

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет
Кафедра надійності і ремонту машин

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи
освітнього ступеня «Магістр» на тему:

**ТЕХНОЛОГІЧНІ МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ
ДОВГОВІЧНОСТІ ШЕСТЕРЕННИХ НАСОСІВ
В ЗАСОБАХ МЕХАНІЗОВАНОГО ПРИБИРАННЯ ГНОЮ**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГМз-1-20
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Кривов'яз Ростислав Русланович

Керівник: _____ Мельянцов Петро Тимофійович

Рецензент: _____

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра надійності і ремонту машин

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри
НРМ

(назва кафедри)

Д.Т.Н., проф.

(вчене звання)

Дирда В. І.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« _____ » _____ 2022 р.

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

Кривов'язу Ростиславу Руслановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Технологічні методи підвищення довговічності шестеренних насосів в засобах механізованого прибирання гною»

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

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

затверджена наказом вищого навчального закладу від

« _____ » _____ 20 _____ року № _____

2. Строк подання студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи Аналіз експлуатаційної надійності насосів, що працюють в технологічних системах видалення та переробки гною на тваринницьких фермах. Аналіз методів і способів відновлення роботоздатності насосів на спеціалізованих ремонтних підрозділах.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити 1. Стан питання та задачі дослідження. 2. Теоретичні дослідження по обґрунтуванню параметрів технічного стану насосів.

3. Методика експериментальних досліджень. 4. Результати експериментальних досліджень 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна оцінка результатів досліджень. Висновки. Бібліографічний список.

5. Перелік демонстраційного матеріалу

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

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Мельянцов П. Т., доцент		
2	Мельянцов П. Т., доцент		
3	Мельянцов П. Т., доцент		
4	Мельянцов П. Т., доцент		
5	Кравець В. В., доцент		
6	Вініченко І. І., професор		
нормоконтроль	Мельянцов П. Т., доцент		

7. Дата видачі завдання: _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 29.09.2021 р.	
2	Теоретичний	до 26.10.2021 р.	
3	Експериментальний	до 13.01.2021 р.	
4	Охорона праці	до 24.01.2022 р.	
5	Економічний	до 04.02.2022 р.	
6	Демонстраційна частина	до 07.02.2022 р.	

Студент

_____ (підпис)

Кривов'яз Р. Р.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Мельянцов П. Т.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кривов'яз Р. Р. «Технологічні методи підвищення довговічності шестеренних насосів в засобах механізованого прибирання гною» / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» (спеціалізація «Технічний сервіс»). – ДДАЕУ, Дніпро, 2022.

Робота включає в себе шість розділів. В першому розділі розглянуто застосування гідравлічних насосів в технології прибирання та переробки гною, умови їх роботи та конструктивні особливості. Проаналізовано існуючі технології ремонту насосів та обґрунтовано задачі досліджень.

В другому розділі розглядаються теоретичні дослідження по обґрунтуванню параметрів технічного стану насосів, що визначають його об'ємний коефіцієнт корисної дії. Проведено структурний аналіз надійності насоса.

В третьому розділі наводяться методики мікрометражних досліджень і обробки експериментальних даних, пластичної обробки поверхонь підтискної обойми та модифікування поверхонь деталей, що формують торцевий зазор в качаючому вузлі насоса.

В четвертому розділі представлені результати дослідження зміни структурних параметрів деталей гідронасосів та триботехнічних випробувань відновлених робочих поверхонь деталей.

В п'ятому розділі розглянуто питання з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

В шостому розділі представлені техніко-економічні розрахунки з ефективності розроблених способів відновлення деталей.

Ключові слова: гідравлічний насос, видалення гною, коефіцієнт подачі, радіальний зазор, торцевий зазор, гідроабразивне зношення, відновлення, зносостійкість.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	9
1.1 Гідравлічні насоси в технології прибирання та переробки гною	9
1.2 Умови роботи та конструктивні особливості насосів гідравлічних систем з видалення гною	10
1.3 Аналіз існуючих технологій ремонту насосів	15
1.4 Мета та задачі роботи	18
2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ОБҐРУНТУВАННЮ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ НАСОСІВ	20
2.1 Дослідження зазорів сполучень гідронасоса, що визначають його об'ємний коефіцієнт корисної дії	20
2.2 Структурний аналіз надійності насоса	28
3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	31
3.1 Методика мікрометражних досліджень деталей качаючого вузла насоса	31
3.2 Методика пластичної обробки поверхонь підтискної обойми.....	35
3.3 Методика проведення модифікування поверхонь деталей насоса.....	37
3.4 Методика визначення триботехнічних характеристик деталей насоса .	39
3.5 Методика проведення корозійних випробувань	41
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	43
4.1 Визначення характеристик зміни структурних параметрів деталей гідронасосів.....	43
4.2 Результати триботехнічних випробувань відновлених робочих поверхонь спряження «підтискна обойма – вершина зуба шестерні».....	48
4.3 Випробування модифікованих поверхонь деталей спряження «платик-замикач – торцева поверхня шестерні»	51
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	56
5.1 Організація охорони праці в лабораторії з дослідження надійності гідроагрегатів	56
5.2 Аналіз умов праці та пожежної безпеки	57

5.3 Заходи поліпшення умов праці	59
5.4 Вимоги з охорони праці для робітників зайнятих механоскладальними роботами.....	62
5.5 Дії у надзвичайних ситуаціях при проведенні механоскладальних робіт в лабораторії з дослідження надійності гідроагрегатів	64
6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	66
ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ	73
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	75

ВСТУП

В даний час на фермах з прив'язним утриманням корів збирання гною здійснюється, в основному, скребковими транспортерами типу ТСН-2, ТСН-3 та ТСН-160 різних модифікацій, а також штанговими та шнековими транспортерами. Вони характеризуються високою металоємністю та значними енерговитратами на виконання технологічних операцій.

Для розроблення ефективних засобів видалення гною та його переробки велике значення мають фізико-механічні властивості гною, які визначають вибір пристроїв на його видалення, а також транспортуючу здатність та витрати енергії [1, 2].

Гнойовий матеріал складається зі складної напіврідкої багатофазної системи, до складу якої входять тверді, рідкі та газоподібні речовини. Кількість рідкої фракції визначає вологість гною, а тверда фракція – кількість сухої речовини. Волога становить основну частину гною.

Для отримання однорідної маси гною, перед завантаженням у транспортні засоби та у разі знезараження, здійснюється його гомогенізація за допомогою гідравлічних насосів. Вивантаження гною із карантинних ємностей також здійснюється насосами шестеренного та центробіжного типу.

Гідравлічні насоси працюють з хімічно агресивним та забрудненим середовищем, що обумовлює появу корозійного та гідроабразивного зношення деталей їх качаючих вузлів. Це приводить до швидкої втрати їх роботоздатності в порівнянні з аналогічними насосами, що працюють в гідравлічних системах тракторів і на долю яких припадає близько 30 % відмов [3].

Відновлення роботоздатності гідравлічних насосів здійснюється на спеціалізованих підприємствах з ремонту гідравлічних систем. Технологічні процеси, які на них застосовуються для відновлення деталей, орієнтовані на незначні зношення деталей і не можуть бути реалізовані для деталей з значним корозійним та гідроабразивним зношенням, яке є характерним для насосів, що працюють на видаленні рідкої фази гною. Дані насоси не

приймаються спеціалізованими підприємствами в ремонт. І тваринницьким комплексам необхідно встановлювати нові насоси, що обумовлює значні матеріальні витрати.

В зв'язку з цим являється актуальним розроблення технологічних процесів для відновлення деталей із значним корозійним та гідроабразивним зношенням шестеренних насосів.

Метою роботи є підвищення якості ремонту гідронасосів типу НШ-К дослідженням ремонтно-технологічних факторів при розробці технології їх ремонту для умов спеціалізованих ремонтних підприємств.

Задачі досліджень.

