

НУБІП України

**«Оцінка технічного стану та  
підвищення ресурсу гідравлічних  
агрегатів сільськогосподарської  
техніки»**

ПОЯСНОВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО МАГІСТЕРСЬКОЇ  
КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

01.12 – МР.463«С»28.03.2023.015

**Погребняк Юрій В'ячеславович**

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України



Форма № Н-9.01

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет \_\_\_\_\_ конструювання та дизайну

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри надійності техніки  
к.т.н., доцент Новицький А.В.  
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ  
СТУДЕНТА

Погребняк Юрій В'ячеславович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність \_\_\_\_\_ 133 «Галузеве машинобудування»  
(код і назва)

Спеціалізація \_\_\_\_\_  
(назва)

Магістерська програма «Технічний сервіс машини та обладнання  
сільськогосподарського виробництва»  
(назва)

Орієнтація освітньої програми \_\_\_\_\_ освітньо-професійна  
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської роботи «Оцінка технічного стану та підвищення  
ресурсу гідравлічних агрегатів сільськогосподарської техніки»

затверджена наказом ректора НУБІПУ від «28» 03 2023 р. №463 «С»

2. Термін подання завершеної роботи на кафедру 17.11.2023 р.  
(рік, місяць, число)

3. Вихідні дані магістерської роботи: 3.1. Сучасні конструкції, технічні  
характеристики гідравлічних агрегатів. 3.2. Типові норми праці на ТО і  
ремонт гідравлічних систем. 3.3. Перспективні методи відновлення агрегатів  
гідросистем. 3.4. Каталоги обладнання з ремонту гідравлічних агрегатів.

Розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Вступ. 4.1. Короткий опис гідравлічних систем. 4.2. Підходи до підвищення надійності обладнання гідравлічних систем. 4.3. Теоретичні передумови підвищення довговічності гідравлічних систем. 4.4. Способи підвищення довговічності агрегатів. 4.5. Програма і методика експериментальних досліджень. 4.6. Результати експериментальних досліджень. 4.7. Висновки. Літературні джерела. Додатки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

5.1. Тема МР, предмет, об'єкт і методи дослідження. 5.2. Мета і задачі дослідження. 5.3. Аналіз конструкції гідроагрегатів. 5.4. Підвищення довговічності деталей. 5.5. Удосконалення технологічного процесу відновлення. 5.6. Висновки.

Дата видачі завдання «21» жовтня 2022 р.

Керівники магістерської роботи

(підпис)

Новицький А.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Погребняк Ю.В.

(прізвище та ініціали студента)

## ЗМІСТ

ВСТУП

РОЗДІЛ 1. ВІДНОВЛЕННЯ РЕСУРСУ ЗНОШЕНИХ  
ГІДРОАГРЕГАТІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

1.1 Необхідність збільшення терміну служби гідроагрегатів  
сільгосптехніки.

1.2. Аналіз ресурсних сполучень, види зношування сполучень та  
деталей гідроагрегатів.

1.3. Короткий аналіз типів сполучення

1.4. Види зношування характерних ресурсних з'єднань гідроагрегатів

1.5. Відновлення ресурсу гідроагрегатів сільгосптехніки при  
організації ремонту машин на різних підприємствах

1.6. Мета та завдання дослідження

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

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

2.2. Технологічні передумови встановлення додаткових ремонтних  
розмірів при капітальному ремонті гідроагрегатів

2.2.1. Капітальний ремонт гідронасосів типу НШ

2.2.2. Капітальний ремонт гідророзподільників Р75, Р80

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

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Загальна методика

3.2 Методика проведення вимірювань деталей ресурсних з'єднань  
гідроагрегатів

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Дослідження гідронасосів, що надходять в ремонт

4.2. Ремонт гідронасоса НШ

4.3. Ремонт гідророзподільника

РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ

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

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## ВСТУП

# НУБІП України

Підвищення ефективності використання сільськогосподарської техніки тісно пов'язане із забезпеченням її надійності. Показники надійності в ринкових умовах є визначальними параметрами попиту, як на нову, так і на відремонтовану сільськогосподарську техніку. Особливо цей показник важливий для фермерських господарств та сільськогосподарських підприємств, що мають слабку виробничу базу, при виборі ремонтної виробничу базу, при виборі ремонтного підприємства як виконавця з відновлення ресурсу і працездатності своїх сільськогосподарських машин. Тому підвищення надійності відремонтованої техніки є надзвичайно важливим завданням, особливо в даний час.

# НУБІП України

Вирішити це завдання можна, насамперед, шляхом підвищення якості ремонту. Як відомо, якість ремонту сільгосптехніки й особливо гідроагрегатів можна забезпечити тільки на спеціалізованих ремонтних підприємствах. Якість ремонту гідроагрегатів значною мірою визначає безвідмовність машин. Особливо важлива безвідмовність машин у напружені періоди проведення сільськогосподарських робіт.

# НУБІП України

У розв'язанні проблеми надійності гідроагрегатів і в розробленні нових технологій ремонту великий внесок зробили вчені Т. М. Башта, В. І. Дялякін, І. С. Ульман, В. С. Черкун, В. І. Черноivanov та ін.

# НУБІП України

Мета дослідження - Підвищення довговічності гідроагрегатів машин на основі нових технологій ремонту.

# НУБІП України

Предмет дослідження. Залежність зміни продуктивності гідронасоса типу НШ і коефіцієнта подачі при введенні додаткових ремонтних розмірів, а також технологічні процеси відновлення ресурсних сполучень гідроагрегатів.

# НУБІП України

Об'єкт дослідження. Зношені ресурсні з'єднання гідроагрегатів, що надходять на капітальний ремонт.

# НУБІП України

Наукова новизна роботи. Визначено залежність зміни подачі гідронасоса НШ від зміни основних параметрів ресурсних з'єднань

гідронасоса та обґрунтовано введення додаткових чотирьох ремонтних розмірів. Розроблено та впроваджено раціональні технології ремонту

гідроагрегатів і система контролю найбільш ймовірного значення довговічності відремонтованих агрегатів на основі використання методик ресурсних прискорених стендових випробувань.

Практична цінність роботи. Розроблено нові технічні вимоги на ремонт гідроагрегатів, що відповідають вимогам, які висуваються до сучасного технічного стану сільськогосподарської техніки. Вони спрямовані на

збільшення терміну служби машин. Розроблено та визначено раціональні технологічні процеси ремонту ресурсних з'єднань, застосуванні нового алмазного інструменту та інших сучасних технологій.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## РОЗДІЛ 1. ВІДНОВЛЕННЯ РЕСУРСУ ЗНОШЕНИХ ГІДРОАГРЕГАТІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

### 1.1 Необхідність збільшення терміну служби гідроагрегатів сільгосптехніки.

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

Подібна зміна МТП відбулася і у Вінницькій 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 сільськогосподарських машин має тенденцію до погіршення. Тракторами, при нормальному термін 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].

Ось уже більше 10 років, починаючи з 1990 р., кількість списуваних тракторів та комбайнів щорічно значно перевищує кількість нових машин. [30].

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.

Проведені дослідження у 2022 р. за оцінкою технічного стану МТП у 4-х районах Вінницької області показали, що при практично повністю вичерпаній амортизаційний термін машини використовувалися у господарствах до закінчення польових робіт та продовжують використовуватись. Це з одного боку свідчить про те, що має місце штучне

заниження нормативів амортизації, а з іншого боку навіть при 100% амортизації машин не можна судити про їх технічне стані. Результати дослідження також показали, що експлуатовані машини піддавалися неодноразовому капітальному ремонту замість одного за нормативами ГОСНИТИ.

Збільшення термінів служби машин давно вже підтверджено досвідом роботи розвинених країн [11], де термін служби машин перевищує 20...30 років. (Табл. 1.1) Необхідно відзначити, що навіть за порівняно низькою надійності вітчизняної сільгосптехніки щодо зарубіжної техніки, як у СРСР, продовжується марнотратне використання закладеного у техніці ресурсного потенціалу.

Гідроагрегати сільгосптехніки та дизельна паливна апаратура є надзвичайно важливими складовими частинами машин, визначальними не лише працездатність сільгосптехніки, а й її ресурс та термін служби.

Відомо, що 18% і більше відмов у машин складає відмови гідроагрегатів [2], 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 в ремонт гідроагрегатів не вичерпав свій ресурс і за незначних ремонтних впливів можуть експлуатуватися.

Багаторічний досвід роботи з ремонту гідроагрегатів на ЕРЗ 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.

Таблиця 1.1

Фактичні терміни служби тракторів та зернозбиральних комбайнів у дореформенні роки

Країни, рік	Трактори, років	Комбайни, років
СРСР, 1991	7,5	7,2
США, 1983	30,9	23,5
Канада, 1983	34,5	38,3
Франція, 1983	22,4	19,7

## 1.2. Аналіз ресурсних сполучень, види зношування сполучень та деталей гідроагрегатів.

Ресурсними сполученнями 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 сполучень, яка залежить від величини зносу сполучних деталей.

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

- високі вимоги щодо забезпечення гідравлічної щільності при щодо високих тисків спеціальних масел чи палива;

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

- мінімальні допуски зазорів у ресурсних сполученнях 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 конструкції сполучення 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 навісного 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, Єнісей-1200, Дон-150, кормозбиральних машин: КСК-100, КНС-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 УТН 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 ТН 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 сполучення у вище перерахованих гідроагрегатах та встановлення раціональних технологій їх ремонту нами проведено аналіз усіх видів сполучення.

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 розглядатиме ці машини на всіх етапах їх існування: від схеми машини до повного зносу реальних машин у процесі їх споживання та старіння у виробництві», нами для кращого розуміння процесів зношування ресурсних сполучень різноманіття складових конструктивних елементів агрегатів аналіз сполучення, поданий у таблиці 1.2.

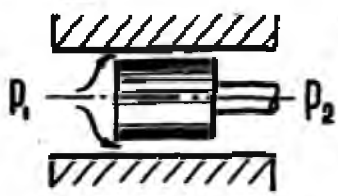
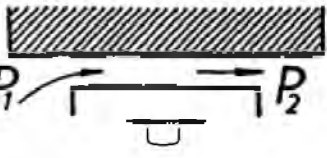
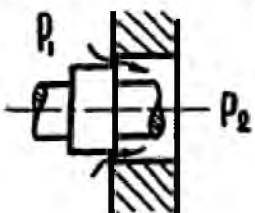
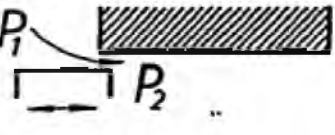

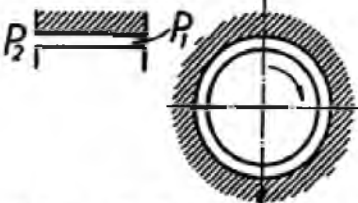
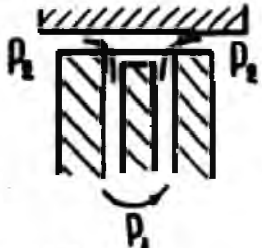
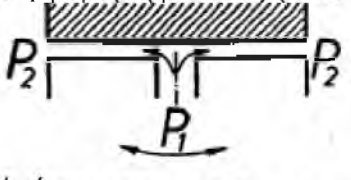

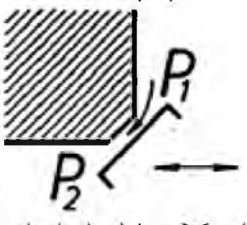
При проведенні аналізу конструкцій сполучення враховувався характер закінчення рідини через дані сполучення в поєднанні з відносними переміщення їх деталей. Такий підхід, на нашу думку, можна обґрунтувати тим, що для ресурсних сполучень гідроагрегатів дуже важливо критерієм працездатності є гідравлічний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

Результати аналізу різних видів сполучення (табл. 1.2.) дозволяють більш докладно вивчити процеси, що протікають при роботі цих сполучень у реальних конструкціях гідроагрегатів, а також вивчити зноси та вплив їх на гідравлічні коефіцієнти корисної дії (гідравлічну щільність), що визначають працездатність гідроагрегатів, тобто виявити ресурсовизначаючі сполучення. З іншого боку, дані табл. 1.2 дозволяють більш чітко побачити перспективність підвищення якості ресурсних ресурсів сполучення 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 сполучення гідроагрегатів будуть розглянуті детально в наступних розділах дисертації.

Таблиця. 1.2.

Аналіз сполучень, що визначають працездатність гідроагрегатів

Типи сполучення	Види щілини, за якою відбувається закінчення рідини	Застосування поєднань
1	2	3
1. Гільза-плунжер 	Щілина з однією рухомою стінкою 	Паливний насос, гідростат ГСТ-90, розподільники, перепускні клапани та ін.
2. Золотник-гільза 	Щілина з рухомою стінкою зі змінним перекриттям 	Розподільники, розподільники гідропідсилювача рульового управління МТЗ та ін.
2. Вал-підшипник 	Циліндрична щілина з валом, що обертається 	Гідронасоси типу НШ
4. Торцеве обертове сполучення 	Щілина з обертається торцевою стінкою 	Гідронасос ГСТ, гідронасоси типу НШ (зворотне розташування тисків)
5. Клапан-сідло 	Щілина зі змінним зазором 	Розподільники Р75нР150 - перепускний клапан. Гідропідсилювач з пружної ваги

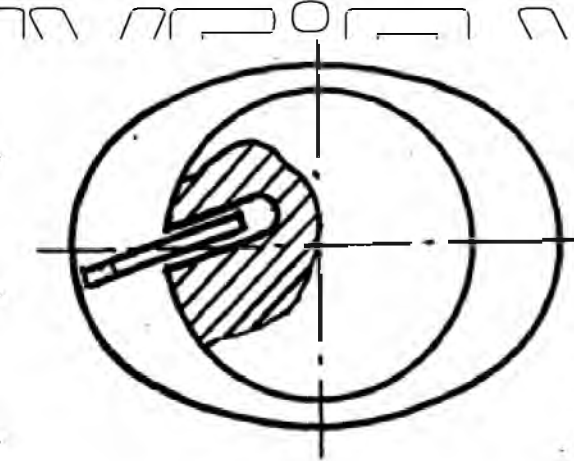
	<p>Щілина зі сферичною поверхнею та змінним зазором</p>	<p>розподільник P75 - запобіжний клапан клапан бустера</p>
		<p>Гсривні муфти - запірні клапани</p>
	<p>Щілина зі змінним зазором</p>	
<p>6. Сполучення циліндричної поверхні з головками зубів в шестерні</p>	<p>Щілина з нерухою стінки та рухомими зубами шестерень</p>	<p>Гідронасоси типуНШ</p>

