

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Технічного сервісу та інженерного

(назва кафедри)

менеджменту імені М.П. Момотенка

Руслан ШАТРОВ

(підпис)

(ПІБ)

« ____ » _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Розробка технології реновації деталей тракторів у ТОВ «Світанок»
Київської області»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко Вячеслав Вячеславович

(ПІБ)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

к.е.н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Євтушенко Володимир Дмитрович

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Білий Олег Іванович

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет Механіко – технологічний

ЗАТВЕРДЖУЮ

в.о. завідувача кафедри Технічного сервісу та
інженерного менеджменту імені М.П. Момотенка

К.Т.Н., доцент Шатров Р.В.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

« ____ » _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я
на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту
Білому Олегу Івановичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра «Розробка технології реновації деталей
тракторів у ТОВ «Світанок» Київської області»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «16» лютого 2026 р. № 510 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру _____
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра Матеріали первинного бухгалтерського
обліку, _____ нормативно – методичні матеріали, науково – технічна література

Перелік питань, які потрібно розробити:

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ
ШЕСТИРЕНЧАСТИХ НАСОСІВ МОДИФІКАЦІЇ НШ-К
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ
РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Перелік графічних документів: Електронна презентація на 12 слайдів

Дата видачі завдання «10» вересня 2025 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____
(підпис)

Євтушенко В.Д.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____
(підпис)

Білий О.І.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до бакалаврської кваліфікаційної роботи: 91 с., 23 рис., 10 табл., 50 джерел.

Об'єкт досліджень – нові, зношені й відремонтовані шестеренчасті насоси модифікації НШ-32А-2 і НШ-50А-2 гідросистем зернозбиральних комбайнів.

Предмет досліджень – закономірності зношування робочих поверхонь деталей шестеренчастого насоса та способи відновлення їх роботоздатності.

Метою роботи є - зниження собівартості та підвищення якості ремонту шестеренчастих гідронасосів типу НШ-К дослідженням ремонтно-технологічних факторів при розробці технології їх ремонтпридатності для умов ТОВ «Земля Томилівська» Київської області.

Наукова новизна роботи - визначені математичні моделі зв'язку між внутрішнім витокком рідини, об'ємним ККД і ресурсом гідравлічного шестеренчастого насоса.

Для виконання поставленої мети необхідно розв'язати наступні завдання:

1. Провести аналіз експлуатаційної надійності шестеренчастих насосів типу НШ-К та виявити причини втрати їх роботоздатного стану.
2. Дослідити дефекти і зношення з'єднань, що впливають на ресурс шестеренчастих насосів.
3. Теоретично розглянути функціональний взаємозв'язок між зміною стану структурних параметрів качаючого вузла шестеренчастого насоса і його технічним ресурсом.
4. Розробити структурну схему розбирання шестеренчастого насоса і визначитися з показниками ремонтпридатності.
5. Розробити методику експериментальних досліджень по виявленню взаємозв'язку між структурними параметрами качаючого вузла шестеренчастого насоса і коефіцієнтом його подачі.
6. Розробити новий технологічний процес ремонту шестеренчастого гідронасоса НШ-К і визначити економічну ефективність запропонованих

рекомендацій.

Аналіз науково-технічної літератури й експериментальних робіт показав, що причинами порушення роботоздатності і низького ресурсу шестеренчастих насосів НШ-К є висока швидкість зношування сполучень «торець шестерні - пластик», «цапфа шестерні – обойма підтискна» і «колодязь обойми підтискний – головка шестерні». Крім того, робочі поверхні деталей круглого шестеренчастого гідронасоса НШ-К мають різну інтенсивність зношування.

Методи відновлення зношених параметрів розточенням на ремонтні розміри, нанесенням металевих покриттів (гальваніка, наплавлення, напікання і т.д.) або металополімерів не забезпечують відновлення об'ємного ККД і ресурсу після ремонту на рівні нового виробу.

Проведені розрахунки техніко-економічної ефективності показують, що при запланованій програмі ремонту 1000 одиниць на рік рівень рентабельності складе 33,8 %, річний економічний ефект становить 140902,4 грн, а термін окупності матеріальних затрат 0,7 року, що вказує на доцільність проведених досліджень з покращення показників ремонтпридатності насосів модифікації НШ-К.

ЗМІСТ

	Ст.
РЕФЕРАТ.....	3
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ	9
1.1. Конструктивні особливості шестеренчастих насосів модифікації НШ-К.....	9
1.2. Аналіз причин відмов шестеренчастих гідронасосів НШ-К.....	12
1.3. Основні способи відновлення параметрів зношених деталей шестеренчастих гідронасосів НШ-К.....	16
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ ШЕСТЕРЕНЧАСТИХ НАСОСІВ МОДИФІКАЦІЇ НШ-К.....	21
2.1. Аналіз експлуатаційної надійності шестеренчастих насосів типу НШ-К.....	21
2.2. Дослідження взаємозв'язку між структурними параметрами технічного стану шестерень насосу і його технічним ресурсом...	25
2.3. Структурний аналіз надійності шестеренчастого насоса.....	32
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	34
3.1. Програма досліджень.....	34
3.2. Методика проведення вхідного стендового контролю.....	34
3.3. Методика мікрометражних досліджень і обробка експериментальних даних.....	37
3.4. Методика визначення взаємозв'язку між структурними параметрами деталей качаючого вузла шестеренчастого насосу та його працездатністю.....	46

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ

ДОСЛІДЖЕНЬ.....	47
4.1. Результати вхідного стендового контролю.....	47
4.2. Обґрунтування додаткових показників ремонтпридатності шестеренчастих насосів.....	47
4.3. Результати первинної дефектації і мікрометражних досліджень..	52
4.4. Залежність технічного ресурсу шестеренчастого насосу від дійсного коефіцієнта подачі.....	59
4.5. Розробка технологічного процесу відновлення гідронасоса.....	62
4.5.1. Рекомендації з відновлення гідронасосів.....	63
4.5.2. Проектування маршруту обробки.....	63
4.5.3. Вибір засобів технологічного оснащення	66
РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ	
ДОСЛІДЖЕНЬ	70
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ	
СИТУАЦІЯХ.....	77
6.1. Основні вимоги охорони праці для лабораторії з дослідження гідроагрегатів	77
6.2. Заходи по поліпшенню умов праці.....	79
6.2.1. Перевірочні розрахунки вентиляції і освітлення для лабораторії з дослідження гідравлічних агрегатів.....	79
6.2.2. Опис пристрою для поліпшення умов праці.....	81
6.3. Рекомендації по поліпшенню умов праці.....	82
ВИСНОВКИ.....	83
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	86

ВСТУП

Одним з технічних засобів підвищення продуктивності сільськогосподарської техніки є застосування гідравлічного приводу, джерелом енергії якого є насос. Відомо, що ресурс круглих шестеренчастих насосів значно менше міжремонтного ресурсу інших агрегатів гідросистеми через низьку зносостійкість робочих поверхонь деталей, що утворюють прецизійні пари тертя.

У цей час спеціалізовані заводи з ремонту гідронасосів НШ-К практично розпалися й ремонт проводиться на заводах і майстернях із широкою номенклатурою ремонтованих виробів. Як правило, середній ресурс відремонтованих насосів не перевищує 65 % ресурсу нового виробу.

У зв'язку із цим, аналіз ремонтпридатності насосів і на основі нього пошук нової технології ремонту насосів НШ-К відновленням і зміцненням параметрів зношених деталей зносостійкості, що забезпечує підвищення, з'єднань насосів за рахунок поліпшення фізико-механічних властивостей робочих поверхонь і придатної для використання в умовах сучасних ремонтних підприємств є актуальним завданням.

Досвід ремонту овальних і роторних гідронасосів показує, що для відновлення розмірів зношених деталей круглих шестеренчастих насосів можуть бути застосовні нові методи електроіскрової обробки (ЕІО) - електроіскрове наплавлення й зміцнення й холодного газодинамічного напилювання (ХГДН) порошків.

На захист виносяться:

- результати стендових випробувань нових, що були в експлуатації і відремонтованих, з відновленням розмірів зношених поверхонь деталей насосів;
- закономірності зношування робочих поверхонь деталей пар тертя: «торець шестірні – платик», «корпус – обойма», «шестерня – шестерня», «вершина зуба шестерні - колодязь обойми»;
- математична модель зв'язку об'ємного ККД насоса між внутрішнім

витоком рідини, і ресурсом гідравлічного насоса;

➤ технологічний процес ремонту насоса типу НШ-К із застосуванням електроіскрової обробки відновлення зношених параметрів робочих поверхонь деталей

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Конструктивні особливості шестеренчастих насосів модифікації НШ-К

Однією з тенденцій розвитку агропромислового комплексу є використання енергонасичених тракторів та сільськогосподарських машин. Всі трактори та машини оснащені гідравлічною системою робочої навіски, яка приводиться в дію за рахунок нагнітання робочої рідини гідравлічними насосами різних модифікацій.

На вітчизняних тракторах використовуються насоси типу НШ-Т, НШ-Е, НШ-В, НШ-У та НШ-К (виробники Вінницький завод гідроагрегатів, Одеський завод гідроагрегатів та Кіровоградський завод «Гідросила»). В закордонних гідравлічних системах тракторів для нагнітання робочої рідини до агрегатів гідросистеми та створення в них тиску також використовують насоси типу НШ (виробник фірми BOSCH, Rex Rot «Німеччина», Eaton «США», Danfos «Данія» та інші).

З 1969 р. Кіровоградський агрегатний завод випускає шестеренчастий насос типу НШ-К принципово нової конструкції (рис. 1.1.) [1,22]. Корпус насоса відлито з алюмінієвого сплаву як одне ціле зі з'єднувальним фланцем, в якому виконано посадковий центруючий буртик та чотири отвори І під кріпильні болти 16. В середині корпусу 1 знаходиться циліндричний колодязь, в якому розміщено качаючий вузол. На дні корпусу є отвір для виходу приводного валу. З зовнішнього боку в цей отвір напресовано манжету 8 для ущільнення ведучого валу насосу, а з внутрішньої – центруючи сталеву втулку 6, що виступає в середину корпусу на 4 мм. Центруючи втулка перешкоджає прокручуванню качаючого вузла під час роботи і служить направляючою при складанні насосу.

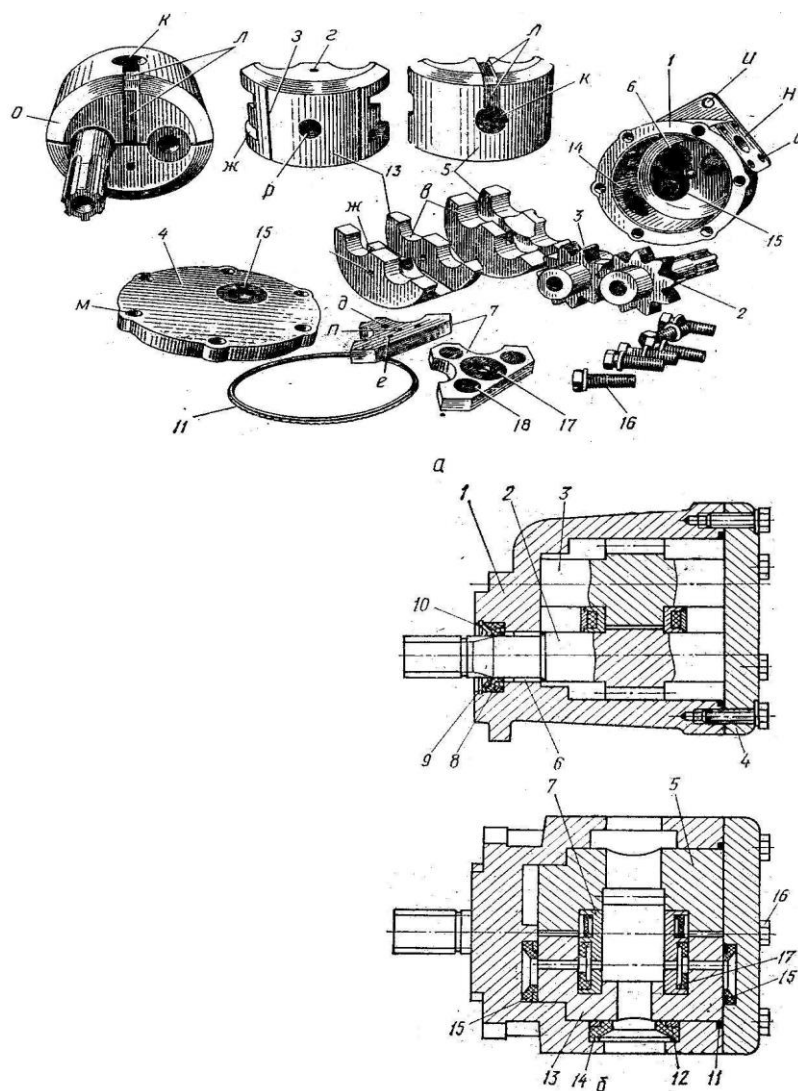


Рис. 1.1. Будова шестеренчастого насосу НШ – К

а – деталі насосу; б – поздовжній переріз; 1-корпус; 2,3-ведуча та ведена шестерні; 4-кришка насоса; 5-підшипникова обойма; 6-центруюча втулка; 7-платики – замикачі; 8-ущільнюючі манжети ведучого валу; 9-опорне кільце ущільнюючої манжети; 10-пружинне кільце; 11-ущільнююче кільце кришки насоса; 12- опорна пластина; 13-підтискна обойма; 14-манжета радіального піджиму; 15,17,18-манжета; 16-болти; В-виточки під цапфи шестерень; Г-отвір діаметром 6 мм; Д-проточка діаметром 6 мм та глибиною 2 мм; Е-косі отвори; Ж-пази під платики замикачі; З-трикутні пази; И-отвори для кріплення насоса; К-отвір вхідний; Л-канавка для відводу втрат рідини; М-отвори під болти; Н-оброблені площини для кріплення приєднувальної арматури; О-фаска широка; П-отвори діаметром 6 мм; Р-нагнітаючий отвір; С-отвір для кріплення кутника (арматури)

Олива для мащення підшипника підводиться по канавці 0,4 x 0,6 мм, проточений на торці від стикової площини опорної втулки до осьового отвору.

На дні корпусу (всередині) та в привал очній площині кришки зроблено гнізда для манжет 15 діаметром 39 мм, а також конічні заглиблення, що служать для утворення камер осьового підтискання.

Робоча рідина під тиском потрапляє в камери осьового підтискання із зони високого тиску насосу через отвір Г.

На боковій поверхні корпусу 1 є дві симетрично розташовані площини Н з чотирма різьбовими отворами на кожній, що призначені для кріплення приєднувальної арматури. В центрі однієї з цих площин є всмоктуючий отвір, а в центрі іншої – вихідне або нагнітаюче, такого ж діаметра. З середини корпусу в виточку вихідного отвору вмонтовано манжету радіального підтискання 14, що утворює камеру тиску, в якій створюється зусилля для підтискання обойми до зубів шестерні. Зверху манжети накладається металева опорна пластина 12 для перекриття зазору між корпусом 1 та підтискною обоймою 13. по мірі зношення опорних поверхонь за допомогою підтискної обойми компенсується радіальний зазор між її ущільнюючою поверхнею та зубцями шестерень.

Ведуча 2 (рис. 1.1.а) та ведена 3 шестерні з цапфами виготовлені з легованої сталі та мають по дев'ять зубців у насосів НШ-50, НШ-100 і по десять у насосів НШ-160, НШ-250.

Цапфи шестерень насосу обертаються у підшипниковій 5 та підтискній 13 обоймах, що виконані у вигляді напівциліндрів, ззовні яких на одному із торців виконано широку фаску О, що обернена до дна насосу, а на іншому - вузька, обернена до кришки.

Кожна з обойм виконана таким чином, що служать однією опорою для всіх цапф шестерень.

Підшипникова обойма виконана з алюмінієвого сплаву АМО-7-3 з зовнішнім діаметром на 0,03 – 0,05 мм більше діаметра циліндричної проточки в корпусі для створення жорсткого упору між корпусом та крилами обойми з метою стабілізації міжосьової відстані проточок під опори шестерень.

Підтискна обойма 13 має в середині полу круглі виточки В під цапфи та виточки під шестерні. Крім того, тут є два паралельних паза Ж шириною по 12 мм для встановлення торцевих платиків 7.

Платики 7 являють собою пластинки, виготовлені з бронзи ОЦС-5-5, однакових розмірів з круговими вирізами.

Щоб розвантажити насос в платиках 7 виконано косі отвори Д з розточкою діаметром 6 мм і на глибину 2 мм, по яким рідина з замкнутого об'єму відводиться в зону високого тиску.

Круглий насос відрізняється від інших тим, що замість чотирьох втулок в корпус вставляють дві обойми і зона високого тиску має значно менший об'єм, що обумовлює такі його переваги:

- постілі підшипників ковзання виконані моноблоком за одну розточку, тому усувається можливість появи перекосів;
- зменшена зона високого тиску, що значно розвантажує корпус;
- забезпечено автоматичну компенсацію осьових (торцевих) та радіальних зазорів по мірі зносу деталей, що труться;
- допускається можливість секційного використання при одному приводному валі;
- досягнуто високу надійність роботи, обумовлена малою кількістю деталей та простою конструкцією ущільнення;
- отримано можливість підвищити робочий тиск рідини до 21,0 МПа;
- значно збільшено жорсткість конструкції за рахунок виведення приводного валу насоса через дно корпуса, а не через кришку.

Наявність конструктивних систем компенсації радіального і торцевого зазорів в качаючому вузлі насоса модифікації НШ-К забезпечують високу його експлуатаційну довговічність і широке застосування в гідравлічних системах.

1.2. Аналіз причин відмов шестеренчастих гідронасосів НШ-К

Найбільш повна класифікація відмов насосів НШ-К та причин їх виникнення, наведена в роботах [10, 14, 20]. Аналіз цих робіт показує, що

відмови можна розділити на три групи (рис. 1.2). Частка конструктивних відмов незначна. За останні роки для підвищення надійності в конструкцію круглих шестеренчастих гідронасосів внесені істотні зміни. Так, наприклад, платики, що обмежують торцеве переміщення шестерень у міру їх зношування, автоматично (робочою рідиною) підтискаються до торців шестерень за допомогою манжет, попереджаючи витік робочої рідини. Крім того, у міру зношування цапф шестерень і опорних поверхонь напівобойм під дією тиску масла й манжети обойма переміщається убік забірного отвору тим самим компенсує зазор між своєю ущільнюючою поверхнею й зубами ведучої та веденої шестерень, одночасно компенсується зазор, що виникає через зношування вкладишів (підшипників ковзання), установлених у підшипниковій обоймі.

Основна частка відмов у гарантійний період експлуатації носить виробничий характер, а після гарантійний період - експлуатаційний.

По даним [12] частка відмов агрегатів гідросистеми комбайнів «Дон-1500Б» у гарантійний період експлуатації становить 28%, а насосів 2,9 %. Майже всі відмови в роботі гідросистеми пов'язані з неякісним виготовленням і складанням, низьким контролем над виробничим і технологічним циклами.

Відмови гідросистеми вимагають більших працездат на діагностування причин їх виникнення і часто вимагають заміни агрегату.

Експлуатаційні відмови виникають при недотриманні інструкцій із застосування, низької кваліфікації обслуговуючого персоналу, забруднення масла абразивами, а також у результаті природнього зношування деталей з'єднань.

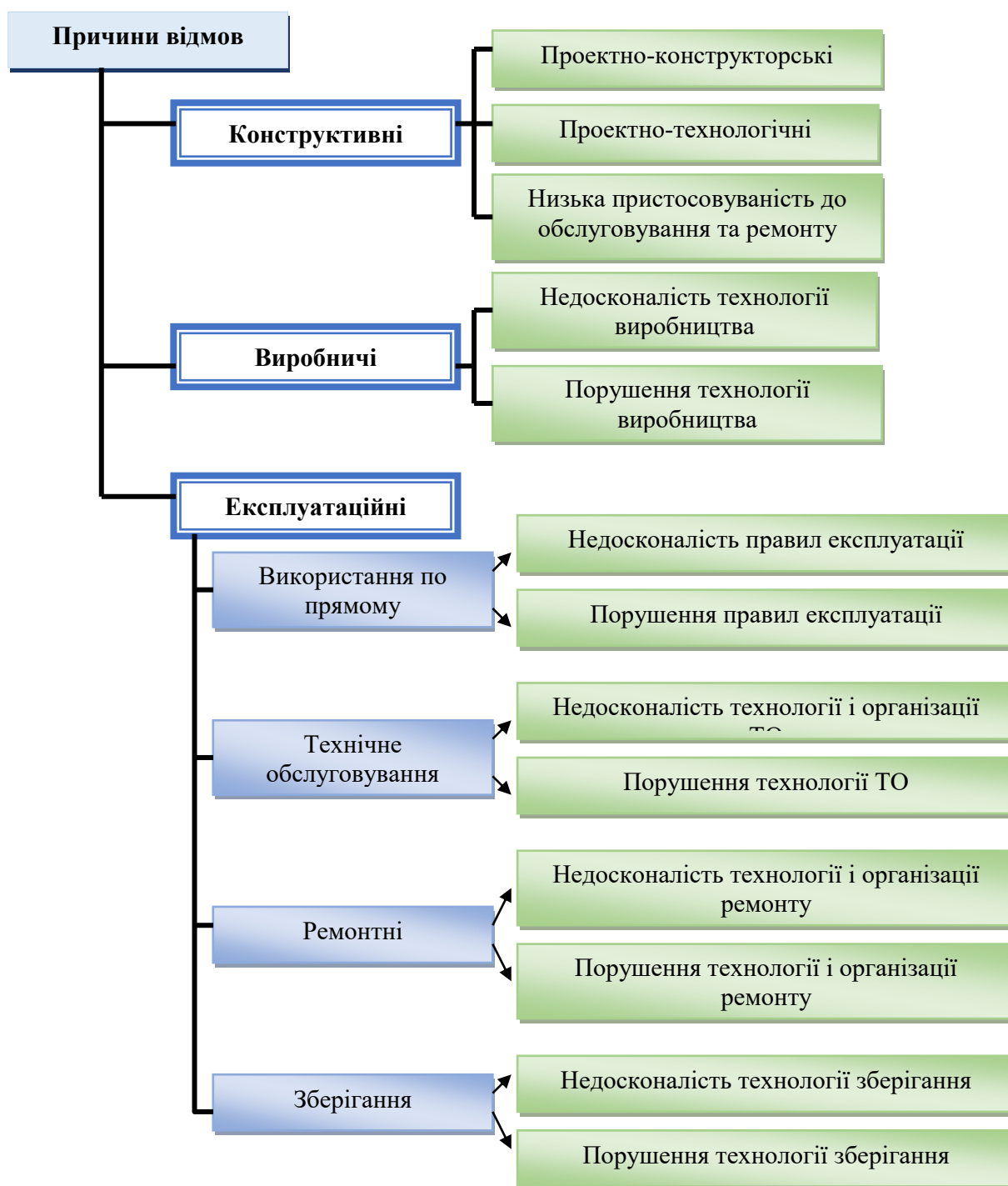


Рис. 1.2. Класифікація причин відмов

Аналіз літературних джерел [3, 5, 6, 21, 23] і попередні експериментальні дослідження показали, що основними елементами шестеренчастого насоса типу НШ-К, що впливають на його ресурс, є: сполучення «торець шестерні - пластик», «цапфа шестерні - обойма підтискна» і «головка зубів шестерень - колодязь обойми».