1. Провести теоретичні дослідження по обґрунтуванню структурних параметрів технічного стану деталей для насосів, що працюють в умовах агресивного середовища.

2. Удосконалити методики мікрометражних досліджень технічного стану деталей, що знижують експлуатаційну довговічність насоса.

3. Розробити способи відновлення деталей, що формують радіальний та торцевий зазор в спряженнях качаючого вузла насоса.

4. Провести лабораторні дослідження з виявлення фізико-механічних властивостей відновлених поверхонь деталей, що лімітують його ресурс.

5. Провести техніко-економічну оцінку результатів досліджень.

Об'єкт дослідження – нові, зношені та відремонтовані шестеренні насоси, що працюють в засобах механізованого прибирання гною.

Предмет досліджень – структурні зміни деталей качаючого вузла насоса та способи відновлення їх роботоздатності.

Апробація роботи. Прийнято участь у всеукраїнській студентській науково-практичній конференції: «Інжиніринг агропромислового виробництва» – (Дніпро: ДДАЕУ, 2021).

Публікації. Кривов'яз Р. Р. Оцінка ремонтної технологічності деталей шестеренного насоса обладнання тваринницьких ферм / Р. Р. Кривов'яз // Інжиніринг агропромислового виробництва: матеріали Всеукр. студ. наук.-практ. конф. – Дніпро: ДДАЕУ, 2021. – С. 24-26.

1. СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Гідравлічні насоси в технології прибирання та переробки гною

Застосування гідравлічних шестеренних насосів в технологічному процесі видалення гною з ферми має свої особливості, які характеризуються тим, що вони застосовуються для відкачування рідкої фази гною, яка вже пройшла відділення від твердої фракції гною.

В технологічній схемі для поголів'я великої рогатої худоби до 100 голів (для малих фермерських господарств) гідравлічні насосні станції застосовуються для перекачування відокремленої рідкої фракції на біологічне очищення від спіральньо-гвинтової центрифуги.

В технологічній схемі для поголів'я великої рогатої худоби до 400 голів рідка фракція насосною станцією подається на біологічну очистку, в якій здійснюється аерація в ємкості для аеробних бактерій. Осад, що випав в ємкості, транспортується спіральньо гвинтовим робочим органом по дну ємкості та по вертикальній трубі до автотранспорту, а очищена вода подається гідравлічним насосом в сховище.

В значній мірі використання насосних станцій в технології видалення гною обумовлюється його вологістю і консистенцією, який має наступні стани: 1) для підстилкового гною вологістю 75...90 %; 2) для безпідстилкового гною вологістю 88...95 %; 3) для рідкого гною вологістю 93...98 %; 4) для тваринницьких стоків вологістю 97...99 %; 5) для підстилкового гною та посліду або їх сумішей, опадів та мулу вологопоглиначами вологістю до 75 % [4].

При вологості 88...95 % гній спрямовується в карантинні сховища, де витримується протягом 6 діб. Для отримання однорідної маси гною перед навантаженням у транспортні засоби та у разі знезараження здійснюється його гомогенізація за допомогою гідравлічних насосів. Вивантаження гною із карантинних ємностей також здійснюється насосами [4].

При вологості гною 93...98 % з нього виділяються грубі включення механічними засобами, потім гній направляють у резервуар-усереднювач, звідки перекачують насосами в секційні карантинні ємності.

Переробка тваринницьких стоків вологістю 97...99 % здійснюється для того, щоб використовувати їх на технологічні потреби комплексів зі скиданням надлишкової частини очищених вод, знову ж таки, за допомогою гідравлічних насосів у відкриті водоймища. Поділ стоків здійснюється на машинах фільтруючого типу, а потім фільтрат додатково освітлюється у відстійниках і подається насосами на біологічну очистку. Очищену воду насосними станціями подають на поля для їх зрошення.

Широке застосування гідравлічні насоси знайшли при видаленні гною за гідравлічною технологією. Тут гідравлічні станції застосовуються для подачі рідкої фази гною на його очищення, а після його очищення вони подають воду до ємкостей на повторне використання, створюючи замкнутий цикл використання води в видаленні гною на тваринницьких комплексах.

Із проведеного аналізу використання гідравлічних насосів в технологічних лініях видалення гною випливає, що шестеренні насоси застосовуються на різних ланках технологічного ланцюга з видалення та переробки гною, і від їх технічного стану залежить роботоздатність всієї лінії.

1.2 Умови роботи та конструктивні особливості насосів гідравлічних систем з видалення гною

До експлуатаційних факторів, що характеризують умови роботи гідравлічних машин, відносяться: запилення навколишнього повітря, забрудненість робочої рідини, температура навколишнього середовища та робочої рідини, навантажувальний режим, культура експлуатації та ін. [5, 6, 7]. Запиленість навколишнього повітря залежить від виду виконуваних робіт, а коливання концентрації пилу характеризуються ймовірнісною величиною з різним дисперсним та мінералогічним складом пилу.

Надійна та довговічна робота агрегатів з гідравлічним приводом багато в чому визначається температурою робочої рідини в гідросистемі [11]. Встановлено [12], що найбільш прийнятною температурою робочої рідини є 323...333К, а температуру нижче 293К і вище 338К слід віднести до несприятливих умов для роботи пар тертя гідравлічної машини.

На протікання процесу зношування деталей насосу суттєво впливає присутність у робочій рідині абразивних частинок будь-якого розміру [5]. Їх наявність обумовлює гідроабразивне спрацювання деталей качаючого вузла насоса, а через них зростають витрати робочої рідини та зменшується об'ємний коефіцієнт подачі насоса.

В технологічних лініях видалення гною для транспортування його рідкої фази застосовуються круглі шестеренні гідронасоси НШ-50А-2/3, НШ-67А, НШ-71А-3, НШ-100-2/3 модифікації (НШ-К) [8, 9, 10].

Схема роботи круглого насоса модифікації НШ-К наведена на (рис. 1.1).

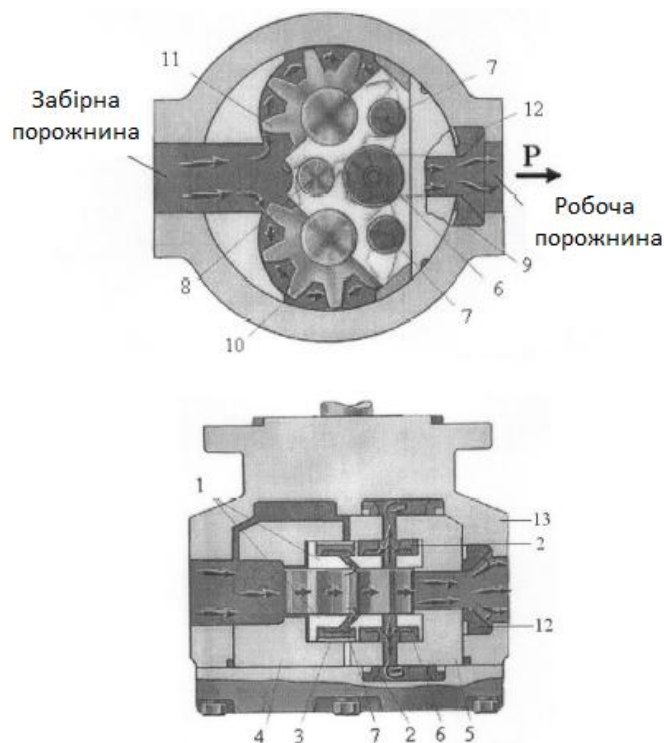


Рис. 1.1 – Схема роботи круглого шестеренного гідронасоса типу НШ-К

Насос складається з корпусу, в якому розміщений качаючий вузол, що включає в себе підшипникову 4 і підтискну 5 обойми, ведучу шестерню 10 і ведену 11, а також платики-замикачі 1 [3].

