

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

НУБІП України

01.12 – КМР. 203 “С”/2022.02.04. 007 ПЗ

НЕПРОСТИЙ НАЗАР ВАДИМОВИЧ

НУБІП України

2023 р.

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет (ННІ) _____ конструювання та дизайну

УДК 621.793.09

ПОГОДЖЕНО ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Декан факультету _____ Завідувач кафедри _____
конструювання та дизайну надійності техніки
(назва факультету (ННІ)) (назва кафедри)

_____ Ружи́ло З.В. _____ Новицький А.В.
(підпис) (ПІБ) (підпис) (ПІБ)

“ ” 2023 р. “ ” 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему „Удосконалення технології ремонту гідроагрегатів мобільних енергетичних засобів”

Спеціальність _____ 133 – Галузеве машинобудування _____
(код і назва)

Освітня програма _____ Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва _____
(назва)

Орієнтація освітньої програми _____ освітньо-наукова _____
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми _____ Ловейкін В.С.
д.т.н., проф. _____ (ПІБ)
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

_____ Попик П.С.
(К.Т.Н., доц) _____ (ПІБ)
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Виконав _____ Непростий Н.В.
(підпис) _____ (ПІБ студента)

КИЇВ – 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет конструювання та дизайну

НУБІП України

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
надійності техніки

К.Т.Н., доц.

(науковий ступінь, вчене звання)

(підпис)

Новицький А.В.

(ІПБ)

року

20

НУБІП України

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Непростий Назар Вадимович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність

133 – Галузеве машинобудування

(код і назва)

Освітня програма

„Машини та обладнання с.г. виробництва”

(назва)

Орієнтація освітньої програми

освітньо-наукова

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи „Удосконалення технології ремонту гідроагрегатів мобільних енергетичних засобів”

затверджена наказом ректора НУБІП України від „ 04 ” лютого 2022 р. № 203 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру

2023.05.15.

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1. Конструктивні особливості і характеристики шестеренних насосів сільськогосподарської техніки. 2. Сучасні технології відновлення роботоздатності гідравлічних насосів типу НШ-У. 3. Технологічні особливості проведення підготовки поверхонь деталей до відновлення. 4. Номенклатура обладнання, що застосовують при проведенні ремонтних робіт для відновлення роботоздатності шестеренних насосів. 5. Типові норми часу на відновлення деталей. 6. Нормативи витрати матеріалів для проведення технологічного процесу відновлення деталей плазмовим наплавленням. 7. Типові норми часу на відновлення деталей. 8. Нормативні документи з охорони праці та техніки безпеки, які регламентують процеси створення безпечних умов праці при випробуванні та ремонті шестеренних гідравлічних насосів.

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Провести аналіз конструктивних особливостей деталей шестеренних насосів та факторів, що визначають довговічність їх роботи.
2. Види зношування характерних ресурсних спряжень гідроагрегатів.
3. Проаналізувати особливості сучасних технологій відновлення та підвищення довговічності деталей насосів.

Перелік графічного матеріалу (за потреби). Схема стенду для випробування шестеренних насосів.

Дата видачі завдання „ 08 ” вересня 2021 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Попик П.С.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Непростий Н.В.

(прізвище та ініціали студента)

НУБІП України

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6	
РОЗДІЛ 1. ВІДНОВЛЕННЯ РЕСУРСУ ЗНОШЕНИХ ГІДРОАГРЕГАТІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....		8
1.1 Необхідність збільшення терміну служби гідроагрегатів сільгосптехніки.....	8	
1.2 Аналіз ресурсних спряжень, види зношування спряжень та деталей гідроагрегатів.....	12	
1.2.1 Аналіз конструкції спряження в гідроагрегатах.....	13	
1.2.2 Короткий аналіз типів спряження.....	18	
1.2.3 Види зношування характерних ресурсних спряжень гідроагрегатів....	19	
1.3 Відновлення ресурсу гідроагрегатів сільгосптехніки при організації ремонту машин на різних підприємствах та завдання дослідження.....	21	
1.3.1 Мета та завдання дослідження.....	23	
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДО ВСТАНОВЛЕННЯ ДОДАТКОВИХ РЕМОНТНИХ РОЗМІРІВ РЕСУРСОВИЗНАЧАЛЬНИХ СПРЯЖЕНЬ ПРИ КАПІТАЛЬНОМУ РЕМОНТІ ГІДРОАГРЕГАТІВ СІЛЬГОСПТЕХНІКИ.....		25
2.1 Передумови, пов'язані зі зміною продуктивності насосів типу НШ при запровадженні додаткових ремонтних розмірів.....	26	
2.2 Технологічні передумови встановлення додаткових ремонтних розмірів при капітальному ремонті гідроагрегатів.....	31	
2.2.1 Капітальний ремонт гідронасосів типу НШ.....	31	
2.3 Економічні передумови для впровадження нових технічних вимог на капітальний ремонт гідроагрегатів.....	38	
РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....		40
3.1 Загальна методика.....	40	

3.2 Методика проведення вимірювань деталей ресурсних спряжень гідраагрегатів.....	41
3.3 Методика встановлення раціональної технології відновлення зношених деталей сільськогосподарської техніки.....	44
3.4 Методика встановлення найімовірнішого значення післяремонтного ресурсу насосів НШ за результатами стендових випробувань.....	47
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ЇХ АНАЛІЗ.....	55
4.1 Вплив ступеня зносу зубів шестерень по товщині на коефіцієнт подачі насоса.....	55
4.2 Дослідження гідронасосів, що надходять на капітальний ремонт.....	59
4.3 Вибір раціональної технології ремонту та впровадження системи контролю довговічності відремонтованих гідраагрегатів.....	64
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ТЕХНОЛОГІЙ РЕМОНТУ ГІДРОАГРЕГАТІВ.....	67
5.1 Розрахунок економічної ефективності, одержуваної споживачами відремонтованих гідраагрегатів.....	67
5.2 Розрахунок економічного ефекту від застосування раціональних технологій ремонту насоса НШ та введення додаткових ремонтних розмірів.....	69
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	71
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	72
ДОДАТКИ.....	82

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Підвищення ефективності використання сільськогосподарської техніки тісно пов'язане із забезпеченням її надійності. Показники надійності у ринкових умовах

є визначальними параметрами попиту, як на нову, так і на відремонтовану сільськогосподарську техніку. Особливо цей показник важливий для фермерських господарств та сільськогосподарських акціонерних товариств, що мають слабку виробничу базу, при виборі ремонтного підприємства як виконавця з відновлення ресурсу та працездатності своїх сільгоспмашин. Тому підвищення надійності відремонтованої техніки є надзвичайно важливим завданням, особливо в даний час.

Вирішити це завдання можна насамперед шляхом підвищення якості ремонту. Як відомо, якість ремонту сільгосптехніки та особливо гідроагрегатів можна забезпечити лише на спеціалізованих ремонтних підприємствах. Якість ремонту гідроагрегатів у значній ступені визначає безвідмовність машин у напружені періоди проведення сільськогосподарських робіт.

У вирішенні проблеми надійності гідроагрегатів та у розробку нових технологій ремонту великий внесок зробили вчені Т.М. Башта, В.І. Барішев, Ф.Х. Бурумкулов, О.М. Батищев, Ю.І. Кирилів, П.Р. Кудрявцев, К.М. Камчугов, Ю.М. Ломоносов, П.П. Лезін, В.М. Лук'янець, В.П. Лялякін, А.Е.Северний, І.Є. Ульман, В.Є. Черкун, В.І. Черноіванов, С.М. Юдін та ін.

Актуальність даної роботи підтверджується і тим, що незважаючи на наявні фундаментальні дослідження та нормативні документи з ремонту гідроагрегатів, що склався через об'єктивний стан машинно-тракторного парку у сільському господарстві, який більш ніж на 80% втратив свій ресурс, знадобилися нові розробки з обґрунтування перегляду технічних вимог щодо ремонту агрегатів ГОСНИТИ, і у зв'язку з цим виникла потреба в розробці нових технологій відновлення деталей, ресурсних спряжень та ремонту агрегатів, що підвищують їх довговічність, а також у вдосконаленні методик прискореної оцінки якості ремонту.

Мета роботи – підвищення довговічності гідроагрегатів машин на основі нових технологій ремонту.

Предмет дослідження: залежність зміни продуктивності гідронасосу типу НШ та коефіцієнта подачі під час введення додаткових ремонтних розмірів, а також технологічні процеси відновлення ресурсних спряжень гідроагрегатів.

Об'єкт дослідження: зношені ресурсні спряження гідроагрегатів, що надходять на капітальний ремонт.

Публікації. За темою магістерської кваліфікаційної роботи опубліковано 3 тези доповідей, які доповідались на ІХ Міжнародній науково-технічній конференції «Крамаровські читання» з нагоди 115-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 24-25 лютого 2022 р., м. Київ, на ІІ Міжнародній науково-практичній конференції «Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems», 2022 Кропивницький: ЦНТУ, на І Міжнародній науково-практичній конференції «HSEAgro-2022», НУБіП України.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 1. ВІДНОВЛЕННЯ РЕСУРСУ ЗНОШЕНИХ ГІДРОАГРЕГАТІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Необхідність збільшення терміну служби гідроагрегатів сільгосптехніки

З початку проведення соціально-економічних реформ з 1999 р. і до теперішнього часу машинно-тракторний парк (МТП) у сільському господарстві неухильно скорочується, а також фізично та морально старіє.

Подібна зміна МТП відбулася і в Черкаській області [66]. Так відсоток потреби тракторів та комбайнів лише за степовою зоною складає більше 63% по тракторах та 36% по комбайнах [20].

Віковий склад парку машин як в Україні, так і в Черкаській області має тенденцію до погіршення. Тракторами, при нормальному терміні 10 років, лише 7% має термін експлуатації до 5 років, 40% – від 6 до 10 років та понад 10 років експлуатується 53,0% тракторів. Ще гірше стан із парком комбайнів. Понад 70,0% комбайнів у країні перевищили свій амортизаційний термін [88].

По Черкаській області на 1.01.2001 р. 84% тракторів та 69% зернозбиральних комбайнів перевищили свій амортизаційний термін експлуатації.

Ось уже більше 10 років, починаючи з 2000 р., кількість списуваних тракторів та комбайнів щорічно значно перевищує кількість нових машин [30,69].

Аналізуючи ці дані, можна дійти невтішного висновку у тому, що під час жнив надзвичайно великі простой техніки через відмов, тобто через технічний стан машин, що суттєво збільшує терміни збирання, що перевищують 50-60 календарних днів. А як відомо розтягування строків прибирання замість нормативних 10-15 до 60 днів та більше, знижує збирання зернових культур не менше ніж на 30% від очікуваної урожайності.

У сучасних умовах збільшення терміну служби МТП у сільському господарстві стало реальністю, підтверджене практикою не тільки в Черкаській області, а й у інших регіонах країни.

Збільшення термінів служби машин давно вже підтверджено досвідом роботи розвинених країн [71], де термін служби машин перевищує 20-30 років. (Табл. 1.1) Необхідно відзначити, що навіть за порівняно низькою надійності вітчизняної сільгосптехніки щодо зарубіжної техніки, продовжується марнотратне використання закладеного у техніці ресурсного потенціалу.

Гідроагрегати сільгосптехніки та дизельна паливна апаратура є надзвичайно важливими складовими частинами машин, визначальними не лише працездатності сільгосптехніки, а й її ресурс та термін служби. Оскільки наукові дослідження з теми дипломного проекту здебільшого проводилися і продовжують проводитися на Смілянському ремонтному заводі (СРЗ), спеціалізованому на ремонті гідроагрегатів, об'ємної гідростатичної трансмісії, паливної апаратури дизельних двигунів та інших агрегатів, нами прийнято припущення, пов'язане з наявністю деяких загальних ознак паливної апаратури та гідроапаратури, і тому ремонт паливних насосів та форсунок ми умовно відноситимемо до ремонту гідроагрегатів [67, 68, 97, 98, 99, 101]

Відомо, що 18% і більше відмов у машин складає відмови гідроагрегатів [92], а 20% і більше відмов по двигуну займають відмови дизельної паливної апаратури.

З цього випливає, що гідроагрегати, насамперед, визначають працездатність сільгосптехніки та термін її служби.

Наші дослідження показали, що до 25-30%, що надходять на Смілянський ремонтний завод гідроагрегатів не вичерпав свій ресурс і за незначних ремонтних впливів можуть експлуатуватися.

Багаторічний досвід роботи з ремонту гідроагрегатів на СРЗ показав, що у конструкціях гідроагрегатів вітчизняних марок машин закладено великий ресурсний потенціал, який може більш ніж у 1,5-2 рази перевищити нормативний амортизаційний термін.

Підвищена складність гідроагрегатів, висока точність деталей, а у зв'язку з цим і висока вартість цих складених частин сільгосптехніки, що визначають необхідність збільшення їх термінів служби.

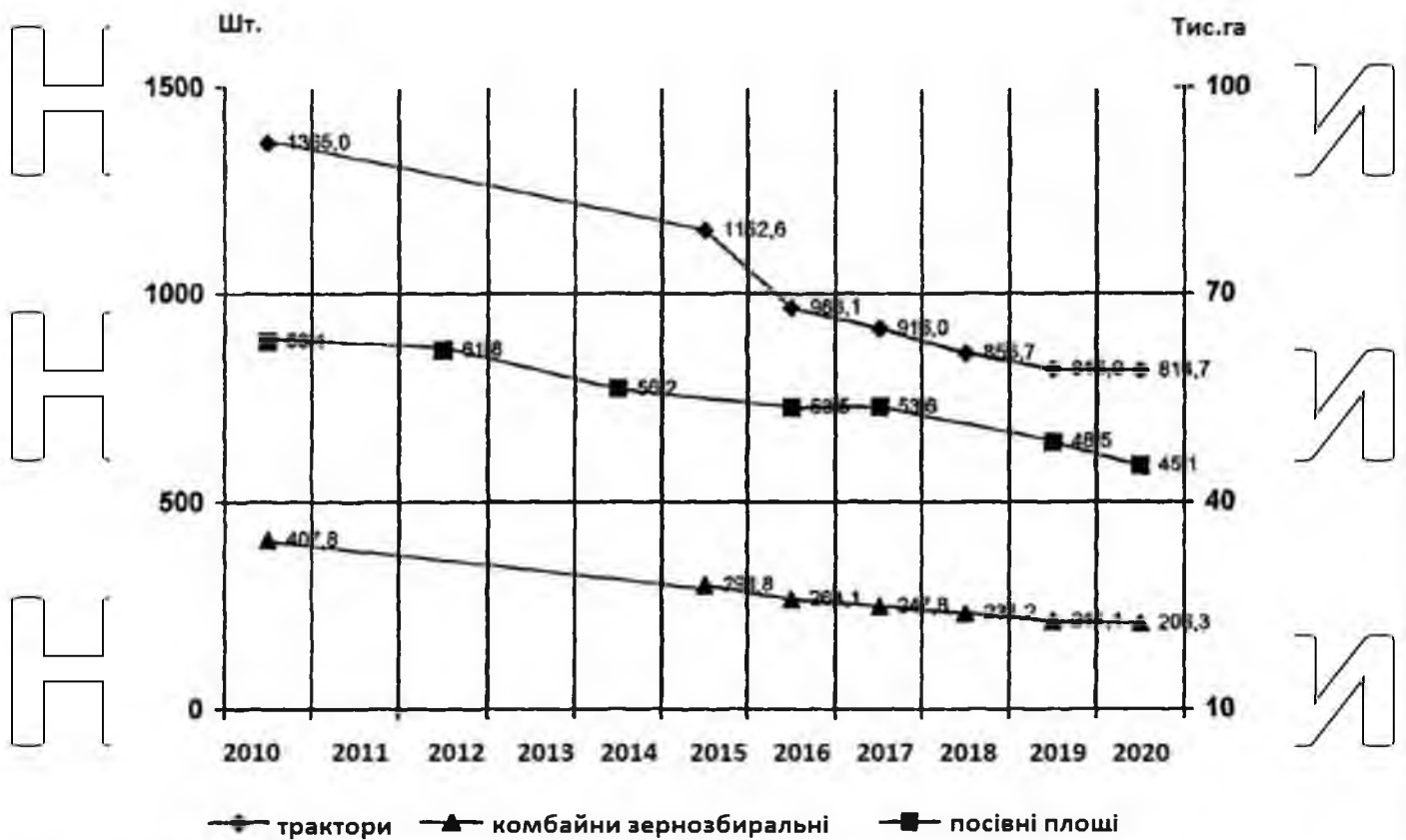


Рис. 1.1. Динаміка зміни парку тракторів, комбайнів та посівних площ зернових культур в АПК.

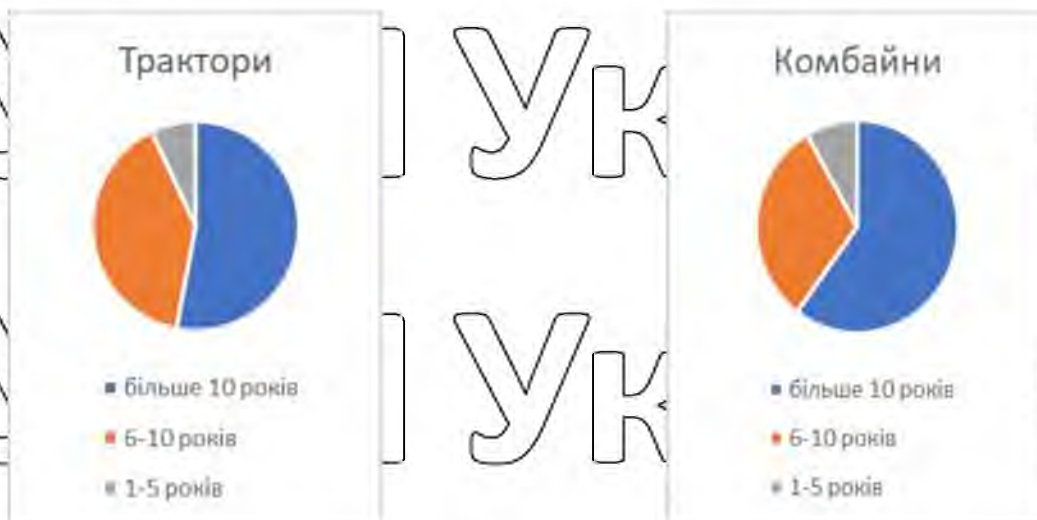


Рис. 1.2. Віковий склад парку тракторів та зернозбиральних комбайнів у 2020 р.

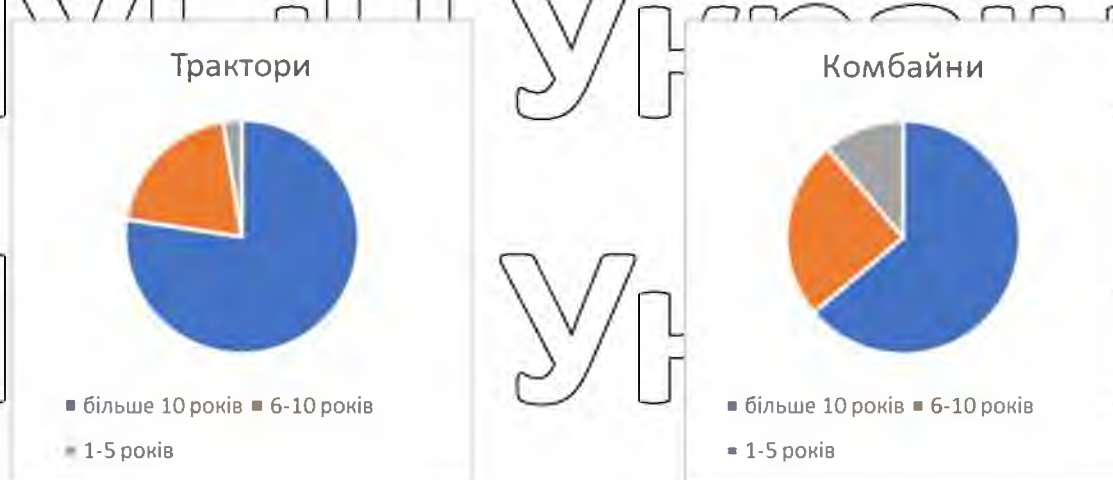


Рис. 1.3. Віковий склад парку тракторів та зернозбиральних комбайнів у 2010 р. в Черкаській області

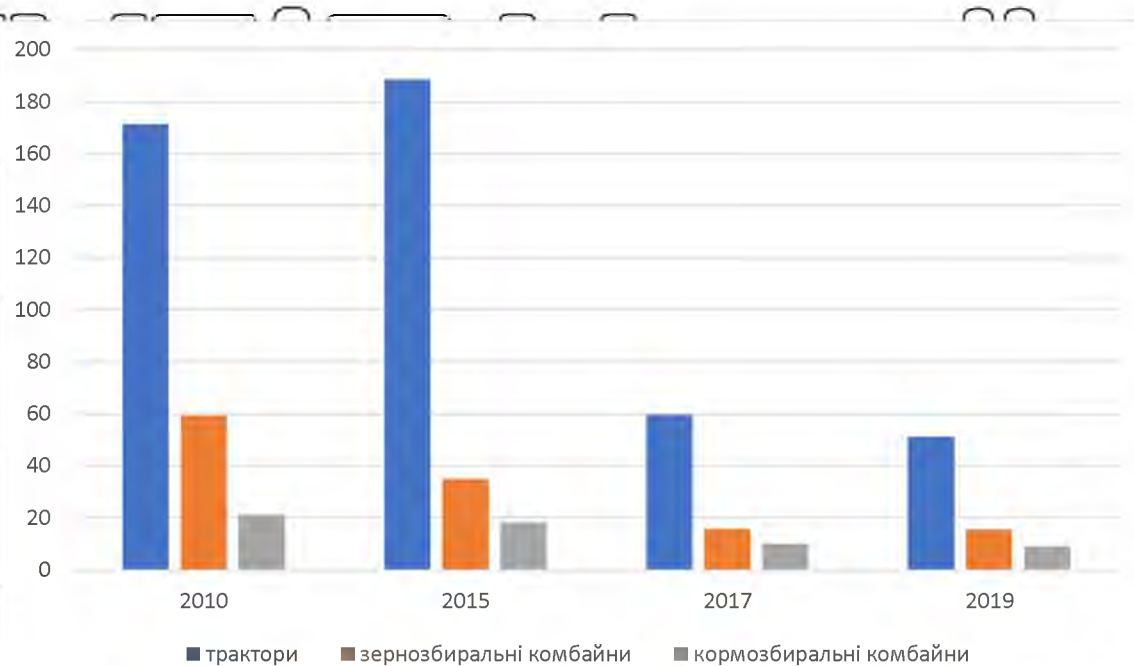


Рис. 1.4. Придбання та списання основних видів техніки (шт.)

