатів необхідно забезпечити їх освітленням в відповідності до норм.

Технічне переозброєння дільниці передбачає організацію додаткових робочих місць. Проведемо проектні розрахунки повітрообміну приміщення при виділенні у повітря шкідливих речовин.

При використанні для очищення гідравлічних агрегатів речовини, при випаровуванні якої можливе отруєння робітника її парами, у приміщенні необхідно передбачити примусову вентиляцію. Добір параметрів вентиляторів здійснюється за потрібним повітрообміном.

Розрахуємо необхідний повітрообмін приміщення розміром $7 \times 8 \times 4$ м, у яке виділяються пари уайт-спириту.

Кількість летких розчинників, що виділяються в повітря приміщення визначимо за формулою:

$$G = \frac{a \cdot A \cdot m \cdot n}{100}, \quad (5.1)$$

де a – середня продуктивність робітника при очищенні гідравлічних агрегатів, $\text{м}^2 / \text{год}$.; при використанні пульверизатору; $a = 55 \text{ м}^2 / \text{год}$.; A – витрата миючих засобів, $A = 160 \text{ г} / \text{м}^2$.; m – відсоток летючих розчинників, що містяться в миючому засобі, (70%);
 n – кількість робітників, які одночасно зайняті при очищенні.

$$G = \frac{55 \cdot 160 \cdot 70 \cdot 2}{100} = 12320 \text{ г} / \text{год}$$

Визначаємо потребу в повітрообміні в приміщенні за формулою:

$$L = \frac{G}{X_{ГДК} - X_{\max}}. \quad (5.2)$$

де L – потрібний повітрообмін, $\text{м}^3 / \text{год}$.; G – об'єм небезпечних речовин, $\text{г} / \text{год}$, що виділяється у повітря приміщення;
 $X_{ГДК}$ – граничний об'єм небезпечних речовин в повітрі приміщення, $\text{мг} / \text{м}^3$, $X_{ГДК} = 0,35 \text{ г} / \text{м}^3$;

X_{\max} – максимально можливий об'єм небезпечних речовин в повітряному просторі приміщення, $X_{\max} = 20 \text{ г} / \text{м}^3$.

$$L = \frac{12320}{(20 - 0,35)} = 626,97 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Кратність повітрообміну визначається за формулою:

$$n = L / V_n, \quad (5.3)$$

де V_n – внутрішній об'єм приміщення, м^3 .

$$V_n = 0,6 \cdot (7 \cdot 8 \cdot 4) = 134,4 \text{ м}^3$$

$$n = 626,97 / 134,4 = 4,7$$

Кратність повітрообміну свідчить про неефективність природної загально обмінної вентиляції, а отже виникає необхідність влаштування примусової вентиляції. Дипломною роботою пропонується вентилятор каналний CV-500, продуктивністю $650 \text{ м}^3 / \text{год.}$, напруга 220/240 В, частота обертання 1500 хв^{-1} .

Організацію робочих в майстерні і на спеціалізованій ділянці безпосередньо, необхідно забезпечити ергономічними вимогами.

Працівники, яким надаються засоби індивідуального захисту, повинні отримати спеціальні інструкції з використання та перевірки засобів індивідуального захисту, а керівництво компанії повинно стежити за тим, щоб працівники використовували ці засоби.

Для уникнення пожежі необхідно обмежити використання паливно-мастильних матеріалів до необхідної кількості на день; збирати промаслені ганчірки в металеві ящики після використання і прибирати їх з майданчика

на при кінці робочого дня; ретельно видаляти нафтопродукти та інші легкозаймисті матеріали з усіх деталей перед початком ремонтних робіт.

На об'єкті діють системи протипожежного захисту та організаційно-технічні заходи, включно з евакуаційними шляхами та виходами, шляхами евакуації підчас пожежі, кранами та місцями розташування пожежних гідрантів.

Системи протипожежного водопостачання використовуються для гасіння пожеж водою. Пожежні гідранти оснащені водонепроникними шлангами і патрубками для подання води. Вони розміщені в колодязях по периметру будівлі.