Характерною конструктивною особливістю даного насоса є наявність механізмів компенсації торцевого і радіального зазорів в качаючому вузлі в процесі його роботи.

На рис. 1.2 показані залежності подачі шестеренних гідронасосів НШ-50А і НШ-32А від частоти обертання, які наведені на сайті ВАТ «Гідросила» (м. Кропивницький, Україна).

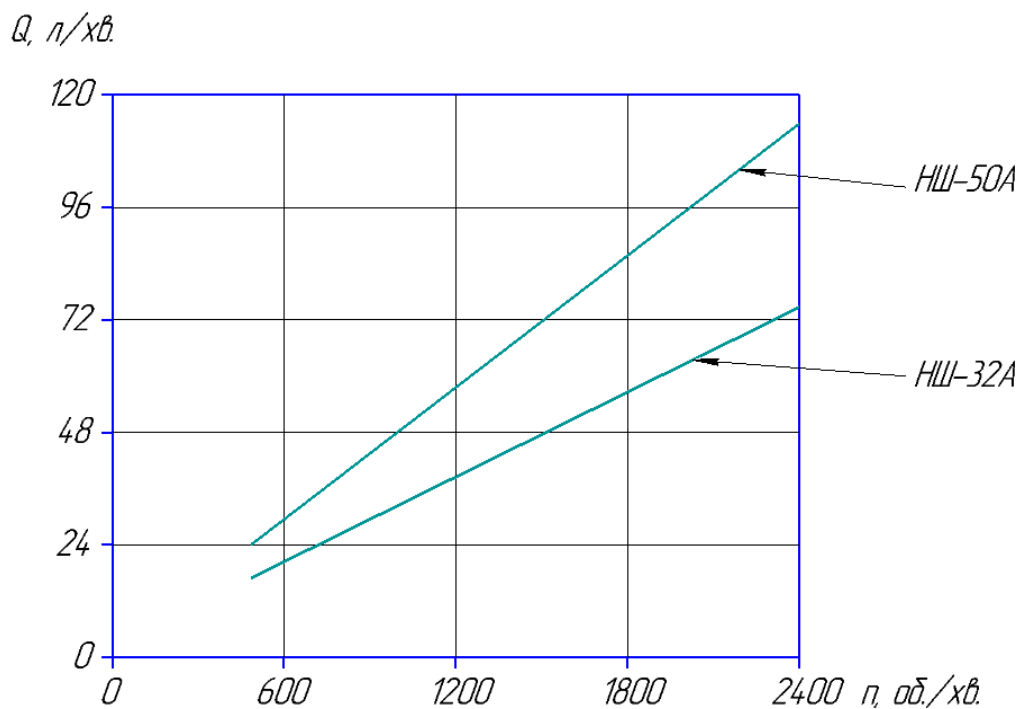


Рис. 1.2 – Залежність подачі насоса від частоти обертання вала

Залежності об'ємної дійсної подачі рідини Q від числа обертів n побудовані при номінальному напірному тиску $P_{\text{ном}}$ (для НШ-50 – $P_{\text{ном}} = 14$ МПа, для НШ-32А – $P_{\text{ном}} = 10$ МПа) і кінематичної в'язкості робочої рідини $55 \text{ мм}^2/\text{с}$. Провівши аналіз (рис. 1.1), можна визначити продуктивність гідронасосів типу НШ-32А і НШ-50А в залежності від частоти обертання вала електродвигуна.

Для нових гідронасосів при номінальних частотах обертання валу двигуна $n = 1400 - 1500 \text{ хв.}^{-1}$ продуктивність насосів становить 29,4 і 46,5 л/хв. для насосів типу НШ-32А і НШ-50А відповідно, а мінімально припустима продуктивність (подача) насоса при частотах обертання валу $n = 500 - 600 \text{ хв.}^{-1}$ становить 18 і 24 л/хв. для насосів НШ-32А і НШ-50А відповідно.

В процесі роботи насоса деталі качаючого вузла сприймають різні навантаження, які обумовлюють зміну геометричних розмірів їх робочих поверхонь.

Статичне навантаження L_r на підшипникову обойму, що виникає в процесі роботи гідронасоса, визначається з вираження [13]:

$$L = f \cdot \Delta P = b \cdot d_r \cdot \Delta P, \quad (1.1)$$

де f – проекція бічної площі шестерні;

d_r – діаметр окружності головок шестерні.

ΔP – перепад тиску робочої рідини між забірною і нагнітаючою порожнинами (МПа).

Від дії цієї сили змінюється радіус і геометрія посадкових місць під цапфи, з'являється овальність і конусність в отворах, які приводять до биття шестерень і порушенню співвісності передачі, що спричиняє збільшення амплітуди пульсацій робочої рідини, а також до зниження тиску, що нагнітається, і подачі в цілому.

Крім зазначеного навантаження на шестерні діють сили, обумовлені обертаючим моментом і які визначаються за формулою [13]:

$$P_x = \frac{2 \cdot M}{d}, \quad \text{де} \quad M = 716,2 \frac{N}{n}, \quad (1.2)$$

З урахуванням сил реакції від обертаючого моменту величина рівнодіючої радіальних сил, що діють на шестерні, обчислюється за виразом [14]:

$$L_p = 0,85 \cdot p \cdot b \cdot d_r, \quad (1.3)$$

Ці сили діють у напрямку, перпендикулярному осі обертання шестерень, що приводить до збільшення радіального зазору, биттю цапф, збільшенню погрішності в евольвентному зачепленні.

При обертанні зубчастих коліс виникає також сила, що діє в напрямку, паралельному осі обертання (осьова сила), яка притискає торці шестерень до платиків. Величина цієї сили визначається по формулі [14]:

$$L_{PP} = f_1 \cdot p_{n2} - f_2 \cdot p_{cp}, \quad (1.4)$$

де p_{n2} – тиск нагнітання;

p_{cp} – середній тиск у щілині ущільнення;

f_1 – площа притиску;

f_2 – площа торця платика, на яку діє тиск p_{cp} .

Із формули (1.4) випливає, що зі збільшенням тиску p_{n2} зусилля притиску зростає. Крім того, конструктивні особливості круглого шестеренного насоса додатково забезпечують підтискання платиків торцевого ущільнення до шестерень. Тобто, у загальному випадку, осьова сила відіграє позитивну роль у процесі роботи гідронасоса, забезпечуючи зменшення торцевого зазору й зниження величини внутрішніх витоків. Негативна дія сили, спрямованої уздовж осі обертання, проявляється в тому, що вона сприяє збільшеному зношуванню робочої поверхні платика.

Таким чином складові усіх сил, які діють на основні деталі гідронасоса, спрямовані перпендикулярно (радіальні) і паралельно (осьові) осі обертання шестерень.

Корпус гідронасоса виготовлений з алюмінієвого сплаву АЛ-11, проходить термообробку для досягнення твердості НВ 76...107 [8, 15, 16]. Допуск на розмір поверхні під ущільнювальне кільце й манжету перебуває в межах 0...0,023 мм.

Підтискна й підшипникові обойми виготовляються зі сплаву АМКО-8-1-3 або АМО-7-3. Допуск на розмір зовнішньої поверхні обойми становить 0,05...0,14 мм. Відхилення від форми поверхонь, сполучених з головками зубів, не більш 0,04 мм, а допуск на розмір поверхні паза під платик перебуває в межах 0...0,05 мм.

Шестерні гідронасосів виготовляються зі сталі 18ХГТ, потім піддаються цементації на глибину 0,9...1,5 мм і гартуються до твердості НРС 58...62. Допуск на розмір цапф перебуває в межах 0,045...0,06 мм. Відхилення геометричної форми поверхонь головок зубів не більш 0,03 мм. Відхилення розміру вінця шестерні по ширині не більш 0,02 мм. Допуск на ширину шліца перебуває в межах 0,035...0,1 мм [8, 16].