Таблиця 1.1.

Фактичні терміни служби тракторів та зернозбиральних комбайнів, роки

Країни	Трактори, років	Комбайни, років
Україна	8,9	7,7
США	30,9	23,5
Канада	34,5	38,3
Франція	22,4	19,7

1.2 Аналіз ресурсних спряжень, види зношування спряжень та деталей

гідроагрегатів.

Ресурсними спряженнями деталей у гідроагрегатах ми називаємо такі з'єднання, які забезпечують у необхідних межах гідравлічні параметри гідроагрегатів, що визначають не тільки працездатність агрегату, а й необхідну його довговічність.

Одним з основних гідравлічних параметрів є гідравлічна щільність спряжень, яка залежить від величини зносу спряжених деталей.

В результаті аналізу конструкцій та технічних вимог до більш ніж 30 найменувань гідроагрегатів, ми встановили, що загальними характерними ознаками ресурсних спряжень для всіх агрегатів є наступні:

- високі вимоги щодо забезпечення гідравлічної щільності при високих тисках спеціальних мастил чи палива;

- високі вимоги до точності розмірів та до шорсткості поверхонь деталей, що спрягаються. При ремонті гідроагрегатів необхідно забезпечити отримання прецизійних пар деталей, як правило, індивідуально підібраних або навіть притертих один до одного для отримання необхідних за величиною зазорів,

- мінімальні допуски зазорів у ресурсних спряженнях при виготовленні нових деталей та порівняно невеликі допустимі їх значення під час проведення ремонту агрегатів;

- застосування спеціальних марок сталей та різних зміцнюючих технологій як при виготовленні, так і при відновленні деталей, що забезпечують високу твердість робочих поверхонь, їх зносостійкість та довговічність агрегатів в цілому.

1.2.1 Аналіз конструкцій спряження в гідроагрегатах.

Номенклатура гідроагрегатів, що ремонтуються, на спеціалізованих ремонтних заводах зазвичай включає більше 30 найменувань. Можна в короткій формі перерахувати їх. До них відносяться:

- гідроприводи навесного обладнання с.г. тракторів типу К-700, К-701, Т-105К, Т-4, Т-4А, Т-130 (Г), ДТ-54А, Т-ЮОМ, ДТ-75М, Т-54В, Т-74, МТЗ-80, МТЗ-82, МТЗ-50(52), ЮМЗ-6Л, Т-28Х4, Т-40А, Т-40МА, Т-25А, Т-16А,

- гідроприводи робочих органів зернозбиральних комбайнів: СК-5М, СК-6, «Енисей-1200», «Дон-150», кормозбиральних машин: КСК-100, КПС-5Г;

- гідроприводи рульового керування колісних тракторів типу: Т-150К, МТЗ-82, ЮМЗ-6Л, Т-40А, К-700, К-701;

- гідростатичні трансмісії типу ГСТ-90 самохідних комбайнів та кормозбиральних машин;

- паливні насоси типу УГН та форсунки до двигунів Д-37Е, Д-50, Д-65Н, Д-65М, Д-244, Д-144, Д-240, Д-240Л, Д-241Л, Д-242, Д-242Л, Д-243; ○○

- паливні насоси типу ГН та форсунки до двигунів СМД-14, СМД-14А, СМД-17К, СМД-17КН, СМД-18КН, СМД-19, СМД-20, СМД-21, СМД-22, СМД-23, СМД-24, А-41, А-01М та гідроагрегати інших машин.

Для дослідження характеру зносу деталей та виявлення ресурсних спряжень у вище перерахованих гідроагрегатах та встановлення раціональних технологій їх ремонту нами проведено аналіз усіх видів спряження.

Наслідуючи висловлювання академіка А.І. Селіванова [80], яке він наводить у своїй монографії про те, що «Вивчення машин... тільки тоді може бути повним, коли теорія розглядає ці машини на всіх етапах їх існування: від схеми машини до повного зносу реальних машин у процесі їх споживання та старіння у виробництві», для кращого розуміння процесів зношування ресурсних спряжень

різноманіття складових конструктивних елементів агрегатів, нами запропонований аналіз спряження, поданий у таблиці 1.2.

При проведенні аналізу конструкцій спряження враховувався характер закінчення рідини через дані спряження в поєднанні з відносними переміщення їх деталей. Такий підхід, на нашу думку, можна обґрунтувати тим, що для ресурсних спряжень гідроагрегатів дуже важливим критерієм працездатності є гідравлічний коефіцієнт корисної дії, що враховує виток рідини.

Результати аналізу різних видів спряження (табл. 1.2.) дозволяють більш докладно вивчити процеси, що протікають при роботі цих спряжень у реальних конструкціях гідроагрегатів, а також вивчити зноси та вплив їх на гідравлічні коефіцієнти корисної дії (гідравлічну щільність), що визначають працездатність гідроагрегатів, тобто виявити ресурсовизначальні спряження. З іншого боку, дані табл. 1.2 дозволяють більш чітко побачити перспективність підвищення якості ресурсів спряження з метою подальшого збільшення їх надійності за рахунок не тільки відновлення зношених деталей, а й за рахунок застосування нових технологій зміцнення поверхонь під час виготовлення нових деталей, тобто шляхом підвищення зносостійкості робочих поверхонь під час ремонту гідроагрегатів.

Впроваджені у виробництво, запропоновані нами, рекомендації щодо вдосконалення інженерії поверхонь деталей ресурсних спряжень гідроагрегатів будуть розглянуті детально в наступних розділах магістерської кваліфікаційної роботи.

Аналіз спряжень, що визначають працездатність гідроагрегатів.

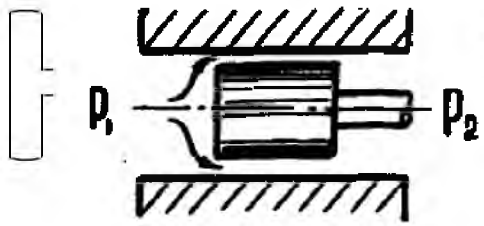
Таблиця 1.2.

1
Типи спряжень

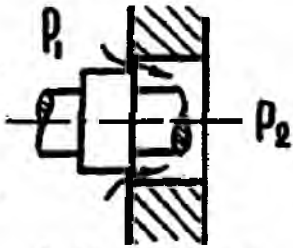
2
Види щілин, по яким відбувається протік рідини

3
Застосування спряжень

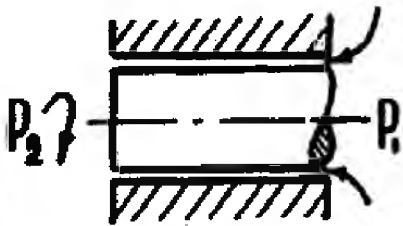
3
НУБІП України



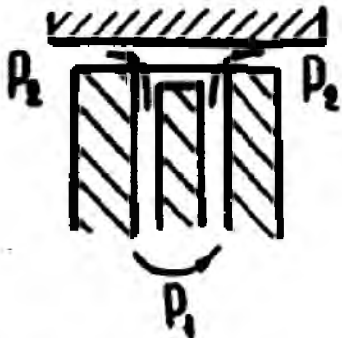
Гільза-плунжер



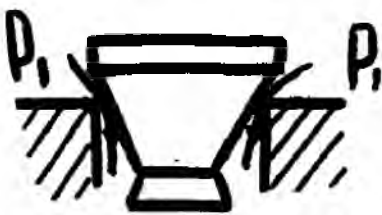
Золотник-гільза



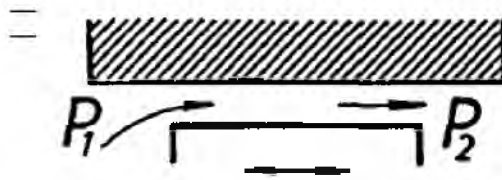
Вал-підшипник



Торцеве обертаюче
спряження

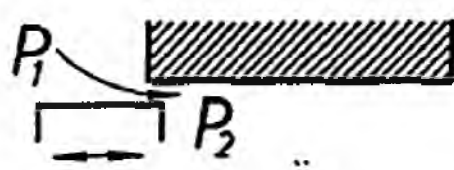


Клапан-сідло



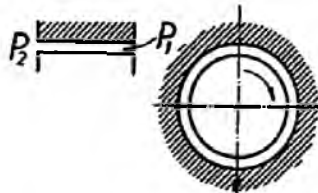
Паливний насос,
гідростат ГСТ-90,
розподільники,
перепускні клапани

Щілина з однією рухомою
стілкою

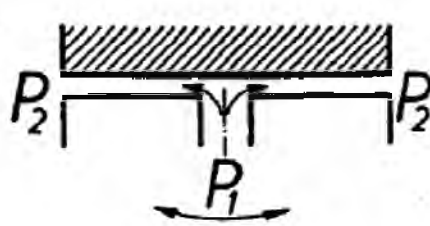


Розподільники,
розподільники
гідропідсилювача
рульового
управління МТЗ
та ітд

Щілина з рухомою стінкою зі
змінним перекриттям

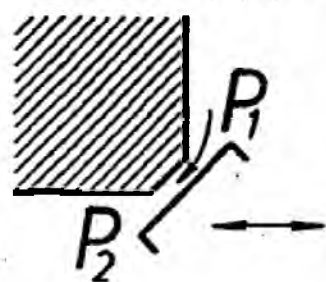


Циліндрична щілина з
обертаючим валом



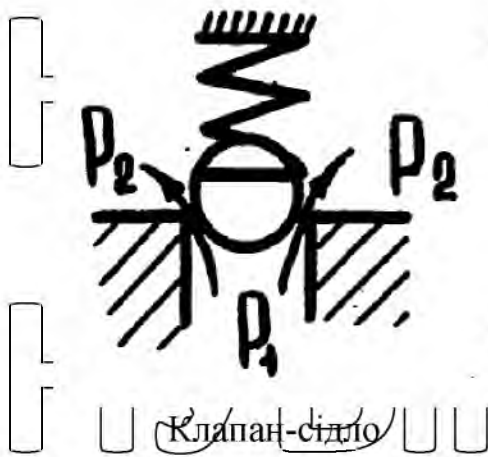
Гідронасос
ГСТ,
гідронасоси
типу НШ
(зворотне
розташування
тисків)

Щілина з обертаючою
торцевою стінкою

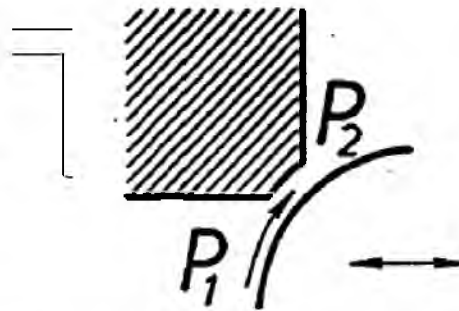


Щілина зі змінним зазором

Розподільники
Р75 та Р150-
перепускний
клапан.
Гідропідсилювач
зіпної вати

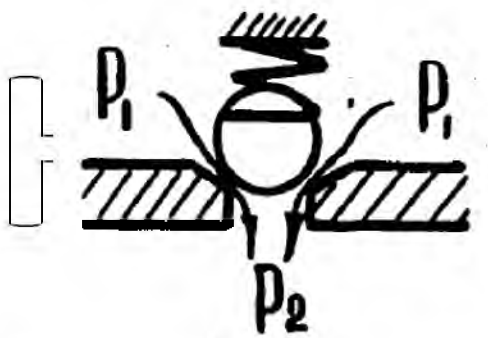


Клапан-сідро

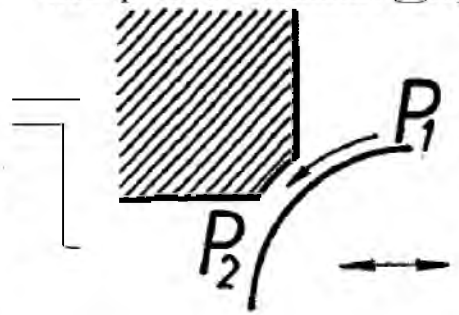


Щілина зі сферичною поверхнею і змінним зазором

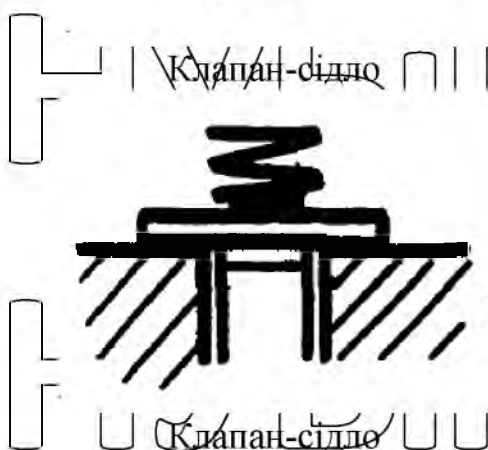
Розподільник P75 - запобіжний клапан, клапан бустера



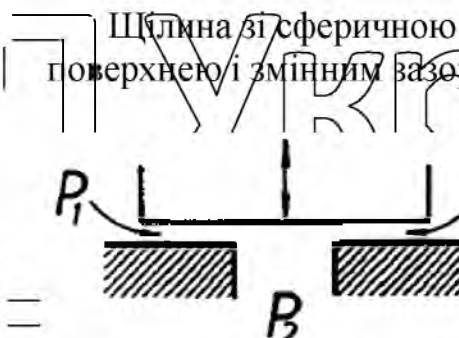
Клапан-сідро



Розривні муфти - запірні клапани



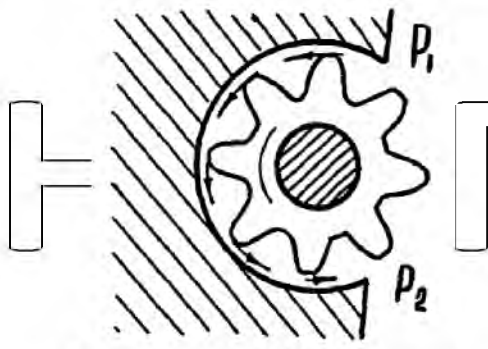
Клапан-сідро



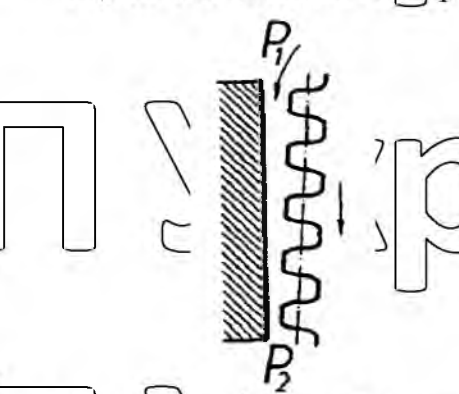
Щілина зі сферичною поверхнею і змінним зазором

Розривні муфти - запірні клапани

Щілина зі змінним зазором



Спряження циліндричної поверхні з головками зубів шестерні



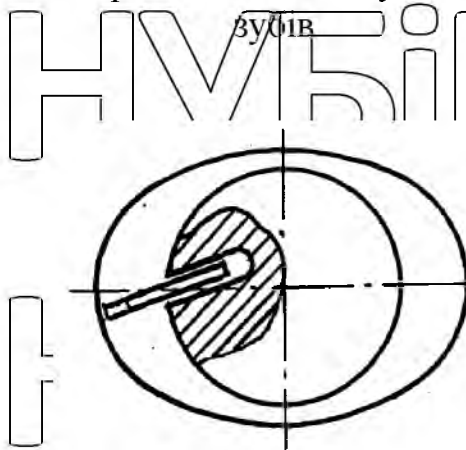
Щілина з нерухою стінки та рухомими зубами шестерень

Гідронасоси типу НШ

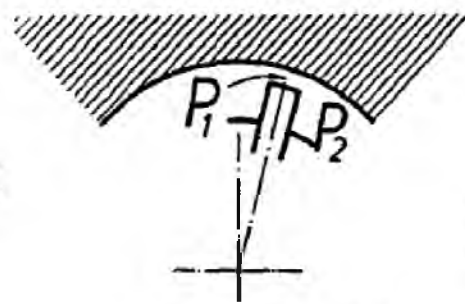
Гідронасоси типу
НШ



Спряження контактуючих
зубів

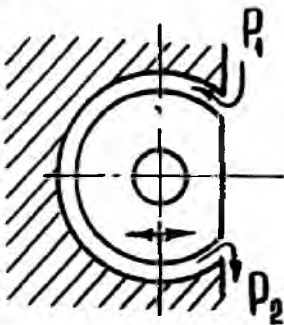


Спряження-криволінійна
поверхня-лопатець (з
гідропіджимом)



Лопатеві насоси

Щілина з нерухомої стінки та
лопаті, що переміщується

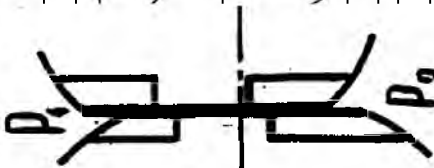


Спряження двох площин

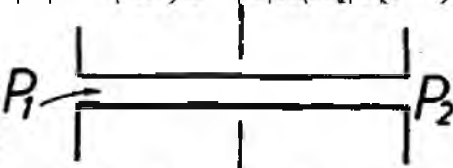


Гідронасоси типу
НШ

Щілина з нерухомою стінкою
і зі змінним зазором

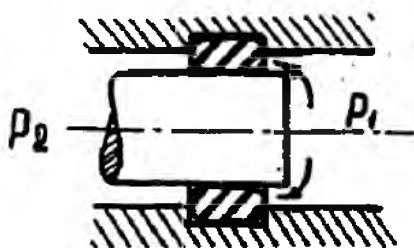


Спряження з еластичними
елементами

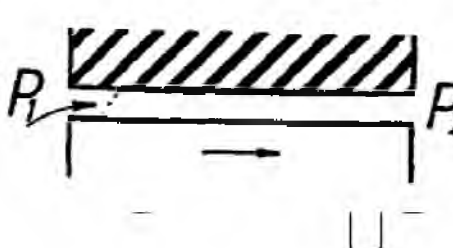


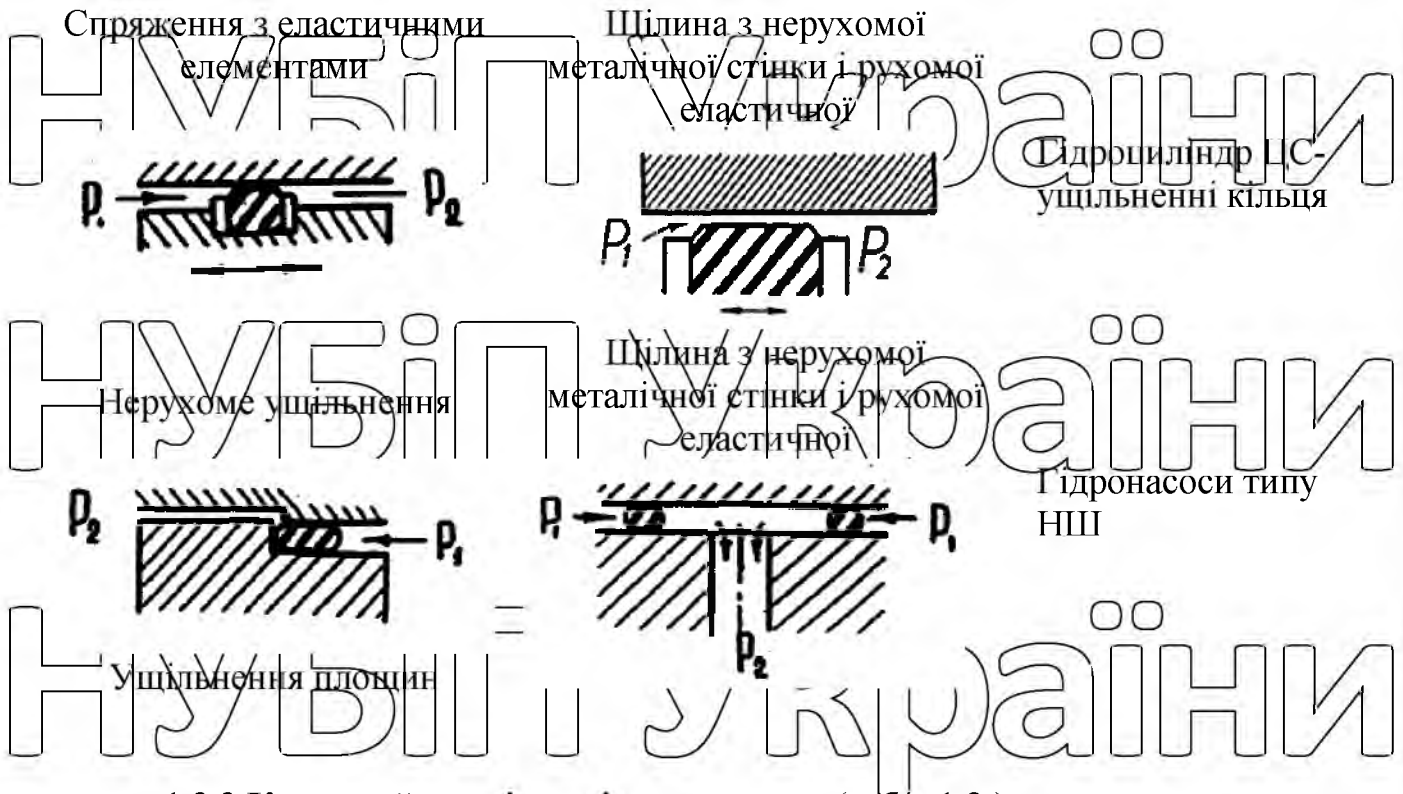
Гідронасоси типу
НШ

Щілина з двома
рухомими стінками



Гідронасоси типу
НШ





1.2.2 Короткий аналіз типів спряження (табл. 1.2.)

6, 7. Спряження циліндричної поверхні з головками зубів і спряження зубів, що контактують, використані в насосах НШ і принцип їх роботи досить зрозумілий. У спряженнях контактуючих зубів велике значення мають замкнені області та величина контактної напруги. Спряження циліндричної поверхні з головками зубів характеризуються можливістю появи процесу різання. Це поєднання є ресурсним.

Воно визначає гідравлічний ККД насоса.

Спряження криволінійної поверхні з торцем лопаті та гідропідтиском має багато спільного з парою 7. Основна відмінність полягає в тому, що контакт деталей спряження безперервно підтримується гідропідтиском.