На безпеку й довговічність гідронасосів в умовах експлуатації впливають характер навантаження й режим роботи (легкий, середній і важкий), а також властивість робочої рідини і її стан.

До робочих рідин гідросистем пред'являються підвищені вимоги з погляду стану (при експлуатації) хімічних, фізичних і інших параметрів [36]. Так, наприклад, наявність повітря в робочій рідині погіршує умови експлуатації шестеренчастих насосів, знижуючи їх продуктивність, що приводить до поганої змащувальної якості робочої рідини, а це, у свою чергу, приводить до окислення, підсилює корозію і т.д.

При роботі гідронасоса його деталі, в основному, зазнають абразивне зношування, схоплювання, зминання і ерозійно-кавітаційне зношування.

Абразивне зношування відбувається при використанні робочої рідини зі сторонніми домішками, тобто при порушенні умов експлуатації. Цьому зношуванню піддаються корпус, підшипникова й підтискна обойми, платики і цапфи шестерень, тобто основні деталі, що визначають довговічність роботи насосів.

В. Н. Наливайко й М. І. Черновол у своїх роботах показали [27], що до 35% шестерень вибраковується через абразивне зношування.

Схоплювання більшою мірою зазнає сполучення «цапфа шестерні - обойма підтискна» при неякісній обробці і неправильному складанню насосів.

Зминання характерне для стикових поверхонь платиків насоса, тому що вони виготовлені з м'якого, грузлого матеріалу (алюміній, бронза), а тому частіше зазнають зношування даного виду. Практично у кожного насоса спостерігається торцеве зминання платиків.

Ерозійно-кавітаційне зношування в шестеренчастих насосів спостерігається в колодязях підтискної обойми і шестернях. Воно являє собою сукупність двох видів впливів: ерозії і кавітації.

При кавітації різко знижується коефіцієнт подачі насосів. З її появою виникає характерний шум у роботі насоса, рідина емульгуюється, тиск у нагнітальній магістралі починає різко коливатися а ударні навантаження на

деталі насоса, які зростають, викликають передчасне їх зношування.

Окисному зношуванню піддаються цапфи, торці шестерень. Звичайне окиснення відбувається разом з іншими видами зношування (кавітація, ерозія і т.д.).

Аналіз причин відмов круглого шестеренчастого гідронасоса показав, що немає достовірних даних про ступінь впливу зношування сполучень «торець шестерні - платик», «цапфа шестерні - обойма підтискна», «зовнішній діаметр шестерні - колодязь обойми» на втрату роботоздатності і ресурс гідронасоса.

Тому одним із основних завдань даного дослідження є визначення ступеня впливу зношення цих сполучень (коефіцієнтів вагомості цих факторів) на тиск в напірний магістралі, продуктивність і об'ємне ККД насоса. Знання ступеня впливу факторів на технічний рівень і довговічність насоса дозволить оптимізувати технологічний процес ремонту з метою відновлення не менш 100% ресурсу шляхом вирівнювання й підвищення зносостійкості сполучень «торець шестерні - платик», «цапфа шестерні - обойма», «зовнішній діаметр шестерні - колодязь обойми».

1.3. Основні способи відновлення параметрів зношених деталей шестеренчастих гідронасосів НШ-К

В ремонтному виробництві застосовуються різноманітні методи відновлення зношених робочих поверхонь насосів, до яких відносяться як метод виготовлення нової деталі так і метод нанесення покриттів (рис. 1.3).

Сутність методу виготовлення нової деталі полягає в тому, що в процесі ремонту виготовляється одна або кілька деталей з наступної механічною обробкою поверхонь до досягнення номінальних розмірів [28, 31, 33, 36]. Даний метод ефективний при значних обсягах ремонту насосів на спеціалізованих підприємствах. Однак для сучасних ремонтних майстерень цей метод непридатний через відсутність спеціалізованого обладнання для ливарного виробництва, а також устаткування для розточення обойм.

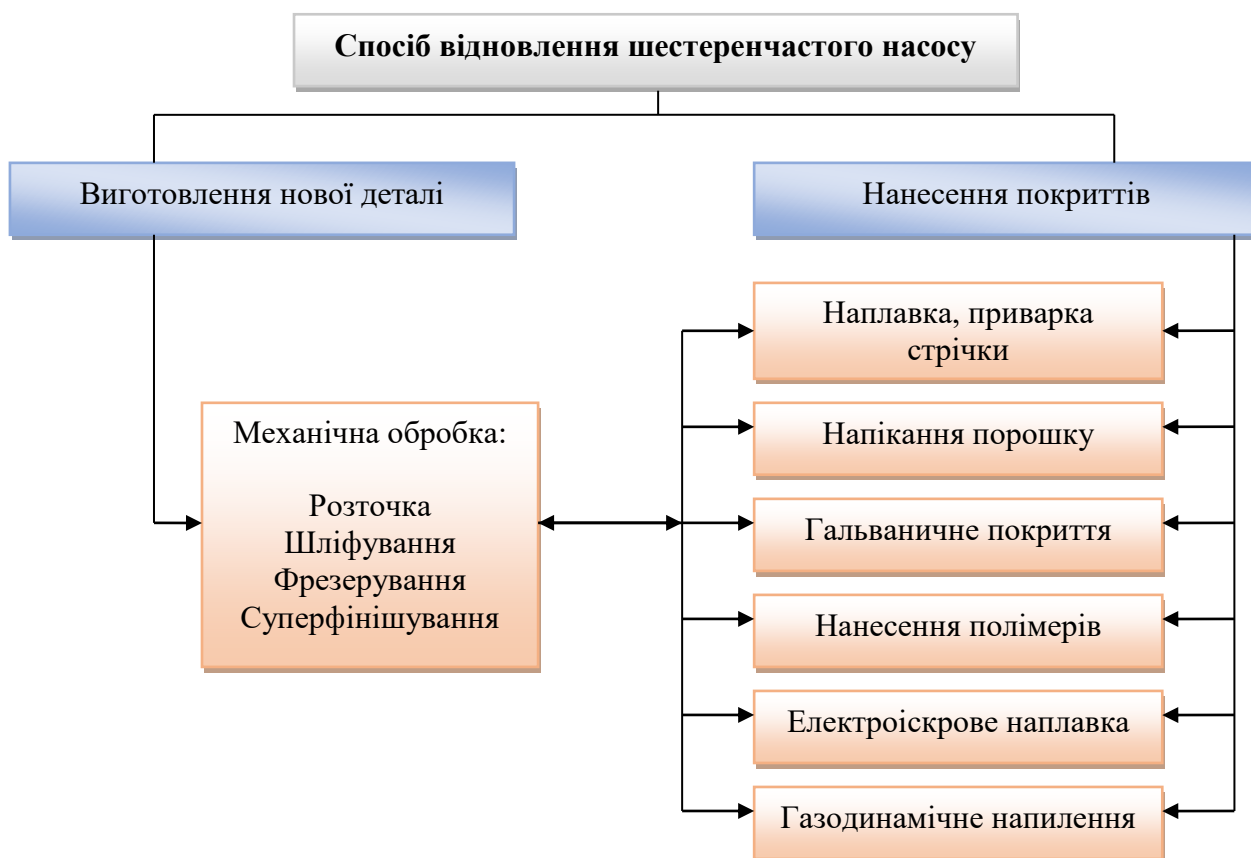


Рис. 1.3. Основні способи відновлення шестеренчастих насосів

Крім того, для реалізації методів відновлення деталей насосів з використанням методу виготовлення нової деталі застосовуються різні види механічної обробки: розточування, фрезерування, шліфування, суперфінішування.

У насосах типу НШ-К відновлення параметрів зношених колодязя під манжету радіального ущільнення й напівотворів під цапфи шестерень у підшипникових обоймах проводиться розточуванням.

Зношені поверхні платиків насосів усуваються фрезеруванням або шліфуванням.

Шліфування застосовується також для відновлення параметрів торцевих поверхонь шестерень, цапф, зовнішніх поверхонь головок зубів. Однак даний метод не застосовується при зношенні шестерень, яке є більшим, ніж глибина термічної обробки.

Суперфінішування застосовується як заключний етап обробки поверхонь

цапф шестерень. Складність застосування даного методу полягає в тому, що необхідно мати наявності складне встаткування, наприклад верстат «Суперфініш» ВР 22Н12, тому даний спосіб не можна використовувати в дрібносерійному ремонтному виробництві.

Завдяки швидкому розвитку нових технологій, у цей час широко розвиваються методи відновлення деталей шляхом нанесення покриттів. Даному способу відновлення присвячене багато робіт [3, 5, 6, 11].

Одним зі способів відновлення нанесенням покриттів є напикання порошкового матеріалу на зуби шестерень [3, 29], а також на підшипникові й підтискні обойми круглих шестеренчастих гідронасосів. Сутність методу полягає у тому, що наплавлення здійснюється вольфрамовим електродом, який не плавиться і розміщується в середовищі інертного газу (аргон), а в якості присадкового матеріалу застосовують порошкову електродну стрічку (плющену) ПЛЖА-2. Після наплавлення деталі проходять термообробку і механічну обробку. Як різновид даного методу існує також електроемульсійне напикання порошкового матеріалу ПГ-С1 зернистістю 60...650 мкм на вершину зуба шестерень [2, 3]. Процес напикання проводиться в середовищі водяного розчину хлористого нікелю з концентрацією 250 г/л. Режимми напикання: імпульс струму - 16...20 кА; тривалість імпульсу - 0,3...0,36 с; тривалість паузи - 0,1...0,2 с; тривалість напикання порошку на вершину зуба шестерні - 38...50 с. Після нанесення покриття деталь шліфують.

Основним недоліком цієї технології є висока трудомісткість, низька продуктивність і відносно низька якість відновлюваних деталей.

Іншим способом нанесення покриттів є вібродугове й віброконтактне наплавлення, а також приварка стрічки. При вібродуговому наплавленню використовується наплавочна головка, установлювана на звичайному токарному верстаті. Наплавочна головка забезпечує подачу й вібрацію електродного дроту, а токарний верстат забезпечує обертання деталі [31]. Даним методом відновлюють цапфи шестерень [23]. Для наплавлення в якості електроду рекомендується використовувати пружинний дріт діаметром 1,6 - 1,8

мм із застосуванням охолоджувальної рідини (15 - 20 % розчин технічного гліцерину або 3-4 % водяний розчин кальцинованої соди).

Сутність електроконтактної приварки стрічки полягає в спільному деформуванні металу, який наварюємо і його нагріванням електричним струмом до пластичного стану. При цьому стрічка, що наварюється, притискається до відновлюваної деталі роликом. Між деталлю і роликом пропускається електричний струм великої щільності від понижувального трансформатора. У якості матеріалу стрічки використовується сталь 40. Даний спосіб також використовується для відновлення цапф шестерень. Основні режими наплавлення: сила зварювального струму $I = 16,14$, тривалість імпульсів 0,04 с, пауз 0,1 с, зусилля стиску електродів 1,3 кН, швидкість приварки 42 м/год., подача електродів 3 мм/ об., витрата охолоджувальної рідини 90 л/год. [31].

Головним недоліком способів наплавлення є те, що в процесі нанесення покриття, відбувається сильний розігрів поверхонь, внаслідок чого утворюються зони термічної напруги, а це, у свою чергу, приводить до жолоблення і збільшення внутрішніх напружень у деталей.

У минулому при відновленні параметрів зношених поверхонь деталей шестеренчастих насосів застосовувалися гальванічні методи, у тому числі мікродугове окисдування (МДО) [5, 21]. Так, наприклад, при відновленні зношеної поверхні колодязів корпуса і підтискних обойм гідравлічного насоса методом МДО, утворюється покриття товщиною 50 -130 мкм. Мікротвердість отриманого шару становить 8500...9000 МПа, і, як правило, неоднаково розподілене по поверхні шару.

Основний недолік даного методу полягає в тому, що цим методом можна відновити не більш 55 % корпусів і не більш 49 % підтискних обойм. Крім цього, швидкість формування покриття не перевищує 1,2 мкм/хв, тобто дуже низька.

У цей час гальванічні методи, як правило, ремонтними підприємствами не застосовуються, тому що не забезпечують екологічну безпеку

навколишнього середовища. Усі електроліти у своєму составі мають важкі метали, які мають на організм людини шкідливий вплив. Тому при їхньому застосуванні необхідно мати спеціальні приміщення, обладнані системою вентиляції, а персонал спецодягом, що забезпечує безпечну роботу. Усе це спричиняє збільшення витрат на проведення ремонтних робіт.

В роботі [21] автори пропонують у якості відновлення втулок використовувати метод електродугової металізації. На їхню думку, отриману покриття забезпечують краще приробляння поверхонь, що сполучаються, втулок, але даний метод не одержав розвиток із - за низької економічної ефективності.

Одним з найбільш прогресивних способів відновлення, що виключають усі перераховані вище недоліки, є застосування металополімерів [28, 32, 34, 36,48].

Слабке поширення методу відновлення корпусів і обойм насосів металополімерними матеріалами на основі епоксидних смол і холодного зварювання пояснюється досить високою трудомісткістю і тривалістю технологічного процесу, а також поганим зчепленням наносимого матеріалу з основою. Крім того дуже часто спостерігається відшаровування смоли, і холодного зварювання від основи.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ ШЕСТЕРЕНЧАСТИХ НАСОСІВ МОДИФИКАЦІЇ НШ-К

2.1. Аналіз експлуатаційної надійності шестеренчастих насосів типу НШ-К

В процесі експлуатації гідравлічних насосів виникають відкази в їх роботі, це пояснюється тим, що насоси працюють в тяжких умовах. При цьому під дією різних процесів і факторів змінюється в часі їх характеристики. Аналіз експлуатації машин, оснащених гідравлічними насосами типу НШ-К показують, що близько 30 % всіх відказів машини припадає на вихід з ладу насосу [10,14,16].

Аналіз причин, які обумовлюють втрату робото здатності, показує, що вони викликані рушенням технології виготовлення деталей, їх складанням, не своєчасним і не якісним проведенням технічних обслуговувань та порушенням правил експлуатації насосів.

Аналіз даних спостережень за тракторами в експлуатаційних умовах та аналіз причин відмов свідчить, що конструктивні, технологічні та експлуатаційні фактори складають відповідно – 10 %, 30 % та 60 % відказів (рис. 2.1).

Також на довговічність гідравлічних насосів в умовах експлуатації впливають характер навантаження та режим роботи. Довговічність насосів в багатьох випадках залежить від фізико-механічних властивостей робочої рідини.

При роботі гідросистем на робочу рідину діє зміна високих тисків, швидкостей та температур. Також при негерметичності системи відбувається підсос повітря з пилом, при заправці в систему потрапляє пил, різноманітні механічні забруднення та вода. Види забруднення робочої рідини та їх вагомість приведені на рис. 2.2.

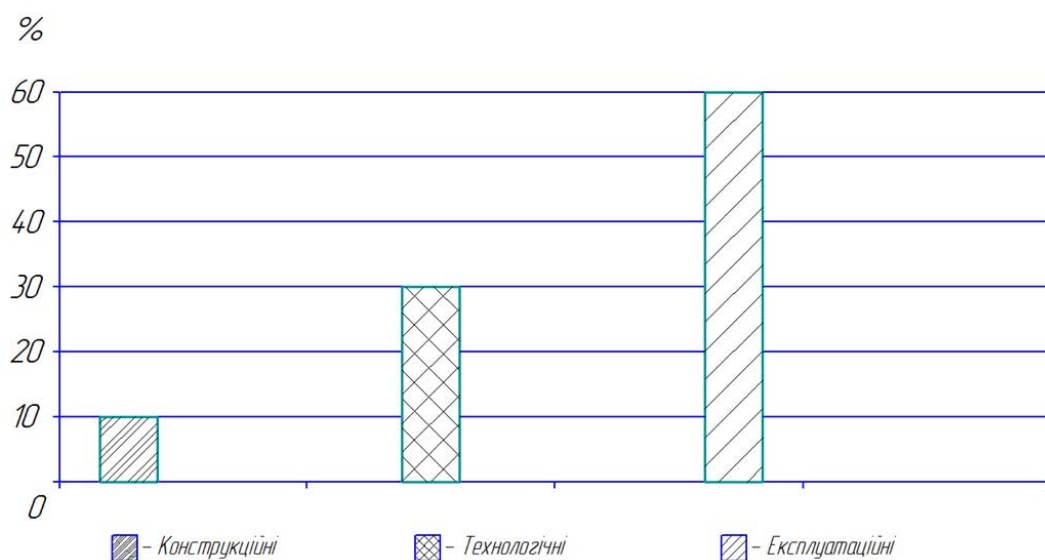


Рис. 2.1. Розподіл відмов по характеру

10 % - конструктивні; 30 % - технологічні; 60 % - експлуатаційні

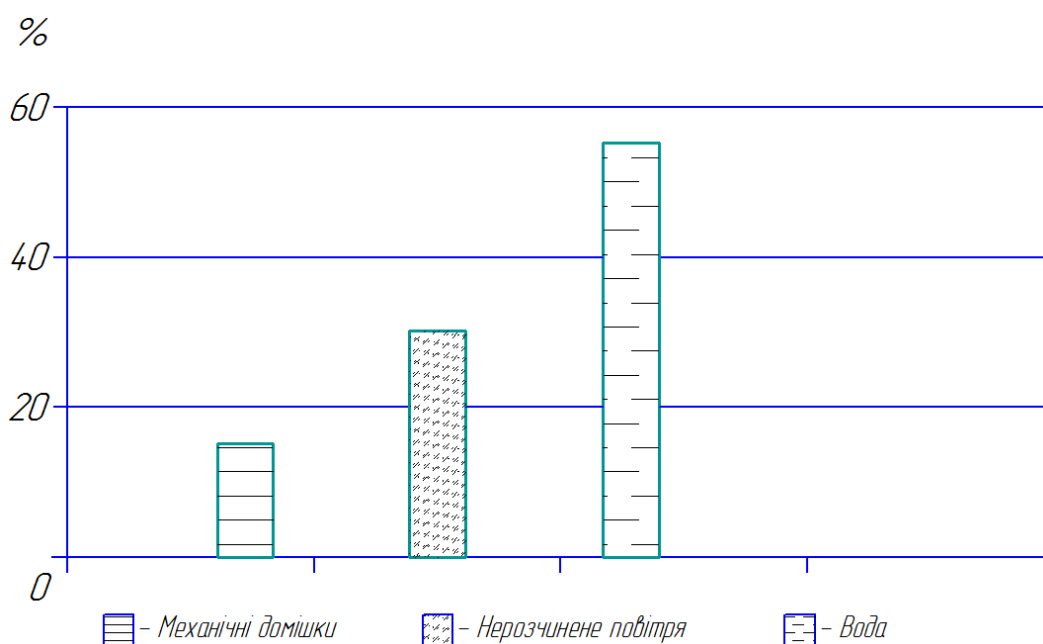


Рис. 2.2. Види забруднення робочої рідини

До джерел, які обумовлюють забруднення слід віднести:

- ❖ технологічні забруднення, що потрапляють до агрегатів в процесі їх виготовлення та ремонту;
- ❖ забруднення, що потрапляють при транспортуванні, зберігання та заправці робочої рідини;

- ❖ продукти зносу деталей агрегатів;
- ❖ часточки пилу, що потрапляють в гідроагрегати через нещільні з'єднання та заливну горловину;
- ❖ несвоєчасна зміна фільтруючих елементів.

Аналізуючи якість та чистоту робочої рідини в умовах експлуатації можна зробити висновок, що значна частина забруднень це механічні домішки, які потрапляють в робочу рідину, як при експлуатації так і при виготовленні агрегатів та при їх ремонті.

В наслідок взаємодії робочої рідини з поверхнями деталей гідравлічних насосів виникають різноманітні види зносу.

На деталях гідроагрегатів можуть виникати такі ж зноси, як і на деталях інших вузлів та агрегатів. Але окремі види зносу деталей характерні тільки для гідроагрегатів.

До основних видів зносу гідравлічних насосів та їх деталей можна віднести: абразивний, зчеплення поверхонь, зминання, ерозійно-кавітаційний, втомлю вальний, корозійний та інші.

Види зносу та їх розподіл по вагомості наведено на рис. 2.3. Як видно з рисунку переважаючим є абразивний знос. Цьому виду зносу підвержені корпуси, втулки та цапфи шестерень насосів, ущільнення та платики.

Кавітація – це виникнення в робочій рідині пухирців наповнених паром, повітрям. В умовах кавітації, крім ударів, діють фізико-хімічні фактори, які прискорюють руйнування металу. Кавітація починає тим раніше, чим більше повітря та твердих частинок міститься в робочій рідині.