7. Сполучення контактуючих зубів

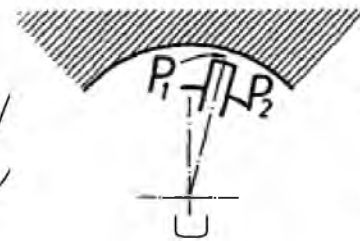


Гідронасоси типу НШ

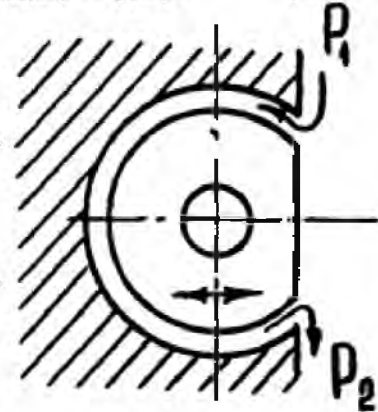
8. Сполучення-криволинійна Лопатеві поверхня-лопата насоси (з гідропідтиском)



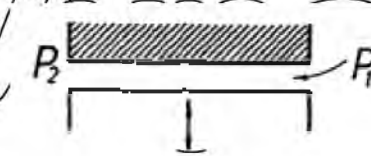
Щілина з нерухою стінки переміщуючої лопасті



9. Сполучення двох площин (підтиснутих)



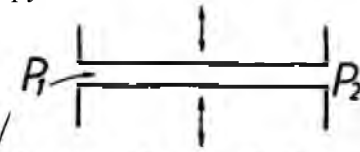
Щілина з нерухою стінкою та змінним зазором



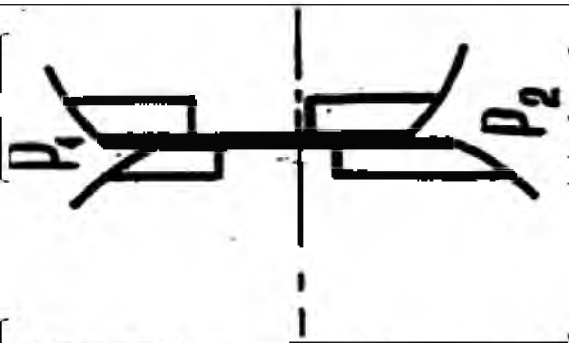
Гідронасоси типу НШ

10. Поєднання з еластичними елементами

Щілина з двома рухомими стінками

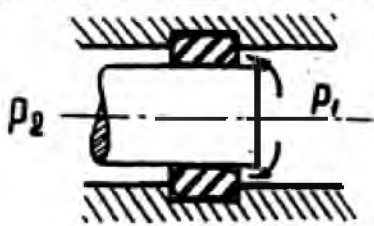


Гідронасоси типу НШ



України

1) Поєднання з еластичною елементами



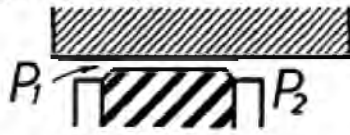
Шлипа з нерухомої металевої стінки та рухомий еластичний



Гідронасоси типу НШ



Шлипа з нерухомої металевої стінки та рухомий еластичний



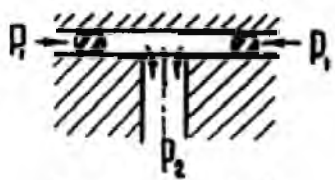
Гідроциліндр ЦС-Ущільнювальні кільця

Нерухливе ущільнення



Гідронасоси типу НШ, (стара конструкція)

Ущільнення площин Гідронасоси типу НШ



1.3. Короткий аналіз типів сполучення

1. Поєднання гільза-плунжер. Найпоширеніший тип сполучення, широко застосовується в різних гідропрістроях. Так, наприклад, в паливних насосах, гідротрансмісії ГСТ-90, гідророзподільників та ін. З точки зору

протікання процесів при роботі, цей тип сполучення є найбільш вивченим з урахуванням впливу різних геометричних параметрів: нециліндричності, некруглості та ін. Дане сполучення безумовно є ресурсовизначальним, оскільки воно визначає гідравлічні параметри агрегату

2. Поєднання золотник-гільза. Принципова відмінність від попереднього сполучення полягає в тому, що золотник під час роботи може виходити з гільзи і тим самим змінювати розміри щілини від дуже малих (кілька сотих міліметрів) до значно більших (кілька міліметрів). Такий тип сполучень часто застосовується у розподільчих пристрої: золотники з кількома шийками в розподільниках Р75, Р150, розподільник гідропідсилювача кермового керування тракторів. Зношування такого роду сполучення вивчений ще недостатньо і часто лімітує працездатність та надійність, що спостерігається на гідропідсилювачах кермового керування тракторів МТЗ та Т-40. Дане сполучення також є ресурсним поєднанням.

3. Поєднання вал-підшипник. Застосовується у насосах типу НШ. Сполучення несе радіальні навантаження і водночас є ущільнюючою елементом. Поєднання вивчено досить ґрунтовно [4].

4. Торцеве сполучення, що обертається. Застосовується в агрегатах для торцевого ущільнення при обертанні однієї деталі щодо іншої. Так, наприклад, за принципом торцевого сполучення, що обертається, влаштовано розподільний пристрій ГСТ-90. Це поєднання також є ресурсним.

5. Поєднання клапан-сідло. Основне сполучення клапанних пристроїв у гідроагрегатах. Поєднання має багато конструктивних форм.

Нами розглядається чотири основні типи, які отримали найбільше поширення в тракторних гідросистемах та за умовами роботи відображають особливості конструктивних форм. Робота сполучення характеризується досить складними процесами, що протікають у момент відкриття та закриття

клапанів [6, 7]. Поєднання циліндричної поверхні з головками зубів і сполучення зубів, що контактуються, використані в насосах НШ і принцип їх

роботи досить зрозумілий. У сполученнях контактуючих зубів велике значення мають замкнені обсяги та величина контактної напруги.

Поєднання циліндричної поверхні з головками зубів характеризуються можливістю появи процесу різання. Це поєднання є ресурсним. Воно визначає гідравлічний ККД насоса.

8. Поєднання криволінійної поверхні з торцем лопаті та гідропідтиском має багато спільного з парою 7. Основна відмінність полягає в тому, що контакт деталей сполучення безперервно підтримується гідропідтиском. 9,10.

Поєднання циліндричних сегментів і поєднання двохплощин. Такі сполучення 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 сполученням 10.

Характерним для цих сполучень є перебіг рідини у вузьких схожих щілинах і змінного перерізу за часом, що може бути причиною розриву суцільності рідини та появи ерозійного зносу. Поєднання деталей з еластичними елементами. Ці сполучення, дуже поширені в гідравлічних пристроях, можна підрозділити на 2 групи: з рухомими та нерухомими поверхнями.

Для роботи цих сполучень велике значення мають перепади тиску, швидкість відносного переміщення та пружні властивості еластичного елемента, останні можуть змінюватися через релаксацію, а в рухомих сполученнях - через зношування внаслідок відносного переміщення. У внаслідок цього при впливі перепаду тисків з'являється можливість прориву рідини та створення умов для ерозійного зносу як еластичного елемента, так і матеріалу деталі, що стикається з ним.

#### 1.4. Види зношування характерних ресурсних з'єднань гідроагрегатів

На основі проведеного аналізу сполучення гідроагрегатів (табл. 1.2.) нами проведено визначення провідних та супутніх видів зношування.

Виявлення провідного виду зношування в ресурсних сполученнях необхідне для з'ясування сутності зношування та розробки заходів щодо підвищенню 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 сполучається. Мікротвердість поверхні, підданої 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.

Нижче наводяться наші висновки про провідні та супутні види зношування деяких ресурсних сполучень.

1. Гільза-плунжер. Характерним для зношених поверхонь деталей цього сполучення (втулка-плунжер паливного насоса, перепускний клапан-корпус гідророзподільника, золотник-корпус розподільника, перепускний клапан-втулка напрямна, бустер-гільза золотника, плунжер-блок циліндрів ГСТ-90 та ін.) є неглибокі ризики, що збігаються з напрямом взаємного переміщення деталей, що відповідає гідроабразивного зносу (рис. 1.1). Поряд з цим, ризики, що утворилися мають розмиті краї, що свідчить про ерозійно-кавітаційне зносі.

Інтенсивність зношування цієї пари значною мірою залежить від забрудненості робочої рідини. Підвищене забруднення сприяє

заклиненню цих пар (зависання перепускного клапана розподільника Р75, стопоріння поршнів у блоці насоса).

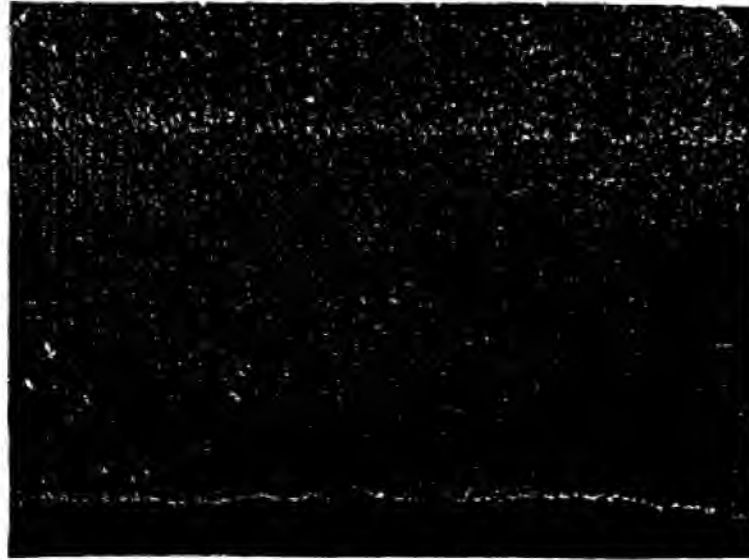


Рис. 1.1. Гідроабразивне знос пояска розподільника Р75 з початком ерозійного зносу, x5

За наявності вазору у сполученнях, менше допустимого технічними умовами, у роботі спостерігається схоплювання поверхонь, що сполучаються. Крім того, на кромках плунжерів та поршнів можна встановити наявність ерозійно-кавітаційного руйнування матеріалу під дією рідини, що проривається. Підтвердженням цього є нерівномірність зносу поверхонь, що труться. Характер зношування сполучення втулка-плунжер насосів УТН і ТН не наводиться, т.к. це ресурсне сполучення детально вивчено. На рис. 1.2 представлений характерний приклад гідроабразивного зношування.

2. Золотник-гільза. Типовими руйнуваннями цих поверхонь сполучення є ризики, що збігаються з напрямком взаємного переміщення, тобто сліди абразивного зношування. Пояски та раковини на межі граничного переміщення шийки золотника в гільзі, закруглення крайок шийки золотника та гільзи, а також помутніння полірованої поверхні в зоні перебігу рідини свідчать про ерозійне зношування (рис. 1.2, 1.3).



Рис. 1.2. Ерозійний знос шийки золотника розподільника, х5

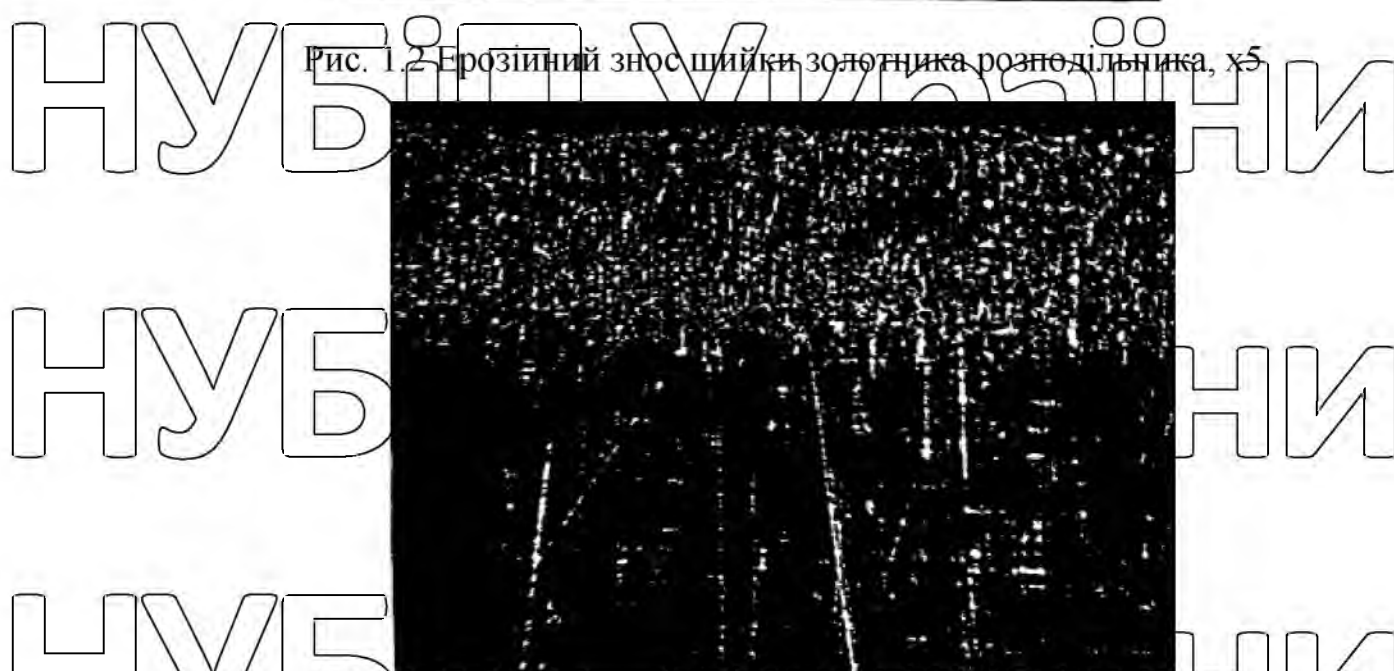


Рис. 1.3. Ерозійне зношування крайки золотника розподільника гідропідсилювача рульового керування МТЗ, х24

На рис. 1.4 показаний знос кромки пояса корпусу розподільника ГУР МТЗ. Тут сліди навігаційно-ерозійного зносу виявляються більш виразно, оскільки корпус виготовлений з чавуну СЧ 21-40. У ряді випадків у сполученнях золотник-гільза може мати місце схоплювання металу золотника та гільзи. На рис. 1.5 наведено фотографію шийки золотника розподільника ГУР МТЗ із слідами схоплювання. Однак цей вид зносу, при ретельному аналізі умов роботи, виявляється, викликається зовнішніми

радіальними зусиллями, що створюються недосконалістю конструкції передавального пристрою. Працездатність цього сполучення в основному визначається зносом кромки золотника, що перекриваються, і отвори, а схоплювання цих поверхонь є своєрідним аварійним видом зносу.

Таким чином, можна вважати, що провідним зносом поєднання золотник-пілєза є ерозійний знос, що виявляється в наявності численних локальних ділянок, поздовжніх плавних спадних канавок, а також каверн.

Супутнім зносом є гідроабразивний, здатний у ряді у випадку значно спотворити картину зносу або навіть перейти в ведучий роботі на рідинах із значною кількістю механічних домішок.

3. Вал-підшипник. Поєднання вал-підшипник широко поширені в насосах шестеринного типу, де як підшипник служать втулки (Бр. ОЦС 5-5-5; АМ О - 7-2), а валом є цапфи веденої та провідної шестерень. Зношення цього сполучення в гідроагрегатах особливих відмінностей від зносу звичайних підшипникових пар, що працюють в умовах напіврідинного тертя, не має і представляє поєднання абразивного та теплового зношування, поверхні цапф шестерень та отворів втулок мають місцеві руйнування у вигляді борозен та подряпин.