9, 10. Спряження циліндричних сегментів і поєднання двох площин. Такі спряження утворюються в гідронасосах типу НШ, між корпусом та зовнішніми поверхнями втулок. У процесі роботи під дією циліндричних зусиль від повороту шестерень втулки мають коливальні переміщення щодо стін корпусу, а також щодо дотичних площин, представлених спряженням 10. Характерним для цих спряжень

є перебіг рідини у вузьких щілинах і змінного перерізу за часом, що може бути причиною розриву суцільності рідини та появи ерозійного зносу.

1.2.3 Види зношування характерних ресурсних спряжень гідроагрегатів.

На основі проведеного аналізу спряжень гідроагрегатів (табл. 1.2.) нами проведено визначення провідних та супутніх видів зношування. Виявлення провідного виду зношування в ресурсних спряженнях необхідне для з'ясування сутності зношування та розробки заходів щодо підвищення надійності та довговічності гідроагрегатів при ремонті. Для оцінки виду зношування застосовувалися загальновідомі методики: візуальний огляд, мікрофотографування, визначення поверхневої твердості, та зняття профілограм із зношених поверхонь.

Характерною картиною абразивного зношування є сліди від руху абразивних частинок, що збігаються з напрямком руху деталі, що спрягаються. Мікротвердість поверхні, підданій абразивному зношуванню, має незначне відхилення від початкової, оскільки абразивне зношування є процес різання.

Характерною картиною ерозійного зношування є наявність на зношеній поверхні каверн, ліній зсуву структур, а також наявність інших характерних ознак.

5. Спряження циліндричної поверхні з головками зубів шестерні.

Поєднання застосовується у шестеренних насосів. З метою створення достатньої гідравлічної щільності у розмірних ланцюгах втулки-осі (або) шестерень гарантується зазор, що забезпечує притискання головок зубів шестерень до циліндричної поверхні корпусу насоса. У цих поєднаннях гідронасосів типу НШ провідними є механічне зрізання та абразивний знос. Такий характер зносу спостерігається у спряженнях криволінійної поверхні з лопаттю (див. табл. 1.2.).

6. Спряження зубців, що контактують. Використовується головним чином у конструкціях шестеренних насосів. Поверхні евольвент носять сліди помутніння. Після тривалого терміну роботи з'являється втомне фарбування (рис. 1.5).

7. Спряження двох циліндричних сегментів, що створюють ущільнення за рахунок підтиску, причому один із сегментів (внутрішній) процес роботи має деякі переміщення. Поверхні цього спряження на насосах типу НШ мають сліди не тільки ерозійного зносу, а й зминання та стирання (рис. 1.7).

8. Спряження з двох площин характерно для існуючих конструкцій шестеренних насосів НШ. Цей вид поєднання, з одного боку, дуже важливий, так як роз'єднує порожнину нагнітання від порожнини всмоктування, з іншого боку, таке конструктивне рішення, внаслідок складності розмірних ланцюгів та технології виготовлення, замінюється спареними втулками (вісімкою). На існуючих гідронасосах НШ зношування поверхонь носить сліди ерозійного зношування та змінання (рис. 1.6).

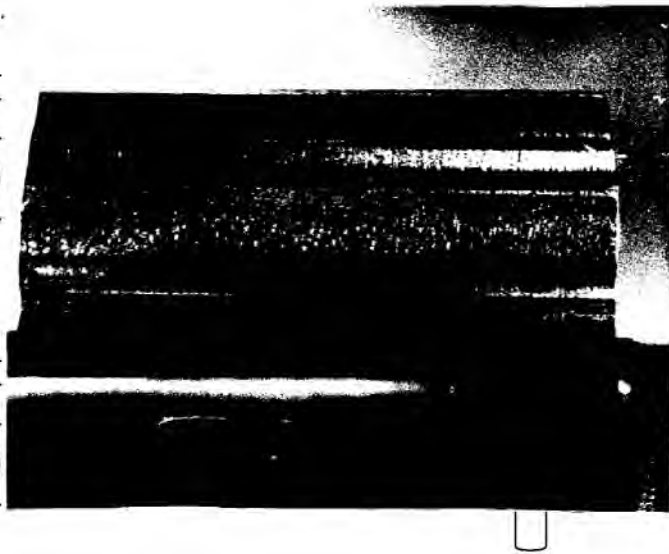


Рис. 1.5. Зношування поверхні евольвенти шестерні гідронасосу НШ



Рис. 1.6. Зношування плоскої поверхні втулки гідронасосу НШ, х3



Рис. 1.7. Зношування зовнішньої поверхні втулки гідронасоса ГШ, х3

1.3 Відновлення ресурсу гідроагрегатів сільгосптехніки при організації ремонту машин на різних підприємствах та завдання дослідження.

Як показали наші спостереження за моніторингом ремонтно-обслуговуючої бази Черкаської області за останні 10 років, ремонт повнокомплектних машин практично ліквідовано на спеціалізованих ремонтних підприємствах (РЗ та РТП). В основному ремонт машин виконується в центральних ремонтних майстернях (ЦРМ) господарств [55, 65, 66], незважаючи на те, що ресурс машин після їх ремонту в ЦРМ значно нижчий, ніж ресурс машин, відремонтованих на РЗ та в РТП.

Обґрунтування необхідності ремонту гідроагрегатів на спеціалізованому ремонтному підприємстві, а також у параграфі 1 даного розділу про необхідність збільшення терміну служби гідроагрегатів, ми почнемо з розгляду доцільності місця ремонту повнокомплектних машин та агрегатів.

Як доказ про доцільність спеціалізованого ремонту сільгосптехніки можна навести дані ГОСНИТИ [71, 89], а також наші дані щодо Черкаської області [50, 66, 97, 99, 100].

На рис. 1.8 представлені дані ГОСНИТИ з яких випливає, що основні показники, що стосуються організації технічного сервісу при ремонті енергонасичених тракторів на спеціалізованих підприємствах значно

перевершують за основними показниками, результати ремонту та технічного обслуговування МТП самими власниками техніки.

Ще більш гостро і яскраво це підтверджується під час ремонту гідроагрегатів. Відомо, що гідроагрегати складаються з високоточних деталей та ресурсні спряження, які вони утворюють, мають дуже малі допуски. Забезпечити виконання технічних вимог, що висувуються до відремонтованих гідроагрегатів, під час ремонту в ЦРМ неможливо, так як ЦРМ призначена для виконання лише поточних ремонтів та технічного обслуговування МТП.

Нами також встановлено [100], що спеціалізований ремонт гідроагрегатів дає скорочення у придбанні господарствами власниками сільгосптехніки кількості нових агрегатів, наприклад насосів типу НШ [100].

Спеціалізовані ремонтні підприємства, наприклад Смілянський РЗ забезпечує гарантійний термін 12-18 місяців [97, 98], протягом якого СРЗ усуває відмови гідроагрегатів власним коштом, якщо вони сталися з вини заводу. У разі ремонту агрегатів на інших підприємствах, спеціалізованих на ремонті гідроагрегатів (РТП) або ЦРМ, такі гарантії не видаються.

У цій роботі нами теоретично обґрунтовані та застосовані додаткові ремонтні розміри для насосів типу НШ, гідророзподільників та інших агрегатів до існуючих, встановлених технічними вимогами ГОСНИТИ.

Збільшення якості ремонтних розмірів вимагало суттєво змінити технологічні процеси, розробити та встановити нові раціональні технології, а також розробити та впровадити спеціальні методики та відповідні засоби для підтвердження достовірності встановлення раціональних технологій не тільки з ремонту зношених деталей та з виготовлення нових деталей, а й з ремонту гідроагрегатів у загалом.

НУБІП України

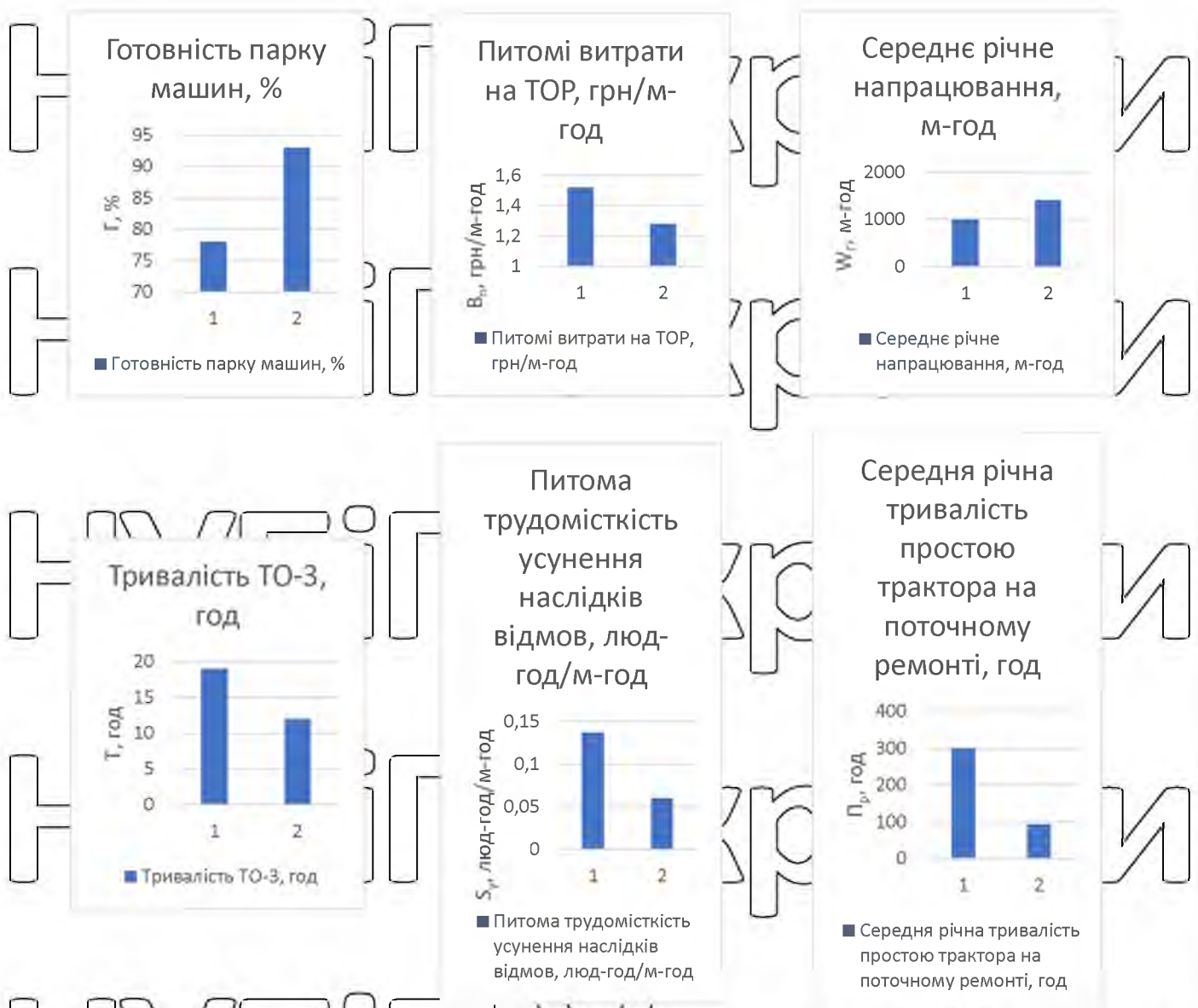


Рис. 1.8. Ефект спеціалізації технічного обслуговування енергонасичених тракторів при обслуговуванні: 1 – власниками; 2 – спеціалізованими виконавцями.

1.3.1 Мета та завдання дослідження

На підставі вищезазначеного аналізу стану питання нами сформульовано мету дослідження.

Метою магістерської роботи є підвищення довговічності відремонтованих гідроагрегатів/сільськогосподарських машин при одночасному зниженні витрат на експлуатацію відремонтованих гідроагрегатів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання дослідження:

1. Встановити можливі технології відновлення ресурсних спряжень гідроагрегатів сільськогосподарської техніки.

2. Обґрунтувати введення додаткових ремонтних розмірів ресурсовизначальних спряжень гідроагрегатів при їх ремонті в спеціалізованих ремонтних підприємствах та встановити їх кількість.

3. Розробити технології відновлення ресурсовизначальних спряжень гідроагрегатів сільськогосподарської техніки та методику прискореної оцінки їхньої ефективності, впровадити ці технології у виробництво.

4. Розробити та впровадити систему визначення та оцінки найбільш ймовірного значення довговічності відремонтованих гідроагрегатів шляхом використання стендових випробувань.

5. Оцінити економічну ефективність запровадження нових технічних вимог на капітальний ремонт гідроагрегатів та раціональних технологій ремонту гідроагрегатів сільськогосподарської техніки.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДО ВСТАНОВЛЕННЯ ДОДАТКОВИХ РЕМОНТНИХ РОЗМІРІВ РЕСУРСОВИЗНАЧАЛЬНИХ СПРЯЖЕНЬ ПРИ КАПІТАЛЬНОМУ РЕМОНТІ ГІДРОАГРЕГАТІВ СІЛЬГОСПТЕХНІКИ

На підставі аналізу конструкцій основних типів ресурсовизначальних спряжень, виду зношування та характеру зносу деталей, що спрягаються, описаних у розділі 1, а також на підставі великого обсягу отриманих даних за результатами мікрометражу зношених деталей, що надійшли на СРЗ гідроагрегатів, нами зроблено теоретичні передумови щодо можливості збільшення кількості ремонтних розмірів ресурсовизначальних спряжень.

Накопичений досвід роботи на СРЗ та аналіз великої кількості статистичних даних по мікрометражу деталей привів нас до висновку про те, що нормативна технологічна документація ГОСНИТИ на ремонт гідронасосів, гідророзподільників та ін. агрегатів застаріла і не відповідає сучасним умовам, описаним в підрозділі 1.1 першого розділу.

Об'єктивні умови, що склалися, із забезпеченістю сільських товаровиробників новою технікою та станом наявної в експлуатації старої техніки, яка вичерпала свій амортизаційний термін, який визначив своєчасно прийняті нами обґрунтовані технічні умови на ремонт гідроагрегатів, не чекаючи рекомендацій ГОСНИТИ, які, як нам відомо, найближчим часом не будуть видані.

У зв'язку з впровадженням розроблених нових технічних вимог на капітальний ремонт гідроагрегатів (технічні вимоги Смілянського ремонтного заводу - ТК СРЗ), що збільшують кількість ремонтних розмірів та розмірних груп ресурсних спряжень у порівнянні з технічними вимогами на капітальний ремонт ГОСНИТИ ТК 70.0001.018-85 [1] необхідно було розробити та впровадити абсолютно нову систему контролю довговічності відремонтованих гідроагрегатів.

Як вже говорилося раніше, нормативні документи ГОСНИТИ зараз потребують суттєве коригування. Основною причиною цього є, по-перше, використання за межами амортизаційного терміну сільськогосподарської техніки,

що знаходиться в експлуатації більше 10-15 років та термін служби якої необхідно продовжити, і, по-друге, слід враховувати досягнутий технічний прогрес технологій ремонту.

Під час розробки теоретичних передумов збільшення кількості ремонтних розмірів ресурсних спряжень для насосів типу НШ та розмірних груп для гідророзподільників, які збільшують термін служби цих агрегатів, необхідно було відповісти на кілька основних питань. Головними з них, ми вважаємо, є такі:

- на скільки зменшиться подача оливи насосами НШ при введенні додаткових ремонтних розмірів (при зменшенні діаметра головок та ширини зуба)

P4, P5, P6 і т.д. додатково до P1, P2, P3 за нормативами ГОСНИТИ [1];

- чи зміниться коефіцієнт подачі оливи особливо при P4, P5, P6 та великих ремонтних розмірів у зв'язку зі значним зносом зубів шестерень за товщиною (за евольвентою), так як бічні поверхні зубів шестерень відновленню не підлягають;

- чи можливо створити технологічне забезпечення на спеціалізованому ремонтному заводі для введення додаткових ремонтних розмірів та розмірних груп, так як впровадження нових технічних вимог на капітальний ремонт гідроагрегатів може бути здійснено лише за одночасного оновлення технологічної оснащення та розроблення нових технологічних процесів;

- чи доцільно економічно вводити додаткові ремонтні розміри та розмірні групи ресурсних спряжень.

2.1 Передумови, пов'язані зі зміною продуктивності насосів типу НШ при запровадженні додаткових ремонтних розмірів.

Відомо, що величина діаметра головок зубів (D) шестерень і ширина зуба (L) насамперед впливає на продуктивність насосів типу НШ.

Продуктивність насоса є основним параметром, якому оцінюється його працездатність. Продуктивність насосу тому є і параметром вибракування.

У зв'язку з цим необхідно перевірити, наскільки знизиться продуктивність насосів при введенні додаткових ремонтних розмірів.

За даними літературних джерел [56, 93, 106] найбільш точно теоретичну продуктивність насоса можна розрахувати за формулою, виведеною О.М. Юдіним:

$$Q_T = 2\pi \cdot L \cdot n \cdot (R_e^2 - r_0^2 - K \frac{r_0^3}{12}) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{хв} \quad (2.1)$$

де K – коефіцієнт, що визначається залежністю:

$$K = 4 - 6\xi + 5\xi^2$$

R_e – радіус кола виступів, мм;

r_0 – радіус початкового кола, мм;

t_0 – основний крок, рівний, $\frac{2\pi r_0}{z}$, мм;

L – ширина зуба, мм;

n – частота обертання ротора насоса, об/хв;

ξ – ступінь перекриття

Зміна теоретичної подачі оливи, розрахованої за формулою 2.1 на прикладі насоса НШ-50 представлена на рис. 2.1.

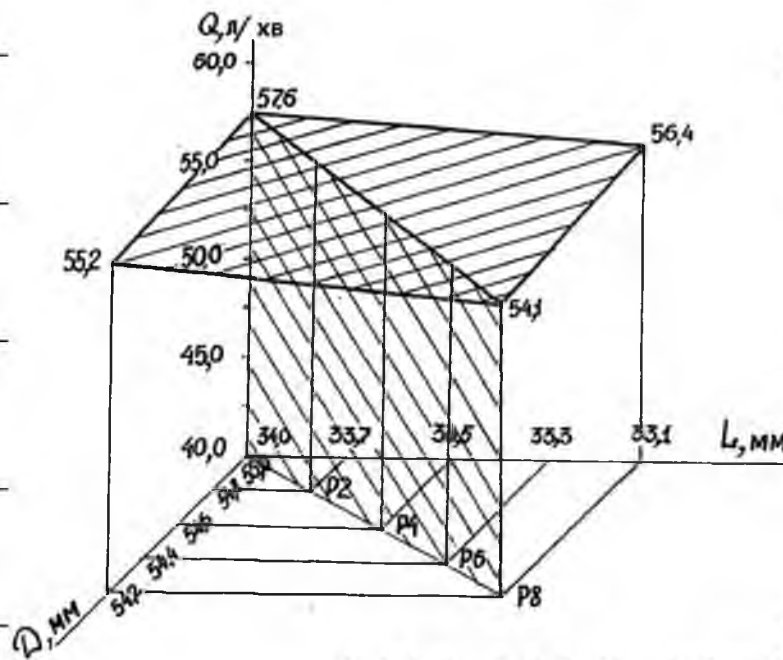


Рис. 2.1. Залежність теоретичної подачі насоса НШ-50 від зміни діаметра кола головок зубів шестерень (D) та ширини зуба (L)

З рис. 2.1 випливає, що при одночасному зменшенні двох параметрів шестерні D та L у великих межах, теоретична подача (по формулі 2.1) зменшується лише на 6%, причому на зменшення подачі насоса більший вплив робить зменшення діаметра кола головок – D і в 2-3 рази менше – ширина зуба – L .

Дослідження виконаними в Мелітопольському ІМЕСГ [92], в ГОСНИТИ та іншими організаціями було встановлено тісний кореляційний зв'язок між зносами ресурсних сиряжень шестерень та корпусом по діаметру кола виступів та шириною зубів. У зв'язку з цим розміри діаметра шестерні по головках зубів і ширина зуба регламентовані для P1, P2 та P3 по ТК ГОСНИТИ [1] і відрізняються між собою з інтервалом рівним 0,1мм. Це чітко видно з рис. 2.1 (заштрихована вертикальна площина).

Цю регламентовану закономірність нами було прийнято за основу та для додаткових ремонтних розмірів P4, P5, P6, P7 та P8 (рис. 2.1).

Слід зазначити, що у розрахункових формулах визначення продуктивності шестеренних насосів [2, 11, 78, 92, 104], не враховується товщина зуба. У зв'язку з цим утвердилася думка, що величина зносу бічних поверхонь зубів по евольвенті продуктивність насоса істотно не впливає [92, 105, 106]. На цій підставі в ТК ГОСНИТИ коефіцієнт подачі, тобто відношення фактичної подачі насоса до теоретичної, прийнятий для P1, P2 та P3 постійним, рівний 0,85.

Нами було зроблено припущення, що при введенні додаткових ремонтних розмірів з метою збільшення терміну служби гідронасосів, підвищений знос бічних евольвентних поверхонь зубів шестерень, які є неремонтопридатними, повинен істотно позначитися на зміні гідравлічної густини в зубчастому зачепленні. При капітальному ремонті гідронасоса всі пари відновлюються окрім зубчастого. Попередні експерименти та практика капітального ремонту гідронасосів на СРЗ підтвердили цю передумову. З цього випливає, що у формулу 2.1 необхідно запровадити коефіцієнт, що враховує ступінь зносу шестерень з бокової поверхні при P4, P5...Pd.

Таким чином, щоб визначити кількість можливих додаткових ремонтних розмірів, необхідно знати не лише зміну теоретичної продуктивності гідронасосу

(рис. 2.1), а також закономірність зміни коефіцієнта подачі, мінімально допустиме значення якого відповідає допустимій продуктивності гідронасоса при капітальному ремонті.

На рис. 2.2 представлені закономірності зміни теоретичної та фактичної подачі гідронасоса НШ-50 в залежності від ремонтних розмірів шестерень.