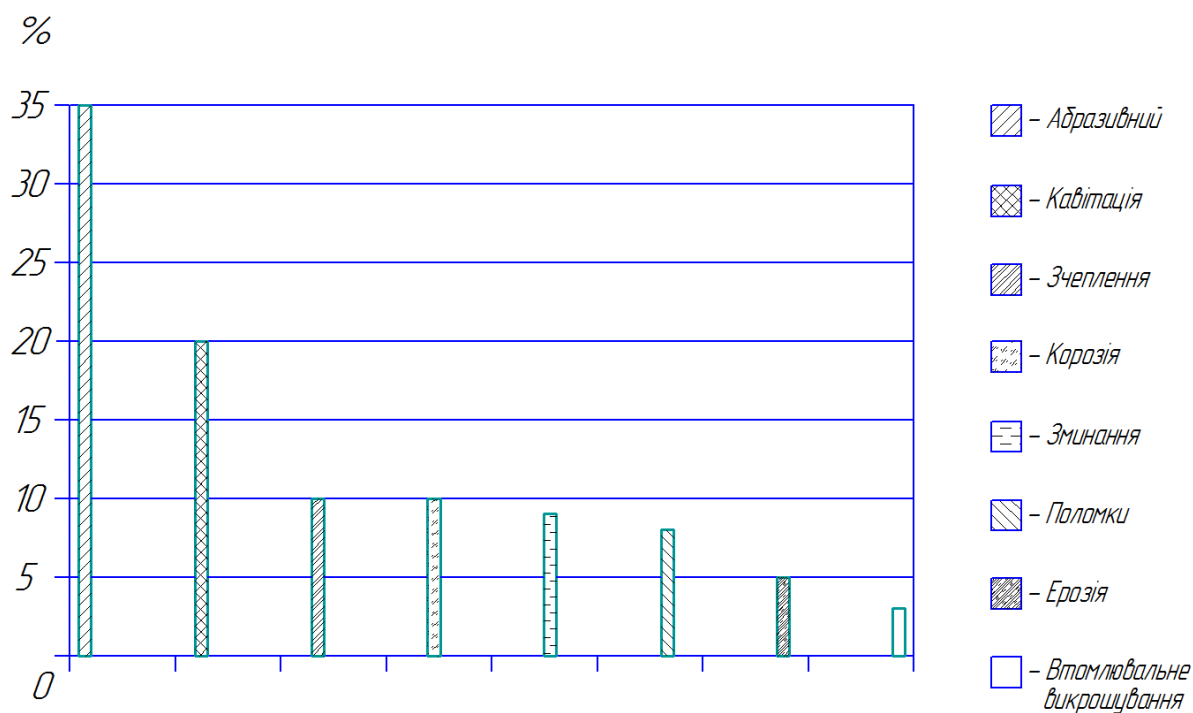


Рис.2.3. Види зносу та їх вплив на довговічність та робото здатність насосів

Зчеплення як правило виникає при граничному або сухому терті, що викликане в наслідок грубої обробки деталей та незадовільного складання при ремонті та виготовленні гідро насосів.

Корозія виникає в результаті потрапляння в агрегати з робочою рідиною води, кислот, палива.

Зминання відноситься до механічного зносу та є характерним для стикових поверхонь, таких як платики.

Поломки як правило виникають при втомлювальному руйнуванні від дії змінних навантажень на деталі в результаті перевантажень, зчеплення, гідро ударів.

Абразивне зношення для гідравлічних насосів в більшій мірі може бути представлене гідроабразивним зношуванням, яке характеризується тим, що абразивні частини (кварцові частинки, продукти зношення деталей, залишки

абразивної стружки після механічного оброблення та ін.) транспортуються потоком робочої рідини до пар тертя качаючого вузла насоса, обумовлюючи зношення деталей. При цьому абразивні частинки, які за

розмірами менші технологічних зазорів практично не приймають участь в зношуванні деталей. Частинки, розміри яких більші за зазори, спричиняють значне зношування деталей. При цьому вони можуть застрягати в матеріалі деталі і багаторазово приймати участь в зношенні.

2.2. Дослідження взаємозв'язку між структурними параметрами технічного стану шестерень насосу і його технічним ресурсом

Проведений в першому розділі аналіз показників надійності насосів модифікації НШ-К показав, що втрата робото здатності насосів обумовлюється зміною технічного стану деталей качаючого вузла: «підшипникова обойма – цапфа шестерні», «підтискна обойма – цапфа шестерні», «платик – торець зуба», та інші.

Для відновлення їх роботоздатності на спеціалізованих підприємствах застосовують різні технології, якими передбачається відновлення розмірного ланцюгу в спряженнях качаючого вузла.

Детальний аналіз технологічних процесів показує, що при відновленні деталей качаючого вузла застосовують різні методи відновлення.

Це підтверджує також і проведений аналіз існуючих методів і способів ремонту.

При цьому характерною особливістю реалізованих способів ремонту є те, що для відновлення шестерень качаючого вузла на ремонтних підприємствах, застосовують спосіб ремонтних розмірів. Шестерні відновлюють шліфуванням поверхонь, що зношуються (цапфи шестерні, торцева частина зуба, по діаметру зубів) до ремонтного розміру. А поверхні деталей, що працюють з ними в спряженні, відновлюють нарощенням шару металу або виготовленням ремонтних деталей.

Таким чином можна висунути припущення, що якість ремонту насосів та їх довговічність буде залежати від точності механічної обробки деталей, які відновлюються способом ремонтних розмірів, а також від якості нанесення покриттів та їх механічного оброблення.

Якщо розглянути загальний технологічний процес ремонту насосу то його якість буде також обумовлюватися проведенням складальних операцій та операцій по обкатці та випробовуванню.

Останні обумовлюються суб'єктивними факторами (дотримання основних режимів, проведення контрольних операцій), а також оснащеністю робочих місць необхідним основним та допоміжним обладнанням.

Отже довговічність відремонтованих насосів в першу чергу буде обумовлюватися якістю механічних операцій по відновленню деталей, які обробляються під ремонтний розмір без нарощування зношеної поверхні, тобто шестерні. Такий стан справ обумовлюється також тим, що неточне механічне оброблення шестерень призводить до зниження коефіцієнта подачі насосу, а значить може призвести до вибраковки комплекту шестерень, якщо в одній із шестерень, що йдуть в парі «прослаблено» розмір.

В зв'язку з цим розглянемо взаємозв'язок між геометричними розмірами шестерні, які закладаються при їх механічному обробленні під ремонтний розмір, і післяремонтним технічним ресурсом.

Вирішення цього питання дозволить визначити ресурс насосу (його довговічність) в залежності від отриманих розмірів шестерні.

Для визначення взаємозв'язку між геометричними розмірами шестерень, які оброблюються під заданий ремонтний розмір та технічним ресурсом відремонтованого насосу, не обхідно задатися слідуючи ми умовами: відновленні поверхні деталей качаючого вузла забезпечують розмірний ланцюг в спряженнях, згідно технічних вимог; показники зносостійкості з'єднань такі ж, як і в новому насосі.

Механічне оброблення шестерень під ремонтний розмір характеризується зменшенням діаметра кола вершин зубів і ширини шестерень, що призводить до зменшення теоретичної подачі відремонтованого насосу.

В залежності від типу трактору та його гідравлічної системи існує найменше граничне значення подачі, після досягнення якої подальша

експлуатація гідронасоса недоцільна. Тоді, як для нового, так і для відремонтованого насосу ці значення будуть граничними, які можна представити в слідую чому вигляді.

$$q_{t_{\text{гран.}}} = q_t \cdot K_{Q_{\text{гран}}} = q_{tp} \cdot K_{Q_{p_{\text{гран}}}} \quad (2.1.)$$

де $q_{t_{\text{гран.}}}$ – граничне значення подачі нового насоса за один оберт шестерні, $\text{см}^3/\text{об}$;

q_t – теоретичне значення подачі нового насоса за один оберт шестерні, $\text{см}^3/\text{об}$;

q_{tp} – теоретичне значення подачі відремонтованого насоса за один оберт шестерні, $\text{см}^3/\text{об}$.

$K_{Q_{\text{гран}}}$ – граничні значення коефіцієнта подачі нового насоса, (згідно [1], $K_{Q_{\text{гран}}} = 0,7$) при досягненні цього значення насос відправляється на ремонт;

$K_{Q_{p_{\text{гран}}}}$ – граничні значення коефіцієнта подачі відремонтованого насоса, при досягненні якого він направляється до ремонту.

Теоретичне значення подачі як відремонтованого, так і нового насоса визначають за формулою [26]:

$$q_{tp} = 2 \cdot \pi \cdot B_p \left(R_{c.p}^2 - r^2 - K \frac{t_o^2}{12} \right) \quad (2.2.)$$

де B_p – ширина шестерні ремонтного розміру, см ;

$R_{c.p.}$ – радіус кола головок шестерні ремонтного розміру, см ;

r – початковий радіус кола, см ;

K – коефіцієнт, який залежить від перекриття;

t_o – основний крок, см .

Виходячи із виразу (2.1.) знайдемо значення $K_{Q_{p_{\text{гран}}}}$:

$$K_{Q_{p_{\text{гран}}}} = \frac{q_t}{q_{t.p}} \cdot K_{Q_{\text{гран}}} \quad (2.3.)$$

Із виразу (2.3.) видно, $K_{Q_{p_{\text{гран}}}} > K_{Q_{\text{гран}}}$, звідки слідує, що ресурс буде менше

нового за умови однакових питомих витрат коефіцієнта подачі на одиницю технічного ресурсу. Приймавши це до уваги можна записати:

$$\frac{K_Q - K_{Q_{\text{гран}}}}{T} = \frac{K_Q - K_{Q_{\text{гран}}}}{T_p}, \quad (2.4.)$$

Звідси технічний ресурс відремонтованого насоса можна визначити за формулою:

$$T_p = \frac{K_{Q_p} - K_{Q_{\text{гран}}}}{K_Q - K_{Q_{\text{гран}}}} \cdot T, \quad (2.5.)$$

де T , T_p – відповідно технічний ресурс нового насоса, і відремонтованого насоса;

K_{Q_p} – коефіцієнт подачі відремонтованого насоса, (значення якого повинно бути не менше 0,92).

Проведемо заміну значення $K_{Q_{\text{гран}}}$ виразом (2.3.) і підставимо числові значення коефіцієнтів K_Q та K_{Q_p} і отримаємо величину технічного ресурсу відремонтованого насоса від ресурсу нового:

$$T_p = \left(4,18 - 3,18 \frac{q_t}{q_{t.p}} \right) \cdot T, \quad (2.6.)$$

Аналіз виразу (2.6.) показує, що технічний ресурс відремонтованого насоса в значній мірі буде функціонально залежати від значення $q_{t.p}$, яке в свою чергу може бути визначено за формулою (2.2.).

Отже, якщо нам відомі функціональний взаємозв'язок між геометричними розмірами шестерень (ширина шестерні, радіус кола головок, початковий радіус кола) і теоретичне значення подачі відремонтованого насоса за оберт шестерні ($q_{t.p}$) то ми зможемо визначити і технічний ресурс насоса (його довговічність) застосувавши вираз (2.6.).

Враховуючи те, що в процесі ремонту шестерні шліфуються під відповідний ремонтний розмір, розглянемо як буде змінюватися технічний ресурс відремонтованого насоса в залежності від того, під який ремонтний

розмір шліфується шестерня качаючого вузла. Геометричні розміри шестерень приведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1.

Геометричні розміри шестерень качаючого вузла

	Радіус кола головок зуба ($R_{с.р}$), мм	Радіус початкового кола (r), мм	Ширина зуба (B_p), мм
1	2	3	4
Насос НШ-50-3А			
Номінальний	29,9	24,7	31,0
Ремонтний Р1	29,85	24,7	30,82
Ремонтний Р2	29,8	24,7	30,62
Насос НШ-32-3А			
Номінальний	29,9	24,7	19,85
Ремонтний Р1	29,85	24,7	19,62
Ремонтний Р2	29,8	24,7	19,42

Використовуючи вищенаведені значення параметрів розмірів шестерні виконуємо розрахунки по визначенню теоретичної подачі та післяремонтного ресурсу відремонтованих насосів. Результати розрахунків представлені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2.

Результати розрахунку функціонального взаємозв'язку між геометричними розмірами шестерні, теоретичною подачею та технічним ресурсом

Тип насосу	Геометричні параметри		Теоретична подача насоса (q _т), см ³	Технічний ресурс, год
	Ширина шестерні, мм	Діаметр шестерні, мм		
НШ-32-3А				
Новий насос	19,85	59,8	32,0	3500
Ремонтний насос (ремонт Р1)	19,62	59,7	31,35	3260
Ремонтний насос (ремонт Р2)	19,42	59,6	30,72	3030
НШ-50-3А				
Новий насос	31	59,8	50,0	3500
Ремонтний насос (ремонт Р1)	30,82	59,7	49,24	3325
Ремонтний насос (ремонт Р2)	30,62	59,6	48,45	3140

Розрахункова функціональна залежність між структурними параметрами деталей качаючого вузла, які представлені теоретичною подачею q_T графічно представлена на (рис. 2.4., 2.5).

Детальний аналіз отриманих теоретичних результатів показує, що при механічному обробленні шестерні під другий ремонтний розмір, якому відповідає теоретичне значення подачі насоса НШ-32 $q_t = 30 \text{ см}^3$, технічний ресурс насоса зменшується на 10...12 % від ресурсу нового насоса, а для насоса НШ-50 він зменшується на 9-10 %.

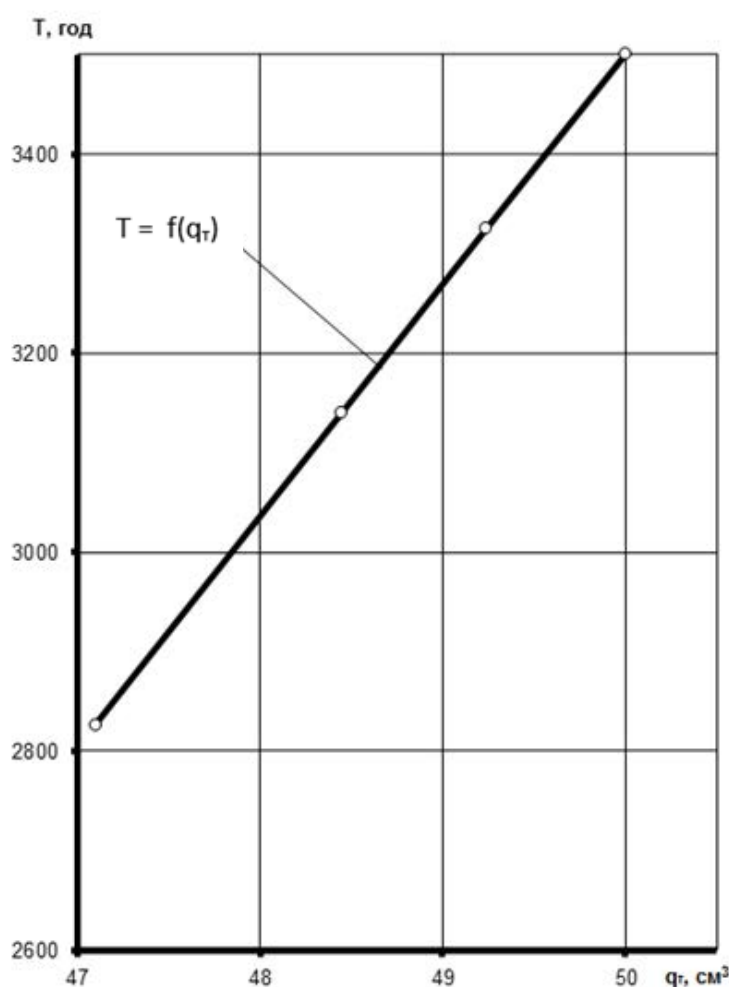


Рис. 2.4. Функціональна залежність технічного ресурсу насоса марки НШ-50 в залежності від його теоретичної подачі

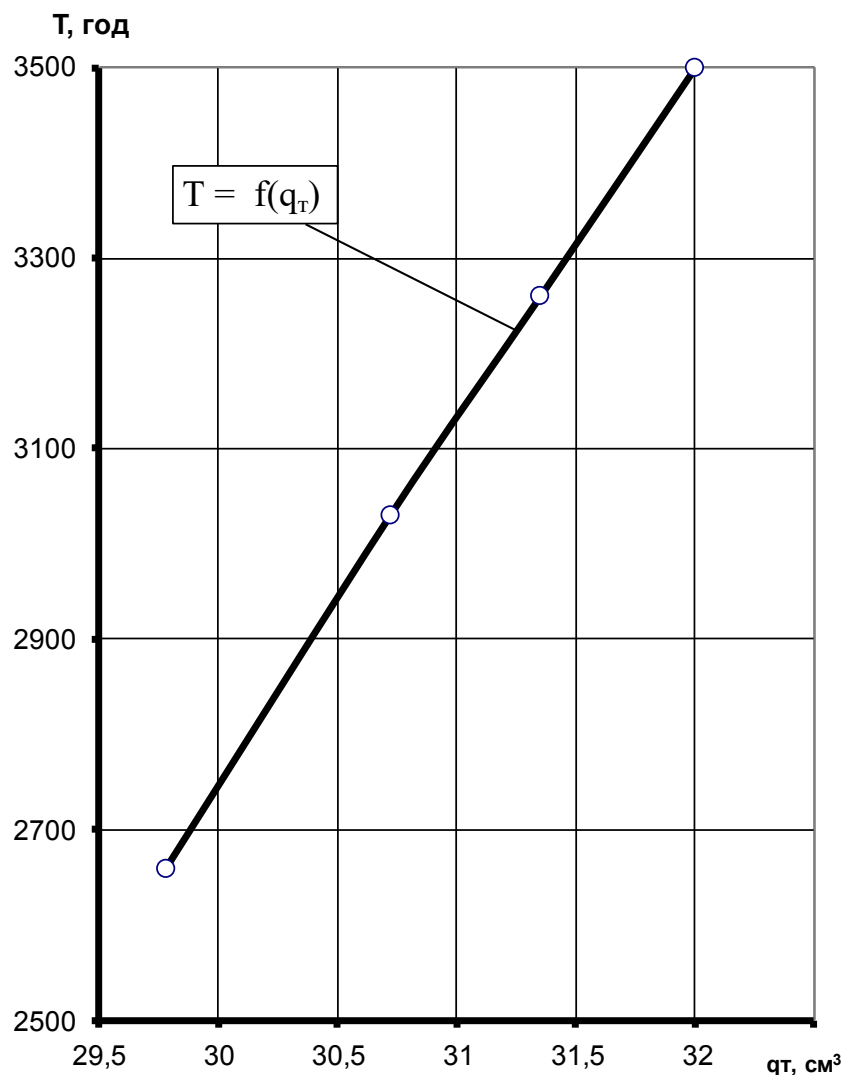


Рис. 2.5. Функціональна залежність технічного ресурсу насосу марки НШ-32 в залежності від його теоретичної подачі

Отримані результати теоретичних досліджень показують, що відхилення геометричних розмірів шестерні від номінальних значень в результаті механічної обробки до зменшення вихідних функціональних параметрів насосу, а також зменшення його довговічності.

Таким чином проведені теоретичні дослідження по виявленню взаємозв'язку між геометричними розмірами деталей качаючого вузла насосу і його технічним ресурсом, дозволяють визначити залишковий ресурс насосу і планувати проведення його заміни, а також забезпечувати необхідну кількість насосів на складі.

2.3. Структурний аналіз надійності шестеренчастого насоса

Однією із задач роботи є також підвищення ремонтпридатності насосів. Як правило, вона закладається на стадії проектування і формується з врахуванням структурної схеми складальної одиниці.

Розробимо структурну схему розбирання насоса (рис. 2.6.) і визначимо коефіцієнт доступності до деталей. Він визначається за виразом :

$$K_{dj} = 1 - \frac{x_j^1 - 1}{x_j^1}, \quad (2.7.)$$

x_j^1 - сума всіх знятих деталей;

В процесі ремонту насосів основні роботи припадають на деталі качаючого вузла (підшипникова та піджимні обойми, платик, ведома та ведуча шестерні) за даними із першого розділу.

Для того, щоб добратися до піджимної обойми, нам необхідно зняти чотири деталі (болт, кришка верхня, прокладка, качаючий вузол в складі).

Тоді коефіцієнт доступності для задньої кришки складе:

$$K_d = 1 - \frac{4-1}{4} = 0,25$$

Враховуючи те, що коефіцієнт доступності знаходиться в інтервалі $0 < K_d \leq 1$, можна сказати, що піджимна обойма належить до важко доступних деталей.

Для доступу до шестерень необхідно зняти шість деталей (болт, кришка верхня, прокладка, качаючий вузол в складі, обойма піджимна, платик). Коефіцієнт доступності для неї складе $K_d = 0,17$ і вказує на складну доступність до шестерень. Коефіцієнт доступу до качаючого вузла складе – 0,33. Таким чином структурний аналіз насоса показав, що коефіцієнт доступності до деталей в процесі ремонту знаходиться в інтервалі $0,1 \dots 0,33$, що вказує на конструктивну складність для умов відновлення роботоздатного складу.

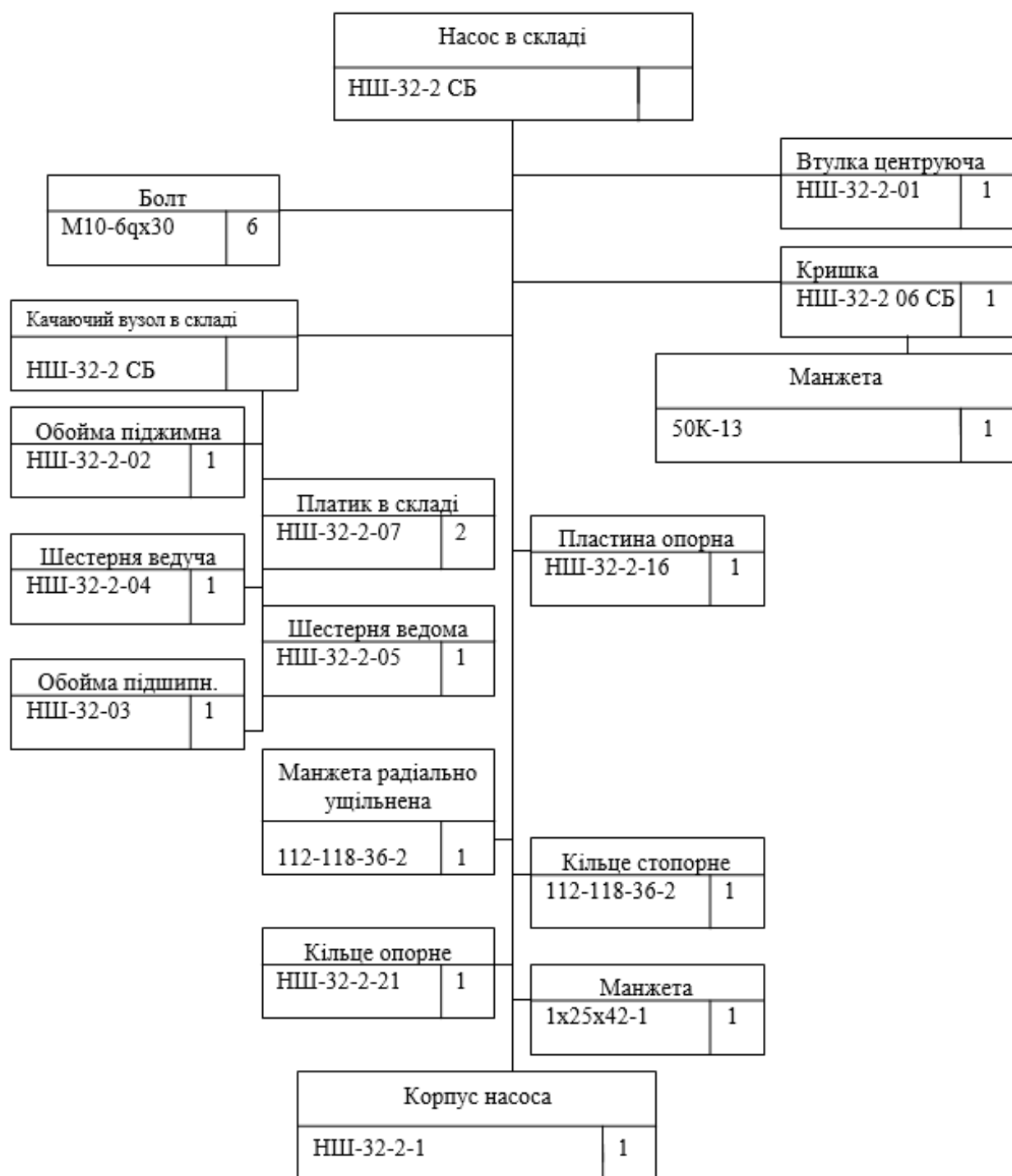


Рис. 2.6. Структурна схема розбирання шестеренчастого насосу

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма досліджень

Увесь обсяг експериментальних досліджень можна розділити на кілька етапів.