У якості матеріалу для платиків можуть використовуватися бронзи БрОС 5-25, БрОЦС-5-5-5. Відхилення розміру платика по ширині коливається в межах 0,03...0,06 мм [8, 16].

Проведений аналіз умов роботи насоса та його конструктивних особливостей показав, що для забезпечення його надійності необхідно чітко дотримуватись технічних вимог на експлуатацію. А для відновлення його роботоздатності потрібно звертатись до спеціалізованих підрозділів.

1.3 Аналіз існуючих технологій ремонту насосів

Аналіз експертних оцінок показує, що в процесі експлуатації у шестеренчастих насосів типу НШ-К зношуються: підшипникова та підтискна обойми; шестерні (по поверхням цапф та по зовнішньому діаметру); платики

(по поверхням, що дотикаються до торців шестерень). Виходять з ладу також гумові ущільнення [9, 16, 17, 18].

Відновлення підшипникової та підтискної обойм. Зношені поверхні напівотворів під цапфи шестерень розточують, зберігаючи міжосьову відстань. В підтискних обоймах разом з обробкою напівотворів розточують радіальні поверхні під відповідний ремонтний розмір, і після чого фрезерують площину роз'єму напівкілець підтискної та підшипникової обойм до ремонтних розмірів. Поверхні колодязя та напівотвори під компенсаційні втулки розточують на горизонтально-фрезерному верстаті спеціальною оправкою в спеціальному пристрої одночасно у всіх обоймах даної партії [16].

Торці підтискної обойми фрезерують, знімаючи шар металу в 0,15...0,20 мм, з метою усунення затискання її між кришкою та корпусом, даючи тим самим можливість вільно пересуватись їй під час роботи насосу.

Спосіб ремонту підтискної та підшипникової обойм під ремонтний розмір є простим та дешевим. Але цей спосіб має ряд недоліків:

- при обробці деталей під ремонтний розмір знижується їх ресурс і, звісно, знижується ресурс насосу в цілому;
- при розточуванні колодязю обойм та напівкілець під цапфу шестерень збільшується їх розмір, що потребує встановлення збільшених ремонтних шестерень, а це робить неможливим використання шестерень, що були в експлуатації;
- використання нових чи відновлених ремонтних шестерень значно підвищує вартість ремонту насосу в цілому.

Обойми також можна відновлювати наплавленням зношених місць під цапфами. У підтискної обойми також наплавляють робочу поверхню вкладиша. Відновлення проводять електродуговим наплавленням спеціальним порошковим дротом в середовищі аргону. Після цього обойму оброблюють під номінальний розмір, виконуючи при цьому операції механічної та слюсарної обробки [16].

Цей спосіб відновлення є більш продуктивним та вигідним, але при дії температури на обойми може змінюватись структура їх кристалічної решітки, що призводить до руйнування обойм та інтенсивного їх зношення.

Компенсувати знос місць під цапфами шестерень підшипникової та підтискної обойм можна за допомогою втулок виготовлених з бронзи. Але велика трудомісткість та складність виготовлення втулок обмежує їх використання. Відновлення нормальних розмірів обойм можливе також постановкою додаткових деталей з полімерних матеріалів. Місця під вставки розточуються, і в них запресовуються полімерні напівкільця. Запресування проводиться за допомогою спеціальних прес-форм, виготовлених за високим класом чистоти та точності.

Недоліком способу є необхідність виготовлення пресформ, які досить дорого коштують.

Перевагами способу є виключення механічної обробки напівкільць після запресування. Використання напівкільць з полімерних матеріалів зменшує знос деталей качаючого вузла. Крупні механічні частинки, що потрапили в насос, вдавлюються в полімер і не руйнують поверхні деталей, а це в свою чергу збільшує ресурс та довговічність насосу.

Відновлення шестерень. В шестерні бувають зноси цапф, торцевої поверхні та головок зубців шестерень по колу [19, 20].

Зноси зубців по товщині незначні і практично не впливають на роботу гідронасосу. На торцевих поверхнях і цапфах відмічені кільцеві риски, що вказує на наявність в робочій рідині абразивних частинок.

Незначні зноси шестерень в межах товщини термообробленого шару дозволяють відновити їх шліфуванням зношених поверхонь цапф, торців та зовнішньої поверхні головок зубців шестерень під ремонтні розміри.

Недоліком даного способу є зменшення ресурсу шестерні; шліфування під ремонтний розмір можливе лише при незначних зносах, так як є всього два ремонтні розміри через 0,2 мм.

При виході розмірів шестерні за граничні значення, її відновлюють електrolітичними способами або вібродуговим наплавленням з послідуною

термічною та механічною обробкою. Але даний спосіб відновлення не знайшов широкого застосування в ремонтному виробництві через значну собівартість та використання складного обладнання.

Відновлення платиків. Зношені в місцях контактів торців шестерень платики шліфують під ремонтні розміри по товщині в спеціальних пристроях на плоскошліфувальному верстаті або фрезерують [16, 21].

Недоліком способу являється зменшення товщини платику і збільшення зазору між платиком і посадочним місцем під нього в підтискній обоймі, що потребує постановки додаткової пластини. Також постановка компенсаційної пластини зменшує довговічність платику і насоса в цілому.

Проведений аналіз існуючих технологій показав, що для деталей спряжень качаючого вузла насоса в більшості застосовується спосіб ремонтних розмірів. Останній характеризується видаленням слідів спрацювання робочих поверхонь деталей механічною обробкою до ремонтного розміру з дотриманням технічних вимог на клас чистоти поверхні, геометричну форму та фізико-механічні властивості.

1.4 Мета та задачі роботи

Гідравлічні насоси шестеренного типу, які застосовуються для видалення рідкої складової гною та його переробки, мають відносно низькі показники експлуатаційної надійності, що обумовлюється умовами його роботи. Перекачування хімічно агресивного середовища (рідкого гною) спричиняє виникнення корозійного зношення, яке суттєво впливає на зниження об'ємного коефіцієнта подачі насоса. Водночас, рідина, що перекачується насосом, характеризується значним забрудненням абразивними частинами, які обумовлюють гідроабразивне зношення деталей насоса.

Для відновлення роботоздатності насосів на спеціалізованих підприємствах застосовуються технологічні процеси, які не забезпечують

післяремонтну довговічність насоса і при цьому мають високу собівартість ремонту.

Метою роботи є підвищення якості ремонту гідронасосів типу НШ-К дослідженням ремонтно-технологічних факторів при розробці технології їх ремонту для умов спеціалізованих ремонтних підприємств.

Задачі досліджень.

1. Провести теоретичні дослідження по обґрунтуванню структурних параметрів технічного стану деталей для насосів, що працюють в умовах агресивного середовища.

2. Удосконалити методики мікрометражних досліджень технічного стану деталей, що знижують експлуатаційну довговічність насоса.

3. Розробити способи відновлення деталей, що формують радіальний та торцевий зазор в спряженнях качаючого вузла насоса.

4. Провести лабораторні дослідження з виявлення фізико-механічних властивостей відновлених поверхонь деталей, що лімітують його ресурс.

5. Провести техніко-економічну оцінку результатів досліджень.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПО ОБҐРУНТУВАННЮ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ НАСОСІВ

2.1 Дослідження зазорів сполучень гідронасоса, що визначають його об'ємний коефіцієнт корисної дії

Виходячи із принципу роботи, ресурс насосів НШ-К в основному визначають зазори, що формуються в з'єднаннях «торець шестерні – платик», «цапфа шестерні – обойма», «вершина зуба шестерні – колодязь обойми». Їх зміна в умовах експлуатації обумовлює зростання об'ємних втрат робочої рідини, і, відповідно, коефіцієнта подачі насоса. Згідно з технічними умовами на новий і відремонтований насоси, критерієм відмови насосів є зниження об'ємного ККД за граничне значення, рівне 0,65. Об'ємний ККД нового насоса дорівнює 0,92, а відремонтованого – 0,90.