5.3 Дії у надзвичайних ситуаціях на спеціалізованій дільниці

Спеціалізована дільниця з ремонту гідравлічних агрегатів характеризується наявністю обладнання, кількість якого достатня для виконання всіх операцій технологічного процесу.

Значний склад обладнання в виробничому процесі може обумовити появу надзвичайної ситуації.

В першу чергу найбільш це стосується ситуацій пов'язаних з враженням електричним струмом в результаті обриву проводів. В такому випадку необхідно першочергово вимкнути джерело струму і забезпечитись про відсутність струму в проводах. Якщо були опіки першого та другого ступеня і їх площа невелика, то необхідно використати індивідуальний пакет для надання первинної допомоги і направити потерпілого до медичного пункту. При більш складних опіках необхідно викликати швидку допомогу і попередити про надзвичайну ситуацію керівництво. Необхідно провести огороження небезпечної зони і не допускати до неї працюючих.

За умови коли надзвичайна ситуація виникла безпосередньо в результаті механічної несправності обладнання необхідно знеструмити верстат або установку і прийняти всі заходи для надання первинної допомоги

постраждалому. Якщо це будуть поверхневі тілесні пошкодження то необхідно застосувати індивідуальний пакет і відправити постраждалого до медпункту.

При серйозних травмах, коли постраждалий втратив свідомість зразу необхідно викликати швидку, попередити керівництво про надзвичайну ситуацію, впевнитись що несправне обладнання знеструмлене, повісити табличку, яка інформує про несправність та провести огороження небезпечної зони.

Висновок.

Кратність повітрообміну свідчить про неефективність природної загально обмінної вентиляції в дільниці, а отже виникає необхідність влаштування примусової вентиляції. Пропонується вентилятор каналний CV-500, продуктивністю $650 \text{ м}^3 / \text{год.}$, напруга 220/240 В, частота обертання 1500 хв^{-1} .

6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ДОСЛІДЖЕНЬ

За результатами досліджень обґрунтована номенклатура контролюючих параметрів технічного стану гідророзподільників гідроприводу робочих органів трактора, запропоновано оптимальні способи відновлення основних деталей розподільника, розроблена технологія ремонту.

Ефективність проведених досліджень виявляється на основі співставлення експлуатаційних затрат на відновлення працездатності гідророзподільників за існуючим і проектним способами.

Впровадження проектної технології відновлення гідророзподільників передбачає додаткове обладнання табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Перелік додаткового обладнання

№ п/п	Назва обладнання	Модель	Кількість	Ціна, грн.
1	Установка металізаційна	УС-1959	1	90000
2	Верстат круглошліфувальний	ЗБ145	1	45000
3	Мийна машина	ОМ-14266	1	35000
Всього				170000

Економічна ефективність оцінюється за рівнем планового прибутку та рентабельністю виробництва з відновлення розподільників.

Визначення ефективності запропонованої технології починається з розрахунку річної вартості ремонту:

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

де η^B, η^P - існуюча і розроблена програми ($\eta^B = 400 \text{ рем.}$, $\eta^P = 800 \text{ рем.}$);

B_{OP} - вартість ремонту, грн ($B_{OP} = 1000 \text{ грн}$).

$$B_{\text{ПП}}^B = 400 \cdot 1000 = 400000 \text{ грн}$$

$$B_{\text{ПП}}^B = 800 \cdot 1000 = 800000,0 \text{ грн.}$$

Затрати на ремонт (E_B):

$$E_B = Z_{\text{П}} + A + B_{\text{ЕЛ}} + B_{\text{Р.ОБ}} + B_{\text{З.Ч}} + I_B, \quad (6.2)$$

де $Z_{\text{П}}$ - заробітна плата, грн;

A - витрати на амортизацію, грн;

$B_{\text{ЕЛ}}$ - кошторис електроенергії, грн;

$B_{\text{Р.ОБ}}$ - затрати по ремонту обладнання, грн;

$B_{\text{З.Ч}}$ - витрати на запасні частини, грн;

I_B - не передбачені затрати 5% від (E_B), грн.