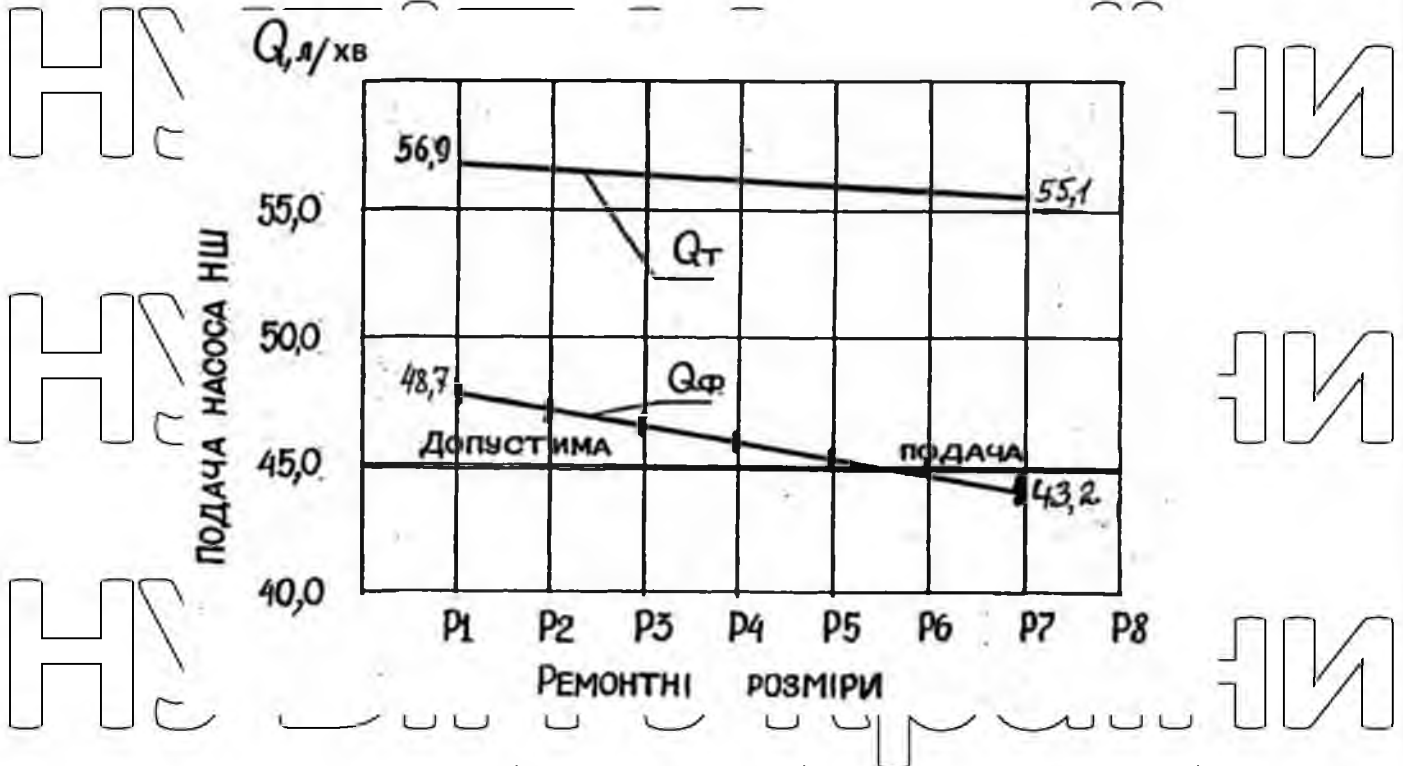


Рис. 2.2. Теоретична та фактична подача гідронасоса НШ-50 при різних ремонтних розмірів шестерень.

Закономірність зміни коефіцієнта подачі насоса через зміну фактичної подачі (рис. 2.2) визначено експериментально. При проведенні капітального ремонту гідронасосів із застосуванням додаткових ремонтних розмірів коефіцієнт подачі – K_n доцільно назвати коефіцієнтом подачі ремонтним – K_{np} .

На рис. 2.2 показано лінію допустимої подачі (продуктивності насоса НШ-50, що відповідає подачі 45 л/хв по ТК ГОСНІПІ). Цьому значенню відповідає фактичне подання при п'ятому ремонтному розмірі – P5, проте у прийнятих технічних вимогах СРЗ встановлені ще два ремонтні розміри P6 та P7, так як зниження подачі при P6 до відношення до припустимої при P5 не перевищує 1,4%, а зниження подачі при P7 трохи більше 2,7%. Ми вважаємо, що зменшення подачі

гідронасосу на 1,4% при Р6 істотно не позначиться на продуктивність сільгоспмашини.

Експериментальні значення ремонтного коефіцієнта подані $K_{\text{пр}}$ наведено у табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Значення коефіцієнта $K_{\text{пр}}$, що враховує зміну подачі від зміни ремонтного розміру (НШ-50)

Ремонтні розміри	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7
$K_{\text{пр}}$	0,85	0,84	0,83	0,82	0,81	0,80	0,79

На підставі вищевикладеного ми вважаємо цілком виправданим впровадження на СРЗ шести ремонтних розмірів для насосів НШ-50 та доведеним введення у формулу 2,1 коефіцієнта $K_{\text{пр}}$, тобто формула для визначення фактичної подачі оливи (продуктивність) насоса буде мати вигляд:

$$Q_p = 2\pi \cdot L \cdot n \left(R_r^2 - r_b^2 - K \frac{t_1^2}{12} \right) \cdot K_{\text{пр}} \cdot 10^{-6} \text{ л/хв} \quad (2.2)$$

Таким чином, обгрунтовані та прийняті ремонтні розміри, наприклад, для насосів НШ-50 наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Ремонтні розміри шестерень насоса НШ-50, прийняті на Смілянському ремонтному заводі

Умовні позначення розміру	Розмір заводу виробника	По ТК ГОСНИТИ				По ТК СРЗ	
		P1	P2	P3	P4	P5	P6
D (діаметр головок)	$55_{-0,100}^{-0,075}$	$54,9_{-0,100}^{-0,75}$	$54,8_{-0,100}^{-0,75}$	$54,7_{-0,100}^{-0,75}$	$54,6_{-0,100}^{-0,75}$	$54,5_{-0,100}^{-0,75}$	$54,4_{-0,100}^{-0,75}$
d (діаметр цапф)	$26_{-0,095}^{+0,088}$	$25,9_{-0,095}^{-0,080}$	$25,8_{-0,095}^{-0,080}$	$25,7_{-0,095}^{-0,080}$	$25,6_{-0,095}^{-0,080}$	$25,5_{-0,095}^{-0,080}$	$25,6_{-0,095}^{-0,080}$

Л (ширина зубів шестерен Б)	34,045 ^{-0,045}	33,845 ^{-0,045}	33,745 ^{-0,045}	33,645 ^{-0,045}	33,545 ^{-0,045}	33,435 ^{-0,045}	33,345 ^{-0,045}

2.2 Технологічні передумови встановлення додаткових ремонтних розмірів при капітальному ремонті гідроагрегатів

Протягом останніх 10-12 років на СРЗ введено цілу низку нових прогресивних технологічних процесів ремонту гідроагрегатів.

Обґрунтування необхідності впровадження нових технологій з одночасним удосконаленням деяких технологічних операцій, обладнання та інструменту, стосовно умов СРЗ, диктувалося підвищеними вимогами до якості ремонту, підвищенням точності ресурсних спряжень та економічними вимогами.

Розглянемо технологічні передумови до зміни та доповнення технічних вимог ГОСНИТИ на прикладі капітального ремонту деяких гідроагрегатів.

2.2.1 Капітальний ремонт гідронасосів типу НШ

У процесі теоретичного обґрунтування та практичного підтвердження в умовах виробництва додаткових ремонтних розмірів на ресурсні спряження гідронасосів нами були випробувані та проаналізовані декілька технологій ремонту насосів [4, 5, 6, 7, 43, 49, 79, 90, 93, 94] з метою вибору раціональної для того, щоб максимально зберегти ремонтний фонд та збільшити термін служби гідронасосів.

Крім того, надалі вибір раціональної технології ремонту гідронасосів буде обґрунтовано ресурсними випробуваннями за допомогою спеціальної методики прискорених стендових досліджень

А). Ремонт корпусу насоса НШ

В результаті тривалих виробничих експериментів з відновлення корпусу насоса за різними варіантами технологій нами був обраний спосіб, що полягає у

випливу нового корпусу з вибракованих зношених корпусів. При цьому всі 100% вибракованих корпусів прямували на переплавлення.

У цій роботі не розглядається технологія складання шихти, плавки та розливання алюмінієвого сплаву. Ця технологія на СРЗ детально відпрацьована, відрізняється високою стабільністю та якістю литих заготовель корпусів.

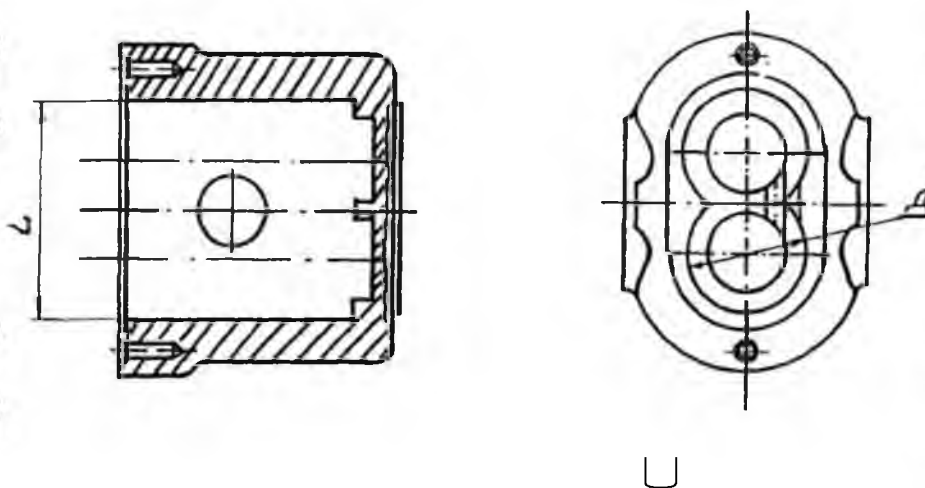
Найбільший інтерес представляє механічна обробка колодязів корпусу.

Заготовки відливались за внутрішнім діаметром корпусу з припуском під сьомий ремонтний розмір шестерень, що сполучаються ($54,30_{-0,100}^{+0,075}$ мм), тобто на зменшений діаметр корпусу після розточування дорівнює $54,32^{+0,019}$.

При подальших ремонтах гідронасосів корпуси розточуються під ремонтний розмір Р5 чи навіть через два на Р4 залежно від величини зносу стін колодязів корпусу.

Статистичні дані показали, що при повторному вступі на ремонт насосів, відлиті на СРЗ корпуси, розточувалися, як правило, через ремонтний розмір, тобто з Р6 на Р4, з Р5 на Р3 та з Р4 на Р2 або на Р1, і з Р3, зазвичай, на номінальний діаметр за кресленням заводу - виробника. Однак, при розточуванні можуть бути й інші поєднання ремонтних розмірів. З цього випливає, що литий корпус насоса на СРЗ при впровадженні додаткових ремонтних розмірів може піддаватися ремонту не менше 2-3-х разів на відміну від технології та нормативів ГОСНТИ, за якими передбачався лише один ремонт.

Креслення корпусу насоса НЦН-50 та таблиця запропозитованих нових ремонтних розмірів подано на рис. 2.3.



Умовно позначені розміри	Розмір по кресленню	Категорія ремонту						
		P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7
Д	55,02 ^{+0,03}	54,92 ^{+0,03}	54,82 ^{+0,03}	54,72 ^{+0,03}	54,62 ^{+0,03}	54,52 ^{+0,03}	54,42 ^{+0,03}	54,32 ^{+0,03}
L	100,02 ^{+0,07}	99,92 ^{+0,07}	99,82 ^{+0,07}	99,72 ^{+0,07}	99,62 ^{+0,07}	99,52 ^{+0,07}	99,42 ^{+0,07}	99,32 ^{+0,07}

Рис. 2.3. Креслення та ремонтні розміри корпусу насоса ПЦ-50

Використання додаткових ремонтних розмірів потребує застосування специфічного верстата підвищеної точності для розточування колодязів одночасно з обробкою дна та розробки спеціальної різцевої голівки, так як відомі на ремонтних підприємствах, у тому числі на СРЗ, технології механічної обробки не забезпечували параметрів точності колодязів. В основному використовувалися токарно-гвинторізні та фрезерні верстати.

Нами було розроблено технічне завдання для Харківського верстатобудівного заводу на виготовлення та постачання спеціального верстата, який зміг повністю забезпечити технічні вимоги до корпусу насоса. Такий верстат марки КК2082 з двома шпинделями було впроваджено на СРЗ. Таким чином, завдання по підвищенню точності механічної обробки колодязів корпусу насоса при введенні додаткових ремонтних розмірів та збільшенні кількості капітальних ремонтів гідронасосів понад 3 рази була вирішено. На рис. 2.4. Представлено розподіл дійсних розмірів діаметрів колодязів корпусу насоса, розточених на номінальний розмір, що підтверджує достовірність отримання високої точності розточування корпусів. На рис. 2.5 представлений двошпиндельний розточувальний верстат КК 2082 та спеціальна різцева головка.

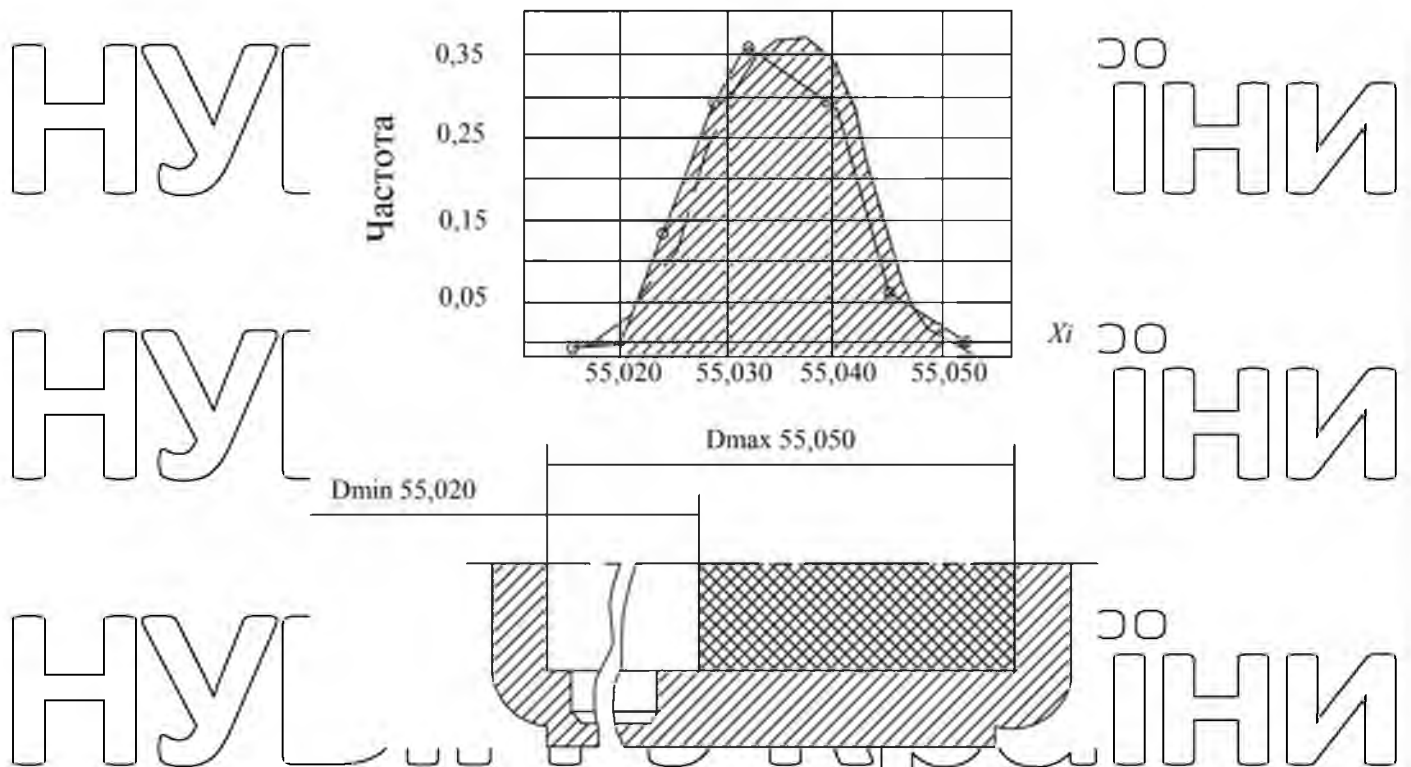


Рис. 2.4. Розподіл дійсних розмірів діаметрів колодязів корпусу насоса після розточування та на верстаті КК2082



Рис. 2.5. Двошпиндельний розточувальний верстат зі спеціальними різцевими головками

Б). Ремонт шестерень насоса НШ

Раніше вже достатньо говорилося про необхідність запровадження

додаткових ремонтних розмірів саме на прикладі шестерень (рис. 2.1, рис. 2.2, табл.

2.2). У цьому підрозділі на прикладі ремонту шестерень наводяться технологічні передумови, що підтверджують правильність встановлення ремонтних розмірів та правильно обрану раціональну технологію ремонту гідронасосів.

При цьому нами обґрунтовано створено високоточну технологічну лінію

для виготовлення нових шестерень, що складається із зубофрезерного верстата-

напівавтомата марки ЕЗС-480.380, шевінгувального верстата марки 5Д702В та

інших необхідних верстатів. Проте основним елементом "технології СРЗ" є

технологія хіміко-термічного зміцнення шестерень на сучасній високешвидкієній

установці "УХТУ- ОПТИМУМ", розробленої ВНДІТУВІД-"Ремдеталь". Процес

зміцнення відбувається в киплячому шарі каталізатора, що підвищує інтенсивність

науглерожування у 2-2,5 рази. При цьому товщина зміцненого шару не менше 1-

1,5 мм, твердість зміцненого шару 58-62 HRC, відсутнє короблення деталей,

необхідність наступного механічного доопрацювання для зняття окисленого шару

на поверхні деталей. Установка представлена на рис. 2.6.

Товщина зміцнення зубів шестерень та цапф дозволяє встановлювати 7

ремонтних розмірів через 0,1 мм навіть за мінімальною товщиною зміцненого

шару, що дорівнює 0,9 мм. Ремонтні розміри шестерні НШ-50 наведено у табл. 2.2.

На рис. 2.7 представлено розподіл дійсних розмірів діаметрів головок

зубів шестерень, оброблених на номінальний розмір, що підтверджує

достовірність обробки з високою точністю.

Технологія механічної обробки повністю забезпечує виконання технічних

вимог креслення шестерні, представлено на рис. 2.8.

розмір								
Д	55 ^{-0,075} _{-0,100}	54,9 ^{-0,075} _{-0,100}	54,8 ^{-0,075} _{-0,100}	54,7 ^{-0,075} _{-0,100}	54,6 ^{-0,075} _{-0,100}	54,5 ^{-0,075} _{-0,100}	54,4 ^{-0,075} _{-0,100}	54,3 ^{-0,075} _{-0,100}
d	26 ^{-0,080} _{-0,095}	25,9 ^{-0,080} _{-0,095}	25,8 ^{-0,080} _{-0,095}	25,7 ^{-0,080} _{-0,095}	25,6 ^{-0,080} _{-0,095}	25,5 ^{-0,080} _{-0,095}	25,4 ^{-0,080} _{-0,095}	25,3 ^{-0,080} _{-0,095}
L	34,045 ^{-0,045}	33,845 ^{-0,045}	34,745 ^{-0,045}	34,645 ^{-0,045}	34,545 ^{-0,045}	34,445 ^{-0,045}	34,345 ^{-0,045}	34,295 ^{-0,045}

Рис. 2.8. Креслення та ремонтні розміри шестерні насоса НПС-50

Статистичними дослідженнями встановлено, що корпус насоса - колодязі

зношуються значно швидше, ніж зубці шестерень. Якщо корпус насоса може

розточуватися двічі-тричі, тобто при 2-х чи 3-х кратному капітальному ремонті насоса та використанні практично всіх ремонтних розмірів, то шестерні можуть перешліфовуватись послідовно на черговий ремонтний розмір Р1, Р2, Р3 і т.д.

Термін служби шестерень у два і більше разів перевищував термін служби корпусу

до його переплавлення. У зв'язку з цим необхідно встановити величину зносу зубів

шестерень з бокових поверхонь (за евольвентною поверхнею) особливо при використанні розмірів Р4, Р5, Р6 та Р7.

Як при виготовленні, так і при ремонті шестеренних насосів забезпечити

контакт по всій довжині зуба важко через неточності міжцентрових відстаней та

профілю зуба. У місцях відсутності контакту між зубами можливі прориви робочої рідини, тобто витіку. Такого роду витіку із замкненого обсягу можуть бути у бік як вемокрування, так і та нагнітання залежно від місця порушення контакту. В

процесі роботи гідронасосу характер контакту зазнає змін. Логічно припустити, що

це явище супроводжується зміною гідравлічної густини спряження. В результаті

довіть тривалої роботи спряження, що контактуються поверхні зношуються, що кількісно оцінено в процесі нашого дослідження і буде показано у наступних розділах магістерської кваліфікаційної роботи.

Вплив величини зносу евольвентних поверхонь при використанні різних

ремонтних розмірів на ремонтний коефіцієнт подачі насоса (продуктивність) - $K_{пр}$

показано в попередньому розділі 2.1.

2.3 Економічні передумови для впровадження нових технічних вимог на капітальний ремонт гідроагрегатів

Як було вже сказано в першому розділі роботи, за останні 10 років у результаті соціально-економічних реформ у сільському господарстві різко скоротився машинно-тракторний парк, знизилася поставання нової техніки селу та більш ніж у 10 разів зменшились обсяги з капітального ремонту агрегатів сільгосптехніки.

У цій ситуації необхідно було знайти таке рішення, щоб з однієї сторони зменшити витрати у господарствах області на придбання нової техніки в т.ч. та гідроагрегатів, а з іншої - зберегти ремонтне виробництво з капітального ремонту гідроагрегатів за рахунок збереження ремонтного фонду та обсягу ремонтних робіт для даного перехідного періоду.

У зв'язку з цим, нами було висунуто передумову необхідність введення додаткових ремонтних розмірів і розмірних груп для ресурсних спряжень гідроагрегатів, що дозволило б суттєво збільшити термін служби старих та скоротити потребу у купівлі нових агрегатів господарствами Черкаської області [50, 100].

Необхідно відзначити, що впровадження додаткових ремонтних розмірів вимагатиме певних витрат для спеціалізованого ремонтного підприємства і цілком очевидно, що чим більше буде прийнято ремонтних розмірів, тим більше ці витрати.