На першому етапі проводилися аналізи причин відмов, режиму і умов експлуатації насосів. Далі був проведений аналіз зношення платиків, шестерень, підшипникових обойм, корпусів. Метою даних досліджень було встановлення закономірностей зміни точносних параметрів деталей і з'єднань у процесі експлуатації насоса.

На другому етапі виявити основні закономірності продуктивності агрегату від величин зазорів у сполученнях.

На третьому етапі проводилася розробка технологічного процесу відновлення круглого шестеренчастого насоса. Згідно з розробленою технологією проведені лабораторні випробування агрегатів.

На четвертому етапі проведені розрахунки техніко-економічної ефективності розробленої технології.

3.2. Методика проведення вхідного стендового контролю

Вхідний стендовий контроль проходили всі агрегати, що потрапляли на ремонт, перед розбиранням. Метою даного дослідження було встановлення причини вибракування агрегату (падіння тиску, зниження подачі і т.д.).

Для випробувань була відібрана партія насосів НШ - 32А і НШ - 50А.

Кількість (n) об'єктів, яка дає необхідну точність досліджень, при заданій α = довірчій імовірності 0,95 і відносній похибці $\varepsilon=0,15$, визначали за виразом [40]:

$$\varepsilon = t_{\alpha} \cdot \frac{\nu}{\sqrt{n}}, \quad (3.1.)$$

де t_{α} - коефіцієнт Стюдента;

ν - коефіцієнт варіації (очікуване значення коефіцієнта варіації 0,3).

При $\alpha = 0,95$ й $\frac{t_\alpha}{\sqrt{n}} = \frac{\varepsilon}{\nu} = \frac{0,15}{0,3} = 0,5$, знаходимо, що $n = 57$.

Таким чином, для досліджень необхідно взяти не менше 57 агрегатів.

Вхідний контроль проводився на обкаточно-випробувальному стенді КИ-4815М ГОСНИТИ. Загальний вид стенда представлений на рис. 3.1.

Стенд складається зі звареної рами, облицювання, привода, гідросистеми, електроустаткування, комплекту інструментів і пристроїв. На рамі стенда встановлені й закріплені привід і гідросистема. Привід містить у собі електродвигун і клиноремінну передачу з передаточним числом 1,21, що передає шків з кулачковою муфтою й приводному валу частоту обертання 1200 хв.^{-1} .

Згідно [41] точність виміру подачі насоса становить $\pm 2\%$, максимальний тиск, що обмежується запобіжним клапаном, становить 17,5 МПа, місткість бака 1 для робочої рідини 90 літрів.

Перед проведенням вхідних стендових випробувань усі об'єкти зазнали зовнішньому очищенню й зовнішньому огляду. При виявленні тріщини корпусу, відсутності гумових ущільнень насоси вибраковувалися.

Випробування насосів проводилися на гідравлічному маслі МГ-10, яке має при температурі 50°C в'язкість $(60...70) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Температура робочої рідини при випробуванні становила $50 \pm 5^\circ\text{C}$.

Вхідний контроль проводився в наступній послідовності:

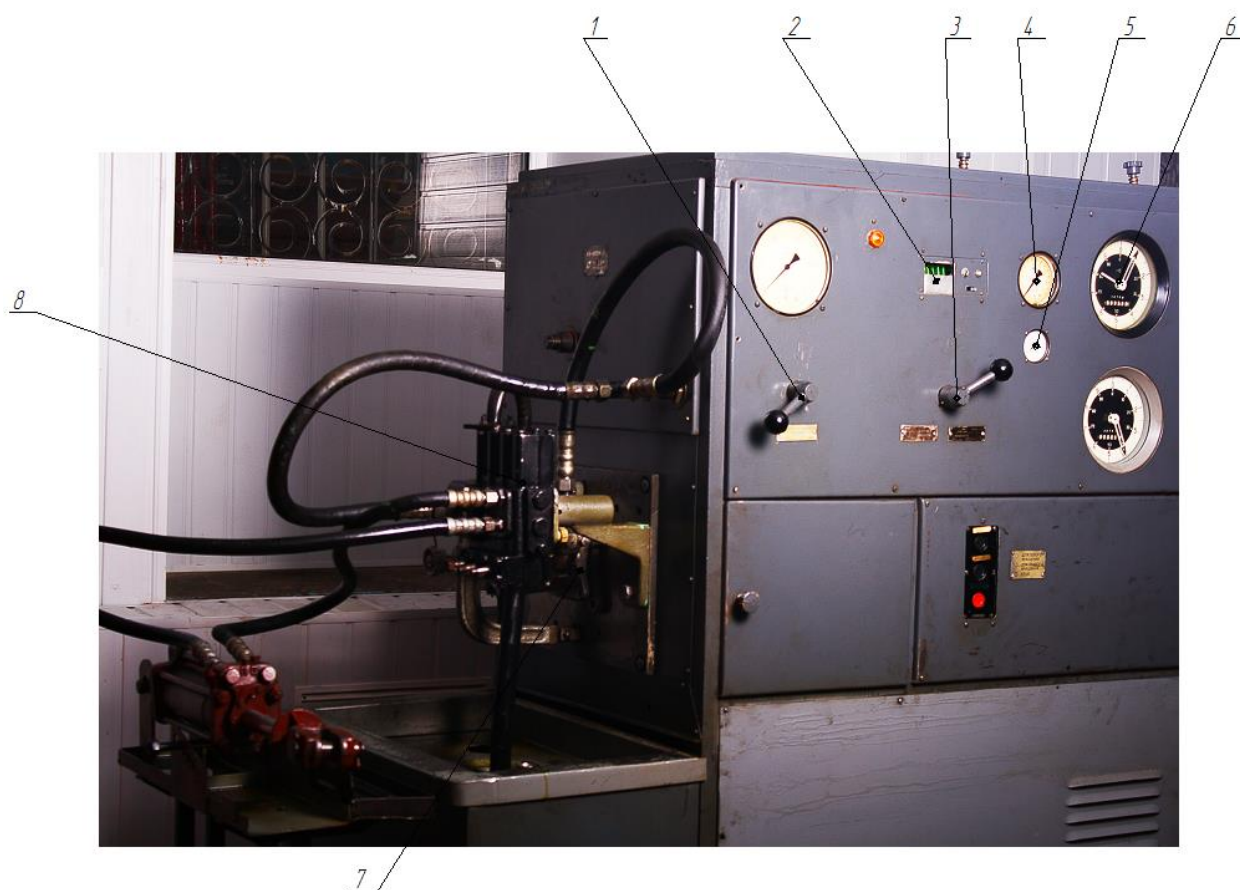


Рис. 3.1. Стенд КИ-4815М для проведення експериментальних досліджень:
 1 - ручка дроселя; 2 - лічильник обертів; 3 - ручка включення лічильника рідини; 4 - манометр магістралі очистки рідини; 5 - термометр; 6 - лічильники рідини; 7 - гідронасос; 8 - гідророзподільник.

1. Установлювали насос на стенд, застосовуючи залежно від марки насоса потрібну оснастку. Рукав усмоктування з'єднували з баком, рукав напірної секції - із дроселем.

2. Створюючи дроселем високого тиску навантаження, визначали тиск, що максимально розвивається.

3. За умови нагнітання номінального тиску (для насосів НШ - 32А становить 10 МПа, для НШ - 50А - 14 МПа) робили перевірку насоса на продуктивність. Для цього вибирали два розподіли на шкалі лічильника рідини, відповідні до початку й закінченню відліку. При проході стрілки лічильника рідини через розподіли, відповідні до початку й кінцю відліку,

тумблером включали й виключали імпульсний лічильник. По сумарному числу обертів (імпульсів) і контрольному обсягу рідини визначали дійсну подачу насоса і об'ємний ККД.

У процесі випробування стежили за герметичністю й підсмоктуванням повітря в насосі.

При роботі агрегату фіксувалося просочування робочої рідини через ущільнення, а також поява емульсованої рідини і вспінювання її в баку.

Після проведення вхідного контролю при незадовільних експлуатаційних показниках насос відправлявся на мікрометражні дослідження.

3.3. Методика мікрометражних досліджень і обробка експериментальних даних

При розробці технології відновлення шестеренчастих насосів і розгляду технологічних факторів необхідно домагатися того, щоб забезпечити післяремонтний ресурс агрегату як найближче до ресурсу нового. Для цього необхідно, проаналізувавши умови роботи насосів, визначити значення зношення основних деталей. Найбільш повну картину про характер зношування можна одержати, використовуючи дані мікрометражного дослідження. Крім цього даним способом можна виявити вплив відхилення основних параметрів розмірних ланцюгів на зношення і дефекти основних деталей у виробничих умовах.

Для проведення мікрометражних досліджень було сформовано спеціальне робоче місце, укомплектоване пристосуваннями й вимірювальним інструментом.

При виборі засобів виміру враховували їхні метрологічні і економічні показники. Узагальнюючим показником при виборі інструменту була похибка при вимірі. У загальному випадку повинна виконуватися наступна умова:

$$\Delta Lim \leq J_2, \quad (3.2.)$$

де ΔLim - сумарна погрішність засобу виміру (по таблицях відповідного ГОСТа), мкм;

J_2 -, допустима погрішність виміру, мкм.

Для складових частин, виготовлених по 9...14 квалітетах J_2 визначається по формулі [42]:

$$J_2 = (0,45 - 0,004 \cdot a) \cdot \sqrt{J_3 - (T_{det} + J_3)}, \quad (3.3.)$$

де a - коефіцієнт квалітету;

J_3 - допустимий і регламентований стандартом перехід за границю допуску деталі, мкм;

T_{det} - поле допуску параметра деталі, мкм.

Дослідженням зазнали шестерні, платики, підшипникові обойми гідравлічних шестеренчастих насосів.

Після проведення вхідного стендового контролю насоси розбиралися, промивалися в мийній машині й просушувалися. Потім маркірувалося положення в зачепленні шестерень, верхній і нижній платики відповідно до їхнього місця розташування, що дозволяє не знеособлювати з'єднання й більш вірогідно визначати фактичне зношування й зазори в парах. Корпус насоса маркірувався з боку вхідного отвору по верхній базовій поверхні.

З урахуванням формул (3.2.) і (3.3.), а також, беручи до уваги технічні вимоги на капітальний ремонт агрегатів, у якості засобів вимірювання використовувалися наступні інструменти: для цапф шестерень, ширини торців шестерень насоса НШ-50А - важільний мікрометр МРП - 25-50 ГОСТ 11098-75 з точністю виміру 0,001 мм, для платиків, ширини торців зубів насоса НШ-32А - важільний мікрометр МРП - 0-25 ГОСТ 11098-75 з точністю виміру 0,001 мм, для пазів під платики - індикаторний нутромір 10-18 ГОСТ 868-82 з точністю індикаторної головки 0,002 мм, радіус посадкових місць під зуби шестірни - пристосування, розроблене В. Е. Черкуном [36] з точністю індикаторної головки 0,001мм (рис. 3.2.). Зовнішній діаметр шестерень - за допомогою індикаторного столика з індикаторною головкою точністю до 0,001 мм..

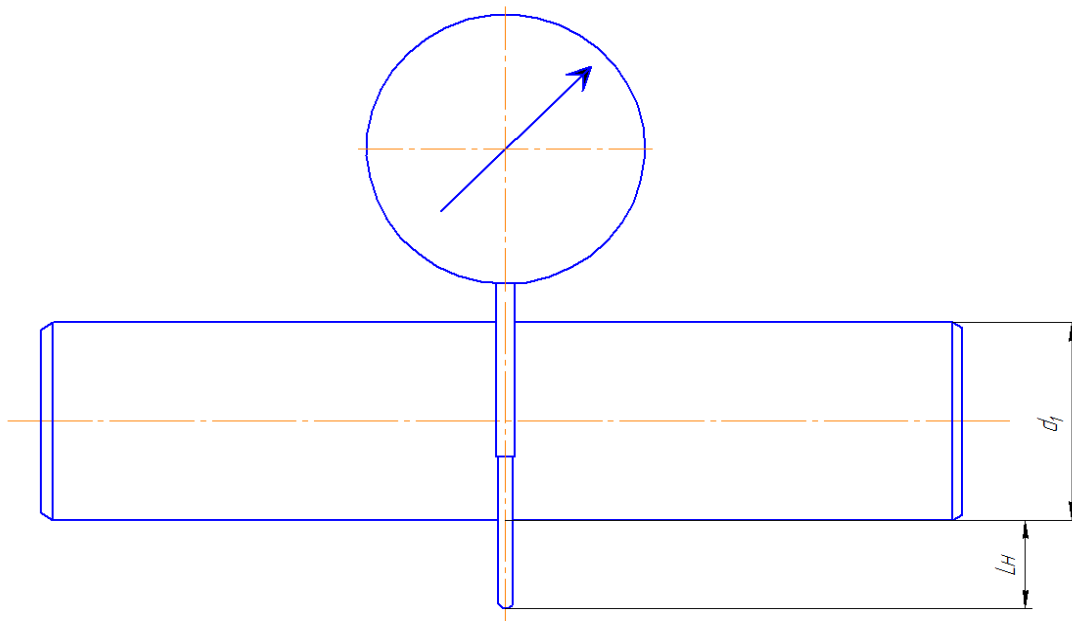


Рис. 3.2. Прилад для визначення радіуса колодязів напівобойми

Необхідність застосування мікрометражного столика для визначення зовнішнього діаметра шестерень (рис 3.3) обумовлюється тим, що шестерні мають непарне число зубів ($Z = 9$), що не дає можливості проводити виміри за допомогою мікрометражної скоби.

При використанні мікрометражного столика, через те, що площина прилягання шестерні є прямолінійною поверхнею, потрібно знайти величину зсуву Δ при визначенні зовнішнього діаметра. З рисунку 3.3 дане значення можна визначити в такий спосіб:

$$\Delta = D_a - \left(r_1 + h_1 + \frac{h_2}{2} \right), \quad (3.4.)$$

де D_a - зовнішній діаметр шестірні (згідно ТК), мм;

h_1 - відстань від центру обертання шестірні до середини ширини зуба по зовнішньому діаметру.

Визначається з рис. 3.3. як:

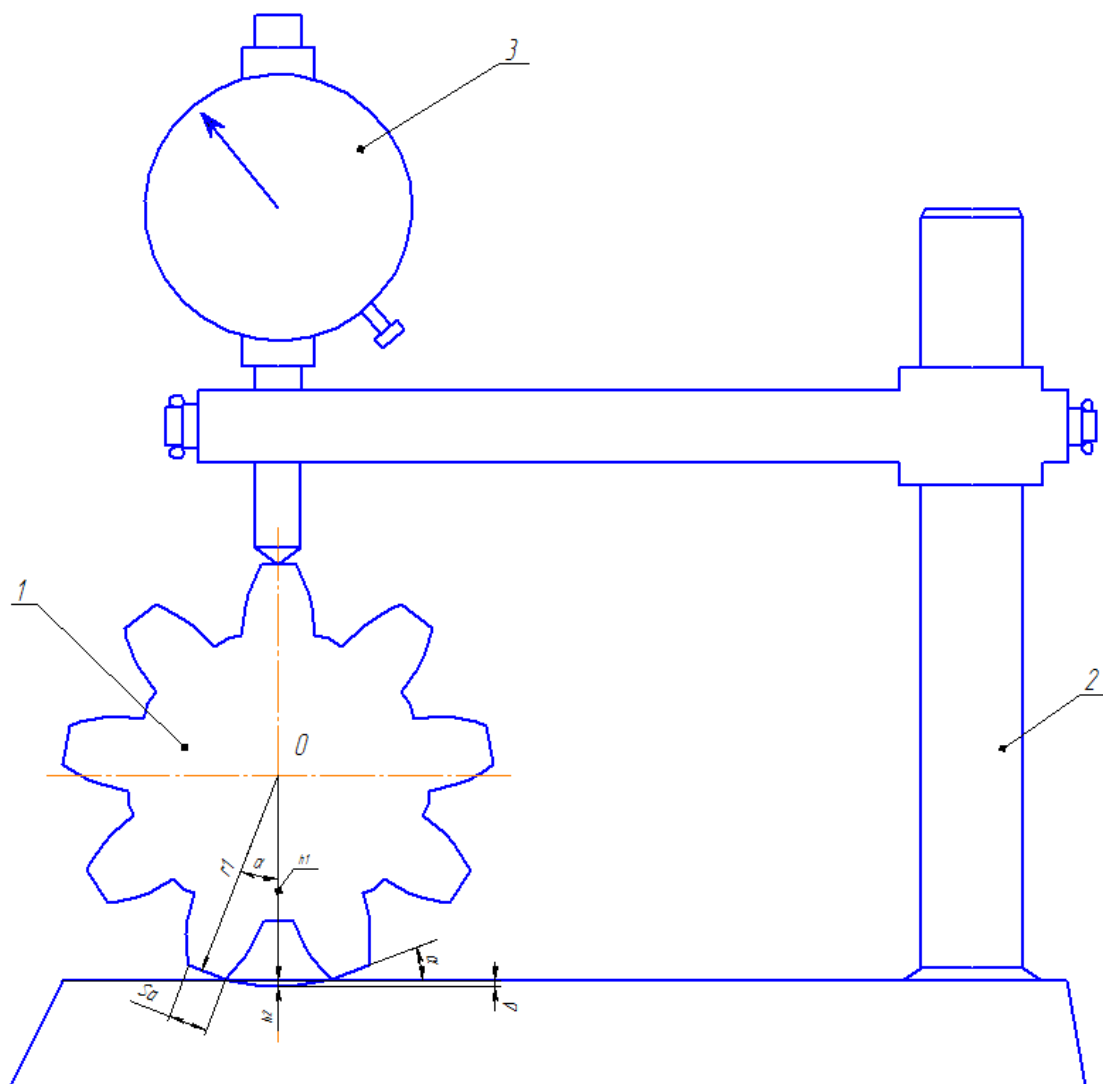


Рис. 3.3. Схема виміру шестерні

$$h_1 = r_1 \cos \alpha, \quad (3.5.)$$

де α - половина кута між зубами (при числі зубів $z=9$ $\alpha=20^\circ$);

r_1 - радіус зовнішньої окружності шестерні, мм;

h_2 - величина відстані від площини зіткнення зубів (точки К і К' на рис 3.3)

до дуги окружності вершин, визначається як:

$$h_2 = S_a \cos \alpha, \quad (3.6.)$$

де S_a - ширина вершини зуба, мм. Визначається згідно [39, 44]:

$$S_a = D_a \left\{ \frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + (\operatorname{tg} \alpha_0 - \alpha_0) - \left[\operatorname{tg} \left(\arccos \frac{D_0}{D_a} \right) - \arccos \frac{D_0}{D_a} \right] \right\}, \quad (3.7.)$$

де z - число зубів,

α_0 - кут зачеплення, при евольвентному зачепленні $\alpha_0 = 20^\circ$;

D_0 - діаметр ділильної окружності, мм.

Величина D_0 визначається по формулі [44]:

$$D_0 = m \cdot Z, \quad (3.8.)$$

де m - модуль зачеплення шестерень, мм, який визначається з технічних вимог.

З врахуванням того, що $m = 5,43 \text{ мм.}$, тоді по (3.7.) $S_a = 1,5 \text{ мм.}$, а з урахуванням формул (3.3.) - (3.5.) одержимо, що величина зсуву від площини до дуги складе $\Delta = 1,453 \text{ мм.}$ Тобто при проведенні вимірів зовнішнього діаметра шестірни (рис. 3.3), додаючи до отриманого по індикатору значення величину Δ , знайдемо вихідне значення величини діаметра.

У процесі роботи вимірялися цапфи шестірень d у двох взаємно перпендикулярних площинах (0 і 90°) для визначення еліпсності і у двох перетинах для визначення конусності (рис. 3.4.).

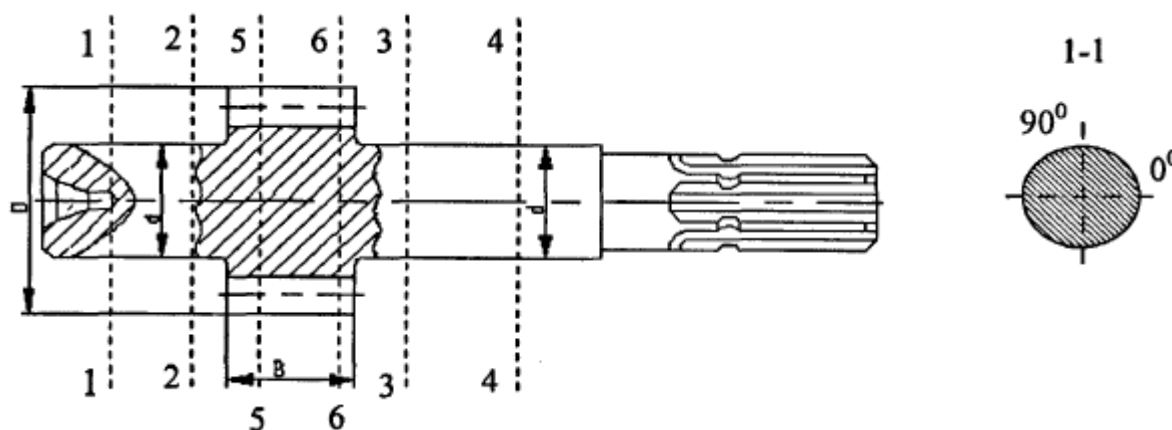


Рис. 3.4. Схема виміру валу шестерні

Зокрема замірялися внутрішні цапфи (Пер. 1-1 і Пер. 2-2) і зовнішні цапфи (Пер. 3-3 і Пер. 4-4). По кожній цапфі проводилося по чотири виміри. Ширина торця шестірни B вимірялася по кожному зубу по окружності в 9-ти положеннях і знаходилося максимальне й мінімальне значення. Зовнішній діаметр шестірни визначався також в 9 - ти положеннях по кожному зубу й у двох перетинах (пер. 5-5 і пер. 6-6 на рис 3.4) і знаходилося мінімальне й

максимальне значення.