4. Клапан-сідло. Провідним зносом цих сполучень, як правило, є ерозійний. Проведені дослідження перепускних клапанів розподільників показали, що сліди ерозії у ряді випадків завуальовані внаслідок значних ударних навантажень під час закриття клапана.

На рис. 1.6 показаний перепускний клапан зі значними змінами ущільнювальної поверхні в результаті спільної дії ерозії та ударних навантажень.

Рис. 1.7 зображує ерозійне зношування на поверхні кулькового запобіжний клапан. У всіх випадках матеріалом клапанів є сталь ШХ-15, загартована до твердості HRC 58-62.

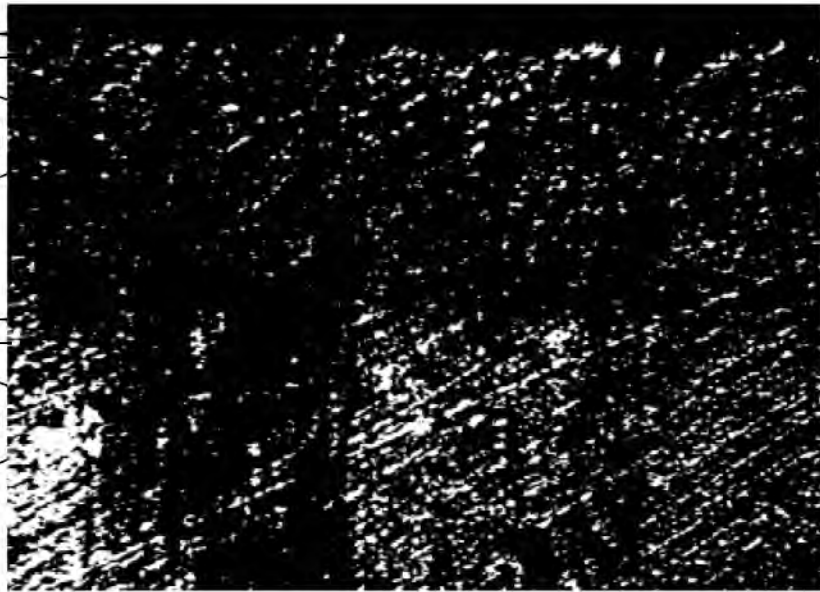


Рис. 1.4. Зношування крайки пояса корпусу розподільника ГУР МТЗ

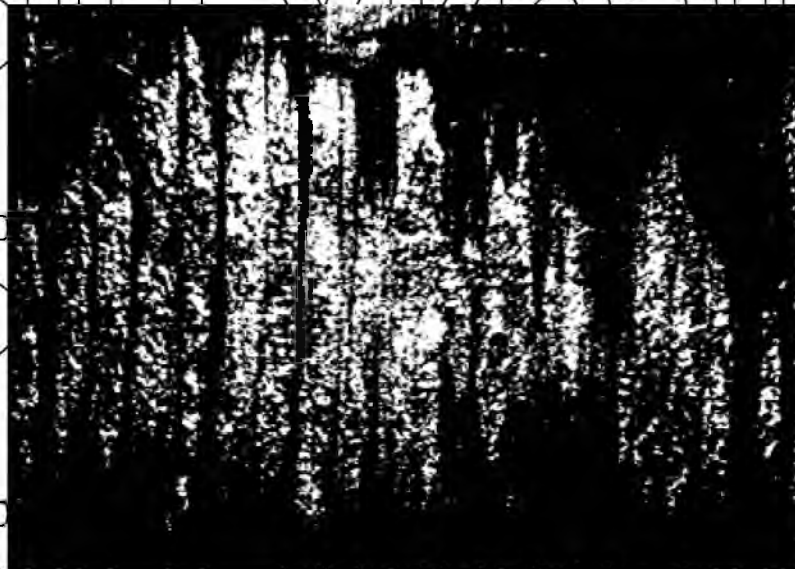


Рис. 1.5. Шийка золотника розподільника ГУР МТЗ зі слідами захоплення, x20

5. Поєднання циліндричної поверхні з головками зубів шестірни. Поєднання застосовується у шестеренних насосів. З метою створення достатньої гідравлічної щільності у розмірних ланцюгах втулки-осі цапф 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 абразивне знос.

Такий характер зносу спостерігається у поєднаннях криволінійної поверхні з лопатою (див. табл. 1.2.).

6. Поєднання зубців, що контактуються. Використовується головним чином у конструкціях шестеренних насосів. Поверхні евольвент носять сліди помутніння. Після тривалого терміну роботи з'являється втомне фарбування (сподіваний знос), (рис. 1.8).

7. Поєднання двох циліндричних сегментів, що створюють ущільнення за рахунок підтиску, причому один із сегментів (внутрішній).

Процес роботи має деякі переміщення. Поверхні цього сполучення на насосах типу НШ мають сліди не тільки ерозійного зносу, а й змінання та стирання (рис. 1.9).

8. Сполучення 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. Перепускний клапан зі зносом ущільнювальної поверхні, х4

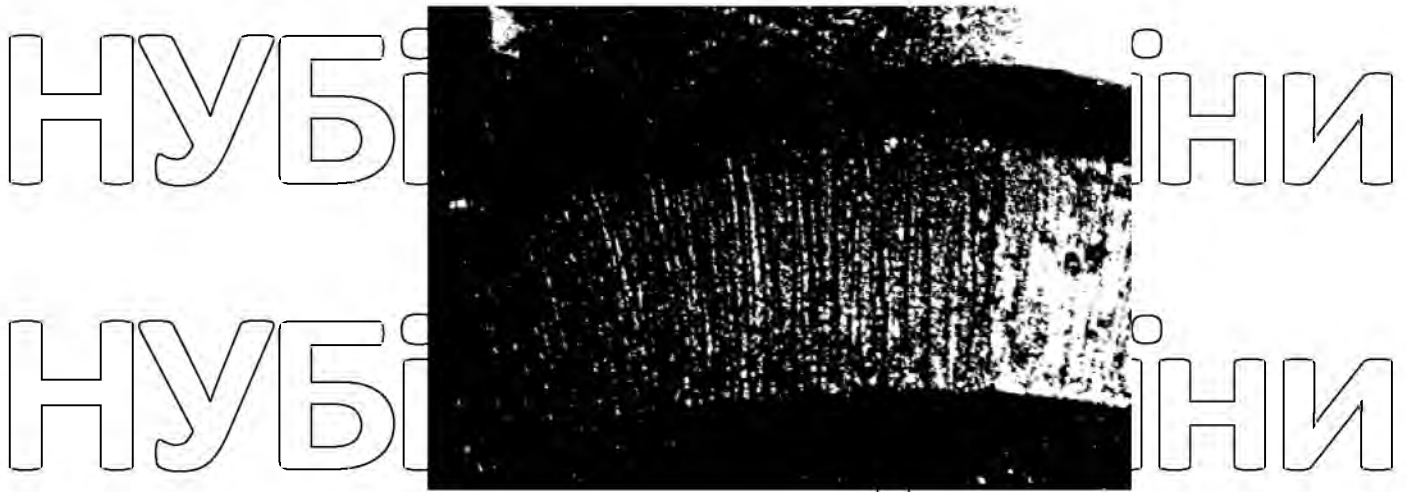


Рис. 1.7. Знос кулькового запобіжного клапана

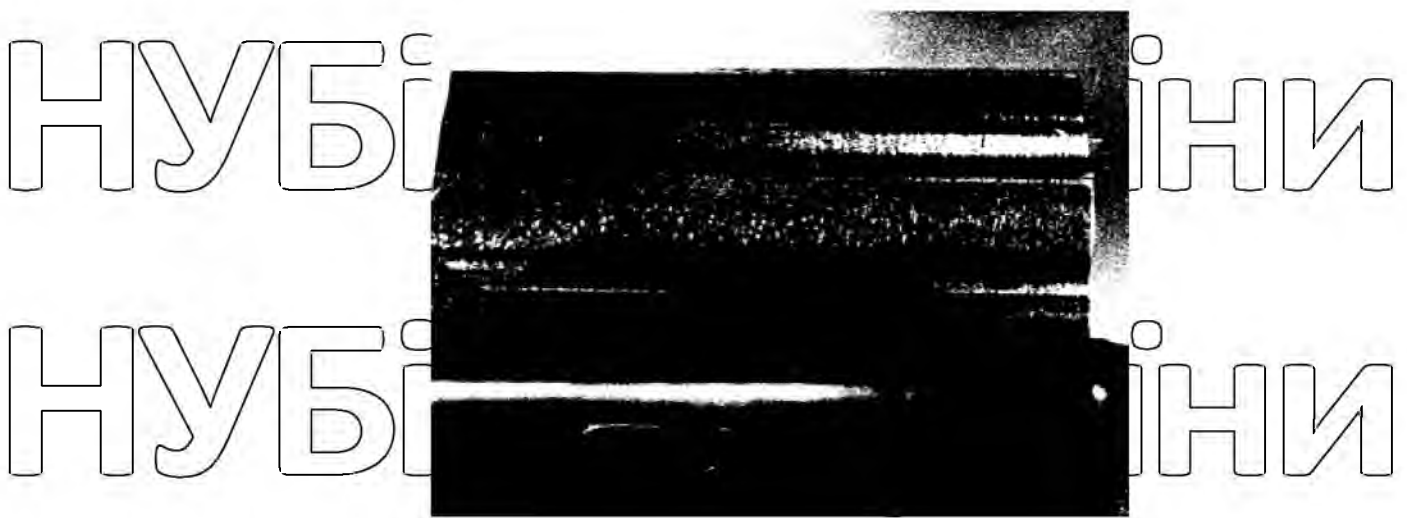


Рис. 1.8. Зношування поверхні евольвенти шестерні гідронасосу НШ.

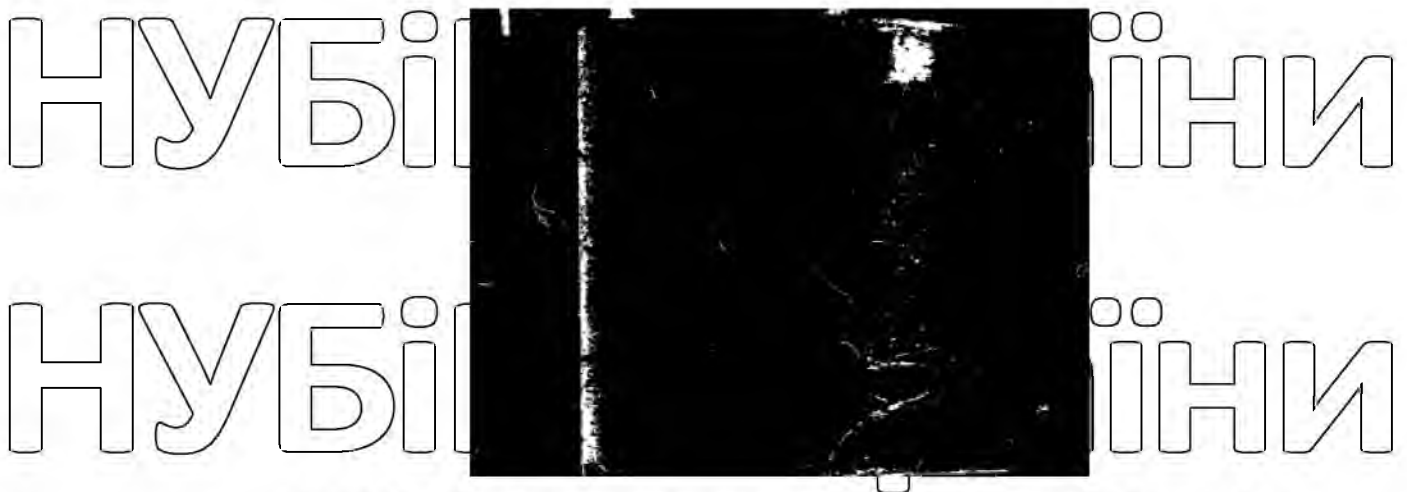


Рис. 1.9. Знос зовнішньої поверхні втулки гідронасосу НШ, х3.

9. Одним із найцікавіших і маловивчених є ресурсне сполучення розподільчого вузла гідротрансмісії ГСТ-90 У своїй роботі Камчугов Н.В.

[36, 85] встановив, що для агрегатів ГСТ-90 ресурсовизначальним поєднанням є поєднання деталей розподільного вузла, приставного дна та розподільника. Інші робили, мають зноси, на праездатність гідроагрегатів практичного впливу не надають.

Добре помітні подряпини, ризики та борозни на приставному дні та на розподільники вказують на те, що робітники поверхні цих деталей схильні до абразивного зносу.

Однак, при дефектації деталей на ділянці ремонту ГСТ-90 ЄРЗ трапляються дефекти приставного дна, представлених на рис. 1.10, 1.11 та 1.12. З цих малюнків випливає, що приставне дно може бути піддане деформуванню, кавітаційної ерозії (рис. 1.10) та втомного руйнування (рис. 1.11). Провідним видом зношування в даному поєднанні є абразивне зношування.

На рис. 1.16 та 1.17 показані характери зношування гідростатичної опори (п'яти) плунжерів ГСТ-90. Лату інша п'ята також має провідний вигляд зношування - абразивний.

Приставне дно і п'ята виготовлені з латуні ЛС-59-1, що містить своєму складі 0,8...1,9% свинцю. Свинець є своєрідним мастилом, значно знижує знос деталей при терті та покращує оброблюваність [7].

Розподільник та опорна шайба виготовлені з низьколегованої сталі ХГС. Ця сталь має високу твердість та зносостійкість за рахунок підвищеного вмісту вуглецю. Частина вуглецю в цій сталі після графітизуючий випал виділяється у вигляді графіту. При терті графіт відіграє роль мастила, запобігаючи сухому тертю і захопленню.

Підвищений вміст кремнію та марганцю покращують проковчування сталі, яка може перевищувати 40 мм.