Заробітна плата робітників:

$$Z_{\text{П}} = Z_{\text{СР}} \cdot N_{\text{Р}} \cdot 12 + Z_{\text{П.Н}}, \quad (6.3)$$

де $Z_{\text{СР}}$ - середня заробітна плата, грн ($Z_{\text{СР}}^B = Z_{\text{СР}}^П = 9500 \text{ грн}$);

$N_{\text{Р}}$ - чисельність робітників, чол. ($N_{\text{Р}}^B = 1 \text{ чол.}$, $N_{\text{Р}}^П = 2 \text{ чол.}$);

$Z_{\text{П.Н}}$ - нарахування на зарплату, грн ($Z_{\text{П.Н}} = 0,22 \cdot (Z_{\text{СР}} \cdot N_{\text{Р}} \cdot 12)$).

$$Z_{\text{СР}}^B = 9500 \cdot 1 \cdot 12 = 114000 \text{ грн,}$$

$$Z_{\text{СР}}^П = 9500 \cdot 2 \cdot 12 = 228000 \text{ грн,}$$

нарахування на зарплату:

$$Z_{\text{П.Н}}^B = 0,22 \cdot 114000 = 25080,0 \text{ грн}$$

$$З_{П.Н}^B = 0,22 \cdot 228000 = 50160,0 \text{ грн}$$

Тоді

$$З_{П}^B = 114000 + 25080 = 139080,0 \text{ грн},$$

$$З_{П}^П = 228000 + 50160 = 278160,0 \text{ грн},$$

Амортизація обладнання:

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

де $C_{Б.ОБ.}$ - вартість обладнання балансова, грн ($C_{Б.ОБ.}^B = 110000 \text{ грн}$,
 $C_{Б.ОБ.}^П = 170000 \text{ грн}$)

H_A - норма амортизації, % ($H_A = 21,93\%$).

$$A_{Б.ОБ.}^B = \frac{110000 \cdot 21,93}{100} = 24123,0 \text{ грн}$$

$$A_{Б.ОБ.}^П = \frac{170000 \cdot 21,93}{100} = 37281,0 \text{ грн}$$

Витрати електроенергії:

$$B_E = (P_{обл.} \cdot t_{обл.} + P_{осв.} \cdot t_{осв.}) \cdot T_{\epsilon}, \quad (6.5)$$

де $P_{обл.}$ - потужність обладнання, кВт. ($P_{обл.}^B = 18 \text{ кВт}$, $P_{обл.}^П = 22 \text{ кВт}$);

$t_{обл.}$ - річне використання обладнання, год. ($t_{обл.} = 1500 \text{ год.}$);

$P_{осв.}$ - потужність освітлення, кВт. ($P_{осв.}^B = 1,5 \text{ кВт}$, $P_{осв.}^П = 1,7 \text{ кВт}$);

$t_{осв.}$ - річні витрати освітлення, год. ($t_{осв.} = 2010 \text{ год.}$);

T_E - тарифна вартість електроенергії, ($T_E = 2,64 \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$).

$$B_E^B = (18 \cdot 1500 + 1,5 \cdot 2010) \cdot 2,64 = 79596,0 \text{ грн}$$

$$B_E^П = (22 \cdot 1500 + 1,7 \cdot 2010) \cdot 1,96 = 96544,8 \text{ грн}$$

Витрати на ремонт обладнання ($B_{P.OB}$):

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

$$B_{P.OB}^B = \frac{24123,0 \cdot 30}{100} = 7236,9 \text{ грн}$$

$$B_{P.OB}^П = \frac{37281,0 \cdot 30}{100} = 11184,3 \text{ грн}$$

Вартість запасних частин:

$$B_{з.ч.} = 0,5 \cdot 3_{П}, \quad (6.7)$$

$$B_{з.ч.}^B = 0,5 \cdot 139080,0 = 69540,0 \text{ грн}$$

$$B_{з.ч.}^П = 0,5 \cdot 278160,0 = 139080,0 \text{ грн}$$

Витрати організаційні (на спецодяг, заходи з пожежної безпеки та ін.) складають 5% від загальних витрат:

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

$$I_O^B = 0,05 \cdot (139080,0 + 24123,0 + 79596,0 + 7236,9 + 69540,0) = 15978,8 \text{ грн}$$

$$I_O^П = 0,05 \cdot (278160,0 + 37281,0 + 96544,8 + 11184,3 + 139080,0) = 28112,5 \text{ грн}$$

Згідно виразу (6.2)

$$E_B^B = 139080,0 + 24123,0 + 79596,0 + 7236,9 + 69540,0 + 15978,8 = 335554,8 \text{ грн}$$

$$E_B^P = 278160,0 + 37281,0 + 96544,8 + 11184,3 + 139080,0 + 28112,5 = 590362,5 \text{ грн}$$

Собівартість ремонтів:

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

$$C_P^B = 335544,8 \cdot 1,02 = 342255,7 \text{ грн}$$

$$C_P^P = 590362,5 \cdot 1,02 = 602169,8 \text{ грн}$$

Загальний прибуток (Π_{3AG}):

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

$$\Pi_{3AG}^B = 400000,0 - 342255,7 = 57744,3 \text{ грн}$$

$$\Pi_{3AG}^P = 800000,0 - 602169,8 = 197834,2 \text{ грн}$$

Додатковий прибуток (D_{II}):

$$D_{II} = \Pi_{3AG}^P - \Pi_{3AG}^B, \quad (6.11)$$

$$D_{II} = 197834,2 - 57744,3 = 140089,9 \text{ грн}$$

Термін окупності капіталовкладень (T_o):

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

$$T_o = \frac{170000}{140085,9} = 1,2 \text{ року}$$

Показники ефективності проектної технології вказані в табл. 6.2.

Таблиця 6.2 – Результати економічної оцінки

Показники	Варіанти		Відхилення (±)	
	Існуючий	Проектний	Δабс.	Δвідн., %
Капіталовкладення, грн.	110000	170000	-	-
Річна кількість ремонтів, шт.	400	800	+400	100,0
Число робочих, чол.	1	2	+1	100,0
Поточні витрати, грн:				
- заробітна плата	139080,0	278160,0	+139080,0	100,0
- амортизація устаткування	24123,0	37281,0	+13158,0	54,5
- електроенергія	79596,0	96544,8	+16948,8	21,3
- ремонт обладнання	7236,9	11184,3	+3947,4	54,5
- вартість запасних частин	69540,0	139080,0	+69540,0	100,0
- організаційні затрати	15978,8	28112,5	+12133,7	75,9
Загальні експлуатаційні витрати, грн	335544,8	590362,5	+236764,0	75,9
Повна собівартість робіт, грн.	342255,7	602169,8	+259914,1	75,9
Вартість ринкова (ціна) од. грн	1000,0	1000,0	-	-
Прибуток за рік, грн	57744,3	197834,2	+140085,9	-
Прибуток додатковий, грн	-	140085,9	-	-
Строк окупності затрат, р.	-	1,2	-	-

Застосування розробленої технології з ремонту гідророзподільників забезпечує збільшення річної програми ремонту агрегатів з додатковим прибутком в розмірі 140085,9 грн та терміном окупності капітальних вкладень на протязі 1,2 року.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ РОБОТИ

1. Відновлення працездатності гідросистеми, з проведенням заміни гідророзподільника чи усуненням появи розгерметизації на машині, не вносить істотних складнощів у проведенні сервісних робіт. Це підтверджується досить високим значенням коефіцієнта легкості демонтажу $K_{д} = 0,67...0,77$, що є додатковим показником ремонтпридатності гідророзподільника Р80.

2. Аналіз ремонтної технологічності гідравлічного розподільника показав, що коефіцієнт доступу до складових, які першочергово обумовлюють втрату його працездатності і потребують відновлення, розміщується в межах $K_{д} = 0,10...0,20$, що вказує на конструктивні складності агрегату для відтворення його працездатного стану на сервісних підрозділах.