Висунуту економічну передумову можна уявити як закономірність зміни витрат при капітальному ремонті гідроагрегатів на спеціалізованому ремонтному підприємстві та витрат на придбання агрегатів господарствами для певного району чи області (регіону) в цілому для даного перехідного періоду.

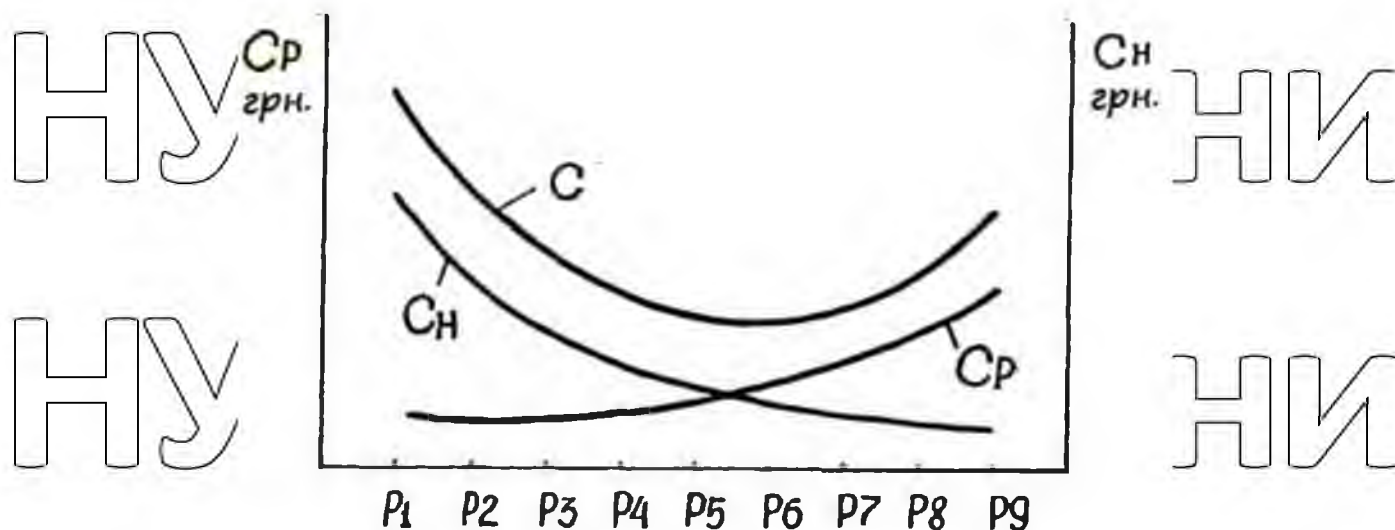


Рис. 2.9. Зміни витрат на капітальний ремонт гідроагрегатів (C_p) на ремонтному підприємстві, витрат на купівлю нових гідроагрегатів (C_n) господарствами та сумарних витрат (C) для регіону при введенні додаткових ремонтних розмірів та розмірних груп ресурсних спряжень.

З рис. 2.9 випливає, що для регіону, наприклад, для Черкаської області, ймовірно, повинні існувати оптимальні межі ремонтних розмірів ресурсних спряжень при капітальному ремонті гідроагрегатів на Смілянському ремонтному заводі.

Ми вважаємо, що економічна передумова, представлена на рис. 2.19 цілком достовірна, так як ресурс відремонтованих і нових гідроагрегатів суттєво не відрізняються, а вартість агрегату після ремонту нижче вартості нового більш ніж на 35-40%. Це припущення буде підтверджено у наступних розділах магістерської кваліфікаційної роботи.

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Загальна методика

Загальна методика дослідження розроблена відповідно до поставленими метою і завданнями і включає в основному три розділи: теоретичний, експериментальний та аналіз результатів дослідження.

Теоретичні дослідження включають вивчення та аналіз літературних відомостей про досліджувані об'єкти та базуються на основі сучасних уявлень про процеси зношування, сучасних досягнень технологічних процесів при відновленні, виготовленні деталей та ремонт гідроагрегатів, а також на основі сучасного технічного стану машин та агрегатів, що використовуються в сільському господарстві. У теоретичному розділі використовуються методи теорії ймовірностей та математичної статистики.

Експериментальна частина роботи складається з досліджень, проведених в умовах спеціалізованого ремонтного підприємства СРЗ з урахуванням рядової експлуатації гідроагрегатів у господарствах Черкаської області. Ця частина передбачає виконання наступних етапів:

- аналіз даних з технічного стану гідроагрегатів, що надходять на капітальні ремонти на СРЗ - аналіз ремфонду та визначення об'єкта дослідження;
- технологічні дослідження різних варіантів та способів ремонту, відновлення та виготовлення деталей ресурсних спряжень;
- розробку та виготовлення технологічного обладнання, пристосувань та інструменту для ремонту та відновлення ресурсних спряжень гідроагрегатів;
- розробку та виготовлення спеціальних стендів для визначення раціонального варіанту технології ремонту гідроагрегатів та розробки та впровадження системи контролю довговічності відремонтованих гідроагрегатів на основі використання методів прискорених ресурсних випробувань.

До кожного з етапів дослідження розроблено приватні методики. Перевірка основних положень розробленої методики та оцінка достовірності результатів дослідження проводиться відповідно до ГОСТ 11 004-74 "Прикладна статистика."

Правила визначення оцінок та довірчих кордонів для параметрів нормального розподілу та методики статистичної обробки емпіричних даних [59].

3.2 Методика проведення вимірювань деталей ресурсних спряжень

гідроагрегатів

На Смілянському ремонтному заводі спільно з кафедрою "Технологія та організація технічного сервісу" ЧДТУ було проведено статистичні дослідження зношування ресурсних спряжень агрегатів гідроприводу з метою визначення можливості розширення кількості ремонтних розмірів та встановлення ремонтних груп розмірів для тих деталей та ресурсних спряжень, для яких не передбачено ремонтні розміри технічними вимогами.

При вимірі деталей та визначенні величин зносів спряжень використовувалися такі вимірювальні прилади та інструменти:

Прилад, інструмент	Ціна поділки, мм
Великий інструментальний мікроскоп БМІ (ГОСТ 8074-82)	0,005
Оптиметр вертикальний ІКВ із насадкою ПН-6 (ГОСТ 5405-75)	0,001
Мікрокагор із пружинною вимірювальною голівкою типу 05ІГПІ Плоскопаралельні кінцеві заходи довжини, 1 клас 1 розряд (ГОСТ 9038-90)	0,0005 (ГОСТ 6933-72)
Мікрометр важільний (ГОСТ 43 81-87)	0,002
Нутроміри підвищеної точності, з межами виміру 3 - 6, 6 - 10, 10 - 18 (ГОСТ 9244-75)	0,002
Індикатор-нутромір фірми "Fr.Keilport"	0,001
Мікрометричний глибиномір (ГОСТ 9770-92)	0,01
Індикатор вартового типу (ГОСТ 9696-82) зі стійкою (ГОСТ 10197-70)	0,001
Плита повірочна (ГОСТ 10905-86)	

Граничні відносні похибки при вимірі зношування деталей, наприклад, зносу типу НШ та гідророзподільника становили у %:

Діаметр колодязя корпусу 3

Зовнішній діаметр втулки 1,5

Діаметр цапфи шестерень 2,5

Внутрішній діаметр втулки 4

Зовнішній діаметр зубців шестерень 3,2

Глибина колодязя корпусу 2,3

Висота втулок 2,3

Ширина зуба шестерень 2,3

Діаметр шийок золотників 1,2

Внутрішній діаметр золотникових колодязів 2,5

Діаметр бустера 1,5

Внутрішній діаметр гільзи золотника 5

Зовнішній діаметр перепускного клапана 3

Внутрішній діаметр напрямної перепускного клапана
(у корпусі розподільника) 3

Дослідження розсіювання розмірів деталей гідроагрегатів, що надійшли на

капітальний ремонт на СРЗ, проводилося нижче наведеною методикою, що

полягала в тому, що для мікрометражу деталей було визначено нами кілька партій

гідроагрегатів конкретної марки. Наприклад, для насосів НШ-50 - дві партії, кожна

з яких складалася із 40 шт. необхідної певної кількості насосів відповідно до

методики статистичної обробки емпіричних даних [59] та ГОСТ 11.004-74.

Перша партія складалася тільки з насосів, що надійшли на капітальний

ремонт вперше. Друга партія насосів включала в себе насоси, які були у ремонті,

тобто минулі один або навіть два капітальних ремонти, а також могли бути в цій

партії насоси в перший раз, що надійшли на ремонт.

Оскільки на СРЗ дефектація деталей, а отже, і облік технічного стану

деталей проводяться безперервно понад 20 років, то нами були відібрані для

статистичного дослідження дані різних періодів.

Перша партія насосів була відібрана та характерна для кінця вісімдесятих та початку дев'яностих років. У цей період насоси, як правило, піддавалися лише одному капітальному ремонту. Друга ж партія насосів (випадкова вибірка) була взята для аналізу у 2000 р. та повторно у 2001 р. У цей період важко було встановити та визначити, скільки разів піддавалися капітальному ремонту насоси, хоча в цих партіях і зустрічалися насоси, що наліїшли на ремонт перший раз.

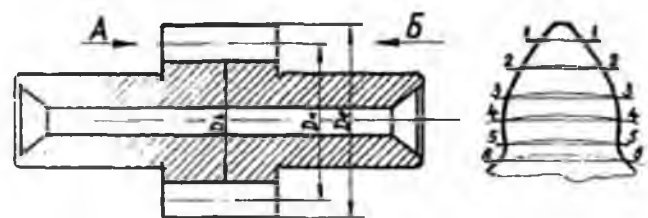
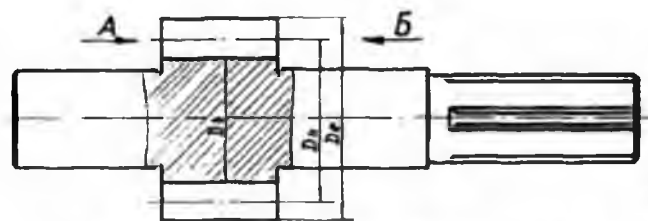
Характер зносу профілю зуба ведучої та веденої шестерень порівнювалася з профілями незношених нових зубів шестерень, виготовлених на СРЗ.

Для вимірювання зносу профілю зубів було обрано проєкційний метод з використанням мікроскопа БМІ, так як величина модуля і інші характеристики виключали застосування евольвентоміра типу МІЗ, з індивідуальними дисками.

Зношування профілю зубів визначалося шляхом порівняння зношеного профілю з незношеним. Замір зносу проводився за допомогою вимірювального мікроскопа (рис. 3.1). Похибка відліку $\pm 0,005$ мм. Відносна похибка вимірювання зносу профілю зуба, визначається як окреме від розподілу величини похибки випадку на величину всього інтервалу зношування, становила 4,2-4,5%.



а



б.

Рис. 3.1. Замір профілю зуба на БМІ (а) та схема виміру (б)

3.3 Методика встановлення раціональної технології відновлення зношених деталей сільськогосподарської техніки

Велика кількість робіт, виконаних в Україні кафедрами ремонту машин сільськогосподарських вузів, заводами тракторних агрегатів показують, що зношування деталей є основною причиною зниження параметрів технічного стану у процесі експлуатації гідроагрегатів. Завданням ремонтного підприємства є відновлення параметрів їх технічного стану з таким розрахунком, щоб після ремонту забезпечувався працездатний стан відремонтованих агрегатів протягом необхідного напрацювання або часу перебування у працездатному стані. Згідно з існуючими вимогами, напрацювання відремонтованих гідроагрегатів до потреби наступного капітального ремонту має бути не менше 80% такого напрацювання нового гідроагрегату.

Виконується ця вимога або шляхом заміни зношених деталей новими або шляхом відновлення працездатності зношених деталей.

При ремонті сільськогосподарської техніки будь-яка деталь, що надійшла на відновлення, як правило, має кілька дефектів, які мають бути усунені у процесі її відновлення. При цьому, згідно з ГОСТ 15467 [23] під дефектом деталі розуміється кожне окрема невідповідність продукції вимогам, встановленим нормативно-технічної документації. Поява дефекту у деталі веде до втрати її працездатності. Відновлення деталі – це комплекс технологічних операцій з усунення дефектів, що забезпечує відновлення її працездатності та геометричних параметрів, встановлених нормативно-технічною документацією. Кількість дефектів, виявлених у процесі ремонту деталей гідроагрегатів має завжди кінцеве число.

За мікрометражними даними, з аналізу технічних вимог та умов ремонту сільськогосподарської техніки, при дефектації деталей, за дослідженнями низки авторів [12, 19, 33, 45, 58, 60], визначено основні групи дефектів деталей (13 найменувань) із зазначенням частки у відсотки кожної групи від загальної кількості дефектів.

Аналіз цих даних показує, що найбільша питома вага припадає на групу дефектів "Зношування циліндричної зовнішньої поверхні" (понад 30 відсотків). Практика та теорія відновлення зношених деталей машин показують, що переважна більшість розроблених та використовуваних технологічних процесів спрямовані на усунення саме дефекту цієї назви. Крім цього, до теперішнього часу розроблені і використовуються кілька способів для відновлення поверхонь типу "отвір" (понад 12 відсотків поверхонь, що підлягають відновленню під час ремонту деталей).

Усунення більшості з цих дефектів може бути здійснено застосуванням кількох відомих способів відновлення. При виборі раціонального їх необхідно спочатку встановити можливість застосування конкретних способів для відновлення кожної з дефектних поверхонь деталі (встановити перелік можливих способів відновлення цієї поверхні). Потім необхідно розрахувати витрати на відновлення деталі кожним відомих із способів відновлення. За раціональний слід прийняти той, при використанні якого витрати на відновлення деталі з урахуванням якості відновлення будуть мінімальні [96]:

$$\frac{C_{в\text{рац}}}{K_p} < \frac{C_{ві}}{K_{pi}} \quad (3.1)$$

де $C_{в\text{рац}}$ – собівартість відновлення деталі під час використання раціонального способу відновлення;

$C_{ві}$ – собівартість відновлення деталі під час використання іншого способу відновлення;

K_p – коефіцієнт ресурсності під час використання тієї чи іншої способу відновлення деталі, що дорівнює відношенню ресурсу деталі з відновленою поверхнею ресурсу нової деталі.

При встановленні коефіцієнта ресурсності K_p важливу роль відіграє матеріал поверхні, що сполучається. У шліцевих та зубчастих поверхнях матеріалом деталей, що сполучаються, як правило, є дегована сталь. Значення K_p цих поверхонь наведено у роботах [46, 74, 96]. У зовнішніх різьбових поверхнях

матеріалом деталей, що сполучаються є зазвичай вуглецева сталь, для якої значення K_p дається в роботах [74, 91].

Багато деталей сільськогосподарської техніки (у тому числі гідроагрегатів), що мають циліндричні поверхні, виготовляються, як правило, із легованої сталі. Матеріалом же спряжених поверхонь у більшості випадків є легована сталь, сталь шариконішпникова, бронза та чавун. Значення K_p для таких матеріалів наведено у науково-технічній літературі.

З урахуванням значень коефіцієнта ресурсності умова економічної доцільності відновлення деталі матиме вигляд [74, 96]:

$$\frac{B_a}{K_p} \leq B_r \quad (3.2)$$

де B_n - ціна нової деталі.

Витрати відновлення деталі тим чи іншим способом розраховуються за наступною залежністю:

$$B_a = B_z + B_m + Z_n + H_b \quad (3.3)$$

де B_z - залишкова вартість відновленої деталі;

B_m - витрати на ремонтні матеріали;

Z_n - зарплата з нарахуванням;

H_b - накладні витрати.

У вартості відновлення деталі витрати B_z і B_m становлять, як правило, незначну частку витрат, а H_b приймаються у відсотках до заробітної плати. Отже, доцільність застосування того чи іншого способу відновлення може бути практично оцінена з урахуванням лише величини заробітної плати, яка витрачається на відновлення деталі. Заробітна плата визначається як добуток часу, витрачається на відновлення деталі тим чи іншим способом, на годинну ставку зайнятих відновленням робочих.

Прискорити отримання інформації про витрати на відновлення деталі тим чи іншим способом можливе під час використання ЕОМ. При цьому необхідно мати попередню інформацію про матеріал, якого виготовлена деталь, вихідної твердості зношеної поверхні, її розміри, величину зносу, характер сполучення

(рухоме або нерухоме). Крім цього, при використанні гальванічних процесів нарощування зношеної поверхні деталі необхідно мати інформацію про кількість деталей, що одночасно завішуються у ванну, яке залежить від габаритів деталі та наявних на ремонтному підприємстві гальванічних ванн.

Програми для розрахунку на ЕОМ собівартості відновлення зношеної поверхні деталі різними методами розроблені з нашою участю та використовуються у навчальному процесі при виконанні курсових та дипломних проектів на кафедрі технічного сервісу.

На основі викладеного можна дійти до невтішного висновку у тому, що до теперішнього часу працею відповідних науково-дослідних інститутів та кафедр ремонту машин вищих навчальних закладів розроблено методика, що дозволяє встановлювати раціональні технології відновлення зношених деталей сільськогосподарської техніки і в тому числі зношених деталей гідроагрегатів.

Проте споживачів відремонтованих на ремонтних заводах агрегатів в основному (крім витрат на ремонт гідроагрегатів) цікавить післяремонтна довговічність відремонтованих агрегатів. Методи оцінки цієї властивості відремонтованих гідроагрегатів викладені в наступному параграфі цього розділу магістерської кваліфікаційної роботи.

3.4 Методика встановлення найімовірнішого значення післяремонтного ресурсу насосів НШ за результатами стендових випробувань

Працездатність сучасних сільськогосподарських тракторів дуже суттєво залежить від технічного стану гідроприводу навісних та причіпних сільськогосподарських машин та знарядь, який надає безпосередній вплив на продуктивність машинно-тракторних агрегатів. При цьому як енергетична ланка гідроприводу зазвичай використовують шестеренні насоси типу НШ.

Як показує досвід експлуатації сільськогосподарських тракторів, необхідність капітального ремонту шестеренних насосів настає значно раніше необхідності відправлення в капітальний ремонт трактора загалом. З урахуванням цього, перед спеціалізованими ремонтними підприємствами постає завдання

оцінки якості капітального ремонту насосів НШ при використанні різних технологій їх ремонту та на цій основі відібрати найбільш прогресивну технологію. Впровадження такої технології забезпечить ремонтному підприємству пріоритет у конкурентній боротьбі за залучення замовлень на ремонт НШ з боку тих, що експлуатують сільськогосподарської техніки підприємств.

Для оцінки якості ремонту НШ для вибору раціональної технології їх ремонту необхідно виконання спеціальних ресурсних випробувань насосів, відремонтованих за тією чи іншою технологією ремонту.

Як зазначалося раніше, застосування для цієї мети експлуатаційних випробувань пов'язано з трудомісткою роботою зі збору, обробки та аналізу отримуваної інформації. У зв'язку з неминучим розсіюванням показників надійності такі випробування повинні проводитися у великому обсязі для одержання статистично достовірних оцінок. Крім того, основним недоліком експлуатаційних випробувань на надійність використовуваних об'єктів є великі витрати часу на отримання достовірних результатів.

З урахуванням викладеного, проведеними дослідженнями ще в 1986 р. В.М. Лук'яновим було розроблено методику прискореної оцінки ресурсу шестеренних насосів шляхом використання цієї мети стендових зносних випробувань [56]. При цьому ним виявлено та проаналізовано основні експлуатаційні фактори з встановленням законів їх розподілу, які мають найбільший вплив на ресурс шестеренних насосів; спроектований та виготовлений стенд, що забезпечує відтворення основних факторів, що впливають на НШ у всьому діапазоні їх експлуатаційних значень.

За результатами стендових випробувань ним встановлено залежність швидкості зміни параметра технічного стану НШ (його об'ємного подання) від основних експлуатаційних факторів. Ним встановлено, що при напрацюванні, що дорівнює одиниці, швидкість зміни об'ємної подачі НШ добре описується виразом

$$3.4: U_{T=1} = 0,0017 + 0,0013P + 0,0015\tau + 0,00008t + 0,0762C + 0,0014f + 0,0159P \cdot \epsilon \quad (3.4)$$

де P – тиск нагнітання робочої рідини, МПа;

τ - тривалість роботи НШ під тиском під час виконання агрегатом різних агротехнічних операцій, с;

t - в'язкісно-температурна характеристика робочої рідини, °С;

C - вміст механічних домішок у робочій рідині, %;

f - частота роботи НШ під тиском при виконанні агрегатом різних агротехнічних операцій, вкл/час.

За результатами стендових операцій ним також визначено показник a , що характеризує зміну об'ємної подачі шестеренних насосів при зміні напруження.

Цей показник використовується для розрахунку ресурсу шестеренних насосів по

виразу $T = \sqrt[t-1]{\frac{(P-h_p) \cdot a}{\sigma}} \cdot 0,80$, виявився рівним 0,80.

Як показали відповідні спостереження за роботою насосів у процесі експлуатації машинно-тракторних агрегатів тиск нагнітання робочої рідини є

величиною випадковою, розподіленою за законом нормального розподілу з

параметрами $P = 1,2$ МПа та $\sigma_p = 1,2$ МПа. Тривалість роботи НШ під тиском під час виконання агрегатом різних агротехнічних операцій, будучи величиною

випадковою, розподіленою також згідно із законом нормального розподілу з

параметрами $\tau = 6,87$ с та $\sigma_\tau = 1,03$ с. Аналіз проб робочої рідини, взятий із баків

гідросистем тракторів у процесі їх експлуатації показав, що розподіл вмісту механічних домішок у робочій рідині може бути описаний двопараметричним

законом Вейбулла. Графік густини розподілу вмісту механічних домішок у робочій рідині показаний на рис. 3.2.

Як випливає з наведеного графіка найімовірніший вміст механічних домішок у робочій рідині гідросистем тракторів відповідає значенню 0,0525%.

Температура робочої рідини в баку гідросистеми є величиною випадковою під час роботи машинотракторних агрегатів, розподілена за законом нормального

розподілу з параметрами $t = 55,2^\circ\text{C}$ та $\sigma_t = 8,3^\circ\text{C}$.

Щільність розподілу частоти циклів навантаження НШ під час роботи МТА наведено на рис. 3.3. Як видно з графіка, найімовірніша частота циклів навантаження при експлуатації МТА відповідає значенню 8 вкл./год.