Рис. 1.10. Приставне дно



Рис. 1.11. Поверхня приставного дна зі слідами зношування

(збільшення 8")



Рис. 1.12. Розподільник

НУБІП України

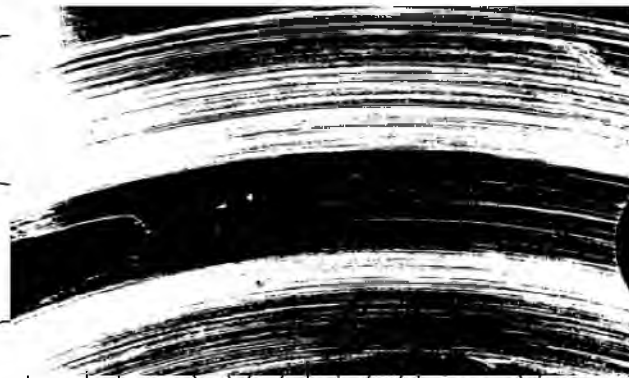


Рис 1.13. Поверхня розподільника зі слідами зносу (збільшення 8")



Рис 1.14. Деформація приставного діа

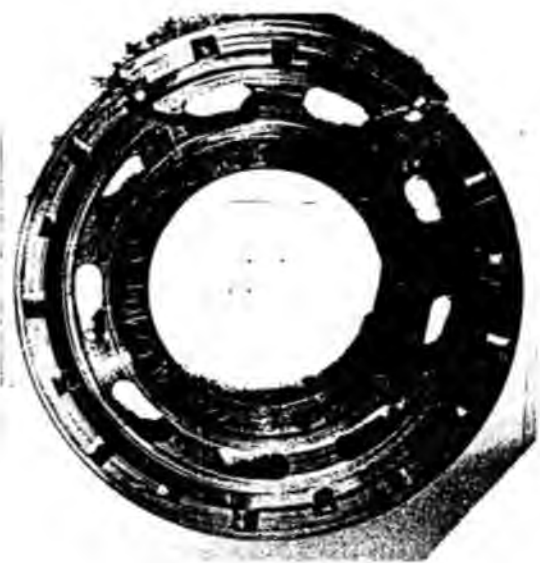


Рис 1.15. Втомна руйнація



Рис. 1.16. Кавітаційна ерозія

НУБ

НИ

НУБ

НИ



НУБіП України

Рис. 1.17. Види дефектів гідравлічної опори (п'яти) плунжерів ГСТ-90

а - з допустимим зносом ковзаючого торця

б і в - абразивний знос

НУБіП України

Визначення видів зносу за сполученнями підтверджує допустимість проведеного аналізу сполучень за характером перебігу робочої рідини та взаємне переміщення деталей.

НУБіП України

Результати аналізу конструкцій сполучення за цим принципом відкриває можливість для поглибленого вивчення дефектів гідроагрегатів, удосконалення конструкцій, створення нових типів сполучень та підвищення довговічності гідросистем сільськогосподарської техніки. Проведеним

НУБіП України

металографічним аналізом встановлено, що у багатьох сполученнях ерозійний знос є провідним (див. табл. 1.2. сполучення 2, 4, 9, 10, 11) внаслідок взаємного переміщення поверхонь, перепадів тисків, можливого протікання робочої рідини через щілини, що змінюються за часом, і т.д. В інших поєднаннях ерозійний знос є супутнім та завуальований іншими

НУБіП України

провідними зносами: абразивним, захоплюванням та пластичними деформаціями.

### 1.5. Відновлення ресурсу гідроагрегатів сільгосптехніки при організації ремонту машин на різних підприємствах

Як показали наші спостереження за моніторингом ремонтно-обслуговуючої бази Челябінської 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.

Відомо, що гідроагрегати складаються з високоточних деталей та ресурсні сполучення, 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 [10], що спеціалізований ремонт гідроагрегатів дає скорочення у придбанні господарствами-власниками сільгосптехніки кількості нових агрегатів, наприклад насосів типу НЩ [100].

Спеціалізовані ремонтні підприємства забезпечують гарантійний термін 12... 18 місяців [9], протягом якого завод 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 НЩ, гідророзподільників та інших агрегатів до існуючих, встановлених технічними вимогами ГОСНІТИ.

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.

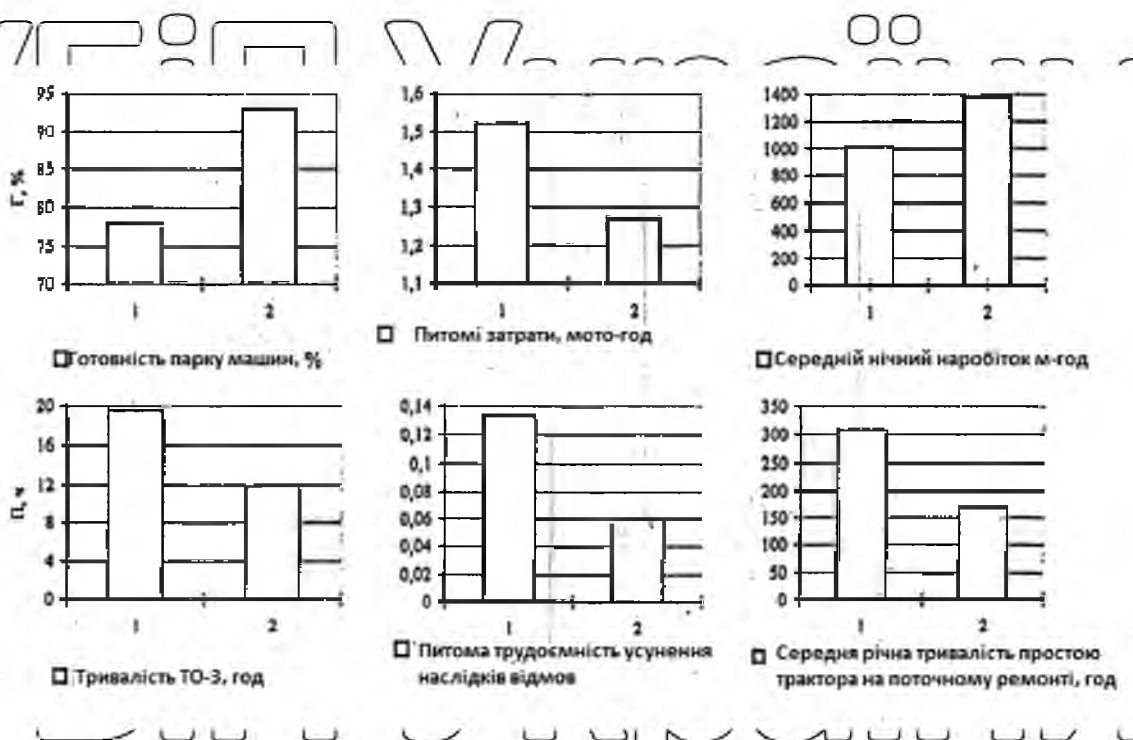


Рис. 1.18. Ефект спеціалізації технічного обслуговування енергонасичених тракторів під час обслуговування: 1 власниками; 2-спеціалізованими виконавцями.

### 1.6. Мета та завдання дослідження

На підставі вищезазначеного аналізу стану питання нами сформульовано мету дослідження.

Метою 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 ресурсів сполучення гідроагрегатів сільськогосподарської техніки

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

3. Розробити технології відновлення ресурсовизначальних сполучення 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.

## РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДО ВСТАНОВЛЕННЯ ДОДАТКОВИХ РЕМОНТНИХ РОЗМІРІВ ПРИ РЕМОНТІ ГІДРОАГРЕГАТІВ СІЛЬГОСПТЕХНІКИ

На підставі аналізу конструкцій основних типів ресурсо визначальних сполучень, виду зношування та характеру зносу деталей, а також на підставі великого обсягу отриманих даних за результатами мікрометражу зношених деталей, що надійшли в ремонт гідроагрегатів, нами зроблено теоретичні передумови щодо можливості збільшення кількості ремонтних розмірів ресурсовизначальних сполучень.

Накопичений досвід роботи та аналіз великої кількості статистичних даних по мікрометражу деталей привів нас до висновку тому, що нормативна технологічна документація ДЕРЖСНІТИ на ремонт гідронасосів, гідророзподільників та ін. агрегатів застаріла і не відповідає сучасним умовам, описаним в підрозділ 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 ГОСНІТИ, які, як нам відомо, найближчим часом не будуть видано.

У зв'язку з впровадженням розроблених нових технічних вимог на капітальний ремонт гідроагрегатів, що збільшують кількість ремонтних розмірів та розмірних груп ресурсних сполучень у порівнянні з технічними вимогами на капітальний ремонт ГОСНІТИ ТК 70.0001.018-85 [1] необхідно було розробити та впровадити абсолютно нову систему контролю довговічності відремонтованих гідроагрегатів.

Як уже говорилося раніше, нормативні документи нині потребують у суттєвого коригування. Основною причиною цього є, по-перше, використання за межами амортизаційного терміну сільськогосподарської

техніки, що знаходяться 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 сполучень 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 олії насосами НШ при введенні додаткових ремонтних розмірів (при зменшенні діаметра головок та ширини зуба) Р4, Р5, Р6 і т.д. додатково до Р1, Р2, Р3 за нормативами ГОСНІТИ [1];
- чи зміниться коефіцієнт подачі олії особливо при Р4, Р5, Р6 та великих ремонтних розмірів у зв'язку зі значним ЗНОСОМ зубів шестерень за товщиною (за евольвентом), 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 сполучення.

## **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 [11,104].

Продуктивність насоса є основним параметром, яким 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, виведеної О.М. Юдіним [10]

$$Q_T = 2\pi \cdot L \cdot n \left( R_e^2 - r_0^2 - K \frac{t_0^2 \xi}{12} \right) \cdot 10^{-6} \text{ л/хв} \quad (2.1)$$

де  $K$  - коефіцієнт, що визначається залежністю:

$$K = 4 - 6\xi + 3\xi^2$$

$R_e$  - радіус кола виступів, мм;

$r_0$  - радіус початкового кола, мм;

$t_0$  - основний крок, рівний, мм;

$L$  - ширина зуба, мм;

$n$  - частота обертання ротора насоса, об/хв;

$\xi$  - ступінь перекриття.

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

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

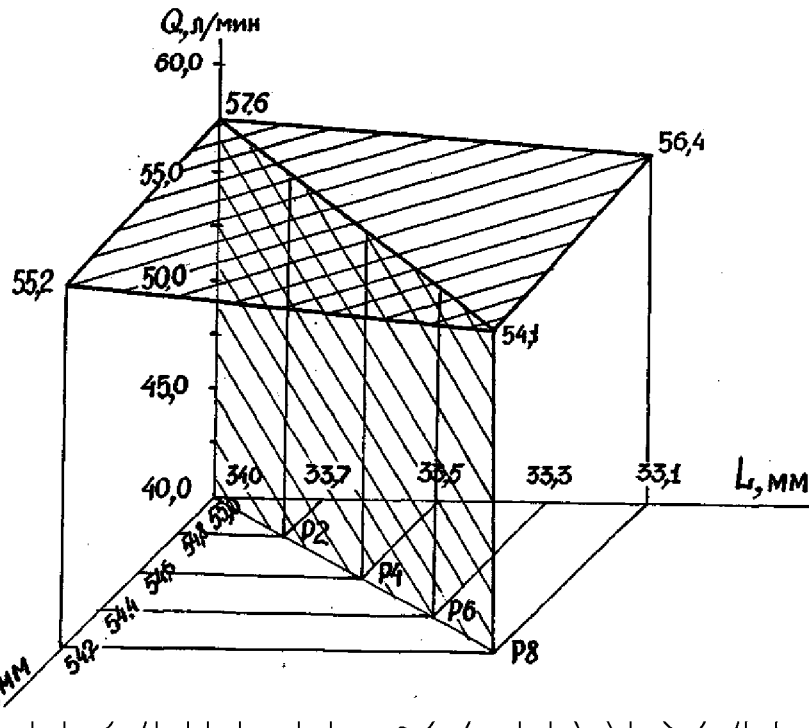


Рис. 2.1. Залежність теоретичної подачі насоса НШ-50 від зміни діаметра кола головок зубів шестерень ( $D$ ) шестерень і ширина зуба ( $L$ )

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 -  $L$ . Виконаними в Мелітопольському ІМЕСГ [92], в ГОСНИТИ [1] та іншими організаціями було встановлено тісний кореляційний зв'язок між зносами ресурсних сполучень 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 [15]. На цій підставі в ТК ГОСНІПІ [1] коефіцієнт подачі, тобто відношення фактичної подачі насоса до теоретичної, прийнятий для P1, P2 та P3 постійним, рівним 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 ЕРЗ підтвердили цю передумову з цього впливає, що у формулу (2.1) необхідно запровадити коефіцієнт, що враховує ступінь зносу шестерень з бокової поверхні при P4, P5...Pn.

Таким чином, щоб визначити кількість можливих додаткових ремонтних розмірів, необхідно знати не лише зміна теоретичної продуктивності гідронасосу (рис. 2.1), а також закономірність зміни коефіцієнта подачі, мінімально допустима значення якого відповідало б допустимій продуктивності гідронасос при капітальному ремонті.

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



Рис. 2.2. Теоретична та фактична подача гідронасоса НПС-50 при різних ремонтних розмірах шестерень.

Законмірність 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 –  $K_p$  доцільно назвати коефіцієнтом подачі ремонтним –

$K_{пр}$ .

На рис. 2.2 показано лінію допустимої подачі (продуктивності насоса НПС-50, що відповідає подачі 45 л/хв по ТК ГОСНІТИ [1].

Цьому значенню відповідає фактичне подання при п'ятому ремонтному розмірі - Р5 проте у прийнятих технічних вимогах ЕРЗ встановлені ще два ремонтні розміри Р6 та Р7, так як зниження подачі при Р6 по відношенню до припустимої при Р5 не перевищує 1,4%, а зниження подачі при Р7 трохи більше 2,7%. Ми вважаємо, що зменшення подачі гідронасоса на 1,4% при Р6 істотно не позначиться на продуктивність сільгоспмашини.

Експериментальні значення ремонтного коефіцієнта подачі  $K_{пр}$  наведено у табл. 2.1.

Таблиця 2.1

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

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

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

$$Q_T = 2\pi \cdot L \cdot n \cdot (R_f^2 - r_0^2 - K \frac{t^2}{12}) \cdot K_{пр} \cdot 10^{-6} \text{ л/хв} \quad (2.2)$$

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

Умовне значення	Розмір фабрики виробника	По ТК ГОСНИТИ [1]			По ТК ЕРЗ		
		P1	P2	P3	P4	P5	P6
D(діаметр головок)	$-0.075$ 55-0.100	$-0.75$ 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
d(діаметр цапф)	$-0.080$ 26-0.095	$-0.080$ 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
L(ширина зубів шестерень)	$-0.045$ 34,045-0.045	$-0.045$ 34,845-0.045	$-0.045$ 33,745-0.045	$-0.045$ 33,645-0.045	$-0.045$ 33,545-0.045	$-0.045$ 33,445-0.045	$-0.045$ 33,345-0.045

## 2.2. Технологічні передумови встановлення додаткових ремонтних розмірів при капітальному ремонті гідроагрегатів

Протягом останніх 10... 12 років на ЄРЗ впроваджено при безпосередньої участі та технічному керівництві автора справжньої дисертації ціла низка нових прогресивних технологічних процесів.

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

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

### 2.2.1. Капітальний ремонт гідронасосів типу НІІ

У процесі теоретичного обґрунтування та практичного підтвердження в умовах виробництва додаткових ремонтів розмірів на ресурсні сполучення гідронасосів нами були випробувані та проаналізовано декілька технологій ремонту насосів [4, 5, 6, 7] 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 НІІ.** В результаті тривалих виробничих експериментів з відновлення корпусу насоса за різними варіантами технологій нами був обраний спосіб, що полягає у виливку нового корпусу з вибракованих зношених корпусів. При цьому всі 100% вибраковані корпусів прямували на переплавлення.