Платики вимірялися у двох положеннях - товщина зношеної (пер. 1-1) і не зношеної (пер. 2-2.) поверхні Л (рис. 3.5.).

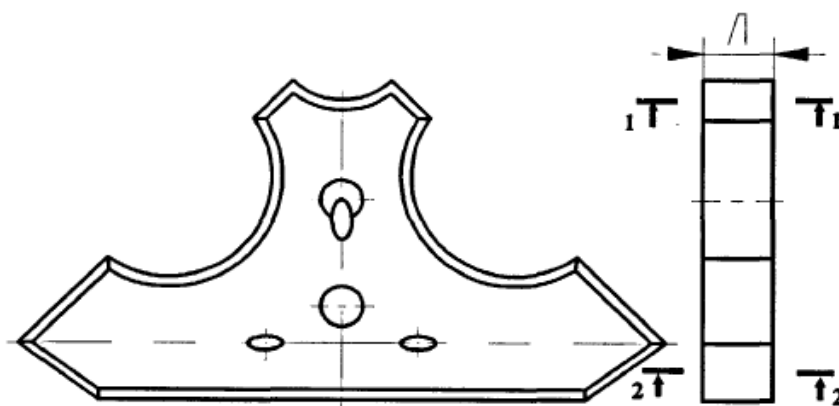


Рис. 3.5. Схема виміру платику

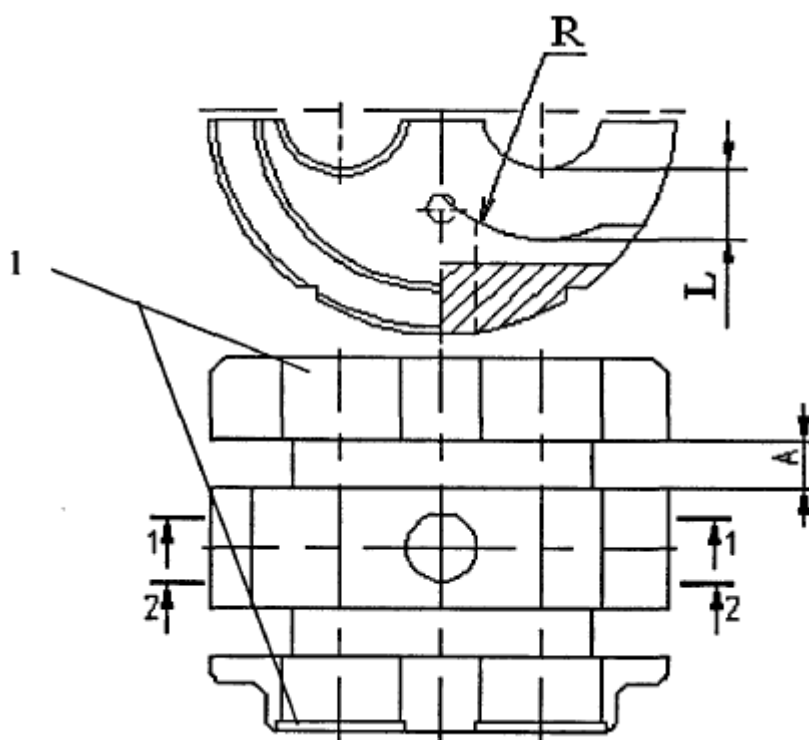


Рис. 3.6. Схема виміру обойми

Підшипникова обойма вимірялася (радіуси колодязів R) у двох площинах 1-1 і 2-2 (рис. 3.6.) для визначення конусності.

Для визначення радіуса колодязя обойми під шестірні R використовувався прилад, розроблений В. Е. Черкуном, представлений на рис. 3.2. Для настроювання приладу він установлювався на два блоки кінцевих

заходів розміром 14,9 мм на мікрометражному столику. У цьому положенні виліт L_n установлювався на нуль.

Прилад установлювався на незношені (базові) поверхні 1 у напівотворах обойми (рис. 3.6). У процесі вимірів знімалися показання L по індикатору. Уявний радіус колодязя напівобойми розраховувався по формулі - $R^k = L + d_1/2$. Знаходили максимальний $R_{\max}^k$ і мінімальний $R_{\min}^k$ радіуси колодязя напівобойми.

Дефекти поверхневого шару (задири корпусу, різки на цапгах і платиках) визначалися зовнішнім оглядом.

По завершенню вимірів проводилася первинна обробка даних, підраховувалося зношування цапф шестерень, торців і зовнішніх діаметрів шестерень, платиків, обойм, а також визначалися реальні зазори в з'єднаннях. Зношування цапф визначалося як:

$$U_{ц\max} = d_{ц\max} - d_{ц\min}, \quad (3.9.)$$

Зношування по зовнішньому діаметру:

$$U_{ш\max} = D_{A\max} - D_{A\min}, \quad (3.10.)$$

Зношування по ширині шестірни:

$$U_{\tau\max} = B_{\tau\max} - B_{\tau\min}, \quad (3.11.)$$

Зношення радіусів обойм визначалися як різниця між найбільшим радіусом $R_{\max}$ і найменшим радіусом $R_{\min}$ по перетинах 1-1 і 2-2 (рис. 3.6.).

Зношення паза під платики визначалося як різниця між найбільшим і найменшим розміром паза по перерізам. Зношування платика визначалося по формулі:

$$U_{n\max} = L_{n\max} - L_{n\min}, \quad (3.12.)$$

Торцевий зазор визначається за результатами розрахунків розмірного ланцюга.

Радіальний зазор визначався виходячи з умови роботи круглого шестеренчастого гідронасоса. Основною умовою нормальної роботи гідроагрегату є те, що швидкість зношування напівотвору напівобойми більше

швидкості зношування колодязя напівобойми, тому радіальний зазор, утворений у парі тертя «вершина зуба - колодязь» у точці відповідній до максимального значення зовнішнього радіуса шестірні й мінімальному радіусу колодязя напівобойми дорівнює нулю (точка торкання) [13, 36]. Величина радіального зазору буде визначатися як різниця між мінімальним значенням зовнішнього радіуса шестірні й максимальним значенням радіуса колодязя напівобойми. Тобто:

$$S_p = R_{\max}^k - \frac{D_{\min}^u}{2}, \quad (3.13.)$$

Величина технологічного радіального зазору $S_p^{TEX} = -0,030 \dots 0,012 \text{ мм}$.

Визначення зношування напівотворів підтискної напівобойми визначалося також виходячи із принципу роботи насоса, описаного вище (рис. 3.7).

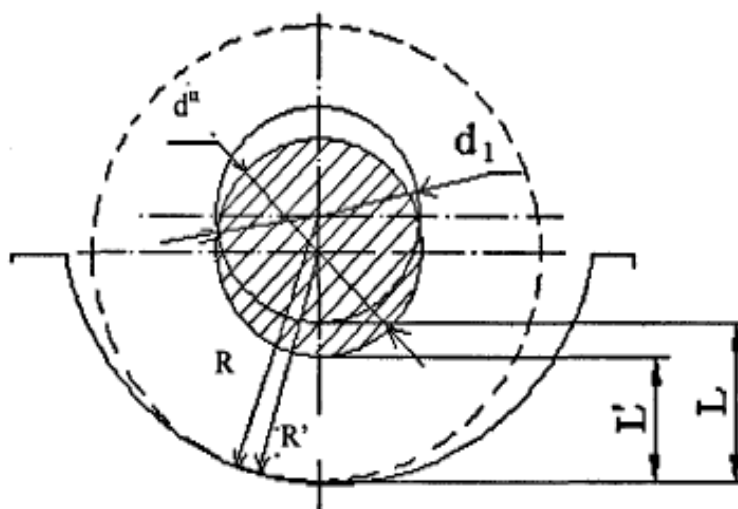


Рис. 3.7. Схема визначення зношування напівотворів підтискної напівобойми де R - величина радіуса колодязя напівобойми, отримана по вимірах з використанням приладу (качалки з індикатором), розробленого ГОСНИТИ; R' - радіус шестірні по вершинах зубів; d^u - діаметр цапфи шестірні; d_1 - діаметр оправки (качалки) для виміру радіуса колодязя напівобойми; L - відстань від поверхні качалки до колодязя (заміряна величина); L' - відстань від поверхні цапфи до вершини зуба (розраховане значення).

При вимірах величини L качалка (рис. 3.2) опирається на базові (незношені) поверхні напівотворів напівобойми, що представляють собою виступи, утворені в результаті того, що шестерня має меншу довжину, ніж посадкові місця напівотворів напівобойми. У процесі вимірів знімалися показання L по індикатору.

Величина зношування напівотворів підтискної напівобойми й цапфи шестірні визначиться як [36]:

$$U_{ц-о} = L - L^*, \quad (3.14.)$$

Величину L^* визначали по різниці максимального радіуса шестірні й мінімального радіуса цапфи по формулі:

$$L^* = R_{\max}^* - \frac{d_{\min}^y}{2}, \quad (3.15.)$$

де $R_{\max}^*$ - максимальне значення радіуса шестірні;

$d_{\min}^y$ - мінімальний діаметр цапфи шестірні.

Зношування антифрикційного вкладиша $U_{вкл.}$ визначалося по різниці товщини зношеної й незношеної частини вкладиша.

Зазор «цапфа - підтискна обойма» $S_{ц}$ визначається по формулі[36]:

$$S_{ц} = U_{ц-о} + U_{вкл.}, \quad (3.16.)$$

Зазор у сполученні «корпус - підтискна обойма» $S_{к-о}$ складається з наступних параметрів: товщина антифрикційного вкладиша, діаметр цапфи, діаметр отворів у підтискній обоймі (утворюють зазор «цапфа - підтискна обойма» $S_{ц}$), зовнішній діаметр підшипникової обойми, зовнішній діаметр підтискної обойми, внутрішній діаметр корпусу.

Технологічне (креслярське) значення зазору «корпус – підтискна обойма» становить $S_{к-о}^{TEX.} = 0,375 \text{ мм.}$ Граничне значення $S_{к-о}^{TEX.}$ за даними В. Е. Черкуна - 0,550 мм. При цьому зазорі ККД насоса різко падає до 0,4.

Найбільший вплив на збільшення зазору $S_{к-о}$ виявляє зношування деталей утворюючих зазор «цапфа - підтискна обойма» - зношування цапфи,

зношування антифрикційного вкладиша, зношування напівотворів у підтискній обоймі. Інші деталі не піддані тертю ковзання і як наслідок зношуються менше.

У ході досліджень визначали діаметр цапф шестерень, товщина антифрикційного вкладиша, діаметр напівотворів у підтискній обоймі.

Зазор «цапфа - підтискна обойма» $S_{\text{ц}}$ визначався по формулі (3.16.).

Технологічний зазор у даному з'єднанні рівний $S_{\text{ц}}^{\text{TEX}} = 0,030 \text{ мм}$.

Найбільший вплив на збільшення зазору $S_{\text{к-о}}$ виявляє зношування деталей утворюючих зазор «цапфа - підтискна обойма» - зношування цапфи, зношування антифрикційного вкладиша, зношування напівотворів у підтискній обоймі. Інші деталі не піддані тертю ковзання і як наслідок зношуються менше.

3.4. Методика визначення взаємозв'язку між структурними параметрами деталей качаючого вузла насосу та його працездатністю

Для проведення експериментальних досліджень по виявленню взаємозв'язку між структурними параметрами деталями качаючого вузла насосу та його працездатності, а саме визначення коефіцієнту подачі насосу, була використана вибірка насосів. Вибірка включала в себе насоси двох марок, які мають найбільше розповсюдження на автотракторній техніці НШ-32-3А та НШ-50-3А. В свою чергу для кожної марки були вибрані 2 нових насоси, 4 насоси після ремонту, та 4 насоси з змодельованим прослабленим розміром шестерень. Відремонтовані насоси мали відповідно перший та другий ремонтний розмір, причому кількість насосів складала по 2 для кожного ремонтного розміру.

Суть дослідження заключалася в визначенні для кожного насосу дійсної подачі та коефіцієнту подачі та виявлення його взаємозв'язку з технічним станом качаючого вузла.

Дослідження проводилися з використанням експериментальної установки та методики визначення коефіцієнта подачі, які розглянуті в підрозділі 3.2.

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.

4.1. Результати вхідного стендового контролю

Технічний стан насосів типу НШ-32А і НШ-50А, що надходять на ремонт оцінюється за результатами стендових випробувань за методикою представленої в п.3.2. У процесі випробування вимірялися максимальні тиски, що розвиваються насосами без навантаження і з навантаженням, дійсна подача рідини, розраховувався об'ємний ККД (коефіцієнт подачі).

Стендові випробування насосів НШ-32 показали, що 84,8% не нагнітають номінальний тиск, а об'ємний ККД у них нижче 0,65..

Стендові випробування насосів НШ-50А показали, що 92,6% не нагнітають номінальний тиск, а об'ємний ККД у них нижче 0,65.

Тільки один насос поступив на ремонт до досягнення граничного стану. Інші експлуатувалися досягнувши граничного стану, що приводило до порушення роботоздатності всієї гідросистеми і, як наслідок, до неякісного виконання робіт сільськогосподарською технікою.

4.2. Обґрунтування додаткових показників ремонтопридатності насосів

Для визначення оцінки додаткових показників ремонтопридатності насосів модифікації НШ-К і обґрунтування заходів з впливу на них, для підвищення ефективності технологічних процесів з їх ремонту необхідно вирішити наступні задачі: розглянути додаткові показники технологічності насосу з врахуванням рівнів стратегії відновлення роботоздатності насосу; дати кількісну оцінку додатковим показникам ремонтопридатності насосів НШ-К.

В цілому показники технологічності гідравлічних насосів шестеренчастого типу при ремонті підрозділяються на оперативні та економічні.

До оперативних показників відносяться: середній час проведення i -го виду ремонту та ймовірність проведення i -го виду ремонту в заданий час. До

економічних показників: середня, сумарна і питома трудомісткість ремонту і середня, сумарна і питома вартість ремонту [49].

Водночас слід врахувати, що для відновлення роботоздатного стану гідравлічних насосів застосовуються наступні стратегії [2]:

1). Відновлення роботоздатності гідравлічного насосу виконується на об'єктах ремонтно-обслуговуючої бази першого рівня під керівництвом майстра наладчика; сюди відносяться роботи пов'язані з заміною несправного насоса або усунення підтікання робочої рідини з агрегату.

2). Відновлення роботоздатного стану гідравлічного насосу проводиться на спеціалізованому підприємстві третього рівня об'єктів ремонтно-обслуговуючої бази (застосовуються технології поточного і капітального ремонту при повному розбиранні гідронасосу, виконання контрольно-регулювальних операцій, відновлення деталей, складання насоса, обкатка та випробування), ці роботи виконуються тільки на спеціалізованих ремонтних підприємствах кваліфікованим персоналом, що пройшов спеціальну підготовку.

Являється явним, що технологічність проведення ремонту гідравлічного насосу буде залежить від забезпеченості доступності до основних деталей, та їх легкоз'ємності, які досягаються оптимальним розміщенням агрегатів на машині, та їх конструктивними особливостями.

Для першої стратегії більш інформативним показником буде коефіцієнт легкоз'ємності (K_L), а для другої стратегії коефіцієнт доступності (K_D), який буде враховувати безпосередньо доступ до деталей спряжень, які обумовлюють втрату роботоздатного стану агрегату.

Коефіцієнт легкоз'ємності розраховується за виразом [49]:

$$K_L = 1 - \frac{\Delta T_{\partial m}}{T_{\partial m}} \quad (4.1.)$$

де $T_{\partial m}$ - трудомісткість демонтажно-монтажних робіт при відновленні роботоздатності насоса, люд.-год.;

$\Delta T_{\partial m}$ - відхилення трудомісткості демонтажно-монтажних робіт при

ремонту насоса в порівнянні з еталонними значеннями, люд-год.

Для визначення коефіцієнта легкоз'ємності для першої стратегії відновлення роботоздатності гідравлічного насоса були проведені експериментальні дослідження по визначенню показників трудомісткості при відновленні роботоздатності гідронасоса безпосередньо на комбайні. Результати спостережень наводяться в табл. 4.1.

Таблиця 4.1.

Значення тривалості робіт при відновленні роботоздатності гідравлічного насоса на комбайні для першої стратегії (за даними експериментальних досліджень)

Найменування виду робіт	Тривалість робіт в хв.		Значення коефіцієнта легкоз'ємності, (K_L)
	T_{dm}	ΔT_{dm}	
1. Від'єднання гідравлічних рукавів від насосу	11,5	3,2	0,72
2. Розбирання болтових з'єднань кріплення насоса	12,4	3,6	0,71
3. Демонтаж насоса	2,4	0,6	0,75
4. Усунення несправності насоса (заміна манжети)	18,2	5,3	0,71
4. Монтаж насоса	2,3	0,8	0,65
5. Болтове кріплення насоса	12,5	3,8	0,70
6. Приєднання гідравлічних рукавів	11,8	3,4	0,71

Аналіз таблиці 1 показує, що усунення несправностей, пов'язаних безпосередньо з заміною насоса або усунення його розгерметизації на тракторі не визиває значних ускладнень при відновленні роботоздатності гідравлічної системи, що підтверджується достатньо високим показником коефіцієнта легкоз'ємності $K_L = 0,65 \dots 0,75$.

Для другої стратегії відновлення роботоздатного стану гідравлічних насосів ремонтна технологічність може бути оцінена коефіцієнтом доступності

(K_d), який буде враховувати безпосередньо доступ до деталей спряжень, які обумовлюють втрату роботоздатного стану агрегату. Його можна розрахувати за ви виразом [49]:

$$K_d = 1 - \frac{x_j^1 - 1}{x_j^1} \quad (4.2.)$$

де x_j^1 - сума всіх знятих деталей.

Не важко бачити, що даний коефіцієнт буде залежати від причини втрати роботоздатного стану агрегатом, яка буде обумовлювати об'єм розбиральних робіт при його відновленні.

Проведений аналіз технічного стану гідравлічних насосів, які поступають до ремонту, показує, що близько 85% відмов припадає на качаючі вузли гідронасоса [2,36,48].

Отже для відновлення роботоздатності деталей спряжень качаючих вузлів гідронасоса необхідно провести повне їх розбирання. В процесі ремонту насосів модифікації НШ-К основні роботи припадають на відновлення шестерень, шліфуванням робочих поверхонь під один із ремонтних розмірів, шліфування та притирання платиків-замикачів під ремонтний розмір, відновлення робочих поверхонь підтискної та підшипникової обойм.

Являється явним, що покращення показників технологічності при ремонті насосів модифікації НШ-К можливе за рахунок застосування спеціальних пристроїв, які будуть полегшувати фіксацію насоса при проведенні розбирально-складальних робіт, забезпечення механізації проведення розбирання різьбових з'єднань.

Для того, щоб добратися до платика-замикача качаючого вузла насоса необхідно зняти вісім деталей (втулка стопорна, болти кріплення кришки, кришка верхня, прокладка, качаючий вузол в складі, підтискна обойма, шестерня ведена, шестерня ведуча) за даними розробленої структурної схеми розбирання насоса модифікації НШ-К.

Тоді коефіцієнт доступності для платика-замикача складе:

$$K_d = 1 - 8^{-1/8} = 0,13$$

Враховуючи те, що коефіцієнт доступності знаходиться в інтервалі $0 < K_d \leq 1$, можна сказати, що пластик-замикач належить до важко доступних деталей.

Для доступу до веденої і ведучої шестерень качаючого вузла необхідно зняти шість деталей. Коефіцієнт доступності для них складе $K_d = 0,17$ і також вказує на складність доступу до шестерень. Коефіцієнт доступу до качаючого вузла насоса складе $K_d = 0,25$.

Таким чином аналіз ремонтної технологічності шестеренчастого насоса модифікації НШ-К показав, що коефіцієнт доступності до деталей в процесі ремонту знаходиться в інтервалі $K_d = 0,13 \dots 0,25$, що вказує на конструктивну складність для умов відновлення його роботоздатного складу.

Визначення коефіцієнта доступності до деталей при ремонті гідравлічних насосів НШ-К характеризує в основному конструктивні особливості агрегатів. Для отримання повної уяви про ремонтпридатність гідравлічних насосів НШ-К необхідно провести оцінку ремонтної технологічності ресурсолімітуючих деталей, яка формується на основі ймовірності появи наступних несумісних дій: деталь являється придатною без ремонту; деталь потребує ремонту; деталь непридатна.

Проведені дослідження з визначення показників технологічності насосів НШ-К при відновленні роботоздатного стану гідравлічної системи трактора, за рахунок усунення несправностей насоса, характеризуються в основному розгляданням додаткових показників ремонтпридатності (коефіцієнтів доступності та легкоз'ємності), які частково характеризують пристосованість гідравлічної системи до відновлення роботоздатного стану, що не дає можливості в повній мірі розкрити ремонтпридатність насоса.

Разом з тим проведені дослідження з визначення додаткових показників ремонтпридатності гідравлічних насосів НШ-К дають можливість зробити

наступні висновки:

1. Усунення несправностей, пов'язаних безпосередньо з заміною насоса або усунення його розгерметизації на тракторі не визиває значних ускладнень при відновленні роботоздатності гідравлічної системи, що підтверджується достатньо високим показником коефіцієнта легкоз'ємності $K_{\text{д}} = 0,65 \dots 0,75$, який характеризує додаткові показники ремонтпридатності гідравлічних насосів НШ-К.

2. Аналіз ремонтної технологічності шестеренчастого насоса модифікації НШ-К показав, що коефіцієнт доступності до деталей в процесі ремонту знаходиться в інтервалі $K_{\text{д}} = 0,13 \dots 0,25$, що вказує на конструктивну складність для умов відновлення його роботоздатного стану на спеціалізованих ремонтних підприємствах.