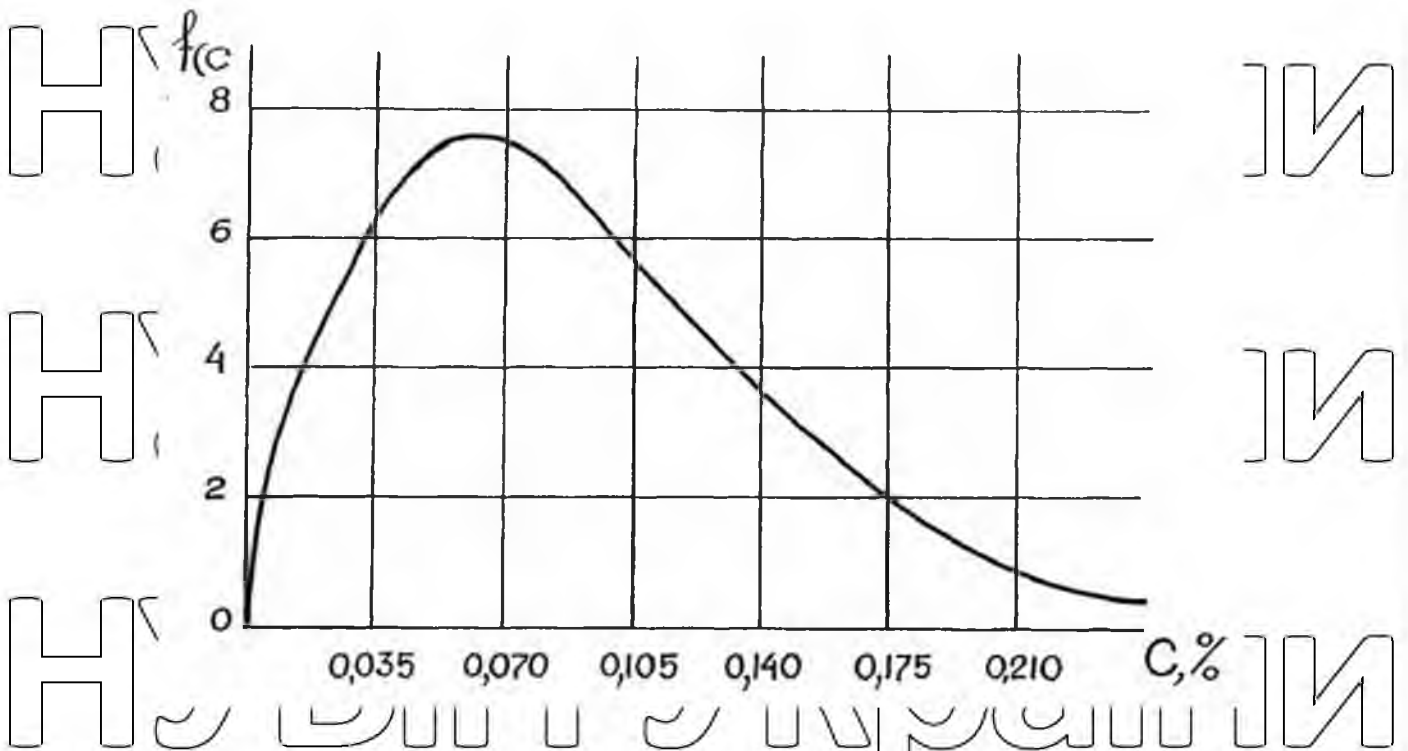


Рис. 3.2. Щільність розподілу вмісту механічних домішок робочої рідини.

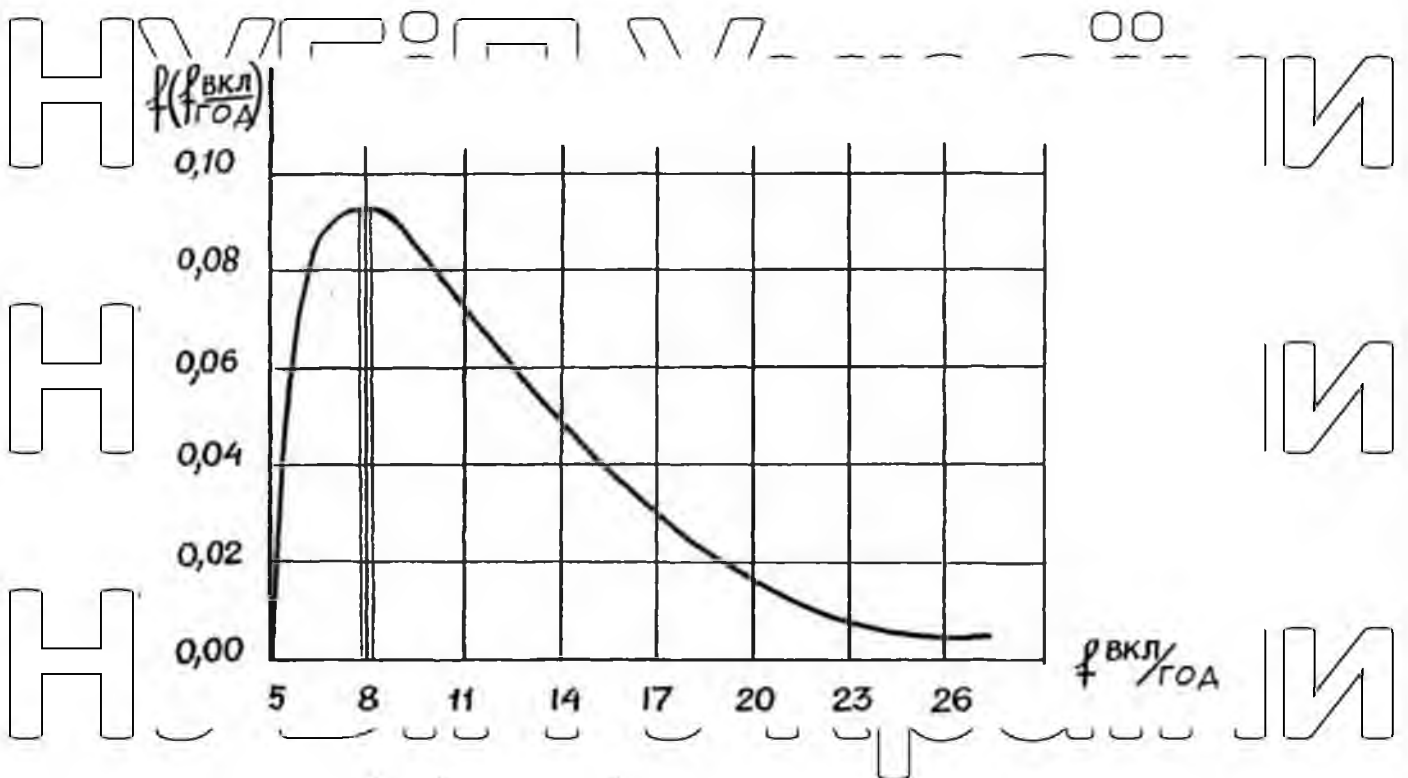


Рис. 3.3. Щільність розподілу частоти циклів навантаження НШ

На підставі виконаних досліджень були розроблені та затверджені сільгосптехнікою методичні вказівки оцінки рівня надійності капітально відремонтованих шестеренних насосів гідроприводів сільськогосподарської

техніки за результатами прискорених стендових випробувань - РД МУ 70 РРФСР 101-83 [62]. Однак відповідно до цих методичних вказівок основний показник якості ремонту шестеренних насосів - їх післяремонтний ресурс - встановлюється шляхом проведення стендових випробувань відремонтованих насосів з використанням значно жорсткішого порівняно з умовами експлуатації режиму зношування.

Стендові випробування відповідно до цих методичних вказівок повинні проводитися за $P = 8 \text{ МПа}$, $\tau = 5 \text{ с}$, $C = 0,130\%$, $T = 500 \text{ вкл./год}$.

Порівняння прийнятих у МУ чисельних значень факторів, сутньо впливають на швидкість зношування НШ, показує, що зрідження механічних домішок у робочій рідині при проведенні випробувань з МУ-70 перевищує найбільш ймовірне експлуатаційне значення цього фактора у 2,5 рази, а прийнята частота циклів навантаження НШ у 63 рази перевищує найбільш ймовірне експлуатаційне значення частоти навантаження. Тривалість роботи НШ під тиском при виконанні агрегатом різних операцій зменшено в порівнянні з найбільш вірогідним її значенням на 40%.

Враховуючи, що ухвалений режим випробувань на довговічність відремонтованих насосів НШ за методикою МУ 70 РРФСР 101-83 не може забезпечити отримання інформації про найбільш ймовірне значення експлуатаційного ресурсу випробуваних насосів, нами був прийнятий режим стендових випробувань відремонтованих насосів з встановленням основних експлуатаційних факторів, що впливають на довговічність випробуваних насосів на їх найбільш ймовірних експлуатаційних значеннях. При цьому, для прискорення одержувані/результатів, було прийнято рішення про посилення лише одного фактора, що не змінює характер зношування НШ частоти циклів навантаження і. Замість найімовірнішої при експлуатації НШ частоти навантаження (8 вкл/год) при стендових випробуваннях була прийнята частота циклів навантаження, яка дорівнює 80 вкл/год. З огляду на це, для встановлення за результатами стендових випробувань НШ значення швидкості зміни параметра технічного стану НШ (його об'ємної подачі) при напрацюванні, що дорівнює одиниці, для найбільш ймовірних

умов його експлуатації необхідно спочатку з отриманого за результатами стендів випробувань значення $U_{t=1}$ вирахувати той вклад, який внесений в це значення частотою циклів навантаження, що дорівнює 80 вкл/год. (з використанням виразу 3.4 цей вклад дорівнює $0,0014 \times 80$), а потім додати величину вкладу, який був би внесений у швидкість зміни об'ємної подачі насоса від найімовірнішої експлуатаційної частоти циклів навантаження насоса (з використанням виразу 3.4 цей вклад дорівнює $0,0014 \times 8$).

Отримавши значення $U_{t=1}$ для найімовірніших умов експлуатації випробуваного насоса, по виразу 3.5 встановлюється найбільш ймовірне значення його експлуатаційного ресурсу T :

$$T = \left(\frac{U_{np} a}{U_{t=1}} \right)^{1/a} \quad (3.5)$$

де U_{np} - граничне значення об'ємної подачі насоса в процесі його експлуатації, л/хв.;

Значення U_{np} для різних марок НЩ є в технічній літературі [1, 75, 81]. Значення $U_{t=1}$ - швидкості зміни об'ємної подачі насоса з використанням найбільш ймовірного експлуатаційного режиму випробувань при напрацюванні рівної одиниці, - встановлюється з виразу $U_{t=1} = \frac{h \cdot a}{t}$ з наступним, як викладено вище, коригуванням через посилення жорсткості при випробуванні частоти циклів навантаження насоса.

Для проведення ресурсних випробувань, для встановлення величини $U_{t=1}$ при випробуванні НЩ з впливом на нього найбільш ймовірних значень експлуатаційних факторів, що істотно впливають на істляремонтний ресурс НЩ, нами був виготовлений спеціальний стенд. При цьому за основу був прийнятий стенд для випробування гідросистем КИ-4200, дообладнаний відповідно до АС 12545756 автоматичним пристроєм регулювання режимів навантаження, автономною системою охолодження та станцією перемішування робочої рідини.

Гідравлічна схема стенду представлена на рис. 3.4. Його фотографія - на рис. 3.5.

Стенд дозволяє здійснювати періодичний щоквартальний контроль якості прийнятої на заводі технології ремонту НШ, а також оцінювати якість ремонту НШ за новою технологією ремонту шляхом оцінки за результатами випробувань найімовірнішого ресурсу відремонтованих насосів.

Для оцінки якості прийнятої на заводі технології ремонту НШ щоквартально методом випадкового відбору вибираються з прийнятих ВТК три відремонтованих насосів, перевіряється на стенді КИ-4200 їх технічний стан і порівнюється з необхідними технічними умовами [1,75]. Потім кожен насос піддається 30-годинним стендовим випробуванням для виявлення найімовірнішого значення післяремонтного ресурсу. По закінченню 30-годинних випробувань проводиться замір об'ємної подачі, встановлюється її зміна за період випробувань і по ньому розраховується $U_{t=1}$ можливих умов роботи НШ під час експлуатації. З отриманих трьох значень $U_{t=1}$ знаходиться середнє значення $U_{t=1}$ і, використовуючи вираз 3.5, встановлюється найімовірніше значення експлуатаційного ресурсу відремонтованих насосів. Це значення має бути не менш раніше встановленого під час впровадження прийнятої технології ремонту.

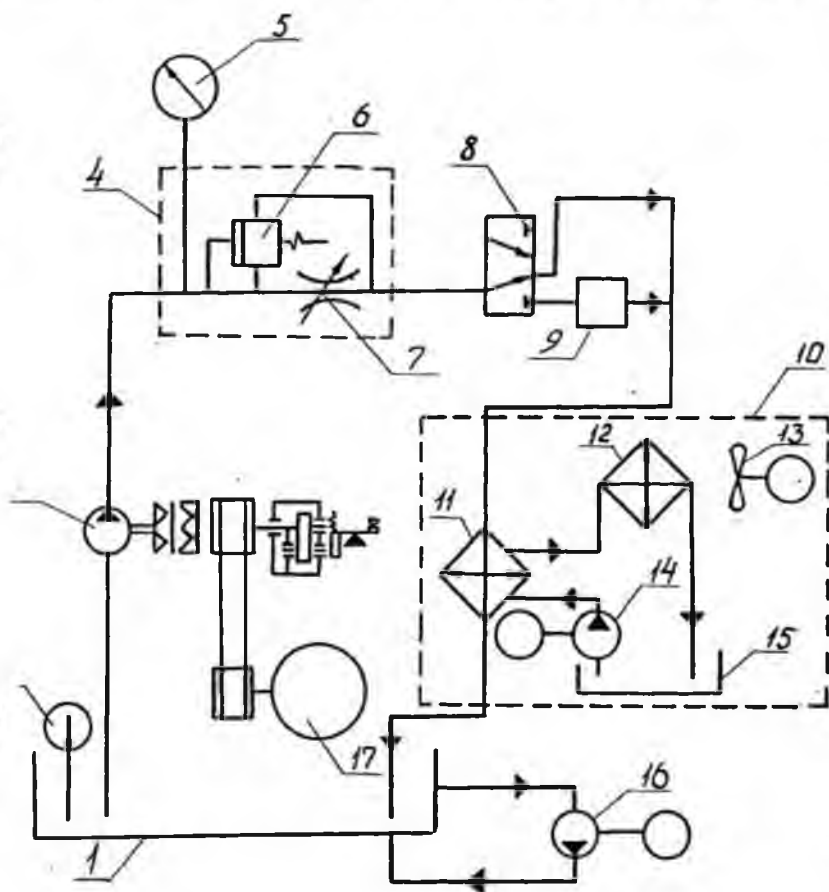


Рис. 3.4. Гідравлічна схема випробувального стенду

1 - бак для оливи; 2 - електроконтактний термометр; 3 - випробуваний НШ; 4 - гідравлічний блок; 5 - манометр; 6 - захисний клапан; 7 - циліндричний дросель; 8 - кран; 9 - лічильник рідини; 10 - автономна система охолодження; 11, 12 - теплообмінні апарати; 13 - вентилятор; 14 - насос подачі води; 15 - бак для води; 16 - насос перемішування оливи; 17 - електродвигун приводу досліджуваного НШ.



Рис. 3.5. Стенд для прискорених ресурсних випробувань НШ

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ЇХ АНАЛІЗ

Відповідно до поставлених завдань та розробленою методикою на першому етапі експериментальних досліджень визначалися величини та характер зносів

деталей ресурсних спряжень гідроагрегатів для встановлення не тільки номера ремонтного розміру ресурсних спряжень, наприклад, для насосів НШ, але й особливо зверталася увага на знос евольвентних бічних поверхонь зубів шестерень, які вичерпали свій ресурс та досягли третього ремонтного розміру по ТК ГОСНИТИ [1]. Експериментально визначався коефіцієнт подачі насоса та допустима його величина при збільшенні кількості ремонтних розмірів

Другий етап включав технологічні дослідження з визначення точності обробки поверхонь, що спрягаються ресурсних спряжень, оброблених на новому технологічному оснащенні по раціональним варіантам технологій.

На третьому етапі виконувались роботи, пов'язані з розробкою системи контролю довговічності відремонтованих гідроагрегатів на основі ресурсних стендових випробувань та встановленням раціональних варіантів технологій ремонту агрегатів.

4.1 Вплив ступеня зносу зубів шестерень по товщині на коефіцієнт подачі насоса

У другому розділі були висловлені передумови про можливість запровадження додаткових ремонтних розмірів для насосів НШ, враховуючи, що зноси шестерень насосів по евольвентній поверхні - за товщиною зуба навіть при третьому ремонтному розмірі за ТК ГОСНИТИ [1] ще можуть бути використані при другому і навіть третьому капітальному ремонті гідронасосу.

По ТК ГОСНИТИ передбачається, як правило, проведення одного капітального ремонту гідронасосів, при якому може бути застосовано один із трьох регламентованих ремонтних розмірів.

Аналіз даних мікрометражу показує, що знос різних ділянок профілю зубів неоднаковий. Найбільшому зносу, як правило, піддається профіль зуба провідної

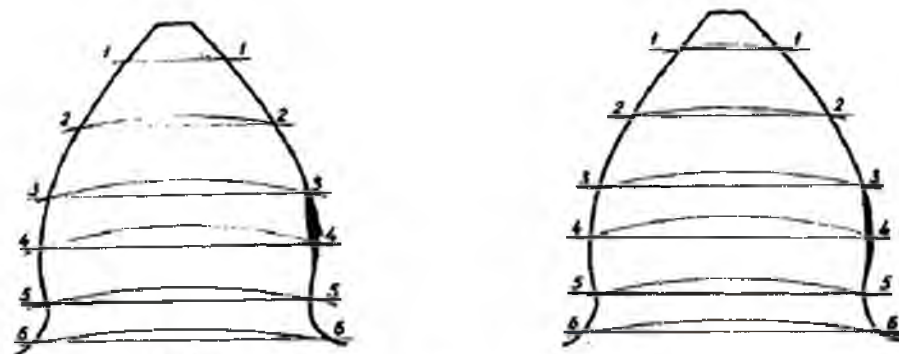
шестерні в перерізах "3-3" та "4-4", а у веденої шестерні - у перерізах "1-1" і "2-2" (рис. 4.1).

Характер зносу профілю по довжині зуба шестерні показанс на рис. 4.2.

Слід зношування по довжині зуба розширюється, як правило, по напрямку від "А" до "Б", тобто у напрямку до кришки насоса. Характерне розташування зношеної поверхні по довжині зуба як веденою, так і ведучою шестерень в більшості випадків залишається приблизно однаковим.

Дослідження показали, що описаний характер зносу профілю зубів шестерень, як правило, має місце при другому капітальному ремонті гідронасосу і особливо чітко виражений при третьому капітальному ремонті. Максимальне значення місцевого зношування профілю зуба шестерень (рис. 4.1, 4.2) можуть досягати 0,230-0,270 мм. Найбільш ймовірне значення таких зносів не перевищує 0,035-0,5 для насосів, що надходять вперше на капітальний ремонт і 0,115-0,135 мм для насосів, що надходять на ремонт вдруге. Поряд із місцевим характером зносу зубів, показаних на рис. 4.1 та рис. 4.2, проведено дослідження зі зміни довжини загальної нормалі шестерень залежно від встановленого ремонтного розміру для ресурсних спряжень насосів НШ. Така закономірність представлена рис. 4.3.

З рис. 4.3 випливає, що зміна товщини зуба по довжині загальної нормалі має лнійний характер і що максимальне зношування при Р7 може досягати 0,24-0,27 мм.



А-А

Низ насосу

М зуба 10:1

М зносу 100:1

Б-Б

Верх насосу

Ведуча шестерня

Як стверджують деякі автори [2, 78], зміна товщини зуба внаслідок зносу на продуктивність насоса суттєвого впливу не надає і більшість методик розрахунку зубчастих зацеплень не містить мінливі від терміну служби параметри, що впливають на гідравлічну щільність [2, 93, 94, 104]. Однак настільки чітко виражений характер зносу, на нашу думку, не може не викликати змін гідравлічної густини спряження.

$N, \text{ мм}$

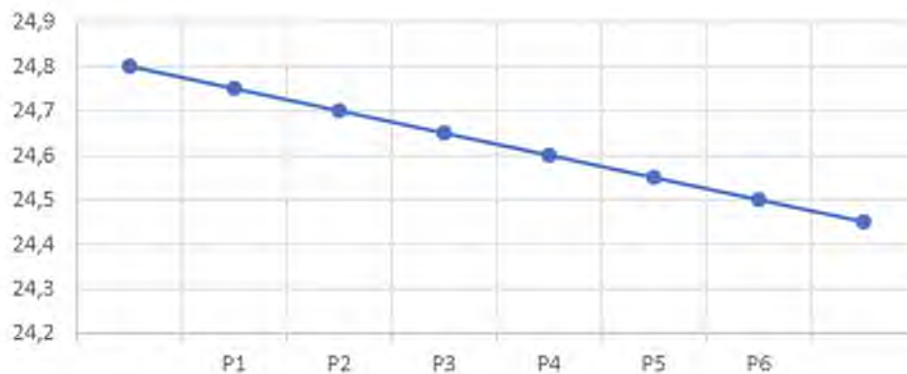


Рис. 4.3. Зміна середнього значення довжини загальної нормалі зубів шестерень для насоса НШ-50 при різних ремонтних розмірах гідронасосу

У зв'язку з цим було проведено дослідження щодо впливу сумарного зносу бічних поверхонь зубів шестерень, вираженого через ремонтні розміри шестерень, на коефіцієнт подачі насоса при умови повного відновлення креслярських зазорів, крім зубчастого, у всіх інших спряженнях гідронасоса.

Результати цих досліджень представлені на рис. 4.4.