У цій роботі не розглядається технологія складання шухти, плавки та розливання алюмінієвого сплаву. Ця технологія на EP3 детально відпрацьована, відрізняється високою стабільністю та якістю литих заготівель корпусів.

Найбільший інтерес представляє механічна обробка колодязів корпуси. Заготівлі відливались за внутрішнім діаметром корпусу з припуском під сьомий ремонтний розмір шестерен, що сполучаються ( $54,30_{-0.075}^{-0.100}$  мм), тобто на зменшений діаметр корпусу після розточування дорівнює  $54,32^{+0.019}$ .

При подальших ремонтах гідронасосів корпуси розточуються під ремонтний розмір P5 чи навіть через два на P4 залежно від величини зносу стін колодязів корпусу.

Статистичні дані показали, що при повторному вступі на ремонт насосів, відлиті на EP3 корпусу, розточувалися, як правило, через ремонтний розмір, тобто з P6 на P4, з P5 на P3 та з P4 на P2 або на P1, а з P3, як правило, на номінальний діаметр за кресленням заводу-виробника. Однак, при розточуванні можуть бути й інші поєднання ремонтних розмірів з цього впливає, що литий корпус насоса на EP3 при впровадженні додаткових ремонтних розмірів може піддаватися ремонту не менше 2...3-х разів на відміну від технології та нормативів ГОСНИТИ, за якими передбачається лише один ремонт.

Креслення корпусу насоса НШ-50 та таблиця запропонованих нових ремонтних розмірів подано на рис. 2.3.

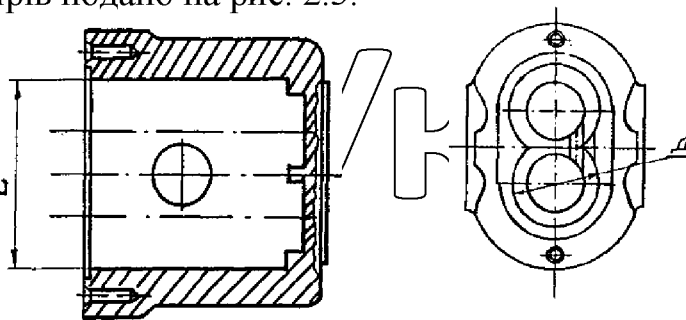


Рис. 2.3. Креслення та ремонтні розміри корпусу насоса НШ-50

Використання додаткових ремонтних розмірів зажадало 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 ЄРЗ, технології механічної обробки не забезпечували параметрів точності колодязів. В основному використовувалися токарно-гвинторізні та фрезерні верстати.

Нами було розроблено технічне завдання 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 ЄРЗ. 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.

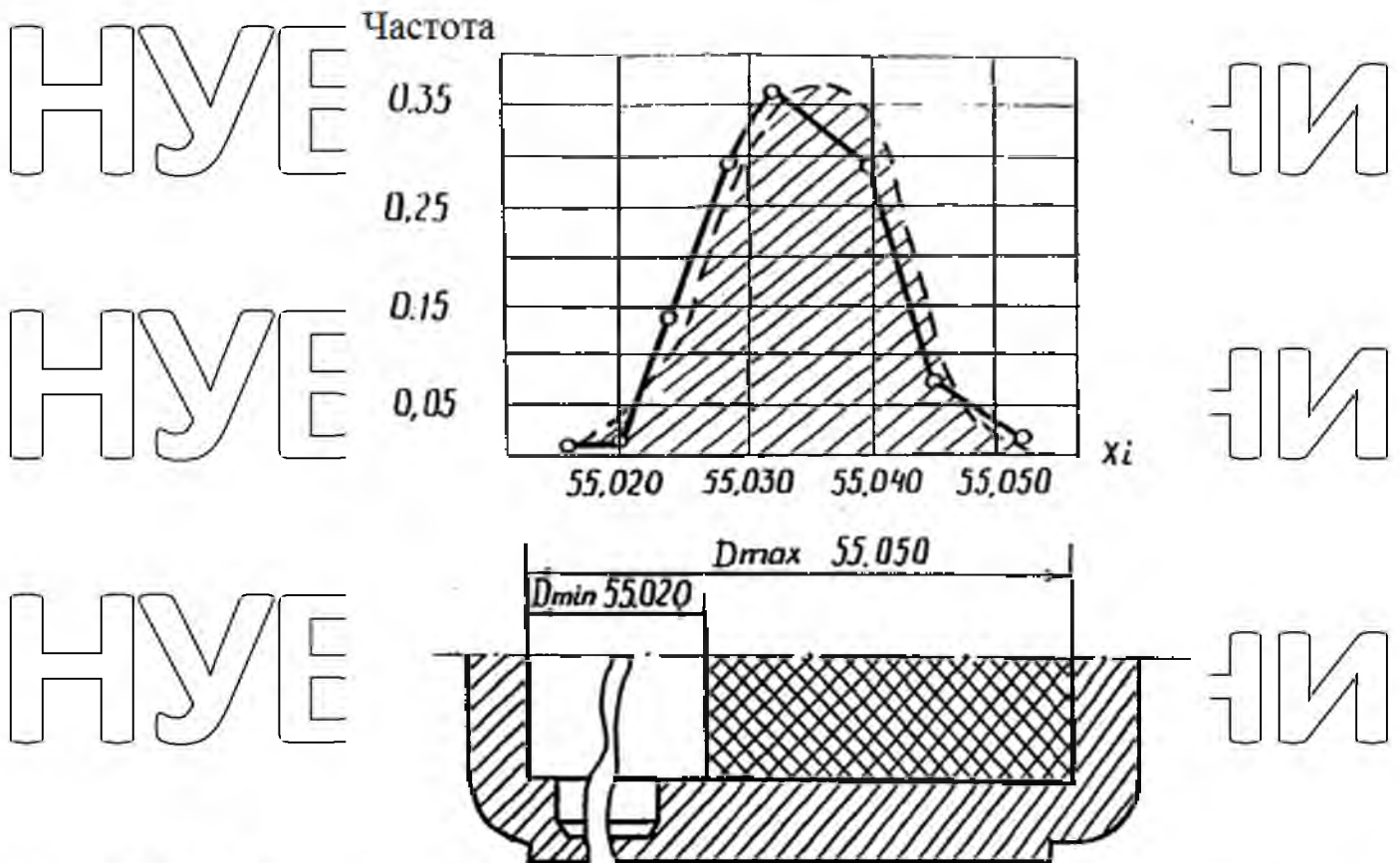


Рис. 2.2. Розподіл дійсних розмірів діаметрів колодязів корпусу насоса після розгочування та на верстаті КК2082

### **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 обгрунтовано 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. Однак основним елементом "технології ЄРВ" є технологія хіміко-термічного зміцнення шестерень на

сучасній високшвидкісній установці "УХТУ-ОПТИМУМ", розробленої ВНДПУВ Д "Ремдеталь" [95]. Процес зміцнення відбувається в киплячому шарі катализатора, що підвищує інтенсивність навулгерожування у 2...2,5

рази. При цьому товщина зміцненого шару не менше 1...1,5 мм, твердість зміцненого шару 58...62 НКСе, відсутня короблення деталей, необхідність наступної 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 мінімальної товщині зміцненого шару, що дорівнює 0,9 мм. Ремонтні розміри шестерні НЦ-50 наведено у табл. 2.2.

На рис. 2.7 представлено розподіл дійсних розмірів діаметрів головок зубців шестерень, оброблених на номінальний розмір, що підтверджує достовірність обробки з високою точністю.

Технологія механічної обробки повністю забезпечує виконання технічних вимог креслення шестерні, представленого на рис. 2.8.

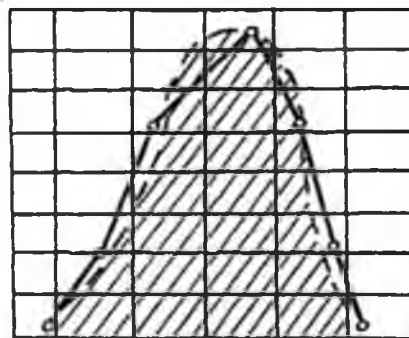
Частота

0,35

0,25

0,15

0,05



54,900

54,912

54,925

D max 54,925

D min 54,900

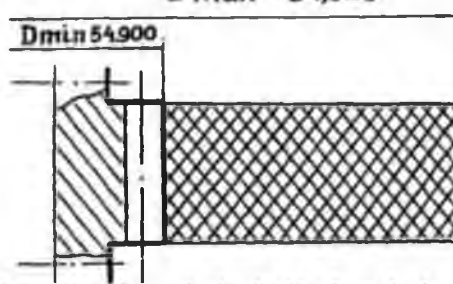
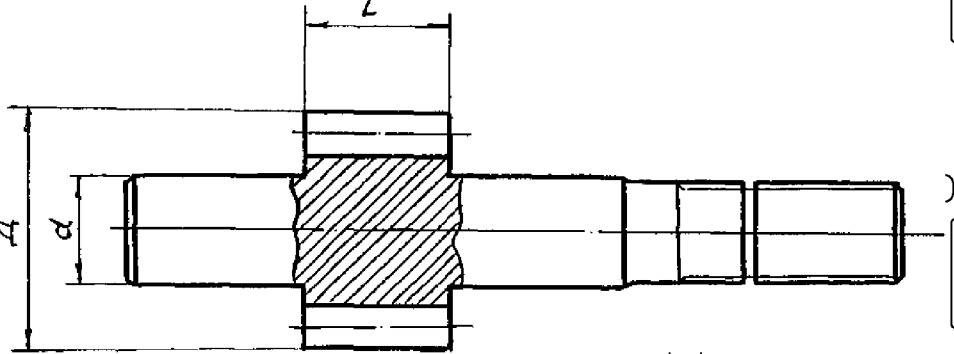


Рис. 2.3. Розподіл дійсних розмірів діаметрів головок зубів шестерень, оброблених на номінальний розмір



Ум.позн. розміру	Розмір за кресленням	Категорія ремонту						
		$P1$	$P2$	$P3$	$P4$	$P5$	$P6$	$P7$
$D$	$55,02^{+0,03}$	$54,92^{+0,03}$	$54,82^{+0,03}$	$54,72^{+0,03}$	$54,62^{+0,03}$	$54,52^{+0,03}$	$54,042^{+0,03}$	$54,32^{+0,03}$
$L$	$100,02^{+0,07}$	$99,92^{+0,07}$	$99,82^{+0,07}$	$99,72^{+0,07}$	$99,62^{+0,07}$	$99,52^{+0,07}$	$99,42^{+0,07}$	$99,32^{+0,07}$

Рис. 2.4. Креслення та ремонтні розміри шестерні насоса ННН-50

Статистичними дослідженнями встановлено, що корпус насоса - колодязі зношуються значно швидше, ніж зубці шестерень. Якщо корпус насоса може розточуватися два - тричі, тобто. при 2-х чи 3-х кратному капітальному ремонті насоса та використанні практично всіх ремонтних розмірів, то шестерні можуть перешліфуватись послідовно на черговий ремонтний розмір  $P1$ ,  $P2$ ,  $P3$  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  $P4$ ,  $P5$ ,  $P6$  та  $P7$ .

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. виток. Такого роду виток

із замкненого обсягу можуть бути у бік як всмоктування, 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 сполучення. В результаті досить тривалої роботи сполучення контактуються поверхні зношуються, що кількісно оцінено в процесі нашого дослідження і буде показано у наступних розділах дисертації.

Вплив величини зносу евольвентних поверхонь при використанні різних ремонтних розмірів на ремонтний коефіцієнт подачі насоса (продуктивність) - Кпр показано в попередньому Розділі 2.1.

### 2.2.2. Капітальний ремонт гідророзподільників P75, P80

При ремонті гідророзподільників виявлено, що ресурсним парною є пару корпус-золотник, тому відновлення цього сполучення і становить найбільший інтерес.

Нами проаналізовано відомі технології відновлення золотників і корпусів гідророзподілів способом залізнення [9, 94, 102] та хромування [10, 107], плазмової наплавки [64], електроіскрової наплавки [15, 16, 34] та ін. Рациональною технологією відновлення золотників на ЄРЗ визнаємо технологію залізнення, як найбільш продуктивна та забезпечує якісні показники нарощеного шару. Однак нами встановлено, що при відновленні ресурсного сполучення корпус-золотник визначальною є технологія механічної обробки отворів у корпусі.

У зв'язку з цим необхідність розробки технології та оснащення для механічної обробки отворів у корпусах і з'явилася з нашої точки зору, технологічною передумовою збільшення кількості капітальних ремонтів для одного і того ж гідророзподільника за рахунок високої точності обробки та збереження таким чином ремонтного фонду.

На заводі пройдено тривалий шлях виробничого експерименту по обробці отворів корпусів від абразивного притирання, абразивного хонінгування, що застосовується на багатьох ремонтних підприємствах [17], до, нарешті, алмазного розгортання.

За технологією ДЕРЖСНІТІ було передбачено 40 розмірних груп через 0,004 мкм, починаючи з розміру 25,000...25,004 мм до розміру 25,156...25,160 мм. При цьому, відновлення корпусів здійснювалося методом доведення чавунними притирами з абразивним порошком та наступною селективною добіркою відновлених золотників.

Однак, ні метод притирання, ні метод протягування отворів не забезпечував вимоги допуску на нециліндричність, що дорівнює 0,002 мм.

За цією технологією на цій операції було понад 40% шлюбу і дуже низька продуктивність. Досягти більшої точності форми циліндра, ніж 0,02 мм мало вдавалося.

Впровадження на ЕРЗ технології алмазного хонінгування отворів корпусів, що включала в себе хонінгувальну головку власної конструкції з чотирма алмазними брусками замість трьох та удосконалену конструкцію пристосування для кріплення корпусу з використанням плаваючого столу на

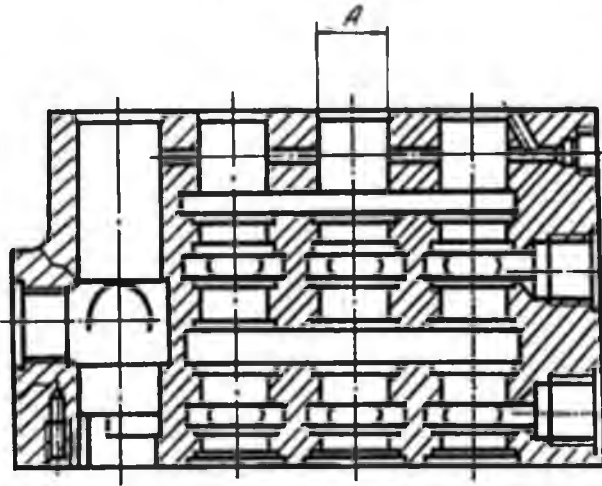
повітряній подушці, дозволило наблизитися до параметрів регламентованої нециліндричності отвори та отримати 0,006... 0,008 мм.

Процес алмазного хонінгування складається із трьох операцій: перша чорновий передбачає знімання припуску рівний 80... 120 мкм, другий операція - напівчистова знімає припуск 15 ... 25 мкм і третя операція чистова знімає припуск 8...12 мкм.