При цьому необхідно врахувати те, що зазори качаючого вузла насоса будуть обумовлювати різні за величиною об'ємні втрати рідини, так як характеризуються конструктивними особливостями. Так, торцевий зазор в спряженні «торець шестерні – платик» буде залежати від технічного стану системи компенсації торцевого зазору (герметичності манжет платика), радіальний зазор в спряженні «вершина зуба шестерні – колодязь обойми» буде залежати від технічного стану складових системи компенсації радіального зазору (манжета підтискної обойми).

Є очевидним також, що величини зазорів для відремонтованих насосів будуть обумовлюватися фізико-механічними властивостями відновлених поверхонь, які залежать від прийнятого способу відновлення зношеної поверхні, а також від точності і якості механічної обробки відновлених поверхонь.

У табл. 2.1 представлені величини технологічних зазорів гідронасосів НШ-32-А й НШ-50-А, регламентованих у технічних вимогах на капітальний ремонт агрегатів гідроприводів [8].

Таблиця 2.1 – Таблиця розмірів деталей і монтажних сполучень гідронасосів НШ-32-А/ 50-А

Найменування деталей, що сполучаються	Розміри, мм	Натяг (-), Зазор (+), мм	Припустимий зазор у сполученні з новими деталями
	по кресленню	по кресленню	
Глибина поверхонь обойми підтискної обойми сполучених з головками зубів	14,9 ±0,040	Радіальний +0,012* -0,030*	Радіальний
Висота головок зубів шестерні	59 ^{-0,075} _{-0,100}	-	-
Діаметр отвору під цапфи обойми підтискної	30 ^{+0,015}	«Цапфа - підтискна обойма +0,045 +0,075	«Цапфа — підтискна обойма»
Діаметр цапфи шестерні	30 ^{-0,045} _{-0,060}		
Корпус	110 ^{+0,035}	«Корпус-Підтискна обойма» +0,250 +0,375	«Корпус-Підтискна обойма»
Зовнішній діаметр підтискної обойми	110 ^{-0,05} _{-0,14}	-	-
Ширина вінця шестерні	20,04 _{-0,02}	Торцевий** НШ-32-А +0,007* +0,027*	Торцевий** НШ-32-А
Ширина паза під платик	12 ^{-0,020} _{-0,050}	-	-
Ширина вінця шестерні	31,04 _{-0,02}	Торцевий** НШ-50-А +0,007* +0,027*	Торцевий" НШ-50-А
Ширина паза під платик	12 ^{-0,020} _{-0,050}		

Примітка: * - розрахована за даними заводу «Гідросила» і власних досліджень;

** - отриманий розрахунковим шляхом (по розмірному ланцюгу).

При розрахунках торцевого зазору круглого шестеренного гідронасоса за допомогою технологічного розмірного ланцюга за методикою [22] враховувалося, що цей зазор складається з наступних параметрів (рис. 2.1): розмірів платиків, ширини пазів під платики, ширини шестерні.

Як видно із рис. 2.1, до двох торців шестерень прилягають два платика, тобто при розрахунках торцевого зазору необхідно розглядати дві замикаючі ланки. З метою виключення одного з невідомих, розмірний ланцюг був розбитий на два, і після визначення допуску на величину відстані між

платиками-замикачами безпосередньо розрахована величина торцевого зазору.

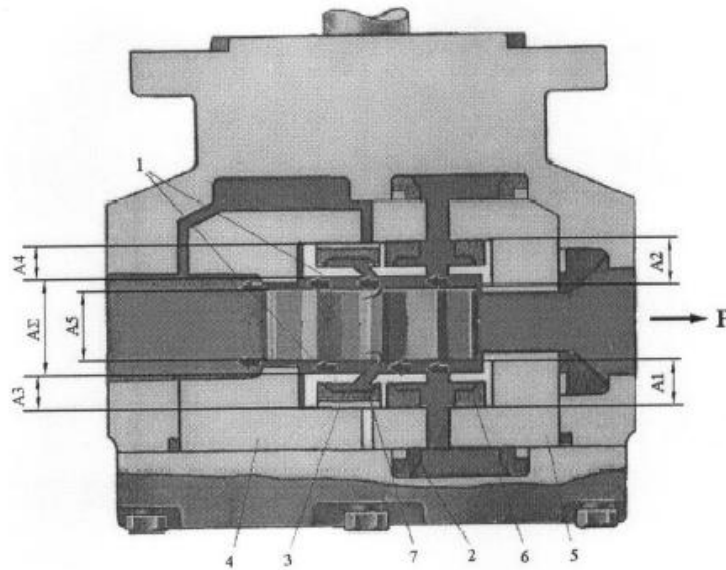


Рис. 2.1 – Схема для розрахунків торцевого зазору [2]:

A1 – ширина посадкового паза під лівий (нижній) платик; A2 – ширина посадкового паза під правий (верхній) платик; A3 – товщина лівого (нижнього) платина; A4 – товщина правого (верхнього) платика; A5 – ширина шестерні; AΣ – відстань між платиками (замикаюча ланка)

Розрахунок розмірного ланцюга проведений для визначення технологічного (вихідного) і найбільшого (динамічного) торцевого зазору за максимальними значеннями допусків і зношення деталей, що входять у ланцюг.

Рівняння розмірного ланцюга для розрахунків відстані між платиками (рис. 2.2) має вигляд:

$$A_2 = A_1 + A_5 - A_3 - A_4, \quad (2.1)$$

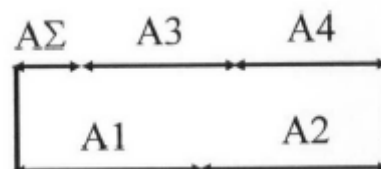


Рис. 2.2 – Схема розмірного ланцюга для визначення відстані між платиками

За результатами розрахунків встановлено, що вихідний технологічний зазор перебуває в межах 0,007-0,027 мм, а допустимий технологічний зазор у з'єднанні, утворений зношеною деталлю з новою, рівний 0,027 мм.

Далі необхідно визначити допустимі і граничні зношення робочих поверхонь деталей і зазорів в з'єднаннях качаючого вузла насоса.

Як відомо, допустимими називаються зазори, при яких з'єднання буде працювати протягом передбаченого міжремонтного періоду або до граничного стану. Граничними називаються зазори, при яких гідронасос знімається з експлуатації, а з'єднання підлягає відновленню.

Як уже було сказано в [1], являються нерегламентованими допустимі і граничні значення зношення робочих поверхонь деталей і допустимі й граничні значення зазорів, а регламентований тільки допустимий стан насоса за критерієм об'ємного коефіцієнта корисної дії η_o :

$$\eta_o = 1 - \frac{Q_{вит.}}{Q_m} \leq 0,65, \quad (2.2)$$

де $Q_{вит.}$ – величина об'ємного внутрішнього витоку рідини, $см^3 / хв.$;

Q_m – об'ємна теоретична подача рідини насосом, $см^3 / хв.$

Тому для оцінки ресурсу гідронасоса і планування експериментів нам необхідна інформація про допустимі зазори, при яких виконується умова (2.2), а також про граничні значення η_o при граничних зазорах.

Для розв'язку даного завдання, насамперед, проведемо дослідження закономірності зміни внутрішнього витоку рідини в гідронасосі залежно від динаміки зношування з'єднань.