3. Визначення коефіцієнта доступності до деталей при ремонті гідравлічних насосів НШ-К характеризує показує в основному вплив конструктивних особливостей гідронасосів на показники ремонтпридатності. Для отримання повної уяви про ремонтпридатність гідравлічних насосів НШ-К необхідно провести оцінку ремонтної технологічності ресурсолімітуючих деталей, яка формується на основі ймовірності появи наступних несумісних дій: деталь являється придатною без ремонту; деталь потребує ремонту; деталь непридатна.

4.3. Результати первинної дефектації і мікрометражних досліджень

Після проведення вхідних стендових випробувань, з метою дослідження дефектів і зношування деталей гідронасосів, усі агрегати зазнали первинної дефектації і мікрометражних досліджень, згідно з методикою, викладеною в п.3.3. Основні результати проведених досліджень з врахуванням коефіцієнта повторюваності представлені гідно у табл.4.2.

Таблиця 4.2.

Характерні дефекти круглого шестеренчастого насоса

Дефект	Коефіцієнт повторюваності	Спосіб усунення
Зношування платиків	1,00	Перешліфовка й ЕІЗ
Зношування торців ведучої і веденої шестерень	0,94	Перешліфовка під ремонтний розмір
Зношування поверхонь обойми під цапфи шестерень	0,73	Установка компенсаційних втулок
Зношування веденої шестерні по зовнішньому діаметру	0,58	Шліфування до чергового ремонтного розміру
Зношування ведучої шестерні по зовнішньому діаметру	0,55	Шліфування до чергового ремонтного розміру
Зношування колодязів підтискної обойми під шестерні	0,48	Електроіскрове наплавлення + газодинамічне напилювання
Зношування цапф ведучої і веденої шестерень	0,31	Перешліфовка або нанесення ЕІН
Порушення герметичності гумових ущільнень	0,21	Заміна ремкомплектів
Зрив різьблення в місцях кріплення патрубків	0,15	Висвердлювання, нарізування ремонтного різьблення
Викрашування зубів шестерень	0,10	Бракувати
Тріщини й задири корпусу	0,05	Бракувати

Первинна дефектація показала:

- такі дефекти, як зношування верхніх і нижніх платиків торцевого ущільнення мають усі обстежені гідронасоси (100 %);
- в 94 % насосів зустрічається зношування торцевих поверхонь ведучої й веденої шестерень;
- 73 % агрегатів мають зношування або задири поверхонь обойм під цапфи шестерень;
- зношування веденої і ведучої шестерень по зовнішньому діаметру мають 58 і 55 % насосів відповідно;
- 48 % обстежених агрегатів мають зношування колодязів підтискних обойм під шестерні;
- в 31 % випадках спостерігається зношування цапф веденої і ведучої

шестерень;

Подальші дослідження розглядали визначення величин зносів основних деталей і визначення зазорів у з'єднаннях.

Дослідження показали, що зношування платиків торцевого ущільнення відбувається нерівномірно у вигляді ступеньки (рис. 4.1.).



Рис. 4.1. Зовнішній вид зносу торцевої поверхні платика

Даний характер зношування пояснюється конструктивними особливостями круглих шестеренчастих насосів. Так, у процесі роботи, платики встановлюються в пази й підтискаються до шестерень за допомогою манжет, тому зношування носить локальний характер у місцях контакту торців зубів. Із часом через появу характерної ступеньки відбувається різке збільшення торцевого зазору. Величина зношування перебуває в межах 12...324 мкм.

Зношування колодязів шестерень являє собою збільшення радіуса поверхонь, сполучених з головками зубів шестерень. Даний дефект характеризується тим, що зміна розмірів відбувається нерівномірно по ширині колодязя. Причиною збільшення радіусів колодязів є гідроабразивне зношування останніх, а також механічний вплив вершин зубів шестерень. У процесі роботи гідронасоса під дією високого тиску підтискна обойма притискається до шестерень за допомогою манжети (див. рис. 1.1). З одного боку, таким чином, компенсується радіальний зазор і зазор у сполученні «цапфа - обойма», що є одним з переваг цього типу насосів, з іншої сторони це приводить до більш інтенсивного зношування колодязів обойми. Крім того, перекіс в установці вузла, що качає, приводить до нерівномірного зношування

поверхонь під головки шестерень по ширині. У процесі експлуатації, при використанні робочих рідин з великим забрудненням відбувається попадання абразивних часток у простір між зубами й обоймою, вкладишем і посадковими напівотворами. Внаслідок цього з'являються риски й задири на колодязях, напівотворах під цапфи (рис. 4.2.)



Рис. 4.2. Зовнішній вид зносу підтискної обойми.

Величини зношування коливаються в межах 1...51 мкм

Основна причина появи зношування торців шестерень - це потрапляння абразивних часток у зазор «торець шестерні - пластик». У процесі роботи відбувається інтенсивне тертя бічних поверхонь (торців) шестерень по пластику, у результаті відбувається зношування поверхонь, що сполучаються (рис. 4.3, 4.4). Характерною рисою зношування є поява кільцеподібної ризки на торцях шестерень глибиною до 52 мкм. Розкид величин зношування коливається в межах 4...52 мкм.

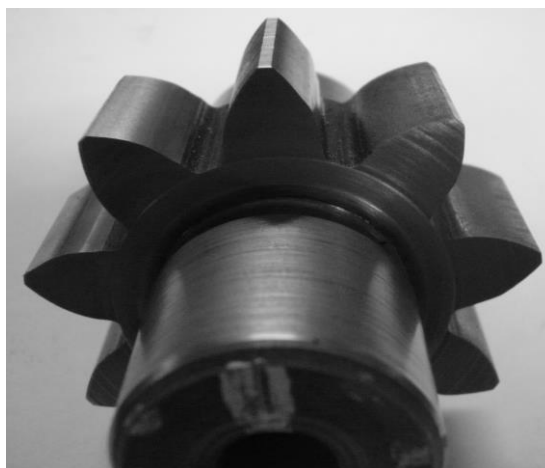


Рис. 4.3. Зовнішній вид зносу торцевої поверхні шестерні

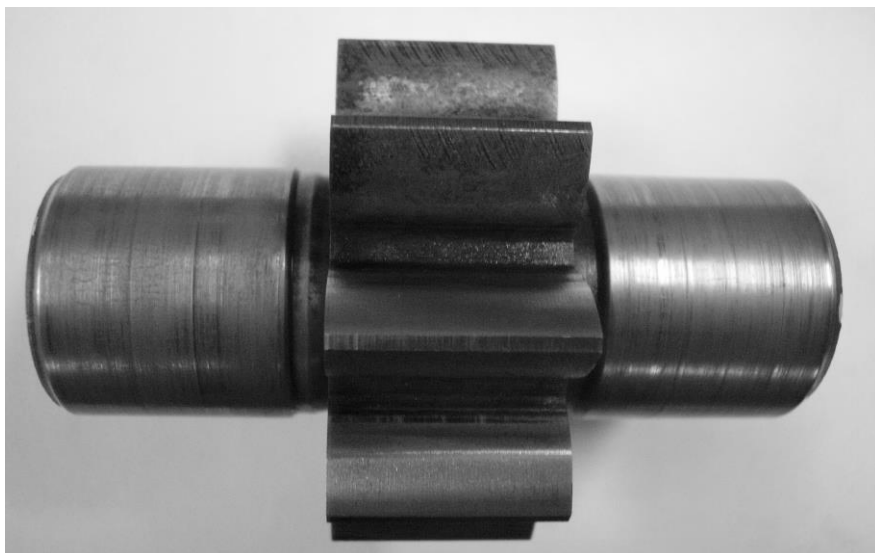


Рис. 4.4. Зовнішній вид зносу цапфи та зубів веденої шестерні

Зношування шестерень по зовнішньому діаметру відбувається нерівномірно по довжині зуба (Рис. 4.5.). Це відбувається по тій же причині, що й зношування колодязів підтискної обойми. Інтервал величин зношування шестерень по зовнішньому діаметру становить 5...161 мкм.

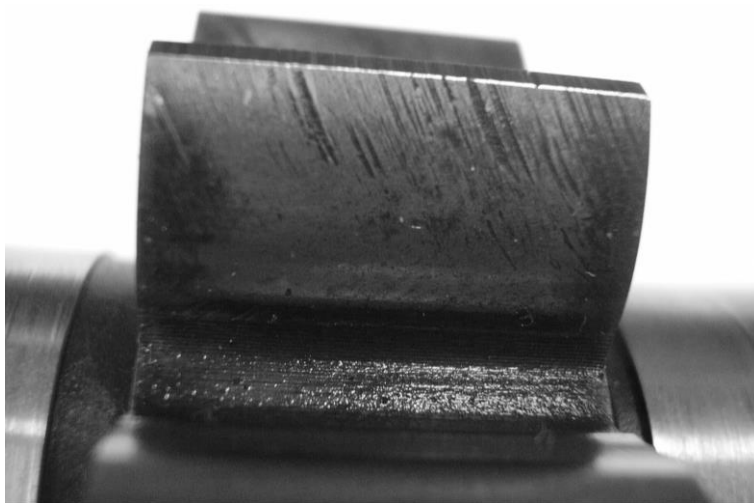


Рис. 4.5. Зовнішній вид зносу поверхні зубів ведучої шестерні

Зношування цапф по зовнішньому діаметру коливається в межах 2...17 мкм. При використанні робочих рідин, які проходять неякісну фільтрацію (наявність домішок, у т.ч. води, агресивних компонентів і т.д.) може спостерігатися корозія деталей гідронасоса.

Основні статистичні характеристики й параметри закону розподілу

Вейбулла зношування деталей, а також радіального й торцевого зазорів, представлені в (табл. 4.3, 4.4.)

Таблиця 4.3.

Основні статистичні характеристики й параметри закону розподілу Вейбулла зношування деталей і зазорів у з'єднаннях гідронасоса НШ-32А

Найменування Параметрів	Інтервал значень, мкм	Математичне очікування m_x	Стандартне відхилення, σ_x	Коефіцієнт варіації, ν	Параметри розподілу	
					a	b
1	2	3	4	5	6	7
Зношування верхнього платика	12...324	121,27	70,90	0,58	139,01	1,80
Зношування нижнього платика	19...314	126,09	84,65	0,67	141,08	1,52
Зношування колодязя під ведучу шестерню	1...50	16,84	10,29	0,61	19,05	1,70
Зношування колодязя під ведену шестерню	1...40	17,18	9,96	0,57	19,52	1,84
Зношування напівотвору підтискної обойми під ведену шестерню	8,5...244	88,75	58,03	0,65	100,05	1,58
Зношування торців ведучої шестерні	4...38	9,45	8,08	0,85	9,97	1,18
Зношування торців веденої шестерні	6...52	11,03	9,85	0,89	11,09	1,14
Зношування ведучої шестерні по зовнішньому діаметру	10...88	30,18	19,04	0,63	34	1,63
Зношування веденої шестерні по зовнішньому діаметру	12...80	30,84	19,05	0,61	35,27	1,70
Зношування цапф ведучої шестерні	2...12	5,10	2,84	0,55	5,79	1,90
Зношування цапф веденої шестерні	3...17	6,51	4,09	0,62	7,43	1,68
Радіальний зазор у зоні ведучої шестерні	25...192	78,12	37,27	0,47	88,23	2,25
Радіальний зазор у зоні веденої шестерні	11...190	87,01	48,91	0,56	97,82	1,87
Торцевий зазор	28...377	218,1	99,67	0,45	249,17	2,35
Величина збільшення до зазору «корпус - підтискна обойма» S_{K-O} (зазор S_{II}), мкм	16...244	102,21	57,90	0,56	115,8	1,87

Таблиця 4.4.

**Основні статистичні характеристики й параметри закону розподілу Вейбулла
зношування деталей і зазорів у з'єднаннях гідронасоса НШ-50А**

Найменування параметрів	Інтервал значень, мкм	Математичне очікування, m_x	Стандартне відхилення, σ_x	Коефіцієнт варіації, ν	Параметри розподілу	
					a	b
Зношування верхнього платика	15...272	99,62	77,16	0,77	110,22	1,32
Зношування нижнього платика	19...200	91,77	56,58	0,61	104,77	1,70
Зношування колодязя під ведучу шестерню	1...50	19,03	12,06	0,63	21,53	1,62
Зношування колодязя під ведену шестерню	1...51	18,81	12,45	0,66	21,1	1,55
Зношування напівотвору підтискної обойми під ведучу шестерню	23...307	127,5	84,05	0,65	144,91	1,58
Зношування напівотвору підтискної обойми під ведену шестерню	10...303	114,37	78,82	0,68	129,21	1,50
Зношування торців ведучої шестерні	4...52	13,14	10,93	0,83	14,01	1,22
Зношування торців веденої шестерні	6...40	10,85	7,81	0,71	12,01	1,42
Зношування ведучої шестерні по зовнішньому діаметру	5...161	39,44	31,45	0,79	43,08	1,28
Зношування веденої шестерні по зовнішньому діаметру	12...152	38,37	32,13	0,83	41,19	1,18
Зношування цапф ведучої шестерні	2...12	4,98	2,39	0,47	6,56	2,25
Зношування цапф веденої шестерні	3...14	5,53	3,11	0,56	6,22	1,86
Радіальний зазор у зоні ведучої шестерні	10...392	125,05	109,54	0,87	146,05	1,05
Радіальний зазор у зоні веденої шестерні	9...294	86,75	80,30	0,92	89,22	1,08
Торцевий зазор	25...390	175,96	105,24	0,59	202,38	1,78
Величина збільшення до зазору «корпус - підтискна обойма» S_{K-O} (зазор S_{II}), мкм	40...307	138,92	86,87	0,62	165,2	1,65

Після проведених стендових випробувань, первинної дефектації і мікрометражних досліджень, можна сказати, що в цілому основні причини виходу з ладу гідронасосів визначені. До них відносяться:

- перевищення торцевого зазору вище нормативних вимог у

результаті зношування платиків і торців шестерень;

- перевищення радіального зазору в зоні ведучої й веденої шестерень у результаті зношування шестерень по зовнішньому діаметру
- перевищення зазору в сполученні «корпус-обойма» у результаті зношування колодязів і напівотворів підтискної обойми.

Результати мікрометражних досліджень дозволили встановити діапазони товщини шару металопокриття h_n які потрібно нанести, щоб відновити параметри зношених поверхонь. З урахуванням припуску на механічну обробку діапазон товщини покриття для нанесення на поверхні пазів після фрезерування не менше 530 мкм, а для колодязів обойми 27-408 мкм.

Установлено також, що зростання торцевого зазору в з'єднанні «шестерня - платик» є наслідком підвищеного зношування платика, а зношування цапф шестерень і обойми частково компенсується за допомогою манжети радіального ущільнення, тому, для підвищення ресурсу відремонтованих насосів необхідно знизити коефіцієнт тертя і інтенсивність зношування у відновлюваному з'єднанні «шестерня - платик» і наблизити зносостійкість цього з'єднання до зносостійкості з'єднання «цапфа шестерні - вкладиш», що підтверджує наші теоретичні припущення.

4.4. Залежність технічного ресурсу насосу від дійсного коефіцієнта подачі

При проведенні експериментальних досліджень, по виявленню взаємозв'язку між структурними параметрами деталей качаючого вузла, що проводилися згідно методики, представленої в 3-му розділі, були отримані результати, що представлені в табл. 4.5.

Таблиця 4.5.

Результати експериментальних досліджень

№ насосу	Марка насосу	Теоретичний об'єм, см ³	Дійсний об'єм, см ³	Коефіцієнт подачі	Дійсний технічний ресурс
1	НШ-32 (новий)	32	31,04	0,97	3156
2	НШ-32 (новий)	32	31,36	0,98	3273
3	НШ-32 (ремонт Р1)	31,35	30,08	0,94	2790
4	НШ-32 (ремонт Р1)	31,35	29,44	0,92	2532
5	НШ-32 (ремонт Р2)	30,72	29,76	0,93	2662
6	НШ-32 (ремонт Р2)	30,72	29,12	0,91	2399
7	НШ-32 (прослабл. розмір)	30,38	28,48	0,89	2124
8	НШ-32 (прослабл. розмір)	29,78	28,16	0,88	1982
9	НШ-50 (новий)	50	48,5	0,97	3156
10	НШ-50 (новий)	50	48,0	0,96	3036
11	НШ-50 (ремонт Р1)	49,24	46,5	0,93	2662
12	НШ-50 (ремонт Р1)	49,24	47,5	0,95	2914
13	НШ-50 (ремонт Р2)	48,45	46,5	0,93	2662
14	НШ-50 (ремонт Р2)	48,45	46,0	0,92	2532
15	НШ-50 (прослабл. розмір)	47,78	44,5	0,89	2124
16	НШ-50 (прослабл. розмір)	47,15	45	0,9	2263

Графічні залежності технічного ресурсу насосів від дійсного коефіцієнту подачі, що були отримані в результаті проведення експериментальних досліджень представлені на рис. 4.6, 4.7.

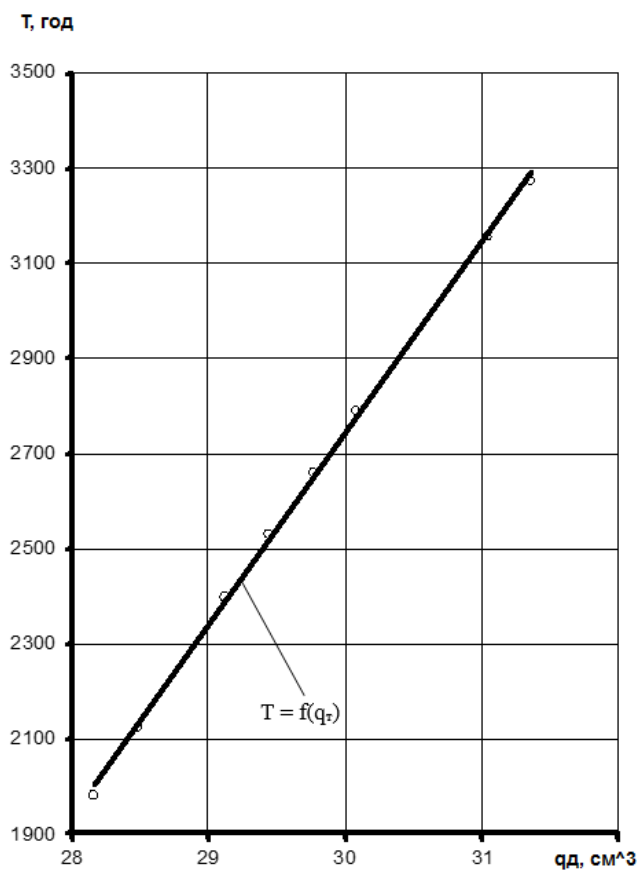


Рис.4.6. Залежність технічного ресурсу насоса НШ-32 від дійсного коефіцієнта подачі

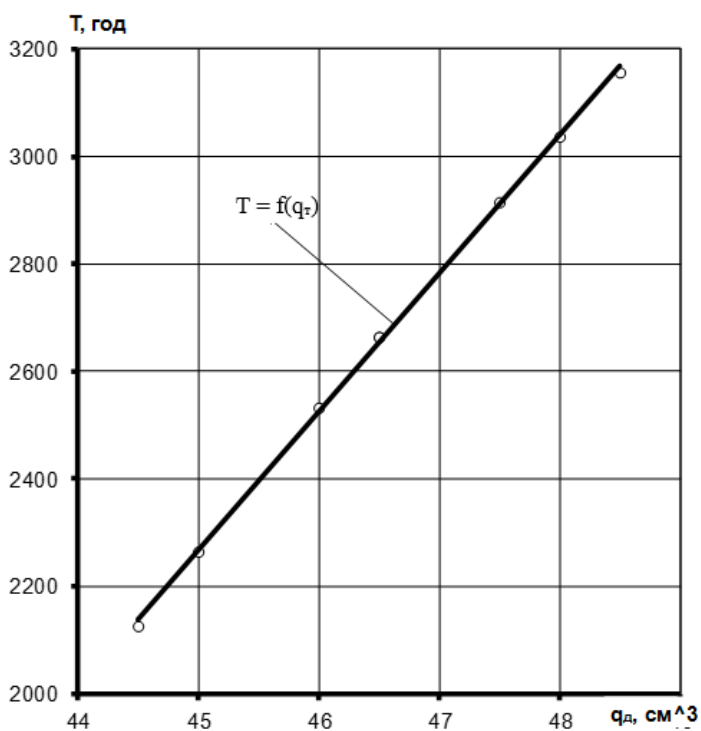


Рис. 4.7. Залежність технічного ресурсу насоса НШ-50 від дійсного коефіцієнту подачі

Детальний аналіз даних залежностей показує, що експериментально отримана функціональна залежність між технічним ресурсу насосу і його коефіцієнтом подачі відповідає теоретичним залежностям.

4.5. Розробка технологічного процесу відновлення гідронасоса

Технологічні процеси проектують відповідно до вимог стандартів ЄСКД і ЄСТД, а також з урахуванням доповнень, роз'яснень і обмежень, викладених у технічних матеріалах і галузевих стандартах.

При проектуванні технологічних процесів ремонту виробу розробляють відповідну документацію: маршрутні карти (МК), карти ескізів (КЕ), операційні карти (ОК), карти технологічних процесів (КТП), карти типових технологічних процесів (КТТП) і відомості оснащення (ВО).

Вихідні дані для проектування технологічного процесу відновлення гідронасосів наступні:

1. Відомості про дефекти й передбачувану програму відновлення деталей.

Проведені в роботі дослідження показали, що причинами порушення роботоздатності насосів є: 1) Збільшення торцевого зазору, внаслідок зношування торцевих поверхонь шестерень і платиків; 2) Збільшення радіального зазору в з'єднанні «зовнішній діаметр шестерні – обойма»; 3) Зношування напівотворів обойм під цапфи шестерень; 4) Зношування поверхні корпусу в місцях контакту шестерень.

2. Організаційна форма відновлення деталей.

При розробці технологічного процесу повинні враховуватися можливості ремонтних підприємств і їх технічне оснащення.

3. Обраний раціональний спосіб усунення дефектів по кожному маршруту.

Найбільш оптимальним способом відновлення є метод ремонту, що включає в себе ЕІО.

3. Схеми технологічних процесів усунення кожного дефекту.

4. План виконання всіх операцій, передбачених маршрутом.

4.5.1. Рекомендації з відновлення шестеренчастих гідронасосів

Основні рекомендації до технології відновлення зводяться до наступного:

1. При відновленні гідронасосів малими партіями доцільніше відмовитися від розкомплектування насосів. Ремонт раціонально робити, незнеособленим методом.