Сумарний знімається припуск становить при цьому мінімальний 103 мкм, а максимальний – 157 мкм. Внаслідок чого відновлене золотниковий отвір методом алмазного хонінгування після першого капітального ремонту

опиниться в 27 групі у сприятливому випадку або у 40 розмірній групі зі зняттям максимального припуску. Креслення корпусу розподільника з таблицею розмірних груп представлено рис. 2.5. З цього слід, що

Гідророзподільник можна ремонтувати за методом алмазного хонінгування лише один раз. Статистичні дослідження показали, що нещільність вихідної форми зношеного золотникового отвору корпусу до 1-го капітального ремонту знаходиться у межах від 0,002 до 0,060 мм.



№гр	вище	вкл	23	25.088	25.092
1	25.000	25.004	24	25.092	25.096
2	25.004	25.008	25	25.096	25.100
3	25.008	25.012	26	25.100	25.104
4	25.012	25.016	27	25.104	25.108
5	25.016	25.020	28	25.108	25.112
6	25.020	25.024	29	25.112	25.116
7	25.024	25.028	30	25.116	25.120
8	25.028	25.032	31	25.120	25.124
9	25.032	25.036	32	25.124	25.128
10	25.036	25.040	33	25.128	25.132
11	25.040	25.044	34	25.132	25.136
12	25.044	25.048	35	25.136	25.140
13	25.048	25.052	36	25.140	25.144
14	25.052	25.056	37	25.144	25.148
15	25.056	25.060	38	25.148	25.152
16	25.060	25.064	39	25.152	25.156
17	25.064	25.068	40	25.156	25.160
18	25.068	25.072	41	25.160	25.164
19	25.072	25.076	42	25.164	25.168
20	25.076	25.080	43	25.168	25.172
21	25.080	25.084	44	25.172	25.176
22	25.084	25.088	45	25.176	25.180

Рис. 2.5. Креслення корпусу розподільника та таблиця розмірних груп отворів під золотник

Результати мікрометражу великої кількості деталей та статистична обробка показали, що для збільшення кількості капітальних ремонтів розподільників необхідно було знайти спосіб максимального збереження ремонтного фонду шляхом застосування прогресивного способу механічної обробки отворів корпусів під золотник. Актуальність пошуку нового способу обробки ще більше зростає у зв'язку з різким зменшенням поставок нової техніки сільському господарству під час соціально-економічних реформ. Назріла гостра необхідність продовження терміну служби гідроагрегатів.

В результаті пошуку способу обробки отворів у корпусах був обраний спосіб алмазної обробки жорсткими розгортками.

Нами були розроблені технічні вимоги до алмазним розгорткам, що забезпечує вимоги заводського робітника креслення корпусу розподільника за всіма параметрами точності. Такі розгортки були виготовлені фірмою "Мікрон" та поставлені ЕРЗ.

Експериментальна перевірка у виробничих умовах. Запропонованої нами технології показала, що при алмазному розгортанні отворів, за рахунок жорсткості алмазної розгортки, величина, що призначається припуску на обробку повинна дорівнювати різниці між відхиленнями форми отворів у вихідному стані та заданими відхиленнями по технічним вимогам з додаванням 10...12 мкм для забезпечення заданої циліндричності.

Таким чином, при першому капітальному ремонті гідророзподільника з відхиленням по циліндричності отворів першому випадку при мінімальному значенні, що дорівнює 0,002 мм, величина знятого припуску дорівнюватиме  $2 - 2 + 10 = 10$  мкм і в другому крайньому випадку при максимальному значенні нециліндричності, що дорівнює 60 мкм, величина знятого припуску відповідно дорівнює:  $60 - 2 + 10 = 68$  мм.

У першому випадку корпуси ставитимуться до третьої розмірної групи, а в другий випадок до 17 групи, як це впливає з табл. на рис. 2.9.

Це означає, що гідророзподільники можна піддавати капітальному ремонту два і більше разів за методом алмазного розгортання отворів у

корпусах. На рис. 2.5 наведено розподіли дійсних розмірів отворів після алмазного розгортання.

Слід зазначити високу стабільність технологічного процесу алмазного розгортання і насамперед за параметром нециліндричності, відповідного регламентованого допуску 0,002 мм та класу шорсткості поверхні  $R_a = 0,2 \dots 0,4$ .

При впровадженні нової технології потрібно було визначити кількість алмазних розгорток у комплекті для обробки отворів всього ремонтного діапазону -  $\Delta p$ .

Ремонтний діапазон визначається на основі дослідних даних з нижченаведеної емпіричної формули:

$$\Delta p = d_1 - d_2 + \delta_1 + \delta_2 + a, \text{ мм} \quad (2.3)$$

де  $\Delta p$  ремонтний діапазон розмірів отвору корпусу;

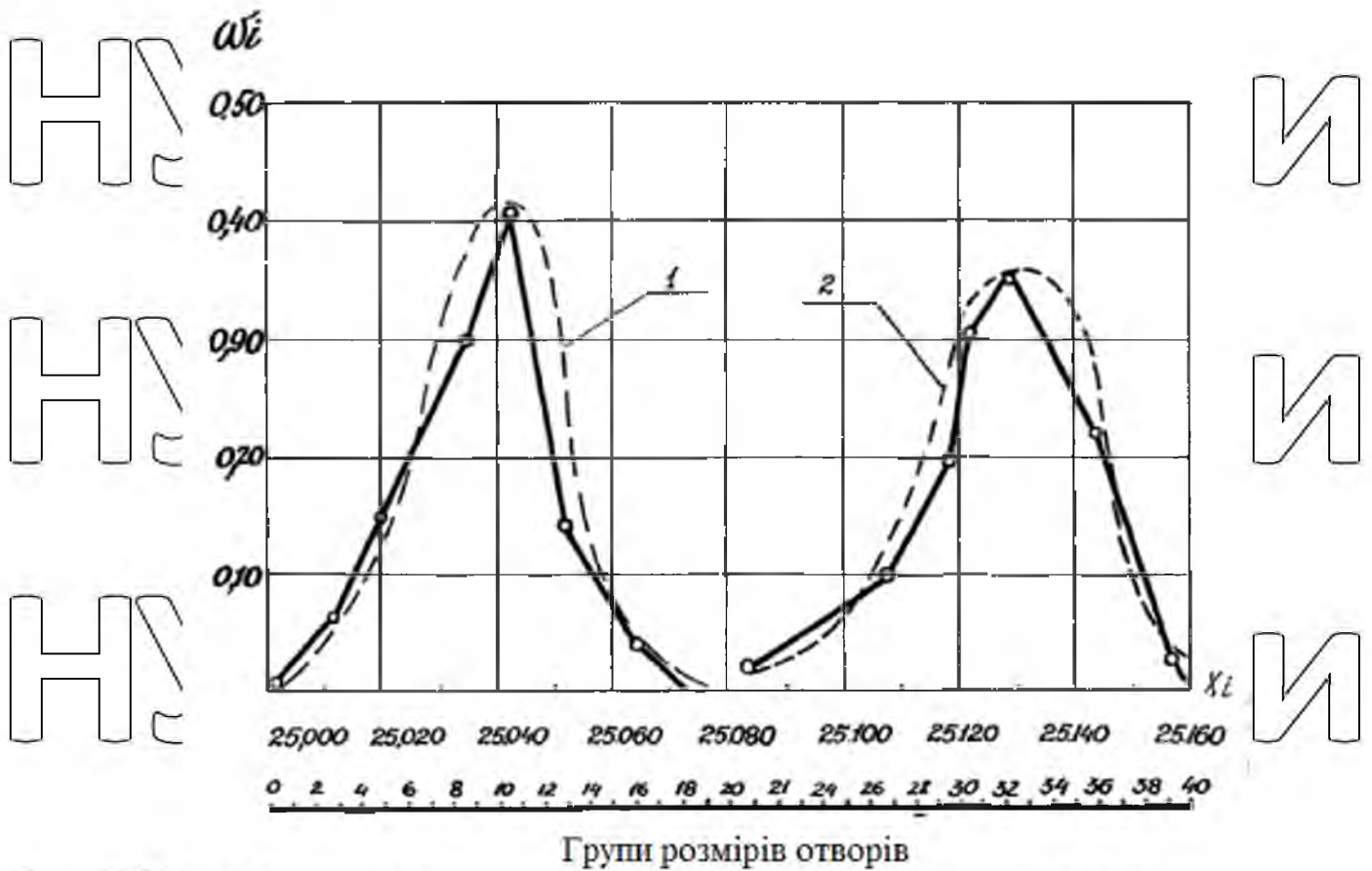
$d_1$  - максимальний дійсний діаметр отвору, виявлений при дефектації корпусів, що дорівнює 25,104 мм;

$d_2$  - мінімальний дійсний діаметр отвору, виявлений при дефектації корпусів, що дорівнює 25,002 мм (у межах допуску для нових корпусів);

$\delta_1$  - мінімальна величина відхилення від форми (нециліндричності), виявлена при дефектації корпусів, рівна 0,002 мм (у межах допуску для нових корпусів);

$\delta_2$  - максимальна величина відхилення від форми (нециліндричності), що дорівнює 0,060 мм виявлена при дефектації корпусів;

$a$  - діаметральний припуск на обробку отвору, що дорівнює 0,02 мм.



— експериментальна крива

- - - - - теоретична крива

1 - після алмазного розгортання

2 - після алмазного хонінгування

Рис. 2.5. Розподіл дійсних розмірів отворів у корпусах

Підставляючи у формулу (2.3) чисельні значення, визначені досвідченим шляхом, отримаємо:

$$\Delta p = 25,104 - 25,002 + 0,002 + 0,060 + 0,02 = 0,184 \text{ мм}$$

Досвідченим шляхом встановлено, що за один прохід алмазної розгортки знімання металу припуску досягав 0,04 мм.

Тоді кількість розгорток у комплекті має бути рівна:

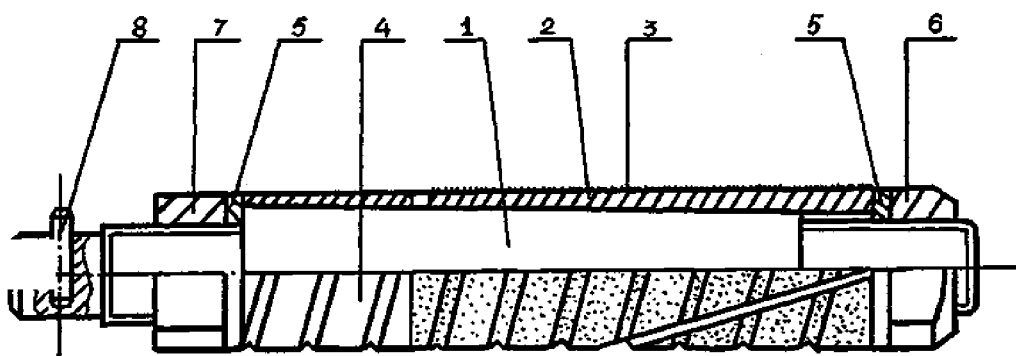
$$n = \Delta p / 0,01 = 0,184 / 0,01 = 18,4 \text{ шт.}$$

З урахуванням деякого збільшення  $\Delta p$  було прийнято у комплекті 20 шт.

розгортки через 0,01 мм за величиною діаметра. Кількість розмірів груп з обліком інтервалів розмірів 0,004 мм (за технологією ДЕРСПРГГ) було визначено 46 груп, як відношення  $A_p$  до 0,004 - величині інтервалу:  $0,184:0,004 = 46$  замість 40 інтервалів за рекомендаціями ГОСНИТИ.

На рис. 2. П представлена установка для алмазного розгортання власного виготовлення, на рис. 2.12. комплект алмазних розгортки, а на Рис. 2.13 конструкція алмазної розгортки.

Впровадження на ЕРЗ технології алмазного розгортання отворів корпусів гідророзподільників всіх марок, включаючи розподільники рульового управління тракторів та автомобілів дозволило збільшити продуктивність праці в 3..5 разів порівняно з алмазним хонінгуванням, забезпечити необхідну точність розмірів отворів відповідно до вимог креслення заводу-виробника, максимально зберегти ремонтний фонд і за рахунок цього збільшити термін служби гідроафегатів, а також звільнити дороге обладнання, яке використовувалось при хонінгуванні. Стійкість алмазних розгортки при обробці чавунних корпусів перевищує 10..20 тис. отворів при зміні розміру отвору на 2..3 мкм, а загальна стійкість розгортки, як показав наш досвід роботи, що перевищує 50 тис. отворів.



1 - оправка конусна; 2 - втулка розжимна; 3 - алмазозносний шар; 4 - безалмазна поверхня; 5 - шайба; 6 - нижня гайка; 7 - верхня гайка; 8 - штифт ведучий.

Рис. 2.6 Конструкція алмазної розгортки

Таким чином, завдяки виконаній великій дослідно-експериментальній роботі з пошуку, вибору та впровадження у виробництво раціональної технології відновлення корпусів було вирішено поставлене завдання відновлення ресурсного сполучення корпус-золотник та значно збільшена довговічність гідророзподільників.

Технологія відновлення золотника гідророзподільника на ЄРЗ здійснюється за рекомендаціями ГОСНИТИ. Нанесення шару на зношену поверхню провадиться способом ванного залізнення.

Дана технологія на гальванічній ділянці детально відпрацьована, відрізняється високою стабільністю за якістю обложеного металу

Наступна механічна обробка також виконується, можна сказати, за стандартною технологією на шліфувальних верстатах підвищеної точності.

На рис. 2.14 наведено креслення золотника та таблиця ремонтних груп, що також включає 46 груп, як і корпус розподільника.

Загалом технологія відновлення золотників на ЄРЗ не відрізняється суттєвою науковою чи технічною новизною.

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

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

У цій ситуації необхідно було знайти таке рішення, щоб з одного боку зменшити витрати у господарствах області на придбання нової техніки в тому числі та гідроагрегатів, а з іншого зберегти ремонтне виробництво з капітального ремонту гідроагрегатів за рахунок збереження

ремонтного фонду та обсягу ремонтних робіт для даного перехідного періоду.

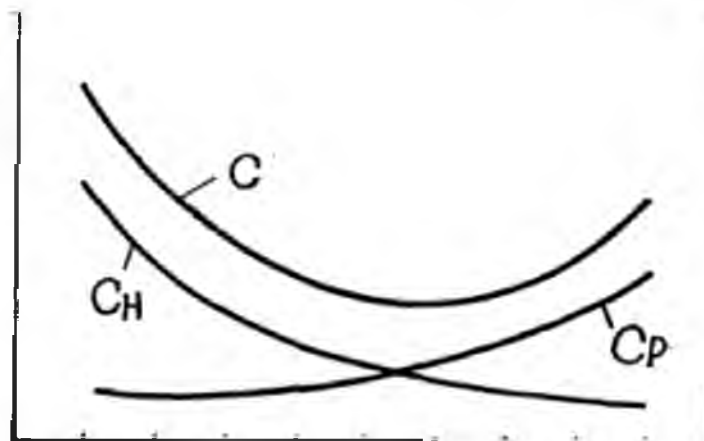
У зв'язку з цим, нами було висунуто передумову необхідності введення додаткових ремонтних розмірів і розмірних груп для ресурсних сполучення гідроагрегатів, що дозволило б суттєво збільшити термін служби старих та скоротити потребу у купівлі нових агрегатів господарствами [50]

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.