3. Розроблена методика інженерного розрахунку перепускного клапана плунжерного типу може використовуватись для визначення діаметру клапана (d), який змінюється в результаті зношення плунжера (плунжер просідає) та визначення об'ємних витоків оливи через висоту його і підйому, що дасть можливість визначитися з оцінкою його технічного стану.

4. Розрахунки витoku гідравлічної рідини показують, що за наявності зазору $\delta = 100 \text{ мкм}$ в посадці між золотником і корпусом отвору витік гідравлічної рідини становить $Q_{к}^y = 45,0 \cdot 10^{-2} \text{ см}^3 / \text{с}$, що не матиме істотного впливу на загальну продуктивність гідроприводу.

5. Виявлення впливу об'ємних втрат гідравлічної рідини через зазор в з'єднанні «золотник-отвір корпусу», на роботу гідропривода виконавчого органу, потребує додаткової інформації щодо змін розмірів деталей та їх форми від наробітку, а також максимальну величину зазорів, що можуть перевищувати $\delta = 100 \text{ мкм}$, при яких об'ємні втрати гідравлічної рідини можуть перевищити абсолютно різні значення.

6. Характер зношування конусної поверхні клапану показує, що він має вигляд канавки, яка проходить по всій робочій поверхні клапану і має нерівномірне значення, що обумовлюється перекосом клапану в процесі роботи, що обумовлює зменшення висоти його підйому і приводить до зменшення перепускання ним робочої рідини, кількість якої вказується в технічних характеристиках

7. Низький показник технологічної пристосованості деталей клапана до ремонту - $P_{p.m.}^o = 0,50 \dots 0,52$, обумовлюється ймовірнісним станом деталей, які підлягають ремонту - $P_p = 0,77 \dots 0,79$, а також видом механічної обробки при усуненні дефектів, яка має значну трудомісткість із-за різноманітності дефектів на деталях.

8. Зовнішній огляд робочих поверхонь деталей спряження «золотник-отвір корпусу» виявив стовідсоткову наявність слідів гідроабразивного зношування їх робочих поверхонь, що пояснюється роботою гідророзподільників на робочих рідинах, клас чистоти яких не відповідає технічним вимогам на експлуатацію гідроприводу.

9. Кращі показники технологічної пристосованості корпусу до ремонту пояснюються умовами роботи корпусної деталі, яка в меншій мірі сприймає вібраційні навантаження і має кращий показник по придатності до ремонту $P_p = 0,83$ в порівнянні з золотником $P_p = 0,77$ на 10%.

10. Найбільша кількість розподільників потрапляє до ремонту зі зношенням деталей спряження «золотник-отвір корпусу» в інтервалі від 0,015 до 0,025 мм, формуючи середню величину зазору в спряженні – 0,040 мм. Максимальна величина зазору становила – 0,080...0,085 мм.

11. При наробітку $t = 50 год.$ витоки робочої рідини починають різко зростати і становлять відповідно для нового розподільника $\Delta Q_B = 54,0 \text{ см}^3/\text{с}$ і для експериментального $\Delta Q_B = 30,0 \text{ см}^3/\text{с}$, що вказує на краще припрацювання золотників до корпусу у експериментального агрегату.

12. Зі збільшенням випробовування до $t = 80 год.$ витрати робочої рідини в експериментальному розподільнику в 1,36 менше в порівнянні з еталонним агрегатом, що обумовлено кращими умовами припрацювання відновлених золотників до отвору корпусу, що в умовах експлуатації забезпечить більше напрацювання агрегату до відмови.

13. Розроблений технологічний процес відновлення золотника застосуванням хімічного газофазного осадження покриттів при термічному розкладанні металоорганічних сполук CVD-покриттів при проведенні стендових випробувань забезпечив збільшення довговічності розподільника на 36 %.

14. Кратність повітрообміну свідчить про неефективність природної загально обмінної вентиляції в дільниці, а отже виникає необхідність влаштування примусової вентиляції. Пропонується вентилятор каналний CV-500, продуктивністю $650 \text{ м}^3 / год.$, напруга 220/240 В, частота обертання 1500 хв^{-1} .