Як відомо з [14], об'ємний сумарний внутрішній витік рідини за один оберт $\sum Q_{ВИТ}$ ($см^3 / об.$), при встановленому зовнішньому навантаженні, нормальних умовах експлуатації, записується у вигляді:

$$\sum Q_{ВИТ} = Q_T - Q_{\Phi} \quad (2.3)$$

де Q_T – об'ємна теоретична подача рідини насоса за один оберт, $см^3/об.$;

Q_{Φ} – об'ємна фактична подача насоса за один оберт, $см^3/об.$

Динаміку об'ємного внутрішнього витоків рідини в гідронасосі $\sum Q_{ВИТ}$ в першому наближенні, можна записати у вигляді [14]:

$$\sum Q_{ВИТ} = Q_0 + v_{u1}t^{\alpha_1} + v_{u2}t^{\alpha_2} + \dots + v_{un}t^{\alpha_n} \approx Q_T + Q_P + Q_E + Q_{Ц}, \quad (2.4)$$

де Q_0 – об'ємний витік рідини в новому гідронасосі, $см^3$;

v_{u1}, \dots, v_{un} – швидкості наростання витоків у з'єднаннях гідронасоса;

t – час експлуатації насоса, мото-год.;

$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ – показники ступеня функції зростання витоків;

Q_T – витік через торцевий зазор, $см^3$;

Q_P – витік через радіальний зазор, $см^3$;

Q_E – витік через евольвентне зачеплення, $см^3$;

$Q_{Ц}$ – витік через з'єднання цапфа – обойма підтискна, $см^3$.

Витоків через торцевий зазор (рис. 2.3):

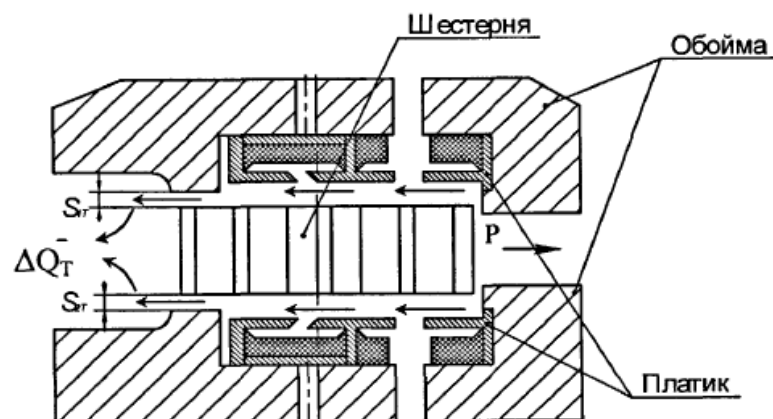


Рис. 2.3 – Схема витоків через торцевий зазор: P – тиск на виході, МПа

$$Q_T = \frac{\Delta P \cdot S_T^3 (\phi_n - \phi_6)}{(12\mu \ln R_1/r_1)} = k_1 \cdot S_T^3, \quad (2.5)$$

де ΔP – падіння тиску, МПа;

$S_T = S_{1T} + S_{2T}$ – торцевий зазор у сполучених деталях (рис. 2.6);

ϕ_n і ϕ_6 – кут камери нагнітання і всмоктування;

R_1 і r_1 , – радіуси зовнішньої і внутрішньої границь торцевого зазору;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості.

Витоки через радіальні зазори, що виникають у зоні контакту шестерень по зовнішньому діаметру і колодязів підтискної обойми (рис. 2.4), визначаються за формулою [14]:

$$Q_P = \left(\frac{\Delta P \cdot S_p^3}{12\mu \cdot z \cdot l_3} - \frac{R_a \cdot \varpi \cdot S_p^3}{2} \right) \cdot b = k_2 \cdot S_p^3, \quad (2.6)$$

де S_p – радіальний зазор;

z – число зубів шестерні;

l_3 – довжина дуги зуба по окружності виступів шестірень;

R_a – радіус окружності виступів;

b – ширина зуба.

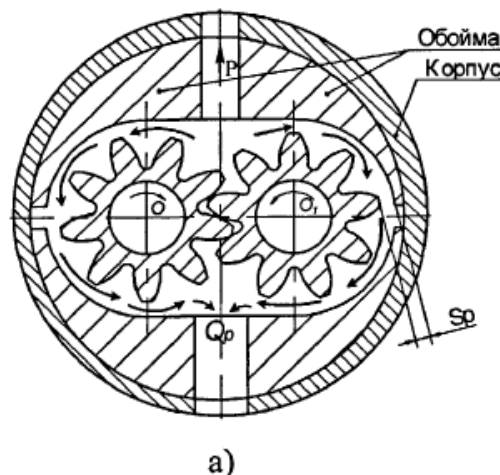


Рис. 2.4 – Схема витоку через радіальні зазори: P – тиск на виході, МПа

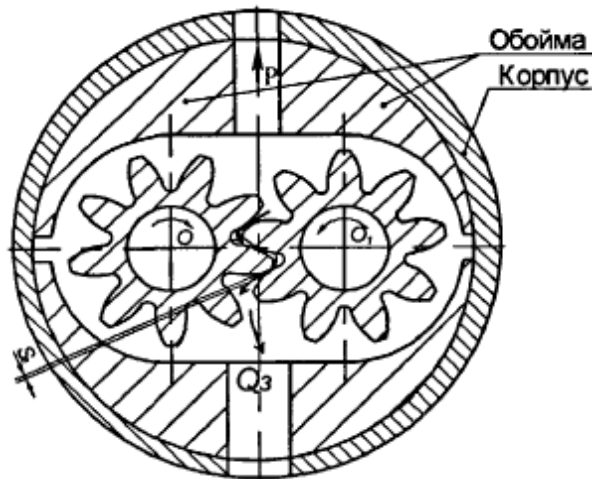
Витоки через евольвентне зачеплення зубів (рис. 2.5) визначаються за виразом [14]:

$$Q_E = \Delta P \cdot S_3^3 \cdot b / (48 \cdot \mu \cdot l) = k_3 \cdot S_3^3, \quad (2.7)$$

де S_3 – зазор по лінії контакту зубів, що перебувають у зачепленні;

b – ширина шестерні;

l – довжина лінії змінання по поверхні зубів.



б)

Рис. 2.5 – Схема витоку через евольвентне зачеплення: P – тиск на виході, МПа

Витоки через зону контакту цапф, обойм і корпуса (рис. 2.5) визначаються за формулою:

$$Q_{Ц} = \frac{\Delta P \cdot S_{Ц}^3 (R_0 - r)}{12 \cdot \mu \cdot l_p} = k_4 \cdot S_{Ц}^3, \quad (2.8)$$

де $S_{Ц}$ – зазор у сполученні цапфи з обоймою;

R_0 і r – зовнішній і внутрішній радіуси кільцевого зазору;

l_p – довжина кільцевого зазору.

Більш докладно схему виникнення зазору показано на рис. 2.6.

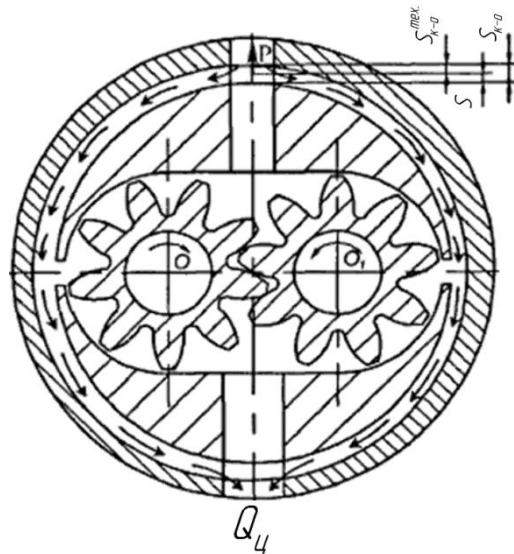


Рис. 2.6 – Схема витіку через зазор «цапфа – напівотвір обойми»:

$S_{к-о}$ – зазор у сполученні «корпус – підтискна обойма», мкм;

$S_{к-о}^{техн.}$ – технологічне (креслярське) значення зазору «корпус – підтискна обойма», мкм; $S_{ц}$ – зазор у сполученні «цапфа – підтискна обойма», мкм

Отже, сумарний внутрішній витік рідини $\sum Q_{ВИТ}$ в круглому шестеренному гідронаосі НШ-К визначиться:

$$\begin{aligned} \sum Q_{ВИТ} = & \frac{\Delta P \cdot S_T^3 (\phi_n - \phi_e)}{(12\mu \ln R_1/r_1)} + \\ & + \left(\frac{\Delta P \cdot S_p^3}{12\mu \cdot z \cdot l_3} - \frac{R_a \cdot \varpi \cdot S_p^3}{2} \right) \cdot b + \\ & + \Delta P \cdot S_3^3 \cdot b / (48 \cdot \mu \cdot l) + \frac{\Delta P S_{ц}^3 (R_0 - r)}{12\mu l_p} \approx \\ & \approx \Delta P \cdot (k_1 \cdot S_T^3 + k_2 \cdot S_p^3 + k_3 \cdot S_3^3 + k_4 \cdot S_{ц}^3), \end{aligned} \quad (2.9)$$

З рівняння (2.9) випливає, що за інших рівних умов швидкість витіку рідини через зазори насоса пропорційна їхній величині в третьому ступені,

коефіцієнту k_i і різниці тисків у порожнині нагнітання і у порожнині всмоктування.