$C_p$   
грн

$C_n$   
грн



$P_1$   $P_2$   $P_3$   $P_4$   $P_5$   $P_6$   $P_7$   $P_8$   $P_9$

Рис. 2.8. Зміни витрат на капітальний ремонт гідроагрегатів ( $C_p$ ) на ремонтному підприємстві, витрат на купівлю нових гідроагрегатів ( $C_n$ ) господарствами та суммарних витрат ( $C$ ) для регіону при введенні додаткових ремонтних розмірів та розмірних груп ресурсних сполучень

З рис. 2.8 випливає, що для регіону, наприклад, для Вінницької області, ймовірно, повинні існувати оптимальні межі ремонтних розмірів ресурсних сполучення при капітальному ремонті гідроагрегатів. Ми вважаємо, що

економічна передумови, представлена на рис. 2.19 цілком достовірні, так як

ресурс відремонтованих і нових гідроагрегатів суттєво не відрізняються, а

вартість агрегату після ремонту нижче вартості нового більш ніж на 35-40%.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 3.1 Загальна методика

Загальну методику дослідження розроблено відповідно до поставлених мети й завдань і містить у собі в основному три розділи: теоретичний, експериментальний та аналіз результатів дослідження. Теоретичні дослідження включають у себе вивчення та аналіз

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

Експериментальна частина роботи складається з досліджень, проведених в умовах спеціалізованого ремонтного підприємства - EP3 - з урахуванням рядової експлуатації EP3 з урахуванням рядової експлуатації гідроагрегатів у господарствах Вінницької області. Ця частина передбачає виконання таких етапів:

- аналіз даних щодо технічного стану гідроагрегатів, що надходять в ремонт;

- аналіз ремонтного фонду і визначення об'єкта дослідження;

- технологічні дослідження різних варіантів і способів ремонту, відновлення та виготовлення деталей ресурсних сполучень;

- розробка та виготовлення технологічного обладнання, пристосувань та інструменту для ремонту та відновлення ресурсних сполучень гідроагрегатів;

- розробка та виготовлення спеціальних стендів для визначення раціонального варіанта технології ремонту гідроагрегатів і розроблення та

впровадження системи контролю довговічності відремонтованих гідроагрегатів на основі використання методів прискорених ресурсних випробувань.

Для кожного з етапів дослідження розроблено окремі методики.

Перевірка основних положень розробленої методики та оцінка достовірності результатів дослідження проводиться відповідно до ДСТУ.

### 3.2 Методика проведення вимірювань деталей ресурсних з'єднань

#### гідроагрегатів

На ремонтному заводі було проведено статистичні дослідження зношування ресурсних з'єднань (ресурсних агрегатів гідроприводу з метою визначення можливості розширення кількості ремонтних розмірів і встановлення ремонтних груп розмірів для тих деталей і ресурсних сполучень, для яких не передбачено ремонтні розміри технічними вимогами.

Під час вимірювання деталей і визначення величин зносу з'єднань використовувалися такі вимірювальні прилади та інструменти:

- Великий мікроскоп інструментальний БМІ (ГОСТ 8074-82) 0,005;
- Оптиметр вертикальний ИКВ з насадкою ПН-6 (ГОСТ 5405-75) 0,001;
- Мікрокагор із пружинною вимірювальною голівкою типу 05ИГП 0,0005 (ГОСТ 6933-72);
- Плоскопаралельні кінцеві міри довжини, 1 клас 1 розряд (ГОСТ 9038-90);
- Мікрометр важільний (ГОСТ 4581-87) 0,002;
- Нутроміри підвищеної точності, з межами вимірювання 0,002 3-6, 6-10, 10-1 8 (ГОСТ 9244-75);
- Індикатор-нутромір фірми "Pf. Kellerogl" 0,001;
- Мікрометричний глибиномір (ГОСТ 9770-92) 0,01;

- Індикатор годинникового типу (ГОСТ 9696-82) зі стійкою (ГОСТ 0,001-10197-70);

- Плита повірочна (ГОСТ 10905-86);

Дослідження розсіювання розмірів деталей гідроагрегатів, що надійшли на капітальний ремонт, проводилося за нижче наведеною методикою, яка полягала в тому, що для мікрометражу деталей були визначені нами кілька партій гідроагрегатів конкретної марки. Наприклад, для насосів НШ-50 - дві партії, кожна з яких складалася з 40 шт. яких складалася з 40 шт. необхідної кількості насосів визначеної відповідно до методики статистичного опрацювання емпіричних даних [9] ГОСТ 11.004-74.

Перша партія складалася тільки з насосів, що надійшли на капітальний ремонт перший раз. Друга партія насосів містила в собі насоси, які вже були в ремонті, тобто пройшли один або навіть два капітальних ремонтів, а також могли бути в цій партії і насоси, які вперше раз надійшли на ремонт. скільки на ЄРЗ дефектація деталей, а, отже, і облік технічного стану деталей проводять безперервно понад 20 років, то нами і було відібрано для статистичного дослідження дані різних періодів. У цей період насоси, як к правило, піддавалися тільки одному капітальному ремонту. Друга ж партія насосів (випадкова вибірка) була взята для аналізу у 2021 р і повторно в 2022 р.

У цей період важко було встановити і визначити, скільки разів піддавалися капітальному ремонту насоси, хоча в цих партіях і зустрічалися насоси, що надійшли на ремонт перший раз. Характер зносу профілю зуба едучої та відомої шестерень порівнювалася з профілями незношених нових зубів шестерень, виготовлених на ЄРЗ. Для вимірювання зносу профілю зубів було обрано проєкційний метод із використанням мікроскопа БМІ, оскільки величина модуля і інші характеристики унеможлилювали застосування евольвентоміра типу МІЗ, з індивідуальними дисками.

Знос профілю зубів визначали шляхом порівняння зношеного профілю з незношеним. Забір зносу проводили за допомогою вимірювального мікроскопа (рис. 3.1). Похибка відліку  $\pm 0,005$  мм. Відносна похибка вимірювання зносу профілю зуба, яка визначається як частка від ділення величини похибки приладу на величину всього інтервалу зносу, становила 4,2... 4,5%. Вид "А" на провідних і ведених шестернях збігається і відповідає напрямку до днища корпусу насоса, вид "Б" - напрямку до напрямку до кришки насоса (рис. 3.1).

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБ

НУБ

НУБ

НУБ

НУБ

НУБ

НУБ



а

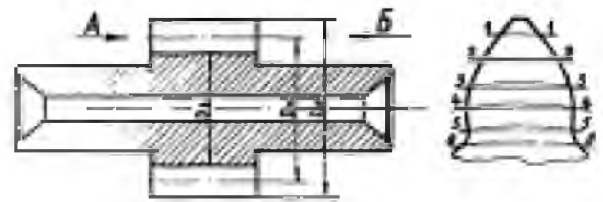
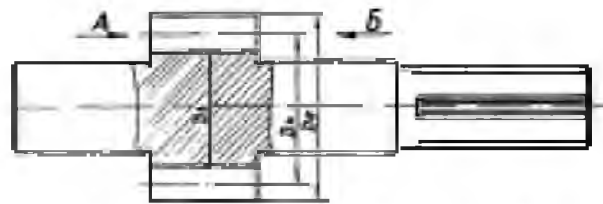
ИИ

ИИ

ИИ

ИИ

ИИ



б.

Рис. 3.1 Вимірювання профілю зуба на електронному мікроскопі і  
схема вимірювань

На кожному профілі зуба перевіряли шість перерізів, при цьому переріз

"3-3" збігався з діаметром діляльного кола ( $D_0$ ), а перетин "6-6" - з діаметром

окружності западин ( $D_2$ ). Головка зуба по висоті ділиться перетинами "1-1" і

"2-2" на 3 рівні частини; аналогічно цьому перерізи "4-4" і "5-5" ділять на

рівні частини висоту ніжки зуба. Повторність виміру триразова. Усього заміряли 30 пар шестерень.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 4.1. Дослідження гідронасосів, що надходять в ремонт

Експлуатація гідронасосів типу НШ показує, що їхня потреба в капітальному ремонті виникає через значний знос сполучення "криниця корпусу - вершина зубів шестерень". В даний час відновлюється працездатність цього сполучення 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 капітальний ремонт гідронасосів ГОСНИТИ [11] були застосовні до початку періоду економічного реформування сільського господарства, коли гідронасоси піддавалися, як правило, одному капітальному ремонту. Для того періоду, як показали наші дослідження на ЕРЗ, закономірність зносу ресурсного сполучення можна було б описати нормальним законом розподілу, що не суперечило результатам, одержаним іншими організаціями [15].

При надходженні насосів на перший ремонт знос 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. 4.1.

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: середнє значення зносу  $\mu = 0,15$  мм та середнє квадратичне відхилення зносу  $\sigma_x = 0,3 : 6 = 0,05$  мм.

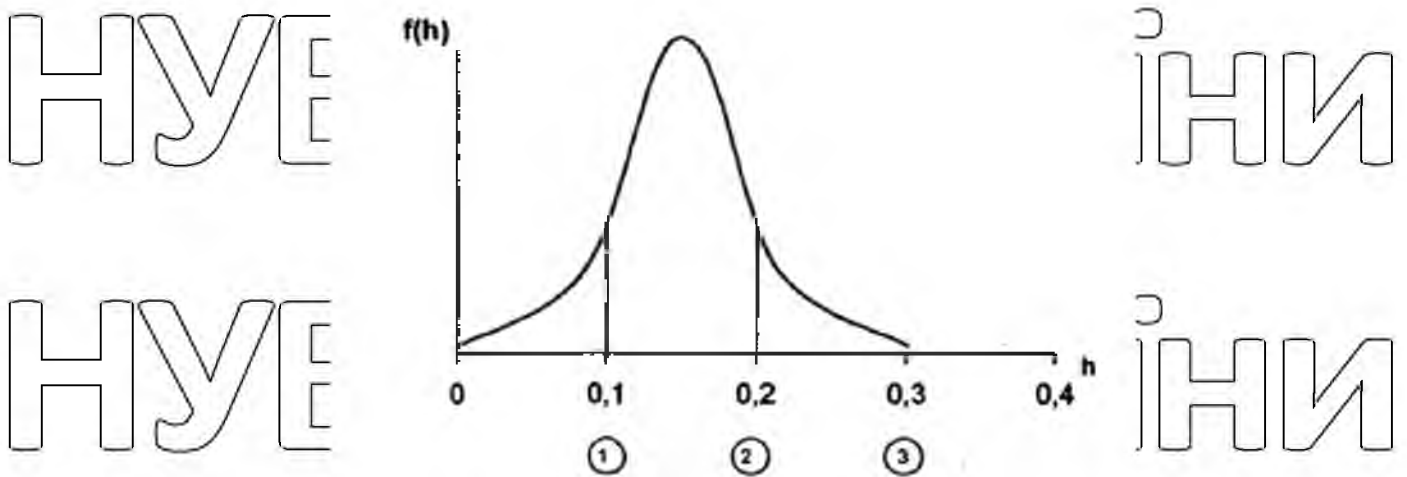


Рис. 4.1. Розподіл зношування шестерень гідронасосів НШ-50, вперше надійшли на ремонт:  $h$  - величина зносу зубів по зовнішньому діаметру, мм;  $f(h)$  - щільність розподілу зношування шестерень;  $N$  - номер ремонтного розміру.

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 інтервалу 0...0,1 мм буде [18].

$$F(0...0,1) = F(0,1) - F(0) = \Phi \cdot \left( \frac{0,1-0,15}{0,05} \right) - \Phi \cdot \left( \frac{0,1-0,15}{0,05} \right) = 0,16$$

в інтервалі 0,1... 0,2:

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

в інтервалі 0,2... 0,3:

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

Тут  $\Phi(x)$  - табличне значення інтеграла ймовірностей

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

Прищипово відрізняється технічний стан ремонтного фонду виявлено нами у 2021 р та у 2022 р. (на прикладі тих же шестерень).

Результати мікрометражу представлені на рис. 4.2.



Рис. 4.2. Розподіл діаметра головок шестерень гідронасосів НШ-50, за даними мікрометражу;  $f(D)$  - щільність розподілу діаметра головок шестерень.

$N$  – номер ремонтного розміру. Вибірка випадкова, взята безпосередньо на робочому місці з дефектації шестерень)

З рис. 4.2 видно, 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 ГОСНІТИ, а більша частина НШ до 80% повинні підлягати вибракуванню за даним ресурсним сполученням, тобто. заміні зношених шестерень на нові, а також заміні корпусів на нові чи на відновлені.

Навіть за зниженої річної програми більш ніж утричі (у 2021 випуск насосів впав до 7000 шт. проти 33 000 шт. у 1990 р.) порівняно з дореформним періодом, і при цьому вибракувати понад 5000 комплектів зношених основних деталей насоса НШ економічно недоцільно. З цього випливає, що введення додаткових ремонтних розмірів на ЕРЗ для деяких гідроагрегатів виправдано.

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

Основні деталі, які були збільшені до 90%. Це нововведення збільшило більш ніж у 2 рази цей показник порівняно з технологією ГОСНІТИ.

Більш детальний аналіз ремонтного фонду шестеренних насосів, що надійшли на капітальний ремонт вдруге, а це в даний час приблизно 20% (рис. 4.2) в даний час (ця тенденція буде ще довго зберігатися), показує, що знос поверхонь ресурсних сполучень шестерень при P1, P2 і P3 також підпорядковуватимуться закону нормального розподілу, подані на рис. 4.3.

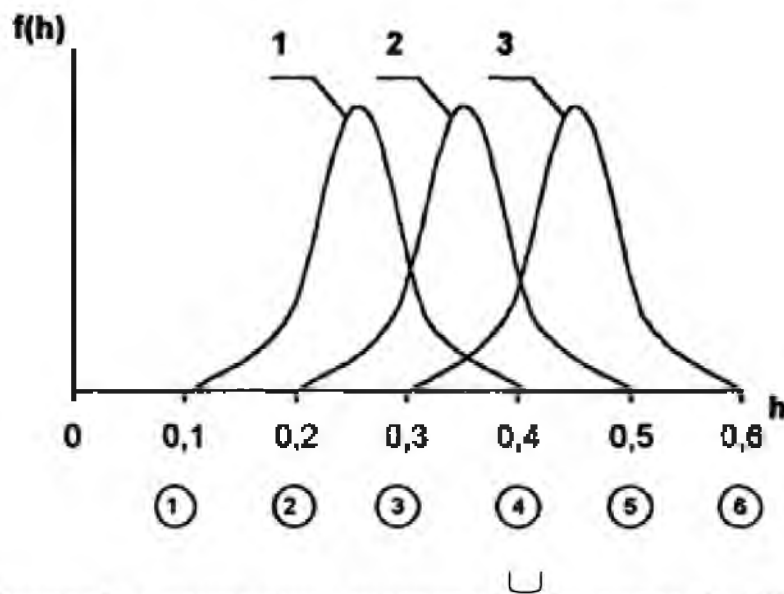


Рис. 4.3. Розподіл зношування шестерень гідронасосів НШ-50, вдруге надійшли на ремонт: 1 – щільність розподілу зносу шестерень першого ремонтного розміру, 2 – той же другий ремонтний розмір, 3 – те ж третього ремонтного розміру,  $\text{N}$  – номер ремонтного розміру

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 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 гідраагрегатів

Впровадження цих рекомендацій значною мірою скоротить необхідність придбання сільгоспідприємствами нових гідронасосів під час

експлуатації машинно-тракторного парку 4.3. Вибір раціональної технології ремонту та впровадження системи контролю довговічності відремонтованих гідравлічних агрегатів.