15. Застосування розробленої технології з ремонту гідророзподільників забезпечує збільшення річної програми ремонту агрегатів з додатковим прибутком в розмірі 140085,9 грн та терміном окупності капітальних вкладень на протязі 1,2 року.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Уткін В. О. Оцінка ремонтної технологічності деталей гідророзподільника Р-80 гідравлічної системи трактора / В. О. Уткін, П. Т. Мельянцов // Zbiór artykułów naukowych. Konferencji Międzynarodowej Naukowo- Praktycznej " Inżynieria i technologia. Osiągnięcia naukowe, rozwój, propozycje na rok 2016" - Warszawa: Wydawca: Sp. z o.o. «Diamond trading tour», 2016. – S 41-48.
2. Соколов С. А. Оцінка ремонтної технологічності деталей шестеренного насоса модифікації НШ-К гідравлічної системи трактора / С. А. Соколов, П. Т. Мельянцов // Zbiór artykułów naukowych recenzowanych. Konferencji Międzynarodowej Naukowo- Praktycznej " Technics and technology. "- London Wydawca: «Diamond trading tour», 2020. – S 42-51.
3. Кальбус Г. Л. Гідропривід та навісні пристрої тракторів. [Текст] /. Г. Л. Кальбус – М: Агропромиздат, - Київ: Урожай, 1982. – 230 с.
4. Дідур В. А. Діагностика та забезпечення надійності гідроприводів сільськогосподарських машин [Текст] / В. А. Дідур, В. Я. Єфремов. – К.: Техніка, 1986. – 128 с.
5. Мороз Ю. В. Причини зниження параметричної надійності гідравлічних розподільників Р-80. / Ю. В. Мороз, П. Т. Мельянцов // Zbiór raportów naukowych «Nauka I Utworzenie XXI Stulecia: Teoria, Praktyka, Innowacje» – Opole: Wydawca: Sp. z o.o. «Diamond trading tour», 2013. – s. 64-66.
6. Технічний сервіс в агропромисловому комплексі: навчальний посібник / Коновалюк О.В., Кіяшко В.М., Колісник М.В. – К.:Аграрна освіта, 2013. – 404 с.
7. 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 «ХП», 2018. – 519 с.

8. Дирда В. І. Ремонт машин та обладнання. Підручник. [Текст] /. В. І. Дирда, П. Т. Мельянцов, Є. В. Калганков, О. І. Кириленко та ін. – Дні-вськ, Журфонд, 2015.-292с.
9. Ремонт машин. Підручник / За ред. О. І. Сідашенка, А. Я. Поліського – Х.: Міськдрук, 2010. – 744 с.
10. Сідашенко О. І. Ремонт машин та обладнання [Текст]/ О. І. Сідашенко, О. А. Науменко, Т. С. Скобло та ін. за ред. О. І. Сідашенка, О. А.Науменка. – Київ.: «Агроосвіта», 2014. – 665 с.
- 11.Фінкельштейн З. Л. Надійність та експлуатація гідромашин та гідроприводів : навч. посіб. / З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко; Під. ред. П. М. Андренко. – Алчевськ: ДонДТУ, 2013. – 142 с.
12. Мельянцов П.Т. Додаткові показники ремонтпридатності гідравлічних трансмісій мобільних машин при технічному обслуговуванні і ремонті [Текст] // П. Т. Мельянцов, О. І. Кириленко. Т. В. Черних та ін. – Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка, № 134, – 2013 – С. 44-51.
13. Панченко А. И. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография / А. И. Панченко, А. А. Волошина. – Мелитополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. – 236 с.
14. ДБН В.2.5-28-2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення. – К.: Мінбуд України, 2006.
15. НАПБ Б.03.002-2007. Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою. – К.: Укр. НДПБ, 2007.
16. ДБН В.1.1.7-2002. Захист від пожежі. Пожежна безпека об'єктів будівництва. – К.: Держбуд України, 2003.

ДОДАТКИ