Розрахунки по формулі (2.9) сумарного витоку рідини показують, що частка витоку через евольвентне зачеплення становить не більше 0,5 %, і тому цим параметром при подальших експериментальних дослідженнях можна зневажити.

2.2 Структурний аналіз надійності насоса

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

Розробимо структурну схему розбирання насоса (рис. 2.7) і визначимо коефіцієнт доступності деталей. Він визначається за виразом:

$$K_{Дj} = 1 - \frac{x_j^1 - 1}{x_j^1}, \quad (2.10)$$

x_j^1 – сума всіх знятих деталей;

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

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

Тоді коефіцієнт доступності для задньої кришки складе:

$$K_{Д} = 1 - \frac{4-1}{4} = 0,25$$

Враховуючи те, що коефіцієнт доступності знаходиться в інтервалі $0 < K_{Д} \leq 1$, можна сказати, що підтискна обойма належить до важко доступних деталей.

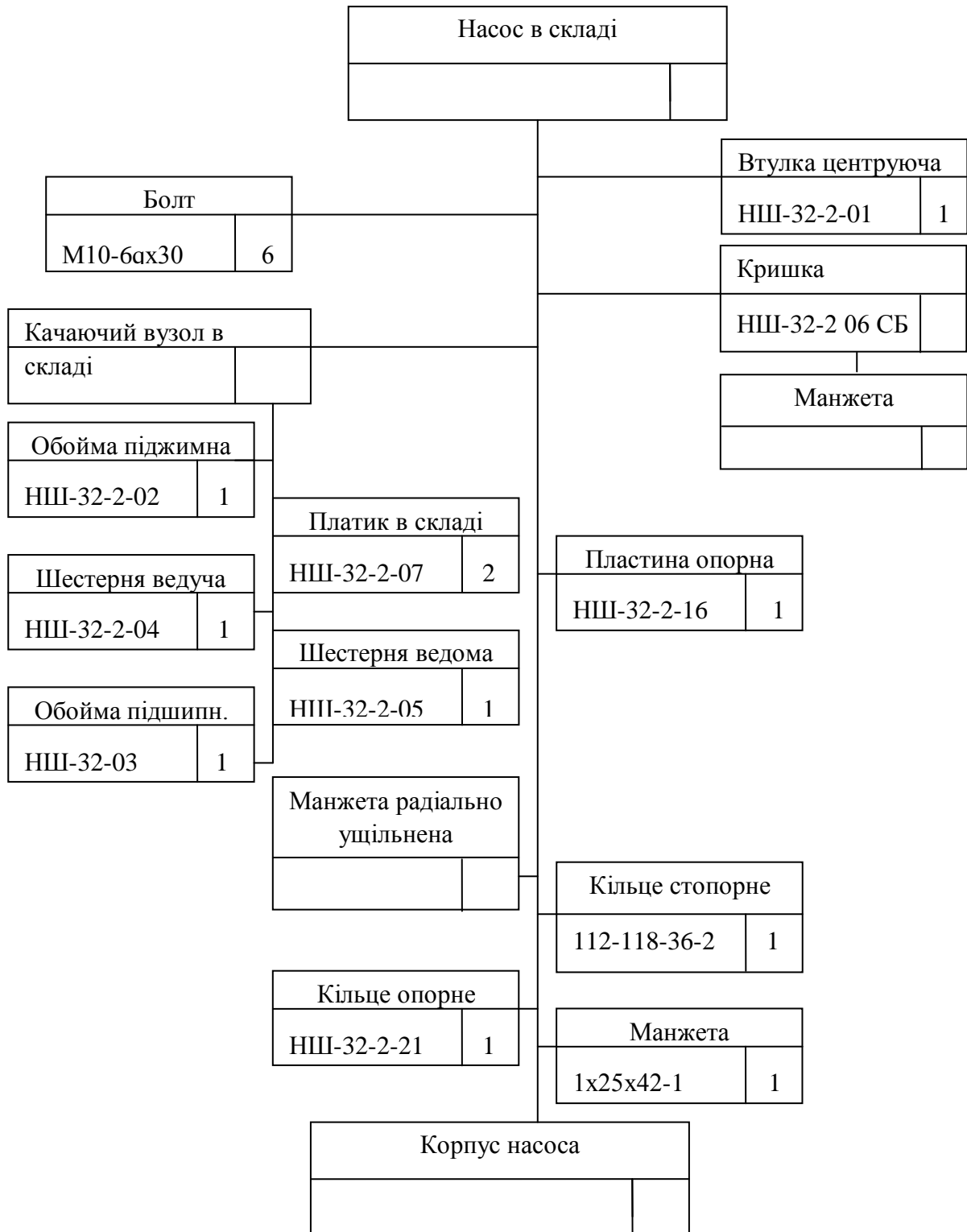


Рис. 2.7 – Структурна схема розбирання насоса

Для доступу до шестерень необхідно зняти шість деталей (болт, кришка верхня, прокладка, качаючий вузол в складі, обойма підтискна, платик). Коефіцієнт доступності для неї складе $K_d=0,17$ і вказує на складну доступність до шестерень. Коефіцієнт доступу до качаючого вузла складе 0,33.

Таким чином структурний аналіз насоса показав, що коефіцієнт доступності до деталей в процесі ремонту знаходиться в інтервалі $0,1 \dots 0,33$, що вказує на конструктивну складність для умов відновлення роботоздатного складу.

Висновки по розділу.

1. Сумарний внутрішній витік рідини $\sum Q_{ВИТ}$ в круглому шестеренному гідронаосі НШ-К обумовлюється, за умови інших рівних умов, швидкістю витоку рідини через зазори насоса, яка пропорційна їхній величині в третьому ступені і різниці тисків у порожнині нагнітання і у порожнині всмоктування.

2. Структурний аналіз конструкції насоса показав, що коефіцієнт доступності до деталей в процесі ремонту, які в першу чергу обумовлюють його роботоздатність, знаходиться в інтервалі $0,1 \dots 0,33$, що вказує на конструктивну складність для умов відновлення їх роботоздатного стану.

3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Методика мікрометражних досліджень деталей качаючого вузла насоса

Повну картину про характер зношування можна одержати, використовуючи дані мікрометражного дослідження. Крім цього, даним способом можна виявити вплив відхилення основних параметрів розмірних ланцюгів на зношення і дефекти основних деталей у виробничих умовах.

При виборі засобів виміру враховували їхні метрологічні і економічні показники. Узагальнюючим показником при виборі інструменту була похибка при вимірі.

Були досліджені шестерні, платики-замикачі, підшипникові та підтискні обойми гідравлічних шестеренних насосів.