#### 4.2. Ремонт гідронасоса НШ

Вибір раціональної технології ремонту шестеренних насосів провадиться з урахуванням, як обумовлено в розділі 3 дисертації, 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 ГОСНИТИ полягав у розточуванні зношеного корпусу, вилівки з алюмінієвого сплаву спеціальної фігурної вставки, її механічної обробки із закріпленням у розточувальному корпусі клеїв 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 нарощення міцності з'єднання вставної фігурної вставки із корпусом насоса. З урахуванням цього недоліку на ЕРЗ 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 методикою проведення таких випробувань.

Результати стендових випробувань трьох відремontованих заново розробленої технології насосів НШ-50 наведено у додатку 1.

Як випливає з результатів проведених стендових випробувань, найімовірніший експлуатаційний ресурс відремontованих насосів дуже близький до значення найбільш можливого ресурсу насосів, значення якого отримано за результатами тривалих експлуатаційних спостережень [5].

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

Результати стендових випробувань відремontованих насосів 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 розточений корпус насоса. Витрати ж на ремонт насоса з переплавою в процесі ремонту зношених корпусів насоса незначно (всього на 12%) перевищують витрати на ремонт насоса з використанням вставної фігурної вставки.

Враховуючи викладене та 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 ЕРЗ розроблено та впроваджено технологія випотвлення нових шестерень насосів із сучасною технологією хіміко-термічного зміцнення їх, що вже зазначалося у другому розділі магістерської.

З використанням на ЕРЗ хіміко-термічного зміцнення та високоточного верстатного обладнання було вирішено завдання введення додаткових ремонтних розмірів та досягнуто максимальної збереження ремонтного фонду насосів НШ, 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.

### 4.3. Ремонт гідророзподільника

Як уже говорилося у другому розділі з метою продовження терміну служби гідророзподільника на ЄРЗ введений другий і в деяких випадках третій капітальний ремонт з допомогою збільшення кількості розмірних груп.

Не стало можливим завдяки розробці та впровадженню алмазного інструменту жорстких розгорток для обробки створу ресурсного сполучення корпусу - злотник.

У всіх розмірних групах параметри точності оброблених отворів за новою технологією відповідають вимогам нового корпусу, що обґрунтовано та показано у другому розділі. У таблиці 4.1 наведено лише деякі дані про застосування прогресивних алмазних розгортки на ЄРЗ. Застосування алмазного інструменту не тільки забезпечило підвищення якості об'єктів ремонту, що ремонтуються на ЄРЗ, але й підвищило продуктивність праці удвічі та більше разів.

На ЄРЗ виходячи з розроблених нами методик встановлення найбільш ймовірного післяремонтного ресурсу агрегатів, представлених у розділі 3, впроваджено систему контролю довговічності агрегатів, яка забезпечує стабільну підтримку якості продукції.

Система контролю довговічності агрегатів включає в себе розроблені стандарти підприємств (СТП) на всі марки капітально ремонтуючі агрегати. СТП розроблені на гідронасоси типу НШ, гідростатичну трансмісію ГСТ-90, турбокомпресори та інші агрегати.

Таблиця 4.1

Застосування алмазних розгортки на ЄРЗ

№ п/п	Діаметр розгортки	Кількість шт. в комплекті	Найменування оброблюваної деталі
1	25	36	Корпус розподільника Р-80, Р-75 (отвір під золотник)
2	32	26	Корпус розподільника Р-150 (отвір під золотник)
3	34	10	Гідророзподільник МТЗ (отвір під золотник)
4	42	10	Гідророзподільник К-700 (отвір під золотник)
5	9	10	Втулка плунжерної пари паливного насоса
6	23	4	Корпус турбокомпресора ЯМЗ

Отримані результати контролю довговічності (ресурсу) агрегатів методом прискорених стендових випробувань дозволяють постійно сучасною технологією ремонту та відновлення як ресурсних сполучень, так і агрегату в цілому.

## РОЗДІЛ 5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ

### 5.1. Розрахунок економічного ефекту на ЄРЗ 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 ремонтні роботи. Розрахунок ефекту виконано за результатами роботи заводу за 2020 р. та 2021 р.

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

Річний економічний ефект склав:

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

де  $C_1$  і  $C_2$  - собівартість ремонту насоса за базовим та новим варіантом, 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 випадку використовуються раціональні технології ремонту та ремонтні розміри за технічними вимогами ЄРЗ. 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 ремонтному заводі 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 32 коп, а за другим варіантом собівартість дорівнює 569 грн 06 коп.

Річна програма на рік становила у 2020 та 2021 роках. 200 шт. насосів.

Базова собівартість при ремонті гідронасосів з технічних вимогам ГОСНИТИ (три ремонтних розміру) та технології ремонту ГОСНИТИ складає 896 грн. Тоді економічний ефект становитиме:

за першим варіантом -

$$E_1 = (896,0 - 748,32) \cdot 200 \cdot 0,3 = 88\,608 \text{ грн.}$$

за другим варіантом -

$$E_2 = (896,0 - 569,06) \cdot 200 \cdot 0,7 = 457\,716 \text{ грн.}$$

Економічний ефект при ремонті насосів НШ-50 становив 2000 р. на

ЄРЗ

$$E = E_1 + E_2 = 88\,608 + 457\,716 = 546\,324 \text{ грн.}$$

## ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз конструкцій деталей гідроагрегатів дає

можливість визначити ресурсні сполучення, їх несправності та загальні ознаки зносу деталей.

2. Розкриття взаємозв'язку зміни основних параметрів ресурсних пар гідронасосу (тип НШ) з його подачею дозволило:

- 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.

3. Розроблені та обґрунтовані нові технічні вимоги на ремонт гідроагрегатів, що дозволяють збільшити кількість ремонтних розмірів із

трьох (по ТК ГОСНИТИ) до семи (по ТУ БРЗ) для ресурсних сполучень насосів типу НШ, кількість ремонтних груп для ресурсного пару гідророзподільників Р-75, Р-80 до 46. Це дає можливість збільшити кількість

капітальних ремонтів для кожного гідроагрегату, підвищити термін служби цих агрегатів у 1,52 і більше разів.

4. Встановлено, що розроблені нові технологічні процеси, технологічне оснащення (алмазний інструмент, верстати та установки) гарантовано

забезпечують показники точності механічної обробки корпусів та шестерень насосів, корпусів та золотників гідророзподільників, а також інших деталей

відповідно до вимог робочих креслень на машинобудівних заводах.

5. Розроблена методика прискорених стендових зносних випробувань гідроагрегатів, відремонтованих за різними варіантами технологій ремонту, дозволяє виявити раціональні технологічні процеси ремонту та значно

прискорити впровадження цих технологій у ремонтне виробництво. Скорочення часу впровадження раціональних технологій ремонту гідроагрегатів за рахунок прискорених стендових випробувань їх на

довговічність порівняно з звичайними експлуатаційними виробуваннями становить 1,5...2 року.

6. Розроблена система контролю значення довговічності відремонтованих агрегатів на основі прискорених ресурсних стендових випробувань гідроагрегатів дозволила заводу видавати післяремонтну гарантію щодо тривалості на 30... 50% більше у порівнянні з наявними нормативами.

7. Внаслідок впровадження розроблених раціональних технологій ремонту та методик прискорених ресурсних випробувань агрегатів при ремонті економічний ефект становив:

у споживача від підвищення якості ремонту насосів типу НШ та від прискорення впровадження раціональних технологій за рахунок скорочення експлуатаційних витрат 293,8 тис. грн.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Aylana Ondar, Aleksandr Levshin (2020). Transport provision for increasing mobility of rural doctor in typical districts of the republic of Tuva. *Engineering for rural development*". Jelgava, Latvia, May, 20-22.2020. 1692–1697.
2. Voinalovych, O., Hnatriuk, O., Rogovskii, I., Pokutnii O. (2019). Probability of traumatic situations in mechanized processes in agriculture using mathematical apparatus of Markov chain method. *Engineering for rural development*. Jelgava, Latvia, May 22-25, 2019, vol. 18, 563–569.
3. Novitskiy Andriy, Bannyi Oleksandr (2016). Logic and probabilistic modeling of reliability of complex agricultural machinery. *MOTROL*. Lublin. Vol. 14. No 3, 187–196.
4. Hrinkiv A., Rogovskii I., Aulin V. [et al] (2020). Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters for a cylinder-piston group in the diesel engine during operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. Vol. 3 (05-105), 19–29.
5. Pisarenko G., Voinalovych O., Rogovskii I., Motrich M. (2019). Probability of boundary exhaustion of resources as factor of operational safety for agricultural aggregates. *Engineering for rural development*. Jelgava, Latvia, May 22-25, 2019, vol. 18, 291–298.
6. Ruzhylo M., Skorokhod T. (2005). On empirical distributions in spaces of growing dimensions. Continuous distributions. Random operators and stochastic equations. *The Netherlands*, Vol. 13(4), 341–352.
7. Білоконський Ю. В., Бовкун Я. В., Харьковський І. С. Технологічні особливості відновлення деталей гідравлічних систем. Збірник наукових праць / Вісник студентів факультету конструювання та дизайну Національного університету біоресурсів і природокористування України. Вип. 10 К., 2022. С. 58–59

8. Дідур, В. А., Єфремов В. Я. Діагностика та забезпечення надійності гідроприводів сільськогосподарських машин. Київ: Техніка, 1986. 128 с.

9. Надійність сільськогосподарської техніки: Підручник. / М.І. Черновол, В.Ю. Черкун, В.В. Аулін та ін.; За заг. ред. М.І. Черновола. Кіровоград: ГОВ «КОД», 2010. 320 с.

10. Новицький А. В., Бистрий О. М. Системи управління якістю продукції машинобудування. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems: III Міжнародна науково-практична конференція. м. Кропивницький. Україна, 14–16 квітня 2021 року: тези конференції. Кропивницький: ЦНТУ, 2021. С. 166–168.

11. Новицький А. В. Методичні підходи до формування програми забезпечення надійності сільськогосподарської техніки. Центральнорукраїнський науковий вісник. Технічні науки, Кропивницький. Україна. 2022. Вип. 6(37), ч. 1. С. 134–143.

12. Новицький А. В., Ружи́ло З. В. Логіко-імовірнісна модель дослідження надійності складної техніки. Вісник Вінницького національного університету. Серія: Технічні науки. Вип. 11. Т. 2 (66), Вінниця. 2012. С. 33–37.

13. Новицький А. В., Ружи́ло З. В. Модель дослідження надійності системи «людина-машина-середовище» (РОБ). Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2012. Вип. 170. Ч. 2. С. 361-368.

14. Новицький А. В., Ружи́ло З. В., Новицька О. А. Методичні підходи оцінки надійності людини-оператора, як складової системи «людина – машина – середовище». Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. Вип. 153. 2013. С. 243–248.

15. Новицький А. В., Банний О. О., Бистрий О. М. Дослідження впливу експлуатаційних факторів на технічний стан сільськогосподарської

техніки. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2021. Vol. 12. No 4. P. 39–46.

16. Новицький А. В., Ревенко Ю. І., Пащинський О. М. Оцінка технічного стану гідравлічних циліндрів сільськогосподарської техніки.

Збірник тез доповідей ІХ Міжн. науково-технічної конф. «Крамаровські читання» з нагоди 115-ї річниці від дня народження д.т.н., проф. Крамарова В.С. 24-25 лют. 2022 р., м. Київ / МОН України, НУБіП України. К.: Видавничий центр НУБіП України, 2022. С. 101-103.

17. Новицький А.В., Стоян О.В., Воцан В.Г. Забезпечення працездатності сільськогосподарських машин Збірник тез доповідей X Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 116-ї річниці від дня народження Крамарова В.С. (1906-1987) 23-24 лют. 2023 р., м. Київ / МОН України, НУБіП України. К.: Видавничий центр НУБіП України, 2023. С. 137-138.

18. Новицький А.В., Погребняк Ю.В., Сьомачо В.М. Особливості гарантійного обслуговування автомобілів Збірник тез доповідей VI Міжнародної науково-практичної конференції «Автомобільний транспорт та інфраструктура» (19–21квітня 2023 року). НУБіП України. Київ. 2023. 252 с.

182-184

19. Пащинський О. М., Новицький А.В. Особливості конструкцій та експлуатаційної надійності гідроциліндрів. Збірник наукових праць / Вісник студентів факультету конструювання та дизайну Науковий вісник НУБіПУ.

Вип. 10 К., 2022. С 48 – 51.

20. Практикум з ремонту машин. Загальний технологічний процес ремонту та технології відновлення і зміцнення деталей машин. Том 1 : Навчальний посібник / [Сідашенко О. І., Тіхонов О. В., Скобло Т. С., Мартиненко О. Д., Гончаренко О. О., Сайчук О. В., Аветісян В. К., Автухов

[А. К., Рибалко І. М., Сиромятніков П. С., Бантковський В. А., Маніло В. Л.] /За ред. О.І. Сідашенко, О.В. Тіхонова. –Харків: ТОВ «Пром-Арт», 2018. 416

с. Сідашенко О.І. Ремонт машин та обладнання: Підручник. За ред. проф. О.І. Сідашенка, О.А. Науменка. К.: Агроосвіта, 2014. 665 С.

21. Стецюк С.В. Етапи управління якістю продукції машинобудування / С. В. Стецюк, А. В. Новицький, А. І. Нікітюк, В. В.

Дукач // Програма V Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» з нагоди 111-ї річниці від дня народження д.т.н., проф., Крамарова В. С. 22-23 лютий 2018 р., м. Київ / МОН України, НУБІП України, ННЦ «ІМЕСГ» НААН. К.: Видавничий центр НУБІП України, 2018.

С. 163–165.

22. Технічний сервіс мехатронних систем: навчально-методичний посібник до самостійної роботи / А.М. Бондар, Д.П. Журавель, О.Ю. Новик, К.І. Петренко., О.В. В'юнник – Мелітополь: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2021. 140 с.

23. Юдін М.І., Савін І.Г., Кравченко В.Г. і інші Ремонт машин в агропромисловому комплексі. Краснодар: КДАУ, 2000. 688с.

24. Черкун В.Є. Ремонт тракторних гідравлічних систем. М.: Колос, 1994. 253 с.

25. Черкун, В. Є. Ремонт тракторних гідравлічних систем. М.: Колос, 1984. 253 с.