$K_{пр}$

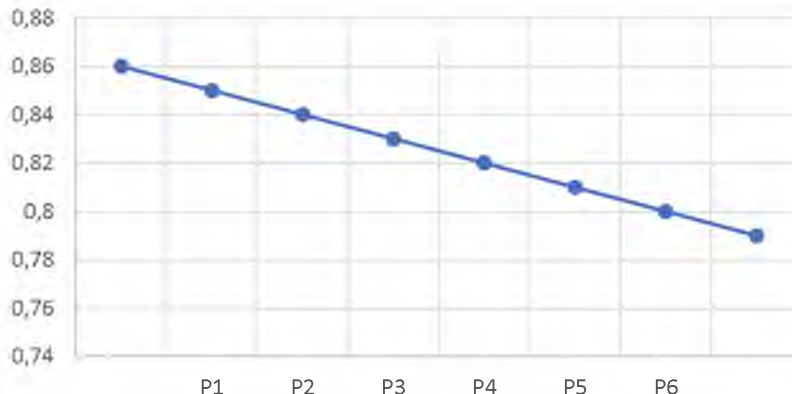


Рис. 4.4. Зміна коефіцієнта ремонту подачі на прикладі НШ-50 при різних ремонтних розмірах

У таблиці 4.1 представлені порівняльні дані значень коефіцієнта подання за нормативною документацією та за ТК СРЗ.

Таблиця 4.1.
Порівняльні дані коефіцієнта подачі на прикладі гідронасосу НШ-50

K _п по нормативній документації			K _{пр} по ТК СРЗ
Для нових насосів по ТК ГОСНИТИ	Граничне значення K _п для нових насосів по ГОСТ 23.1.92-82 (технічні вимоги. Введені з 1.01.1984р.)	Допустиме значення K _п при поточному ремонті насосів (ГОСНИТИ)	
0,90-0,85	0,70	0,65	0,85...0,78

З результатів експериментальних досліджень (рис. 4.1, 4.2, 4.3, 4.4) та даних нормативних документів (табл. 4.1) можна зробити висновок про достовірність висловлених передумов у другому розділі магістерської кваліфікаційної роботи щодо можливості запровадження додаткових ремонтних розмірів - технічних вимог СРЗ.

4.2 Дослідження гідронасосів, що надходять на капітальний ремонт.

Використання ТК СРЗ

Експлуатація гідронасосів типу НШ показує, що їхня потреба в капітальному ремонті виникає через значний знос спряження "колодязь корпусу - вершина зубів шестерень". В даний час відновлюється працездатність цього спряження на ремонтних заводах, як було розглянуто раніше, шляхом обробки вершин зубів шестерень на один із запропонованих ГОСНИТИ трьох ремонтних розмірів з використанням таких шестерень у знову відлиті корпуси з

розточуванням їх колодязів на відповідні ремонтні розміри. Технічні вимоги до капітального ремонту гідронасосів ГОСНИТИ [17] були застосовні до початку періоду економічного реформування сільського господарства (до 1999-2020 рр.).

коли гідронасоси піддавалися, як правило, одному капітальному ремонту. Для того періоду, як показали наші дослідження на СРЗ, закономірність зносу ресурсного sprzęження можна було описати нормальним законом розподілу, що не суперечило результатам, одержаним іншими організаціями [105].

При надходженні насосів на перший ремонт зносу шестерень по зовнішньому діаметру їх зубів лежить у межах 0-0,3 мм і розподілений, як зазначалося, згідно із законом нормального розподілу. Графік такого розподілу показано на рис. 4.5.

Оскільки зношування шестерень по зовнішньому діаметру їх зубів лежить в межах 0-0,3 мм і розподілено згідно із законом нормального розподілу, то параметри цього розподілу дорівнюють: середньому значенню зносу $x = 0,15$ мм та середньому квадратичному відхиленню зносу $\sigma_x = 0,3; \sigma = 0,05$ мм.

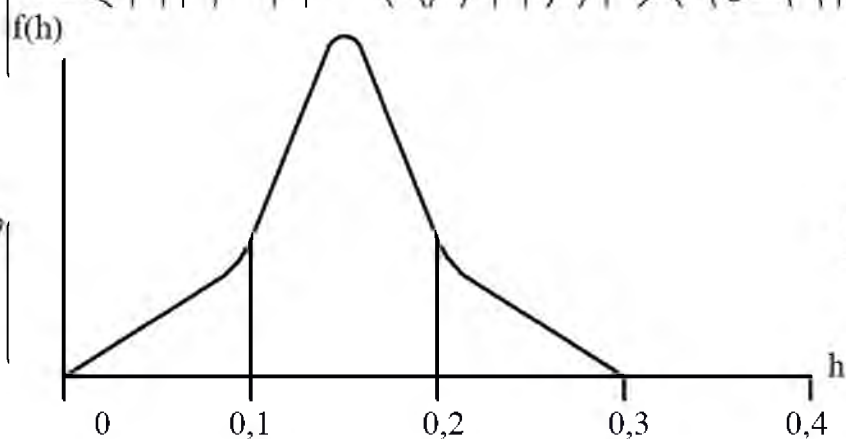


Рис. 4.5. Розподіл зношування шестерень гідронасосів НШ-50, вперше надійшли на ремонт. h - величина зносу зубів по зовнішньому діаметру, мм, $f(h)$ - щільність розподілу зношування шестерень; \bigcirc - номер ремонтного розміру.

При використанні трьох ремонтних розмірів перший ремонтний розмір дорівнює 0,1 мм, другий - 0,2 мм і третій - 0,3 мм. З урахуванням параметрів розподілу зносу, ймовірність зносу шестерень в інтервалі 0 - 0,1 мм буде [18]:

$$F(0,1 \dots 0,1) = F(0,1) - F(0) = \Phi \cdot \left(\frac{0,1 - 0,15}{0,05} \right) - \Phi \left(\frac{0,0 - 0,15}{0,05} \right) = 0,6;$$

В інтервалі 0,1 - 0,2:

$$F(0,1 \dots 0,2) = F(0,2) - F(0,1) = \Phi \cdot \left(\frac{0,2 - 0,1}{0,05} \right) - \Phi \cdot \left(\frac{0,1 - 0,15}{0,05} \right) = 0,68;$$

В інтервалі 0,2 - 0,3:

$$F(0,2 \dots 0,3) = F(0,3) - F(0,2) = \Phi \cdot \left(\frac{0,3 - 0,15}{0,05} \right) - \Phi \cdot \left(\frac{0,2 - 0,15}{0,05} \right) = 0,16.$$

Тут $\Phi^*(x)$ — табличне значення інтеграла ймовірностей

$$\Phi^*(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt$$

Технічний стан ремонтного фонду, що принципово відрізняється виявлено нами у 2000 р та у 2001 р (на прикладі тих же шестерень). Результати мікрометражу представлені на рис. 4.5.



Рис. 4.6. Розподіл діаметра головок шестерень гідронасосів ЦНП-50, за даними мікрометражу в 2000 та 2001 р.

де $f(D)$ - щільність розподілу діаметра головок шестерень;
 O — номер ремонтного розміру. Вибір на випадкова, взята безпосередньо на робочому місці з дефектації шестерень.

З рис. 4.6 випливає, що лише невелика частина насосів до 20% (вперше надійшли на ремонт) може бути відремонтована з використанням перших трьох ремонтних розмірів шестерень (Р1, Р2, Р3 по документації КОСНИПІ), а більша частина НШ до 80% повинні підлягати вибракуванню за даним ресурсним спряженням, тобто заміні зношених шестерень на нові, а також заміні корпусів на нові чи на відновлені.

Завдяки введенню додаткових ремонтних розмірів Р4, Р5 та Р6 для насосів НШ було не лише збережено ремонтний фонд, а й суттєво збільшено коефіцієнт використання відновлюваних основних деталей, які були збільшені до 90%. Це нововведення збільшило більш ніж у 2 рази цей показник порівняно з технологією КОСНИПІ.

Більш детальний аналіз ремонтного фонду шестеренних насосів, що надійшли на капітальний ремонт вдруге, а це в даний час приблизно 20% (рис. 4.6) в даний час (ця тенденція буде ще довго зберігатися), показує, що зноси поверхонь ресурсних спряжень шестерень при Р1, Р2 і Р3 також підпорядковуються закону нормального розподілу, подані на рис. 4.7.

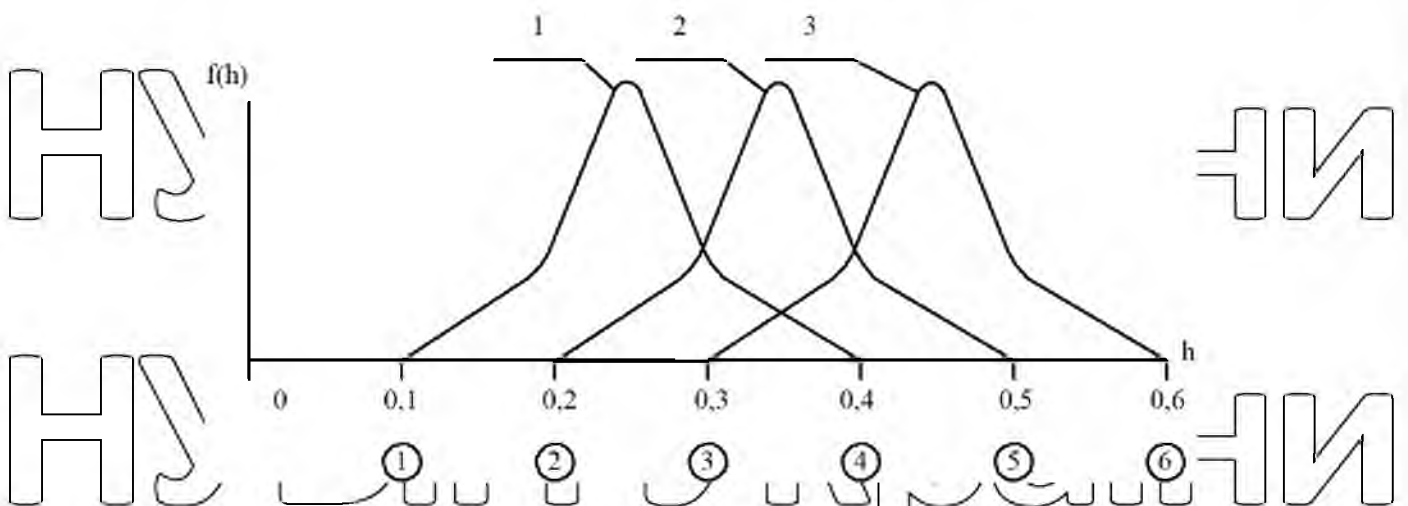


Рис. 4.7. Розподіл зношування шестерень гідронасосів НШ-50, вдруге надійшли на ремонт: 1 – щільність розподілу зносу шестерень першого ремонтного розміру; 2 – той же другий ремонтний розмір, 3 – те ж третього ремонтного розміру; 0 – номер ремонтного розміру.

При цьому зношування шестерень першого ремонтного розміру (у 16% всіх насосів, що надійшли на повторний ремонт) щодо розміру нових шестерень перебуватиме в межах 0,1-0,4 мм, другого ремонтного розміру (68% насосів) - 0,2-0,5 мм, і третього ремонтного розміру (16% насосів) - 0,3-0,6 мм. Тоді при використанні лише трьох ремонтних розмірів для повторного ремонту насосів виявляться придатними лише 24% шестерень насосів, що надійшли в ремонт. При третьому ремонті - лише 8%, а при четвертому - знос всіх шестерень, що залишилися, вийде за межі останнього третього ремонтного розміру.

При впровадженні шести ремонтних розмірів зношені шестерні всіх трьох ремонтних розмірів при повторному ремонті будуть придатні для обробки на один із шести ремонтних розмірів.

При ремонті насосів, що відпрацювали три міжремонтні терміни, шестерень, придатних для відновлення, виявиться близько 80%, які відпрацювали чотири міжремонтні терміни - 60%, п'ять міжремонтних інтервалів - 40%.

За наявності шести ремонтних розмірів зношені корпуси будуть в основному (крім першого ремонтного розміру) використовуватися з їх розточуванням колодязів на один із найближчих попередніх ремонтних розмірів шестерень.

Наведені розрахунки та практика використання шести ремонтних розмірів шестерень замість трьох показують, що у цьому випадку забезпечується можливість відновлення працездатності гідронасосів, що відпрацювали суттєво більші терміни, ніж з використанням при їх ремонті лише трьох ремонтних розмірів шестерень.

До недоліків введення додатково трьох ремонтних розмірів шестерень слід віднести зниження продуктивності насоса у міру зменшення діаметра шестерень. Однак виміри продуктивності у відремонтованих насосів показують, що навіть у насосів з останнім ремонтним розміром діаметра шестерень продуктивність (об'ємна) подача, знижується лише на 8,3%. Таке зниження продуктивності хоч і призводить до деякого уповільнення виконання окремих операцій на працюючому машинно-тракторному агрегаті (наприклад, повільніше здійснюється заглиблення

або підйом плуга при оранці), проте на продуктивності машинно-тракторних робіт таке уповільнення суттєвого впливу не надає. Таким чином, збільшення числа ремонтних розмірів шестерень гідронасосів можна рекомендувати для впровадження на спеціалізованих підприємствах з ремонту гідроагрегатів.

Впровадження цих рекомендацій значною мірою скоротить необхідність придбання сільгосп підприємствами нових гідронасосів під час експлуатації машинно-тракторного парку.

4.3 Вибір раціональної технології ремонту та впровадження системи

контролю довговічності відремонтованих гідроагрегатів

Вибір раціональної технології ремонту шестеренних насосів провадиться з урахуванням, як обумовлено в розділі 3 магістерської кваліфікаційної роботи, результатів стендових випробувань на довговічність відремонтованих насосів по тій або іншій технології та сумарних витрат ремонтного підприємства на ремонт насосів, відремонтованих за порівнюваними технологіями їх ремонту.

Нижче розглянемо, як було вирішено питання про раціональну технологію відновлення ресурсовизначальної деталі НШ – його корпусу. При цьому основний варіант його відновлення у період 90-х років минулого сторіччя за рекомендаціями ГОСНІТИ полягав у розточуванні зношеного корпусу, вилівки з алюмінієвого сплаву спеціальної фігурної вставки, її механічної обробки із закріпленням у розточувальному корпусі клейовим складом на основі епоксидних смол.

Однак практика експлуатації відремонтованих насосів з використанням такої технології відновлення зношеного корпусу показала, що їх післяремонтний ресурс більш ніж удвічі поступається ресурсу нових насосів і знаходиться в межах 400-600 годин через порушення міцності з'єднання вставної фігурної вставки із корпусом насоса. З урахуванням цього недоліку на СРЗ було розроблено нову технологію ремонту насосів НШ з переплавленням та обробкою на певний ремонтний розмір корпусів насосів. При цьому зношені шестерні насоса шліфувалися по зовнішньому діаметру на один із встановлених шести ремонтних розмірів.

Використання такої технології нами проводилося на основі попередньо виконаних стендових ресурсних випробувань відремонтованих насосів за розробленою та описаною раніше у розділі 3 магістерської кваліфікаційної роботи методикою проведення таких випробувань.

Результати стендових випробувань трьох відремонтованих по заново розробленій технології насосів НШ-50 наведено у додатку 1.

Як випливає з результатів проведених стендових випробувань, найімовірніший експлуатаційний ресурс відремонтованих насосів дуже близький до значення найбільш можливого ресурсу насосів, значення якого отримано за результатами тривалих експлуатаційних спостережень [56, 57].

Отримані результати стендових випробувань з розробленої методики дозволяють зробити висновок про те, що використання стендових випробувань на зношення відремонтованих насосів дозволяє з високою достовірністю встановлювати найімовірніше значення експлуатаційного ресурсу відремонтованих насосів. А це, у свою чергу, забезпечує значне скорочення витрат часу використання прогресивних технологій ремонту зношених насосів.

Результати стендових випробувань відремонтованих насосів по технології ремонту з виливком нового корпусу насоса показали, що їх експлуатаційний ресурс більш ніж удвічі перевищує значення ресурсу у насосів з використанням при їх ремонті вставної фігурної вставки в розточений корпус насоса. Витрати ж на ремонт насоса з переплавкою в процесі ремонту зношених корпусів насоса незначно (всього на 12%) перевищують витрати на ремонт насоса з використанням вставної фігурної вставки.

Враховуючи викладене було зроблено висновок про доцільність впровадження на ремонтному заводі нової технології ремонту насосів НШ.

Слід зазначити, що з розробкою нової технології ремонту корпусів насосів НШ на СРЗ розроблено та впроваджено технологію виготовлення нових шестерень насосів із сучасною технологією хіміко-термічного зміцнення, що вже зазначалося у другому розділі магістерської кваліфікаційної роботи.

З використанням на СРЗ хіміко-термічного зміцнення та високоточного верстатного обладнання було вирішено завдання введення додаткових ремонтних розмірів та досягнуто максимального збереження ремонтного фонду насосів НЦІ, у зв'язку з цим отримано економічний ефект за рахунок підвищення якості продукції та збільшення гарантійного терміну. Ці технічні рішення забезпечили стабільний збут продукції на ринку послуг із ремонту агрегатів.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ТЕХНОЛОГІЙ РЕМОНТУ ГІДРОАГРЕГАТИВ

Економічна доцільність впровадження раціональної технології ремонту гідроагрегатів сільськогосподарської техніки повинна підтверджуватись з одного боку економічною ефективністю, одержуваної споживачем відремontованих гідроагрегатів, а з іншого - підвищенням ефективності роботи ремонтного підприємства.

Економічна ефективність у споживача виражається зниженням витрат на виконання механізованих робіт під час використання відремontованого за раціональною технологією гідроагрегату, отримувана ж ремонтним підприємством - підвищенням прибутку від виконання ремонтних робіт [61].

5.1 Розрахунок економічної ефективності, одержуваної споживачами відремontованих гідроагрегатів

Зниження експлуатаційних витрат під час використання відремontованого агрегату за раціональною технологією E_{II} може бути розраховано за таким виразом:

$$E_{II} = \left(\frac{C_i}{T_i} - \frac{C_{рац}}{T_{рац}} \right) T_{рац} \quad (5.1)$$

де C_i - витрати на ремонт при використанні раніше прийнятої технології ремонту, грн;

$C_{рац}$ - витрати на ремонт при використанні раціональної технології, грн;

$T_i, T_{рац}$ - ресурси відремontованих агрегатів відповідно раніше прийнятої та раціональної технології, год.

Загальне зниження експлуатаційних витрат у споживачів усіх відремontованих виду гідроагрегатів, що розглядається, протягом року за раціональною технологією складе:

$$E_{\kappa} = E_n \cdot n \quad (5.2)$$

де n - кількість відремontованих гідроагрегатів протягом року.

Розглянемо з прикладу, що дало споживачам сільськогосподарської техніки впровадження раціональної технології ремонту гідронасосів НШ-50 на Смілянському ремонтному заводі.

В основу технології ремонту було закладено відновлення зношених корпусів насосів із використанням вставних гільз. Програма ремонту складала 5554 шт. в рік. В середньому за один робочий день з ремонту випускалося 18 насосів НШ-50 за відпускну ціни 16,20 грн/шт. Середнє значення технічного ресурсу (воно ж і найбільше ймовірне) становило 1940 годин.

У подальшому на заводі насоси НШ стали ремонтуватися по більш раціональній технології, при впровадженні якої відновлення зношених корпусів насосів здійснювалося шляхом їх переплавлення з використанням кокільного лігтя та наступною механічною обробкою під один із введених ремонтних розмірів зношених шестерень. При цьому було встановлено, що середнє значення післяремонтного ресурсу насосів НШ-50 дорівнювало 2420 годин. Відпускна ціна відремонтованого насоса склала 17,80 гривень.

З урахуванням виразу 5.1 економічний ефект від впровадження нової технології при ремонті одного насоса становив:

$$E_{II} = \left(\frac{16,20}{1940} - \frac{17,80}{2420} \right) \cdot 2420 = 2,41 \text{ грн.}$$

З урахуванням річної програми заводу економічний ефект від впровадження раціональної технології ремонту насосів НШ склав:

$$E_{II} = 2,41 \cdot 5554 = 13385 \text{ грн.}$$

Виконані аналогічним чином розрахунки економічного ефекту при ремонті за раціональною технологією насосів НШ інших марок показують, що сумарні витрати після впровадження нової технології їх ремонту знизилися на 109800 грн.

Слід врахувати, що такий ефект отримано споживачами лише після впровадження раціональної технології ремонту насосів. Впровадження нової технології ремонту вимагає попередньої перевірки довговічності відремонтованих за новою технологією насосів.

5.2 Розрахунок економічного ефекту від застосування раціональних технологій ремонту насоса НШ та введення додаткових ремонтних розмірів

Економічний ефект, що отримується на ремонтному заводі при запровадженні раціональної технології ремонту гідроагрегатів, утворюється, як було викладено раніше, за рахунок збільшення прибутку від виконання ремонтних робіт. Розрахунок ефекту виконано за результатами роботи заводу за 2000 р. та 2001 р.

Розглянемо, який річний ефект отримав Смілянський ремонтний завод при ремонті насосів НШ-50 за старою технологією і який отриманий заводом річний ефект від ремонту цієї ж марки насосів при значно зниженою річною програмою ремонту в останні роки після впровадження раціональної технології та запровадження додаткових ремонтних розмірів.

Річний економічний ефект склав:

$$E = (C_1 - C_2) \cdot A_1$$

де C_1 і C_2 - собівартість ремонту насоса за базовим та новим варіантами, грн;

A_1 - річний випуск відремонтованих насосів, шт.

Економічний ефект складається за рахунок того, що при надходженні на ремонт насосів вдруге, втретє і навіть вчетверте відпадає необхідність у виливку алюмінієвих корпусів, так як в цьому разі використовуються раціональні технології ремонту та ремонтні розміри за технічними вимогами СРЗ. На кожному корпусі економиться 3,5 кг алюмінію. Крім того, знижуються річні витрати на обробку корпусів після лиття, а також витрати на купівлю нових пар шестерень.

На СРЗ встановлено, що для 30% насосів, що надходять на ремонт, необхідно встановлювати відлиті корпуси та оброблені на номінальні розміри, а 70% насосів корпусу вимагають тільки механічної обробки під ремонтний розмір, а шестерні перешліфування.

За першим варіантом собівартість ремонту насоса складає 748 грн, а за другим варіантом собівартість дорівнює 569 грн.

Річна програма на рік становила у 2000 шт насосів.

Базова собівартість при ремонті гідронасосів по технічним вимогам ГОСНІТИ (три ремонтних розміри) та технології ремонту ГОСНІТИ складає 896 грн. Тоді економічний ефект становитиме:

По першому варіанту –

$$E_1 = (896,0 - 748,0) \cdot 2000 \cdot 0,3 = 88608 \text{ грн.}$$

По другому варіанту –

$$E_2 = (896,0 - 569,06) \cdot 2000 \cdot 0,7 = 457716 \text{ грн.}$$

Економічний ефект при ремонті насосів НШ-50 склав

$$E = E_1 + E_2 = 88608 + 457716 = 546324 \text{ грн.}$$

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

НУБІП України

1. Проведений аналіз конструкцій деталей гідроагрегатів дав можливість визначити ресурсні спряження, їх несправності та загальні ознаки зносу деталей.