2. Робочими матеріалами електродів для електроіскрової обробки поверхонь деталей насоса, за результатами експериментальних досліджень і досвіду відновлення в лабораторних умовах, обрані наступні матеріали:

➤ зміцнення платиків насоса: матеріал електрода - молибден, технологічні режими (електро-іскрової обробки) ЕІО - напруга, ($U = 100B$), частота вібрації електрода $f = 350Гц$, час обробки $t = 1хв / см^2$; ємкість накопичувальних конденсаторів $C = 10мкФ$;

➤ обробка поверхні підтискної обойми: матеріал електрода - сплав алюмінію АЛ-11, технологічні режими ЕІО - енергетичний режим установки: ($I = 3,8A$, $U = 96B$), частота вібрації електрода $f = 250Гц$, час обробки $t = 8хв / см^2$.

3. У якості наступної механічної обробки платиків застосовується плоске шліфування з використанням спеціально розробленого пристосування, що встановлюється на магнітному столі плоскошліфувального верстата.

4. Завал торцевої поверхні шестерні повинен бути не менш 0,02 мм у глиб від вінця до цапфи.

5. При зношуваннях поверхонь обойм менше 200 мкм доцільніше використовувати для нанесення покриттів метод ЕІО.

4.5.2. Проектування маршруту обробки

При використанні розробленого технологічного процесу допускається заміна в ньому встаткування і оснащення іншими встаткуванням і оснащенням,

що забезпечує задані параметри обробки й виміру елементів (поверхонь).

005. Слюсарна

Розібрати НШ-50-2 згідно РТ 70.0001.25-86.

010. Мийна

Промити деталі в розчині мийного засобу «Лабомід-315» або МС-15 ТУ 38-10738-73 концентрацією 20г/л, температура розчину 70-75°C.

015. Дефектувальна

1. Дефектувати деталь згідно з технічними вимогами на капітальний ремонт ТК 70.0001.018-81.

2. Визначити найбільший радіус колодязів підтискної обойми - $R_{\max}$.

3. Визначити остаточний зовнішній діаметр шестерень після виведення слідів зношування - розмір D .

4. Визначити найбільший зазор у сполученні - $S_p = R_{\max} - \frac{D}{2}$. При $S_p > 0,012\text{мм}$. і відхиленні геометричної форми радіуса колодязів обойми більш 0,010 мм проводити обробку колодязя (операція 020).

5. Визначити найменший діаметр цапфи шестерні - $d_{\text{ц. min}}$. При $d_{\text{ц. min}} < d_n (d_n = 30_{-0,060}^{-0,045})$ і відхиленні геометричної форми цапфи більше 0,010мм, проводити наплавлення на цапфу (операція 060).

6. Визначити найменшу ширину зуба шестерень - В; найменшу товщину платиків - Л.

7. Дефектувати корпус. При наявності глибоких рисок виконати операцію 080.

020. Електроіскрова

Обробити колодязі, поверхні пазів підтискної обойми ЕІО електродом з алюмінію марки АЛ-11, режим установки 5, частота 250, тривалість імпульсу 2,5, $I = 3,8\text{А}$, $U = 96\text{В}$, $t = 6\text{хв} / \text{см}^2$.

025. Газодинамічна

1. Нанести на оброблені колодязі підтискної обойми шар алюмінію

товщиною не менш 408 мкм, режим установки 3, продуктивність 1,2-1,3 см³/хв.

2. Нанести на торцеву поверхню пазів під платики підтискної обойми шар алюмінію товщиною не менш 530 мкм, режим установки 4, продуктивність 1,5-1,6 см³/хв.

030. Фрезерна

Фрезерувати пази під платики, витримуючи розміри: ширину паза $A = L + 0,02 \text{ мм.}$, відстань між пазами $N = 6 + 0,07 \text{ мм.}$. Подача на зуб $S_z = 0,80 \text{ мм.}$, частота обертання різального інструменту $n = 500 \text{ хв.}^{-1}$.

035. Фрезерна

Обробити колодязі корпуса, витримуючи радіус колодязя $R = D/2 - 0,03 \text{ мм.}$. Подача на зуб $S_z = 0,80 \text{ мм.}$, частота обертання різального інструменту $n = 1600 \text{ хв.}^{-1}$.

040. Притирочна

Вивести сліди зношування й виправити геометричну форму шестерень, витримуючи зазор у сполученні $S_p = -0,030 + 0,012 \text{ мм.}$; $n_o = 150 - 200 \text{ об/хв.}$, питомий тиск - 8 кгс/см., число подвійних ходів притирання - 50...60 ход/хв., вихід, рух притирання - зворотно-поступальне.

045. Шліфувальна

Шліфувати торці зуба шестерень до виведення слідів зношування, витримуючи ремонтний розмір . У випадку не збігу розміру У веденої і ведучої шестерень вивести в один розмір з відхиленням 0,010 мкм.

050. Шліфувальна

Шліфувати торцеву поверхню платиків до виведення слідів зношування, витримуючи ремонтний розмір .

055. Електроіскрова

Зміцнити торцеву поверхню платиків молібденовим електродом, режими установки $U = 100 \text{ В}$, $C = 10 \text{ мкФ.}$; $f = 350 \text{ Гц}$, $t = 1 \text{ хв/см}^2$.

060. Електроіскрова

Нанести на цапфи шар металопокриття електродом зі сталі 85, режим

установки: $I = 3,8A$, $Bn_{эл} = 3500 \text{ об./хв.}$, $n_{эл} = 3500 \text{ об./хв.}$, $n_{ц.ш.} = 11,2 \text{ об./хв.}$, $m = 1$,
 $S_{ц.ш.} = 0,11 \text{ мм/об.}$

065. Поверхнево-пластична деформація

Обробити цапфи шестерень кульковим накатником; $n_{об.} = 150...200 \text{ об./хв.}$,
 питомий тиск $D = 8 \text{ ГПа}$, $S_{нон} = 0,08 \text{ мм/об.}$

070. Доводочна

Притирати цапфи шестерень до досягнення розміру d_n і відхилення геометричної форми не більш $0,010 \text{ мм}$.

075. Доводочна

Виводити сліди зношування на напівотворах підтискної обойми.

080. Газодинамічна

Нанести шар алюмінію на поверхню корпусу в місцях контакту з вінцями шестерень. Товщина металопокриття вибирається залежно від глибини задиру, продуктивність $1,5-1,6 \text{ см}^3/\text{хв.}$

085. Шліфувальна

Шліфувати оброблену поверхню корпусу.

090. Слюсарна

Зібрати НШ-50-2 згідно РТ 70.0001.25-86.

095. Контрольна

Контролювати роботоздатність насоса.

При тиску $P = 14,0 \text{ МПа.}$ і контрольному обсязі 100 літрів , об'ємний ККД не менш $0,9$.

4.5.3. Вибір засобів технологічного оснащення

005. Слюсарна

Пристосування й інструмент. Верстат слюсарний, лещата ГОСТ 5698-76, набір гайкових ключів.

010. Мийна

Устаткування. Мийна машина ОМ 9313.

Матеріал. Мийний засіб МС-15 ТУ 38-10738-73.

015. Дефектувальна

Пристосування й інструмент. Контрольний стіл ОРГ 1468-01-060А, лещата ГОСТ 5698-76. Мікрометр важільний (Німеччина) 0-25, індикаторний мікрометр МК 25-50 ГОСТ 868-82, індикаторний нутромір 18-50 ГОСТ 868-82, індикаторний нутромір 10-18 ГОСТ 868-82; головка індикаторна типу МІГ, плоска підставка, стійка С111.

020. Електроіскрова обробка

Устаткування. Установка Элитрон-22БМ.

Пристосування й інструмент. Ручний вібратор, лещата ГОСТ 5698-76.

Матеріал. Електрод АЛ-11 діаметр 5 мм.

025. Газодинамічна

Устаткування. Установка для напилювання ДИМЕТ 403,

Пристосування й інструмент. Верстат ОРГ 1468-01-060 А, обладнаний приточно-витяжною вентиляцією, лещата ГОСТ 5698-76.

Матеріал. Алюмінієвий порошок із цинком марки А-80-13.

030. Фрезерна

Устаткування. Верстат консольно-фрезерний 6Р82Г.

Пристосування й інструмент. Дисковий різцеутримувач, різець із напайкою ВК-6. Спеціально розроблене пристосування для кріплення напівобойм.

Вимірювальний інструмент. Індикаторний нутромір 10-18 ГОСТ 868-82.

035. Фрезерна

Устаткування. Верстат консольно-фрезерний 6Р82Г.

Пристосування і інструмент. Різцева головка, різець із напайкою ВК-6. Спеціально розроблене пристосування для кріплення напівобойм.

040. Притирочная

Устаткування. Токарний верстат 1А62.

Пристосування й інструмент. Притир чавунний гладкий НВ 100-200, Стійка С1 із індикаторною головкою.

Матеріал. Паста альборова ЛП МЗ-М2 ГОСТ 9206-80.

045. Шліфувальна

Устаткування. Верстат 1К62.

Пристосування й інструмент. Розроблене пристосування ПД-20.

Важільний мікрометр МРП 0-25 ГОСТ 11098-75. Тарілчасте алмазне коло

050. Шліфувальна

Устаткування. Плоскошліфувальний верстат моделі ЗГ71.

Пристосування й інструмент. Розроблене пристосування для кріплення
платиків до магнітного стола.

055. Електроіскрова

Устаткування. Установка «Элитрон -21» з ручним вібратором.

Матеріал. Електрод Мо, діаметр 2 мм.

060. Електроіскрова

Устаткування. Установка Элитрон-22БМ, верстат 1А616.

Пристосування й інструмент. Механізований комплекс КПМ-20.

Матеріал. Електрод сталь 85 діаметр 5 мм.

065. Поверхнево-пластична деформація

Устаткування. Верстат 1А616, кульковий укатник.

070. Доводочна

Устаткування. Верстат 1А616.

Пристосування й інструмент. Притир чавунний гладкий НВ 100-200.
Мікрометр МК 25-50 ГОСТ 868-82.

Матеріал. Паста альборова ЛП МЗ-М2 ГОСТ 9206-80.

075 Доводочна

Пристосування й інструмент. Верстат слюсарний, лещата ГОСТ 5698-76,
притирання чавунне НВ 100-200.

Матеріал. Паста альборова ЛП МЗ-М2 ГОСТ 9206-80.

080. Газодинамічна

Устаткування. Установка для напилювання ДИМЕТ 403.

Пристосування й інструмент. Верстат ОРГ 1468-01-060А, обладнаний

приточно-витяжною вентиляцією, лещата ГОСТ 5698-76.

Матеріал. Алюмінієвий порошок із цинком марки А-80-13.

085. Шліфувальна

Устаткування. Фрезерний верстат 6Е463.

090. Слюсарна

Пристосування й інструмент. Верстат ОРГ 1468-01-060А, лещата ГОСТ 5698-76, набір головок.

095. Контрольна

Устаткування: Стенд випробувальний КИ - 4815М ГОСНИТИ.

РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Розрахунок техніко-економічних показників проведених досліджень та методів інженерних розрахунків необхідно проводити не тільки з врахуванням економічного ефекту від впровадження нового обладнання або технології але і враховувати показники ремонтпридатності, які дозволяють виявити резерви в виробничому процесі ремонту насосів модифікації НШ-К з точки зору зниження трудомісткості ремонтних робіт та їх собівартості.

Економічна оцінка проектних рішень розраховується з врахуванням показників ремонтпридатності на основі яких удосконалюється технологія і організації виробничого процесу з ремонту насосів модифікації НШ-К і буде визначатися на основі показників роботи спеціалізованого відділення з капітального їх ремонту.

За результатами проведених досліджень рекомендується провести технологічне перепланування спеціалізованого відділення з ремонту насосів модифікації НШ-К. До існуючого обладнання добавлене нове, що обумовило зміни в загальному технологічному процесі проведення ремонтних робіт.

Вихідні данні для обґрунтування економічної ефективності роботи наведені в табл. 5.1.

Таблица 5.1.

Вихідні данні для розрахунку проекту

Показники	Значення показників
Річна програма по ремонту, шт.	550
Кількість основних робітників, осіб	2
Середньомісячна заробітна плата робітника, грн.	3600
Вартість діючого обладнання для проведення ремонтів, грн.	160000
Вартість придбаного обладнання, грн.	100000
Річні витрати електроенергії, кВт/год	35000
Ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн.	1,96
Вартість од. ремонту, грн.	640

Для проведення економічної оцінки роботи необхідно визначити наступні показники:

1. Вартість проведених ремонтів.

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

$$B_p = \eta \cdot B_{OP}, \quad (5.1.)$$

де η^B, η^P - відповідно базова і проектна річна програма ремонту насосів ($\eta^B = 550 \text{рем.}$, $\eta^P = 1000 \text{рем.}$);

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

$$B_p^B = 550 \cdot 640 = 352000 \text{грн.}$$

$$B_p^P = 1000 \cdot 640 = 640000 \text{грн.}$$

2. Експлуатаційні витрати (ЕВ) визначаються за виразом:

$$EB = 3П + A + B_{EL} + B_{PEM} + IB, \quad (5.2.)$$

де $3П$ – заробітна плата з нарахуванням, грн.;

A – амортизаційні відрахування, грн.;

B_{EL} – вартість електроенергії, грн.;

B_{PEM} – витрати на поточний ремонт та технічне обслуговування приміщення та обладнання, грн.;

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

Заробітна плата основних робочих для базового і проектного варіанту з нарахуваннями визначається за виразом:

$$3П = 3П_{CP} \cdot K_{ПР} \cdot 12 + 3П_H, \quad (5.3.)$$

де $3П_{CP}$ - середньомісячна заробітна плата робітника, грн.
($3П_{CP}^B = 3П_{CP}^P = 3600 \text{грн.}$);

$K_{ПР}$ - кількість основних робітників, чол. (для базового варіанту $K_{ПР}^B = 2 \text{чол.}$, для проектного варіанту $K_{ПР}^P = 3 \text{чол.}$);

$ЗП_H$ - нарахування на зарплату, грн. ($ЗП_H = 0,22 \cdot ЗП$).

$$ЗП^B = 3600 \cdot 2 \cdot 12 = 86400 \text{ грн.}$$

$$ЗП^П = 3600 \cdot 3 \cdot 12 = 129600 \text{ грн.}$$

Відповідно нарахування на зарплату визначаються:

$$ЗП_H^B = 0,22 \cdot 86400 = 19008,0 \text{ грн.}$$

$$ЗП_H^П = 0,22 \cdot 129600 = 28512 \text{ грн.}$$

Тоді заробітна плата з нарахуваннями буде становити:

$$ЗП^B = 86400 + 19008 = 105408,0 \text{ грн.}$$

$$ЗП^П = 129600 + 28512 = 158112,0 \text{ грн.}$$

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

Витрати на амортизацію обладнання розраховуються за формулою:

$$A_{OB} = \frac{B_{OB} \cdot H_A}{100}, \quad (5.4.)$$

де B_{OB} – балансова вартість обладнання, грн.(для базового варіанта

$B_{OB}^B = 160000 \text{ грн.}$, проектного $B_{OB}^П = B_{OB}^П + B_{OB}^B = 100000 + 160000 = 260000 \text{ грн.}$);

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

$$A_{OB}^B = \frac{160000 \cdot 21,93}{100} = 35088,0 \text{ грн.}$$

$$A_{OB}^П = \frac{260000 \cdot 21,93}{100} = 57018,0 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію будівлі визначаються за формулою:

$$A_B = \frac{B_B \cdot H_B}{100}, \quad (5.5.)$$

де B_B – балансова вартість будівлі, грн.($B_B = 950000 \text{ грн.}$, як для базового так і для проектного варіанту);

H_B – нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань на приміщення, ($H_B = 7,76\%$).

Тоді

$$A_B = \frac{950000 \cdot 7,76}{100} = 73720,0 \text{ грн.}$$

Загальна вартість амортизаційних відрахувань складе:

$$A = A_{OB} + A_B, \quad (5.6.)$$

Тоді

для базового варіанту

$$A^B = 35088,0 + 73720,0 = 108808,0 \text{ грн.}$$

і проектного

$$A^II = 57018 + 73720 = 130738,0 \text{ грн.}$$

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

$$B_{EL} = Q_{EL} + C_{EL}, \quad (5.7.)$$

де Q_{EL} - річні витрати електроенергії, кВт/год. (для базового варіанту

$Q_{EL}^B = 35000 \text{ кВт/год.}$, для проектного варіанту $Q_{EL}^{II} = 65000 \text{ кВт/год.}$);

C_{EL} - ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн. ($C_{EL} = 1,96 \text{ грн.}$).

$$B_{EL}^B = 35000 \cdot 1,96 = 68600 \text{ грн.}$$

$$B_{EL}^{II} = 65000 \cdot 1,96 = 127400 \text{ грн.}$$

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

$$B_{PEM} = \frac{A \cdot 30}{100}, \quad (5.8.)$$

Тоді

$$B_{PEM}^B = \frac{108808 \cdot 30}{100} = 32642,4 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{рем.}}^{\Pi} = \frac{130738 \cdot 30}{100} = 39221,4 \text{ грн.}$$

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

$$IB = \frac{(3\Pi + A + B_{\text{ЕЛ}} + B_{\text{РЕМ}}) \cdot 3}{100}, \quad (5.9.)$$

$$IB^B = \frac{(105408 + 108808 + 68600 + 32642,4) \cdot 3}{100} = 9463,8 \text{ грн.}$$

$$IB^{\Pi} = \frac{(158112 + 130738 + 127400 + 39221,4) \cdot 3}{100} = 13664,1 \text{ грн.}$$

Тоді експлуатаційні витрати згідно виразу (5.2.) складуть:

$$EB^B = 3\Pi + A + B_{\text{ЕЛ}} + B_{\text{РЕМ}} + IB,$$

$$EB^B = 105408 + 108808 + 68600 + 32642,4 + 9463,8 = 324922,2 \text{ грн.}$$

$$EB^{\Pi} = 158112 + 130738 + 127400 + 39221,4 + 13664,1 = 469135,5 \text{ грн.}$$

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

$$ПС = EB \cdot 1,02, \quad (5.10.)$$

$$ПС^B = 324922,2 \cdot 1,02 = 331420,6 \text{ грн.}$$

$$ПС^{\Pi} = 469135,5 \cdot 1,02 = 478518,2 \text{ грн.}$$

4. Загальний прибуток (П) визначиться за виразом:

$$\Pi = B_{\text{ПП}} - ПС, \quad (5.11.)$$

$$\Pi^B = 352000 - 331420,6 = 20579,4 \text{ грн.}$$

$$\Pi^{\Pi} = 640000 - 478518,2 = 161481,8 \text{ грн.}$$

5. Рівень рентабельності (Р) буде дорівнювати:

$$P = \frac{\Pi}{ПС} \cdot 100\%, \quad (5.12.)$$

$$P^B = \frac{20579,4}{331420,6} \cdot 100\% = 6,2\%$$

$$P^{\Pi} = \frac{161481,8}{478518,2} \cdot 100\% = 33,8\%$$

6. Додаткові капітальні вкладення (Б) визначаються:

$$B = B_{\Pi P} - B_{Д}, \quad (5.13.)$$

де $B_{\Pi P}$ - вартість обладнання придбаного і діючого, грн.,
($B_{\Pi P} = 260000 \text{ грн.}$);

$B_{Д}$ - вартість діючого обладнання, грн., ($B_{Д} = 160000 \text{ грн.}$).

$$B = 260000 - 160000 = 100000 \text{ грн.}$$

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

$$E_p = \Pi^{\Pi} - \Pi^Б, \quad (5.14.)$$

$$E_p = 161481,8 - 20579,4 = 140902,4 \text{ грн.}$$

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

$$T_o = \frac{B}{E_p}, \quad (5.15.)$$

$$T_o = \frac{100000}{140902,4} = 0,7 \text{ року}$$

Основні результати розрахунку представлені в табл. 5.2.

Таблиця 5.2.

Техніко-економічні показники впроваджуваного проекту

Показники	Базовий варіант	Проектний варіант
Вид робіт	Ремонт	Ремонт
Обсяг робіт, од.	550	1000
Кількість основних робітників, осіб	2	3
Обсяг додаткових капіталовкладень, грн.	-	100000
Експлуатаційні витрати всього, грн.:	324922,2	469135,5
- заробітна плата з нарахуваннями, грн.	105408,0	158112,0
- амортизаційні відрахування, грн.	108808,0	130738,0
- вартість електроенергії, грн.	68600,0	127400,0
- витрати на ПР та ТО, грн.	32642,4	39221,4

- інші витрати, грн.	9463,8	13664,1
Повна собівартість продукції, грн.	331420,6	478518,2
Загальний прибуток, грн.	20579,4	161481,8
Річний економічний ефект, грн.	-	140902,4
Термін окупності додаткових вкладень, років	-	0,7

Висновок.

Проведені розрахунки техніко-економічної ефективності показують, що при запланованій програмі ремонту 1000 одиниць на рік рівень рентабельності складе 33,8 %, річний економічний ефект становить 140902,4 грн, а термін окупності матеріальних затрат 0,7 року, що вказує на доцільність проведених досліджень з покращення показників ремонтпридатності насосів модифікації НШ-К.

РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

6.1. Основні вимоги охорони праці для лабораторії з дослідження гідроагрегатів

Питання охорони праці являються важливими і потребують їх розгляду та дотримання також при проведенні науково-дослідних робіт. .

При обґрунтуванні показників довговічності, безвідказності та ремонтпридатності шестеренчастих насосів модифікації НШ-К гідроприводу роздільно-агрегатної системи трактора до практичних робіт, які передбачаються програмою досліджень, слід віднести роботи по розбиранню та складанню гідронасоса для виявлення технічного стану деталей качаючого вузла, які обумовлюють технічний стан насоса в першу чергу, а також роботи пов'язані з випробуванням насосів для виявлення функціональної залежності між структурними параметрами технічного стану та функціональними.

Розбирання та складання гідравлічного насоса повинне проводитися на спеціальних робочих місцях з застосуванням спеціальних знімачів або пристроїв. Стопорна пружинне кільце насоса НШ-К знімають і надівають за допомогою спеціальних щипців, а втулки ви присовують із корпусу за допомогою цангового спеціального знімача.

При застосуванні пневматичного або електричного ручного інструменту необхідно перед початком роботи перевірити його справність, та роботу на холостому ході.

Робочу частину встановлюють в шпindel при відключеному інструменту від джерела. Шланги та електричні провoda не повинні натягнуті та пересікати робочі проходи.

Заходи з охорони праці, які розроблюються для спеціалізованих підприємств та їх підрозділів з ремонту гідравлічних агрегатів, повинні орієнтуватися на специфіку виробництва, яка обумовлює основні небезпечні та шкідливі виробничі фактори.