2. Розроблена та обґрунтована нова технологія ремонту гідроагрегатів, що дозволяє збільшити кількість ремонтних розмірів із трьох (по ТК² ОСНІТИ) до семи для ресурсних спряжень насосів типу НЩ. Це дає можливість збільшити кількість капітальних ремонтів для кожного гідроагрегату, підвищити термін служби цих агрегатів у 1,5-2 і більше разів.

3. Завдяки введенню додаткових ремонтних розмірів Р4, Р5 та Р6 для насосів НЩ було не лише збережено ремонтний фонд, а й суттєво збільшено коефіцієнт використання відновлюваних основних деталей до 90%. Встановлено, що розроблені нові технологічні процеси, технологічне оснащення (алмазний інструмент, верстати та установки) гарантовано забезпечують показники точності механічної обробки корпусів та шестерень насосів, а також інших деталей відповідно до вимог робочих креслень на машинобудівних заводах.

4. Розроблена система контролю найімовірнішого значення довговічності відремонтованих агрегатів на основі прискорених ресурсних стендових випробувань гідроагрегатів дозволила

НУБІП України

- обґрунтувати запровадження додаткових чотирьох ремонтних розмірів при відновленні працездатності гідроагрегатів;

- для всіх ремонтних розмірів ремонтний коефіцієнт подачі $K_{пр}$ знаходиться в межах 0,79...0,85, що забезпечує допустиме зниження продуктивності насоса.

5. Внаслідок впровадження розробленої раціональної технології ремонту гідроагрегатів економічний ефект при програмі ремонту 2000 шт. становить 546324 грн.

НУБІП України

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Агрегаты гидроприводов сельскохозяйственной техники. Технические требования на капитальный ремонт. ТК 70.0001.018-85. - М.; ГОСНИТИ, 1986, 152 с.

2. Алексеева Т.В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин. Исследование и основа расчета. - М.; машиностроение, 1966. - 147 с.

3. Анилович В.Я. и др. Эксплуатационная надежность сельскохозяйственных машин. - Минск: Ураджай, 1974. - 264 с.

4. А.С. 646090 (СССР) Шестеренный насос /Черкун В.Е., Довгаль М.А., Костеляни А.В., Федоренко И.Т. - Опубл. в Б.И., 1979, № 5.

5. А.С. 751539 (СССР). Устройство для дуговой сварки /Федоров С.И., Костюшин А.К. Опубл. в Б.И., 1980, № 28.

6. А.С. 1116612 (СССР), Способ автоматической наплавки внутренних незамкнутых поверхностей тел вращения /Ульман И.Е., Костюшин А.К., Федоров С.И. приоритет 1.06.1984.

7. Аскери М.А., Морозов В.М., Гаркуша А.Г., Кириллов Ю.И., Кудрявцев П.Р. Материалосберегающий способ ремонта шестеренных насосов. - Техника в сельском хозяйстве. 1984, № 8, с. 58..59.

8. Бабусенко С.М. Проектирование ремонтных предприятий. - М. Колос, 1981. - 295 с.

9. Бугаев В.А. и др. Ремонт деталей топливной аппаратуры и агрегатов гидросистемы на предприятиях Госкомсельхозтехники. Обзорная информация / Госкомсельхозтехника СССР, ЦНИИТЭИ. - М., 1983. - 49 с. (серия Ремонт и техн. обслуживание маш.-тракт. парка)

10. Батищев А.Н., Голубев И.Г., Лялякин В.П. Восстановление деталей сельскохозяйственной техники. - М.; Информагротех, 1995. - 296 с. И. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. - М.: Машиностроение, 1972 - 320 с.

12. Величкин И.Н., Халфин М.А., Мамонтов И.И. Классификация отказов машин по группам их сложности. Ж. Тракторы и автомобили. № 10. 1974.

13. Величкин И.Н., Зубистова М.П. Общие вопросы методик ускоренных испытаний. - Тр. НАТИ. М., 1970, вып. 209, С. 56-71 П5

14. Величкин И.Н., Нисневич А.И., Зубистова М.И. Ускоренные испытания дизельных двигателей на износостойкость. - М.: Машиностроение, 1984. - 183 с.

15. Величко С.А., Бурумкулов Ф.Х., Лельчук Л.М., Ионов П.А. Результаты исследования дефектов и износов корпусов гидрораспределителей. Сборник научных трудов ВНИИТУВИД - "Ремдеталь". - М.: ВНИИТУВИД, 1999. - 213 с.

16. Величко С.А. Восстановление и упрочнение электроискровой наплавкой изношенных отверстий чугуновых корпусов гидрораспределителей (на примере корпуса гидрораспределителя Р-75). Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. тех. наук. - Саранск, 2000. 16 с.

17. Восстановление отверстий корпусов гидрораспределителей алмазным хонингованием. Восстановление деталей сельскохозяйственных машин, тракторов и автомобилей: Экспресс-Информ / Госкомсельхозтехника СССР ЦНИИТЭИ; 1984, вып. 2, с. 6-7.

18. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. - М.: Наука, 1969. - 576 с.

19. Воловин Е.Л. Распределение объемов и вида работ по восстановлению деталей между звеньями ремонтной сети. Сб. научн. тр. Маиоярославецкий филиал ГОСНИТИ и ЦОКТБ Калуга, 1977. С. 13 - 31.

20. Вращнов А.В. Система ведения сельскохозяйственного производства Челябинской области. Система ведения агропромышленного производства (вопросы теории и практики) - М.: АгриПресс 1999. - 350 с.

21. Герасимов Г.П. Разработка и обоснование ускоренных испытаний узлов и агрегатов машин на старение. - Автореферат дисс. канд. техн. наук. Челябинск, 1968.

22. Гнеденко Б.В., Беляев Ю.К., Соловьев А.Д. Математические методы в теории надежности. - М.: Наука, 1966. - 524 с.

23. ГОСТ 15467-79 Термины и определения. - М.: Госстандарт, 1985.

24. Горбатов В.В. Почему низка надежность гидроболеженного привода // Техника в сельском хозяйстве. 1987. № 9.

25. Григоров В.Д. Разработка и исследование методики оценки послеремонтной надежности дизельных топливных насосов по результатам ускоренных стендовых испытаний. Автореферат дисс. канд. техн. наук. - Саратов, 1981.

26. Григорьев М.А., Пономарев Н.Н. Износ и долговечность автомобильных двигателей. - М.: Машиностроение, 1976. - 248 с.

27. Гуляев А.П. Металловедение. - М.: Металлургия, 1977. - 647с.

28. Дидур В.А., Ефремов В.Я. Диагностика и обеспечение надежности гидроприводов сельскохозяйственных машин. - Киев: Техника, 1986. - 129 с.

29. Длин А.Н. Математическая статистика в технике. - М.: Советская наука, 1951. - 215 с.

30. Драгайцев В.И., Кузьмин В.И., Лукашев Н.И. и др. Рекомендации по организационно-экономическому механизму обновления технической базы сельского хозяйства. - М.: ВНИИЭСХ, 2000. - 51 с.

31. Ермолов Л.С. Повышение надежности сельскохозяйственной техники. М.: Колос, 1979. - 255 с.

32. Ждановский Н.С., Ниюлаенко А.В. Надежность и долговечность автотракторных двигателей. - Л.: Колос, 1981. - 295 с.

33. Износ деталей сельскохозяйственных машин / Под ред. М.М. Севернова. - Л.: Колос, 1972. - 283 с.

34. Ионов П.А. Выбор оптимальных режимов восстановления изношенных деталей электроискровой наплавкой (на примере золотника гидрораспределителя Р-75). Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. - Саранск, 1999. - 17 с.

35. Камчугов Н.В. К вопросу стендовых испытаний деталей распределительного узла гидротрансмиссии ГСТ-90 // Наука - сельскому хозяйству. - Курган, 1990. - с. 118-120.

36. Камчугов Н.В. Влияние состояния ресурсопределяющих сопряжений на работоспособность агрегатов гидростатической трансмиссии ГСТ-90.

Ресурсопределяющие технологии при ремонте машин и восстановления деталей.

Тр. ЧИМЭСХ. - Челябинск, 1990. - с. 77-79.

37. Камнугов Н.В. Причины появления ресурсных отказов и оценка долговечности гидростатических трансмиссий сельскохозяйственной техники.

Автореферат дисс. канд. техн. наук. - Челябинск, 1993.

38. Камнугов Н.В. Причины появления ресурсных отказов и оценка долговечности гидростатических трансмиссий сельскохозяйственной техники.

Диссертация канд. техн. наук. - Челябинск, 1992. - 164 с.

39. Кардашевский С.В. и др. Испытания сельскохозяйственной техники. - М.:

Машиностроение, 1979. - 288 с.

40. Комаров А.А. Надежность гидравлических устройств самолетов. - М.:

машиностроение, 1976. - 220 с.

41. Конкин Ю.А. Экономика ремонта сельскохозяйственной техники. - М.:

Колос, 1983. - 367 с.

42. Костецкий Б.И. Основные положения теории изнашивания деталей машин - М.: Машгиз, 1963. - 254 с.

43. Котин А.В., Сутьдин С.П., Ионов П.А. Перспективы применения электроискровой наплавки для восстановления масляных насосов типа НШ.

Материалы международной научно-технической конференции "Новые методы ремонта и восстановления деталей сельскохозяйственных машин". - Саранск, МГУ

им. Н.П. Огарева, 2001. - 189 с.

44. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. - М.: Машиностроение, 1977. - 526 с.

45. Кряжков В.М. Надежность и качество сельскохозяйственной техники. - М.: ВО "Агропромиздаг", 1989. - 334 с.

46. Кряжков В.М., Малышев В.И. Методика выбора способа централизованного восстановления изношенной детали с учетом его

экономической эффективности. - М.: ГОСНИТИ. Т. 57, 1978. - 68 с.

47. Кугель Р.В. Испытания на надежность машин и их элементов. - М.: Машиностроение, 1982. - 181 с.

48. Кугель Р.В. Некоторые вопросы управления надежностью массовых машин. - М., 1975. - 60 с.

49. Кудрявцев П.Р. Новый способ ремонта шестеренных насосов. - Ж. Техника в сельском хозяйстве. 1974, № 10 с. 82...85.

50. Ломоносов Ю.Н., Ольховацкий А.К., Швагер Б.Я. Эффективность внедрения ускоренных испытаний агрегатов сельскохозяйственной техники на надежность. Материалы международной научно-технической конференции «Новые методы ремонта и восстановления деталей сельскохозяйственных машин».

- Саранск. 2001. - 189 с.

51. Ломоносов Ю.Н., Ольховацкий А.К., Швагер Б.Я. Стенд износных испытаний деталей распределительного узла гидростатических трансмиссий ГСТ-90. Тезисы докладов на 40 н^апгао-технической конференции ЧГАУ - Челябинск 2001. - 428 с.

52. Ломоносов Ю.Н. Проблема ускоренной оценки послеремонтной надежности сельскохозяйственной техники. Вестник Челябинского государственного агроинженерного университета. Т. 31. - Челябинск, 2001. - с. 534-56.

53. Ломоносов Ю.Н. Основы надежности сельскохозяйственной техники. - Челябинск, 1980. - 86 с.

54. Ломоносов Ю.Н. Повышение послеремонтной надежности машин. - Челябинск, 1989. - 65 с.

55. Лезин П.П., Никитин А.В. Функциональная взаимозаменяемость при необезличенном ремонте. Сб. материалов международной научно-технической конференции "Новые методы ремонта и восстановления деталей сельскохозяйственных машин". - Саранск, 2001. - С. 182... 184.

56. Лукьянов В.Н. Разработка методики ускоренной оценки ресурса и применяемой технологии капитального ремонта шестеренных насосов. Диссертация канд. техн. наук - Челябинск, 1985. - 160 с.

57. Лукьянов В.Н. Разработка методики ускоренной оценки ресурса и применяемой технологии капитального ремонта шестеренных насосов. Автореферат дисс. канд. техн. наук. - Челябинск, 1985.

58. Масино М.А. Организация восстановления автомобильных деталей. - М.: Транспорт, 1981. - 175 с.

59. Методика статистической обработки эмпирических данных РТМ 44-62. - М.: Стандартгиз, 1963. - 112 с.

60. Методика классификация и группировки деталей автомобилей, тракторов и с.х. машин, подлежащих восстановлению с учетом характера дефектов. - М.: ГОСНИТИ, 1971. - 30 с.

61. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. - М.: Министерство сельского хозяйства и продовольствия РФ, 1998.

62. Методические указания по оценке уровня надежности капитально отремонтированных шестеренных насосов гидроприводов сельхозхозяйственной техники по результатам ускоренных стендовых испытаний РД.МУ 70 РСФСР 1014 83. - М.: Госкомитет РСФСР по производственно-техническому обеспечению сельского хозяйства., 1983. - 11с.

63. Михлин В.М. Прогнозирование технического состояния машин. - М.: Колос, 1976.

64. Нефедов Б.В. Способы управления тепловыми процессами при алмазно-порошковой наплавке. Материалы научно-практической конференции "Состояние и перспективы восстановления, упрочнения и изготовления деталей. - М.; ВНИИТУВИД-"Ремдеталь". 1999. - 219 с.

65. Ольховацкий А.К., Плотников В.Г. Опыт создания и функционирования МТС в зоне Южного Урала. Система ведения агропромышленного производства (вопросы теории и практики) - М.: АгриПресс 1999. - 350 с.

66. Ольховацкий А.К. Отчет о научно-исследовательской работе. Разработать и выдать рекомендации для центральных ремонтных мастерских (ЦРМ) хозяйств

по ремонту сельхозтехники и восстановлению деталей машин. - Челябинск: ЧГАУ, 2001 г. (хд. №3 - 01/26) - 194 с. Рег № 01.200.Г 15970; Инв. № 02.200.2 00810.

67. Ольховацкий А.К., Швагер Б.Я. Технология восстановления плунжерных пар топливных насосов на Еманжелинском ремонтном заводе. В книге под ред. Д.Т.Н. профессоров М.И. Юдина и В.П. Лялякина «Технологии восстановления и упрочнения деталей машин». - Краснодар, 2000. - 345с.

68. Ольховацкий А.К., Швагер Б.Я. Технологи восстановления плунжерных пар топливных насосов на Еманжелинском ремонтном заводе. Материалы научно-практической конференции «Состояние и перспективы восстановления, упрочнения и изготовления деталей» ВНИИТУВИД - М.:, 1999. - 213с.

69. Орлик Л.С., Горячев А.С., Пильпищев Л.М. Затраты на ремонт машин в сельском хозяйстве России. Ж. Машинно-технологическая станция. - М.: ГОСНИТИ. №13, - 2001.

70. ГОСТ 70.2.8-82. Испытание сельсхозхозяйственной техники. Надежность. Сбор и обработка информации.

71. Проблемы технического сервиса в АПК России. Коллектив авторов под руководством академика В.И. Черноиванова. - М.: ГОСНИТИ. 2000. - 309 с.

72. Рахштадт А.Г., Брокстем В.А. Справочник металлиста. Т.2. - М.: Машиностроение, 1976. - 466 с.

73. Рекомендации по ускоренным испытаниям восстановленных деталей. - М.: ГОСНИТИ, 1979. - 48 с.

74. Ремонт машин / Под ред. Е.И. Ульмана, - М.: Колос, 1982. - 445 с.

75. Ремонт и обслуживание агрегатов гидроприводов сельскохозяйственной техники. Практические рекомендации. Серия нормативно-техническая документация. - М.: ГОСНИТИ, 1998. - 36 с.

76. Романовский В.Н. Элементарный курс математической статистики. - М.: Госпланиздат, 1939. - 282 с.

77. РТМ 70.000. Применение стандартов единой системы технологической документации на ремонт сельскохозяйственной техники. - М.: ГОСНИТИ, 1982.

78. Рыбкин Е.А., Услов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. - М.: Машгиз, 1960. - 187 с.

79. Савченко И.Г. Исследование износостойкости колодцев корпусов шестеренных насосов НШ, восстановленных полимерными материалами. - Автореф. канд. техн. наук. - Краснодар. СХИ, 1970.

80. Селиванов А.И. Основы теории старения машин. - М.: Машиностроение, 1971. - 408 с.

81. Техническое обслуживание и ремонт сельскохозяйственной техники в хозяйствах (справочник). - М.: ГОСНИТИ. 1992. - 201 с.

82. Ульман И.Е. Основные направления развития службы технического обслуживания и ремонта МТП в сельском хозяйстве. - В сб.: Совершенствование методов организации ремонта и ТО МТП, - М.: Союзсельхозтехника, 1975. - с. 28 - 29.

83. Усова Л.Ф. Технология металлов и магериаповедение - М.: Металлургия. 1987. - 67 с.

84. Ускоренные испытания изделий машиностроения на надежность. - М.: ВНИИНМАШ, 1969. Вып. 2. - 93 с.

85. Фролов С.Н., Лезин П.П., Фоминов А.В. Обеспечение эксплуатационной надежности гидростатической трансмиссии ГСТ-90. Со материалов международной конференции "Новые методы ремонта и восстановления деталей сельскохозяйственных машин". - Саранск, 2001. С. 81 - 83.

86. Халфин М.А. Определение межремонтных сроков службы машин в сельском хозяйстве. - М.: Колос, 1969. - 195 с.

87. Хинин Н.С. и др. повышение надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КРАЗ. - М.: Машиностроение, 1974.

88. Черноиванов В.И., Северный А.Э. С чем отрасль технического сервиса входит в XXI век (состояние и проблемы). Ж. МТС-М: ГОСНИТИ № 13, 2001.

89. Черноиванов В.И., Бледных В.В., Северный А.Э., Ольховацкий А.К., Швагер Б.Я., и др. Техническое обслуживание и ремонт машин в сельском хозяйстве. - М.: Челябинск 2001. - 832 с.

90. Черноиванов В.И., Зусин В.Я., Кабанец А.Н. Восстановление обойм шестеренных насосов. - Техника в сельском хозяйстве. 1983. № 11, С. 51 - 52.

91. Черноиванов В.И. Совершенствование технологии и повышение качества восстановления деталей сельскохозяйственной техники. - М.: ВИЛО "Ремдегаль", 1983. - 450 с.

92. Черкун В.Е., Кириллов Ю.И., Голубев И.Г. Ремонт гидроагрегатов тракторов и сельскохозяйственных машин. - М.: ЦНИИТЭИ, 1985. - 32 с.

93. Черкун В.Е. Ремонт и долговечность тракторных гидравлических систем. - М.; Колос, 1972. - 254 с.

94. Черкун В.С. Ремонт тракторных гидравлических систем. М.; Колос, 1984. - 253 с.

95. Чернов С.И., Чекис Б.И. Оборудование и технологические процессы упрочения деталей химико-термической обработкой. Труды ВНИИТУВИД- "Ремдеталь" "Восстановление и упрочение деталей машин". - М.; 1999. - 270 с.

96. Шадричев А.В. Основы выбора рационального способа восстановления автомобильных деталей металлопредприятиями. - М.: Машгиз, 1962. - 296 с.

97. Швагер Б.Я. Опыт работы ОАО "Еманжелинский ремонтный завод по ремонту агрегатов сельхозтехники. Материалы научного семинара «Агро - 2001». ЧГАУ - Челябинск 2001. - 131 с.

98. Швагер Б.Я. Цены низкие, качество высокое. Ж. Сельский механизатор, № 3, 2002. С. 8 - 9.

99. Швагер Б.Я., Ольховацкий А.К. Восстановление гидроагрегатов. Ж. Сельский механизатор. №1, 2002. - с.8.

100. Швагер Б.Я., Ольховацкий А.К. К вопросу сокращения потребности хозяйств в приобретении новых гидронасосов типа НШ. Материалы 41 научно-технической конференции ЧГАУ. - Челябинск. 2002. - 266 с.

101. Швагер Б.Я., Ольховацкий А.К. Восстановление ресурсных сопряжений гидроагрегатов сельскохозяйственной техники. Материалы научного семинара "Агро-2001" - Челябинск, 2001. - 131 с.

102. Штовхань Г.Я., Шелудью М.А., Нигородов В.В. Организация ремонт насосов НШ и распределителей в Ждановской межрайсельхозтехнике. - Техн. обслуж. и ремонт маш.-тракт. парка и автомобилей. Экспресс-Информ./Госкомсельхозтехника СССР. УНИИТЭИ, 1984. – Вып 3. с. 5 - 6.

103. Юдин М.И., Савин И.Г., Кравченко В.Г. и др. Ремонт машин в агропромышленном комплексе. - Краснодар/КГАУ, 2000. – 688 с.

104. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. - М.; Машиностроение, 1964. - 236 с.

105. Янсон В.М. и др. Изучение износа шестеренных насосов гидросистем. Труды ЛСХА, вып. XIX. - Елгава, 1967. - С. 285 - 294.

106. Янсон В.М. Определение предельно допустимых зазоров сопряжений гидравлических агрегатов. Труды / ЛСХА, вып. 33, Елгава, 1978, - с. 41 - 44.

107. Яременко В.М. и др. Особенности восстановления деталей гидравлических распределителей. Техника в сельском хозяйстве, 1983, №3.

108. Fluid power testes take front seat as industry strives for naturity - Product Engineering, September, 1975. 32 - 34.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України
ДОДАТКИ

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Додаток А

Результати зношення стендових випробувань насосів НШ-50

Q_0 , л/хв	$U_{np} = Q_0 - Q_{np}$ $Q_{np} = 34,3$	$Q_t = 30$ ч л/хв	$\Delta Q = Q_0 -$ $Q_{t=30}$	$y_{t=1}^{\phi} = \frac{\Delta Q a}{t^a}$	$y_{t=1}^E = y_{t=1}^{\phi} - \Delta y_{t-1}$
62,0	27,7	59,2	2,8	0,1475	0,0467
63,0	28,7	60,3	2,7	0,1422	0,0414
63,0	28,7	60,2	2,8	0,1475	0,0467

$$\bar{U}_{np} = \frac{27,7 + 28,7 + 28,7}{3} = 28,37$$

$$\bar{y}_{t=1}^E = \frac{0,0467 + 0,0414 + 0,0467}{3} = 0,0449$$

$$\bar{T} = \left[\frac{\bar{U}_{np} \cdot a}{y_{t=1}^E} \right]^{1/a} = \left[\frac{28,37 \cdot 0,8}{0,0449} \right]^{1/0,8} = 2420$$

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