При ремонті гідравлічних агрегатів до них належать: рухомі механізми, підвищені рівні шуму та вібрацій на робочих місцях; підвищена напруга в електричній мережі; підвищена температура повітря робочої зони; гострі кромки, заусениці та шорсткості поверхонь; токсичність парів мінеральних олив; фізичні перевантаження та монотонність праці, які потребують перерви на відпочинок та інше.

Освітлювальна апаратура і арматура повинні знаходитися в закритому виконанні, а величина і характер освітленості мають відповідати нормативним вимогам на робочих постах з розбирання і обкатки і випробування гідронасосів.

Основне обладнання необхідно розміщувати від стін не менше 0,5 м на міцних основах, що запобігає підвищенню рівня шуму і вібрації. Стенди з електричними приборами занулюють, заземляють, а рубильники закривають кожухами.

Гідравлічні агрегати, які надходять на випробування, а також зняті зі стендів, установлюються на спеціальні підставки, запобігаючи їх відпадинню. В процесі випробування гідроагрегатів вони мають надійно закріплюються самі, а також і гідравлічні рукава високого тиску, що прикріплюються до вузлів. При цьому арматуру високого тиску під час випробувань закривають захисними приборами.

В процесі випробування гідроагрегатів робоче місце має оснащуватися місцевою вентиляцією, що обумовлюється значною кількістю парів масла в результаті проведення випробувальних робіт та температурою робочої рідини, яка досягає 50⁰С .

Необхідно постійно проводиться контроль стану манометрів стендів.

Куток з охорони праці має працювати в відповідності з розробленими планами, з застосуванням сучасних наглядних посібників.

При проведенні діагностувальних робіт в першу чергу необхідно перевірити надійність кріплення діагностичних пристроїв.

Їх застосування повинне відповідати спеціальним вимогам безпеки, які вказуються в технічних умовах на експлуатацію.

Для приєднання діагностичних пристроїв необхідно застосовувати спеціальні технологічні отвори, які передбачені конструкцією і запобігають витратам мастила.

При проведенні монтажних-демонтажних робіт при діагностуванні необхідно використовувати тільки справний інструмент і застосовувати його за призначенням.

Реалізація запропонованих заходів з охорони праці для спеціалізованих підрозділів з дослідження гідравлічних агрегатів дасть можливість значно покращити умови праці та знизити травматизм на робочих місцях при проведенні лабораторних досліджень гідравлічних агрегатів.

6.2. Заходи по поліпшенню умов праці

6.2.1. Перевірочні розрахунки вентиляції і освітлення для лабораторії з дослідження гідравлічних агрегатів

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

В зв'язку з цим проведено перевірочні розрахунки вентиляції та освітлення.

Визначимо величину повітрообміну для загально обмінної вентиляції за формулою:

$$W_{\Pi} = V \cdot \kappa, \quad (6.1.)$$

де W_{Π} – повітрообмін для загально обмінної вентиляції, $\text{м}^3/\text{год}$;

V – об'єм приміщення м^3 , ($V=800\text{м}^3$);

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

Тоді

$$W_{\Pi} = 800 \cdot 2 = 1600 \text{м}^3 / \text{год}.$$

Величина повітрообміну для місцевих витяжних вентиляційних установок розраховується за виразом:

$$W_3 = V_3 \cdot F \cdot 3600, \quad (6.2.)$$

де W_3 – повітрообмін для місцевої вентиляції типу «Зонт» $\text{м}^3/\text{г}.$;

V_3 – середня швидкість в приймальній частині «Зонта»

$\text{м}/\text{с}, (V_3 = 0,15 \dots 0,25);$

F – площа приймальної частини «Зонта». ($F = 2,5 \text{ м}^2$)

А повітрообмін для місцевої вентиляції:

$$W_3 = 0,2 \cdot 2,5 \cdot 3600 = 1800 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Визначимо потужність електродвигуна для приводу вентилятора за формулою:

$$N_e = 1,2 \dots 1,5 \cdot \frac{W_3 \cdot H_n}{3600 \cdot 10^2 \cdot \zeta_B \cdot \zeta_H}, \quad (6.3.)$$

де H_n – тиск повітряного потоку, $\text{Н}/\text{м}^2$ ($H_n = 68$);

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

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

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

Тоді

$$N_e = \frac{1800 \cdot 68}{3600 \cdot 0,55 \cdot 0,4 \cdot 102} = 1,5 \text{ кВт}$$

Таким чином для місцевих витяжних установок типу „Зонт” застосуємо електродвигун потужністю 1,5 кВт.

Дані розрахунків представимо в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1.

Найменування відділення, робочого місця	Вид вентиляції	Продуктивність	Марка вентилятора	Потужність ел. двигуна, кВт	Норма часової кратності повітря
Відділення по дослідженню гідроагрегатів	Загальн. обмін	1000	-	-	2...3
Стенд для випробування гідроагрегатів (КИ-4815М)	Місцева "Зонт"	1800	44-70	1,3	3...5

Загальна кількість світильників для відділення розраховується за виразом:

$$N = \frac{E_H \cdot S \cdot z \cdot \kappa_3}{\Phi \cdot \zeta}, \quad (6.4.)$$

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

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

S – площа приміщення, m^2 ($S = 190 m^2$);

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

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

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

Тоді

$$N = \frac{500 \cdot 190 \cdot 1,1 \cdot 1}{20000 \cdot 0,5} = 10,45 \approx 11 \text{ од.}$$

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

6.2.2. Опис пристрою для поліпшення умов праці

Для поліпшення умов праці при проведенні досліджень з впливу якості складання шестеренчастих насосів на показники їх надійності, які застосовуються в роздільно агрегатній гідравлічній системі трактора, нами

рекомендується застосувати розроблене обладнання (стенд для видалення втулок із корпусу насоса модифікації НШ-У та випресування стопорної втулки із корпусу насоса НШ-К). Необхідність застосування даної конструкції стенда обумовлюється тим, що при розбиранні насоса виникають складності при видаленні нижніх втулок, які розміщуються в колодязі корпусу. Дана конструкція стенда може застосовуватись на спеціалізованих ремонтних підприємствах та дільницях, які займаються ремонтом гідравлічних насосів.

Стенд працює наступним чином. Робоча рідина подається гідравлічним насосом до гідророзподільника, а через нього до гідроциліндру, що забезпечує хід штока, який переміщує цангові оправки до отвору стопорної втулки, розводять цангову оправку і переміщують шток в верх забезпечуючи вилучення втулки із корпусу насоса.

Впровадження даної конструкції стенда значно підвищує продуктивність праці при розбиранні насоса, а також покращує умови праці робочого.

На стенді передбачається установка захисного екрану в зоні переміщення штока гідроциліндра та спеціальних прорезинених опор для гасіння вібрацій.

6.3. Рекомендації по поліпшенню умов праці

Проведений аналіз стану охорони праці в виробничому підрозділі показує, що для покращення техніки безпеки при дослідженні агрегатів гідроприводу необхідне проведення наступних заходів з охорони праці:

- ✓ Робочі місця та пости забезпечити організаційно-технологічною документацією з охорони праці,
- ✓ Робочі місця з значним об'ємом розбирально-складальних робіт Забезпечити необхідними засобами механізації;
- ✓ Відновити роботу кутків з охорони праці та забезпечити їх нормативно-технічною документацією;
- ✓ Обладнати пожежні щити згідно вимог охорони праці.

ВИСНОВКИ

1. До основних видів зносу гідравлічних насосів та їх деталей можна віднести: абразивний, зчеплення поверхонь, зминання, ерозійно-кавітаційний, втомлю вальний, корозійний та інші, які обумовлюються ремонтно-технологічними факторами при виготовленні та ремонту насосів, а також експлуатаційними, що обумовлюються режимами навантаження гідронасосів та якістю проведення ремонтно-обслуговуючих робіт.

2. Теоретичних результати досліджень показують, що при механічному обробленні шестерні під другий ремонтний розмір, якому відповідає теоретичне значення подачі насосу НШ-32 $q_t = 30 \text{ см}^3$, технічний ресурс насоса зменшується на 10...12 % від ресурсу нового насоса, а для насоса НШ-50 він зменшується на 9-10 %. Виявлення даного взаємозв'язку дозволить визначити залишковий ресурс насоса і планувати проведення його заміни, а також забезпечувати необхідну кількість насосів на складі.

3. Усунення несправностей, пов'язаних безпосередньо з заміною насоса або усунення його розгерметизації на тракторі не визиває значних ускладнень при відновленні роботоздатності гідравлічної системи, що підтверджується достатньо високим показником коефіцієнта легкоз'ємності $K_{\text{д}} = 0,65...0,75$, який характеризує додаткові показники ремонтпридатності гідравлічних насосів НШ-К.

4. Аналіз ремонтної технологічності шестеренчастого насоса модифікації НШ-К показав, що коефіцієнт доступності до деталей в процесі ремонту знаходиться в інтервалі $K_{\text{д}} = 0,13...0,25$, що вказує на конструктивну складність для умов відновлення його роботоздатного стану на спеціалізованих ремонтних підприємствах.

5. Визначення коефіцієнта доступності до деталей при ремонті гідравлічних насосів НШ-К характеризує в основному вплив конструктивних особливостей гідронасосів на показники ремонтпридатності. Для отримання повної уяви про ремонтпридатність гідравлічних насосів НШ-К необхідно

провести оцінку ремонтної технологічності ресурсолімітуючих деталей, яка формується на основі ймовірності появи наступних несумісних дій: деталь являється придатною без ремонту; деталь потребує ремонту; деталь непридатна.

6. Результати первинної дефектації і мікрометражних досліджень показали, що до основних причин виходу з ладу гідронасосів відносяться: перевищення торцевого зазору вище нормативних вимог у результаті зношування платиків і торців шестерень; перевищення радіального зазору в зоні ведучої й веденої шестерень перевищення зазору в сполученні «корпус-обойма» у результаті зношування колодязів і напівотворів підтискної обойми.

7. Результати мікрометражних досліджень дозволили встановити діапазони товщини шару металопокриття h_n які потрібно нанести, щоб відновити параметри зношених поверхонь. З урахуванням припуску на механічну обробку діапазон товщини покриття для нанесення на поверхні пазів після фрезерування не менше 530 мкм, а для колодязів обойми 27-408 мкм.

8. Експериментально отримана функціональна залежність між технічним ресурсом насосу і його коефіцієнтом подачі, з врахуванням геометричних розмірів деталей качаючого вузла, відповідає теоретичним залежностям, що дозволить визначити залишковий ресурс насосу і планувати проведення його заміни, а також забезпечувати необхідну кількість насосів на складі.

9. Реалізація розробленого технологічного процесу ремонту насосу з застосуванням обґрунтованих способів відновлення дефектів є одним із напрямків, які дозволяють покращити показники ремонтпридатності насоса з точки зору відновленості його деталей для умов спеціалізованих підприємств.

10. Проведений аналіз стану охорони праці показав, що для покращення умов праці та зниження травматизму при проведенні досліджень необхідно забезпечити в приміщенні вентиляцію і освітлення в відповідності з розрахунками та реалізувати запропоновану конструкцію стенда для розбирання та складання насосів.

11. Проведені розрахунки техніко-економічної ефективності показують, що при запланованій програмі ремонту 1000 одиниць на рік рівень рентабельності складе 33,8 %, річний економічний ефект становить 140902,4 грн, а термін окупності матеріальних затрат 0,7 року, що вказує на доцільність проведених досліджень з покращення показників ремонтпридатності насосів модифікації НШ-К.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамов Е. І. Елементи гідроприводу: Довідник. [Текст] / Е. І. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов - Київ: Технжа, 1977. - 320 с
2. 2. Саенко В. П. Дослідження залежностей радіальних навантажень, об'ємних і механічних втрат від характеру розподілу тиску рідини в шестеренчастих насосах: Дисс. канд. техн. наук. [Текст] / В. П. Саенко -Харків, 1978.- 178 с
3. Кальбус Г. Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов в вопросах и ответах. [Текст] / Г. Л. Кальбус - Киев: Урожай, 1982 – 200 с.
4. Дідур В.А., Журавель Д.П., Палішкін М.А. та ін. Гідравліка. Підручник. Стереотипне видання, Одеса: Олді+, 2020. 624 с.
5. Єремєєв І.С., Кисельов В.Б. Автоматизовані системи управління технологічними процесами. Навчальний посібник. Одеса: Олді+, 2022. 324 с.
6. Левицький Б.Ф., Леиць Н.П. Гідравліка. Львів: Світ, 2004. 216 с.
7. Мельниченко Д.Ю., Лаврентьев М.В., Горелкін А.В. Гідравліка, гідросилові установки і основи сільськогосподарського водопостачання. Київ: Урожай 2016. 275 с.
8. Мошенцев Ю.Л., Гогоренко О.А. Розрахунок ступеня відцентрового наддувного компресора. Навчальний посібник. Одеса: Олді+, 2021. 160 с.
9. Рогалевич Ю.П. Гідравліка. Київ: Вища школа, 2003. 238 с.
10. Погорілець, О.М. Гідропривод сільськогосподарської техніки: підруч./ О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; за ред.. О.М. Погорілеця. – К.: Вища освіта, 2004.-368 с.:
11. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропривод/ В.А. Дідур, О.Д. Савченко, С.І. Пастушенко, С.І. Мовчан. - Запоріжжя: Прем'єр, 2005. – 464 с.: іл.
12. Холоменюк М.В., Ткачук А.В., Онопрієнко Д.М. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Навчальний посібник. Стереотипне видання, Одеса: Олді+, 2019. 356 с. 49
13. Шолудько В.П., Боярчук В.М., Шолудько Я.В., Михалюк М.А. Теплотехніка та використання теплоти. Львів «Сполом», 2007, 190с

14. Шмат К.І., Солодовніченко В.М., Папченко О.І. Автоматизовані системи сільськогосподарської техніки. Навчальний посібник. Стереотипне видання, Одеса: Олді+, 2019. 196 с.
15. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. – Підручник, ХНАДУ, 2016. – 438 с.
16. Аврунін Г.А. До методики викладання дисципліни «Проектування та випробування гідроприводів» в ХНАДУ / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко І. І. Мороз, // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №1(65). – С. 48-64.
17. Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: (навчальний посібник) / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. І. Мороз); під ред. Г. А. Авруніна. – Х.: ХНАДУ, 2009. – 424 с.
18. Аврунин Г. А. Радиальнопоршневые гидромоторы многократного действия Hagglunds компании Rexroth Bosch Group // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №2(66). – С. 43-54.
19. Аналіз використання об'ємних гідроприводів в трансмісіях колісних сільгоспмашин / Самородов В. Б., Пелипенко Є. С., Аврунін Г. А., Мороз І. І. // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №2(66). – С. 55-72.
20. Аналіз об'ємних гідроприводів пересування мобільних підйомників з робочими платформами Аврунін Г.А., Кириченко І.Г., Шевченко Д.М., Кепфанг К., Поторока А.В. Polish Jornal of Science. – Warzhava, Poland. – № 44 (2021). – Vol. 1. – С. 29-38.
21. Аналіз характеристик аксіальнопоршневих гідромашин для приводів засобів аеродромно-технічного забезпечення / Аврунін Г. 296 А., Шевченко В. О., Шевченко Д.М., Щербак О. В., Пимонов І. Г., Мороз І.І. // Вісник ХНАДУ, галузеве машинобудування, вип. 95, 2021. – С. 15-25.
22. Імітаційне моделювання динаміки об'ємного гідропривода рульового керування колісного трактора / О. О.Моторна, О. М. Переяславський, В. Б.

- Самородов, Г. А. Аврунін, І. І. Мороз // Промислова гідраліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №1(65). – С. 65-76.
23. Гапанчук А.М. Технологія зберігання сільськогосподарських машин та шляхи її покращення / А.М. Гапанчук, Є. В. Калганков. // Zbiór artykułów naukowych z Konferencji Międzynarodowej Naukowo- Praktycznej. Sp. z o.o. «Diamond trading tour», Warszawa. – 2017. – С. 50–55.- Режим доступу: <http://dspace.dsau.dp.ua/jspui/handle/123456789/1078>.
 24. Петров В.М. Проблеми і перспективи організації технічного сервісу імпортої сільськогосподарської техніки в Україні / В.М. Петров // Вісник ХНАУ. Серія «Економіка АПК і природокористування» : зб. наук. пр. / Харк. нац. аграр. ун -т ім. В.В. Докучаєва. – Харків, 2006. – No 11. С. 215–219
 25. Сотник П.М. Технологія зберігання сільськогосподарських машин та шляхи її покращення / П.М. Сотник, О.В. Толстенко // Актуальні проблеми розвитку науки в контексті глобальних трансформацій інформаційного суспільства: Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції ГО "Інститут інноваційної освіти" Науково-навчальний центр прикладної інформатики НАН України. Київ. – 2021. – С. 74 - 78.
 26. Розрахунок параметрів гідромотора та динаміки об'ємного гідропривода ланцюгового робочого органу землерийної траншейної машини Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б., Мороз І.І. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідралічні машини та гідроагрегати: Bulletin of National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-тет «Харків. політехн. ін-т. – Х.: – НТУ «ХПІ». – 2021. – № 1 . – С. 48-57.
 27. Самородов В. Б. Анализ применения гидроприводов в трансмиссиях колесных тракторов Харьковского тракторного завода / В. Б. Самородов, Г. А. Аврунин, И. И. Мороз // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: Збірник наукових праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 65–72.

28. Самородов В. Б. Основные направления совершенствования объемных гидроприводов навесного оборудования сельскохозяйственных тракторов. / В. Б. Самородов, Г. А. Аврунин, И. И. Мороз, Е. С. Пелипенко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» Серія: Автомобіле- та тракторобудування: Зб. 302 наук. пр. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 49 (1325). – 2018. – С. 21–31.
29. Козлов Л. Г. Вплив параметрів системи керування на стійкість гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження / Л. Г. Козлов, І. В. Бойко, О. В. Піонткевич // Наукові нотатки. – 2013. – № 40. – С. 118–123.
30. Musina L. S. Providing Cavitation-Free Operation of Hydraulic Systems under Passing Load in Hydraulic Actuator / L.S. Musina, D. V. Tselishev, V. A. Tselishev, S. Y. Konstantinov, R. S. Musalimov // Modern Applied Science. – 2015. – № 4. – P. 276–283.
31. Назаров Л. В. Теоретичні дослідження динаміки малогабаритного пневмоколісного фронтального навантажувача при автоколиваннях / Л. В. Назаров, С. І. Овсянніков, Л. В. Разарьонов [та ін.] // Вісник ХНАДУ: зб. наук. пр. – Харків : ХНАДУ. – 2007. – Вип. 38. – С. 13–17.
32. Буренніков Ю. А. Про можливість зменшення гідравлічних втрат в системі керування гідроприводом з насосом змінної продуктивності / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Наукові праці ВНТУ. – Вінниця. – 2007. – №. 1. – С.
33. Козлов Л. Г. Вимоги до гідросистем фронтальних навантажувачів / Л. Г. Козлов, О. В. Піонткевич, А. О. Іванов // Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування: матеріали. – 2015. – С.
34. Самородов В. Б. Розвиток трансмісійного матричного аналізу введенням температурних матриць в системах гідроприводів гідрооб'ємно-механічних трансмісій / В. Б. Самородов, В. М. Шевцов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія:

- Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ». – 2017. – № 14 (1236). – С. 85–92.
35. Самородов В. Б. Харьковский трактор с бесступенчатой трансмиссией / В. Б. Самородов // AgroToday-ХТЗ. – 2015. – № 2. – С. 14–15.
 36. Іванов, М.І. Гідропривод сільськогосподарської техніки: Методичні вказівки по вивченню та виконанню лабораторних робіт/ Іванов М.І., Шаргородський С.А., Руткевич В.С. – Вінниця ВНАУ, 2016. – 60 с.
 37. Мошенцев Ю.Л., Гогоренко О.А. Розрахунок ступеня відцентрового наддувного компресора. Навчальний посібник. Одеса: Олді+, 2021. 160 с.
 38. Рогалевич Ю.П. Гідравліка. Київ: Вища школа, 2003. 238 с.
 39. Погорілець, О.М. Гідропривод сільськогосподарської техніки: підруч./ О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; за ред. О.М. Погорільця. – К.: Вища освіта, 2004.-368 с.:
 40. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропривод/ В.А. Дідур, О.Д. Савченко, С.І. Пастушенко, С.І. Мовчан. - Запоріжжя: Прем'єр, 2005. – 464 с.: іл.
 41. Холоменюк М.В., Ткачук А.В., Онопрієнко Д.М. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Навчальний посібник. Стереотипне видання, Одеса: Олді+, 2019. 356 с. 49
 42. Шолудько В.П., Боярчук В.М., Шолудько Я.В., Михалюк М.А. Теплотехніка та використання теплоти. Львів «Сполом», 2007, 190с
 43. Шмат К.І., Солодовніченко В.М., Папченко О.І. Автоматизовані системи сільськогосподарської техніки. Навчальний посібник. Стереотипне видання, Одеса: Олді+, 2019. 196 с.
 44. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. – Підручник, ХНАДУ, 2016. – 438 с.
 45. Аврунін Г.А. До методики викладання дисципліни «Проектування та випробування гідроприводів» в ХНАДУ / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко І. І.

- Мороз, // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №1(65). – С. 48-64.
46. Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: (навчальний посібник) / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. І. Мороз); під ред. Г. А. Авруніна. – Х.: ХНАДУ, 2009. – 424 с.
47. Аврунин Г. А. Радиальнопоршневые гидромоторы многократного действия Hagglunds компании Rexroth Bosch Group // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №2(66). – С. 43-54.
48. Аналіз використання об'ємних гідроприводів в трансмісіях колісних сільгоспмашин / Самородов В. Б., Пелипенко Є. С., Аврунін Г. А., Мороз І. І. // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця. – 2021. – №2(66). – С. 55-72.
49. Аналіз об'ємних гідроприводів пересування мобільних підйомників з робочими платформами Аврунін Г.А., Кириченко І.Г., Шевченко Д.М., Кепфанг К., Поторока А.В. Polish Jornal of Science. – Warzhava, Poland. – № 44 (2021). – Vol. 1. – С. 29-38.
50. Аналіз характеристик аксіальнопоршневих гідромашин для приводів засобів аеродромно-технічного забезпечення / Аврунін Г. 296 А., Шевченко В. О., Шевченко Д.М., Щербак О. В., Пимонов І. Г., Мороз І.І. // Вісник ХНАДУ, галузеве машинобудування, вип. 95, 2021. – С. 15-25.