Насоси розбиралися, деталі промивалися в мийній машині й просушувалися. У якості засобів вимірювання використовувалися наступні інструменти: для цапф шестерень, ширини торців шестерень – важільний мікрометр МРП - 25-50 з точністю виміру 0,001 мм; для платиків – важільний мікрометр МРП - 0-25 з точністю виміру 0,001 мм; радіус посадкових місць під зуби шестерні – пристосування (рис. 3.1) з точністю 0,001 мм, розроблене в роботі [16].

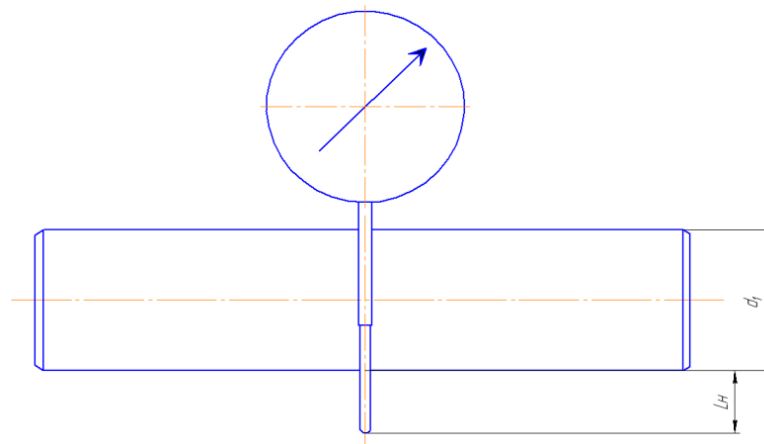


Рис. 3.1 – Прилад для визначення радіуса колодязів напівобойми

Зовнішній діаметр шестерень вимірювався за допомогою індикаторного столика з індикаторною головкою точністю до 0,001 мм (рис 3.2.).

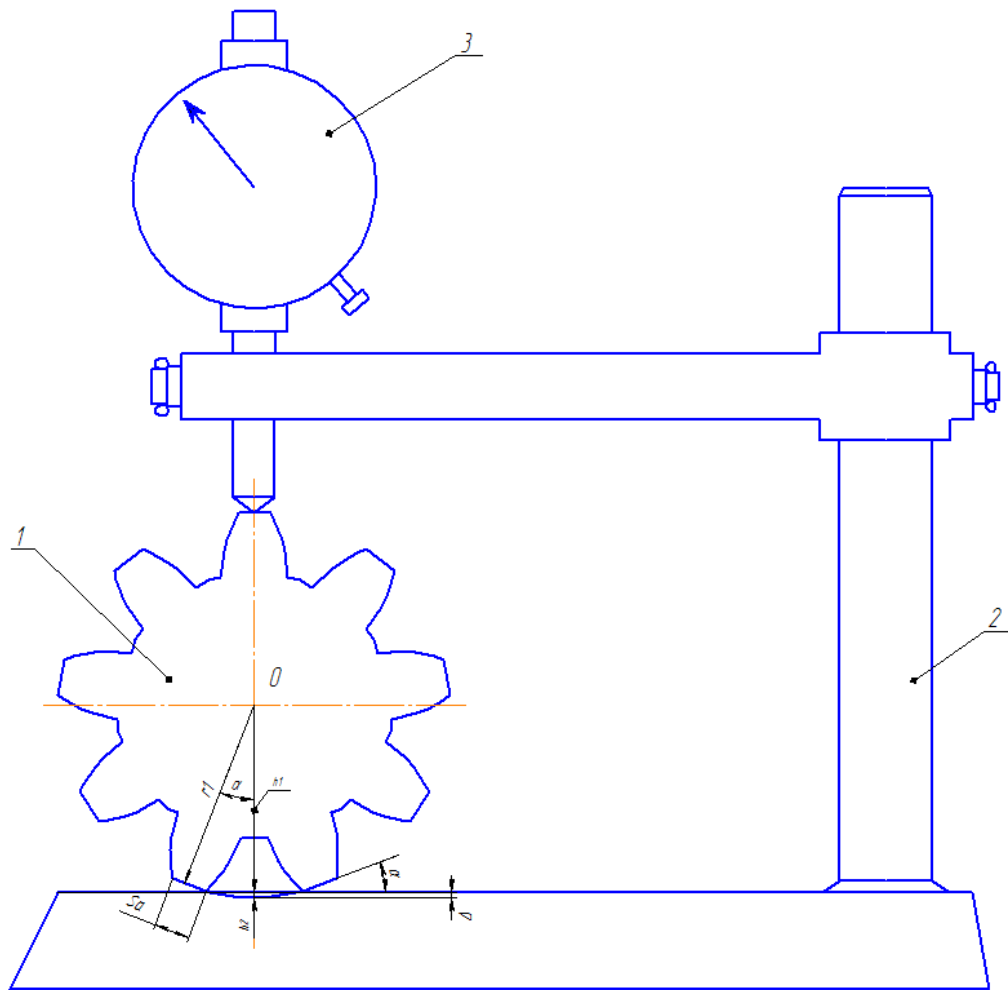


Рис. 3.2 – Схема виміру шестерні

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

Вимір зовнішніх діаметрів шестерні проводився в відповідності до рис. 3.3. У процесі роботи вимірялися цапфи шестірень, у двох взаємно перпендикулярних площинах (0 і 90°), для визначення еліпсності і у двох перетинах для визначення конусності (рис. 3.4).

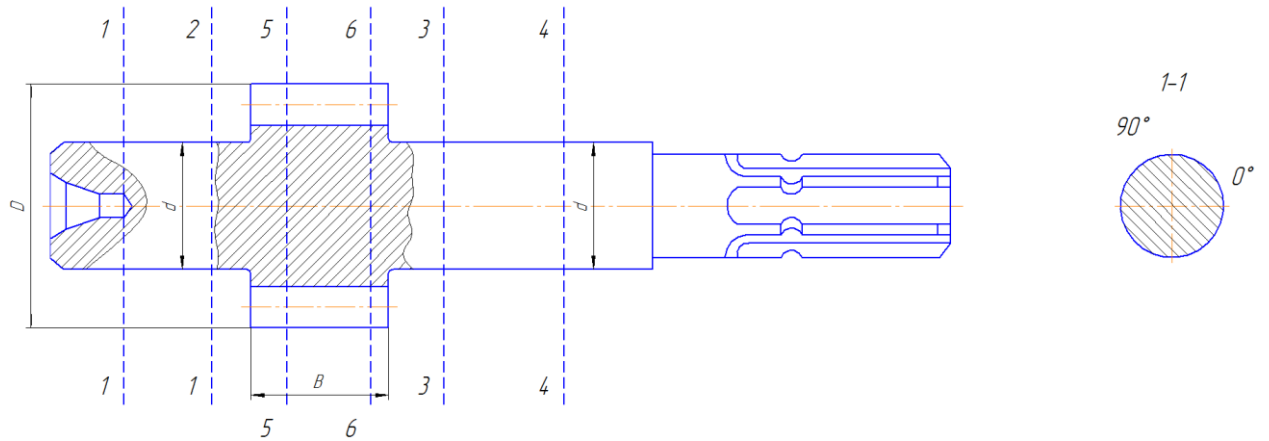


Рис. 3.3 – Схема виміру вала шестерні

Зокрема, замірялися внутрішні цапфи (пер. 1-1 і пер. 2-2) і зовнішні цапфи (пер. 3-3 і пер. 4-4).

Ширина торця шестірні (B) вимірялася по кожному зубу по колу, і знаходилося максимальне й мінімальне значення. Зовнішній діаметр шестірні визначався також по кожному зубу й у двох перетинах (пер. 5-5 і пер. 6-6 на рис 3.3) і знаходилося мінімальне й максимальне значення.



Рис. 3.4 – Вимірювання цапф шестерень в двох площинах та двох поясах (рис. 3.4)

Пластики вимірялися у двох положеннях – товщина зношеної (пер. 1-1) і незношеної (пер. 2-2) поверхні Л (рис. 3.5, 3.6).

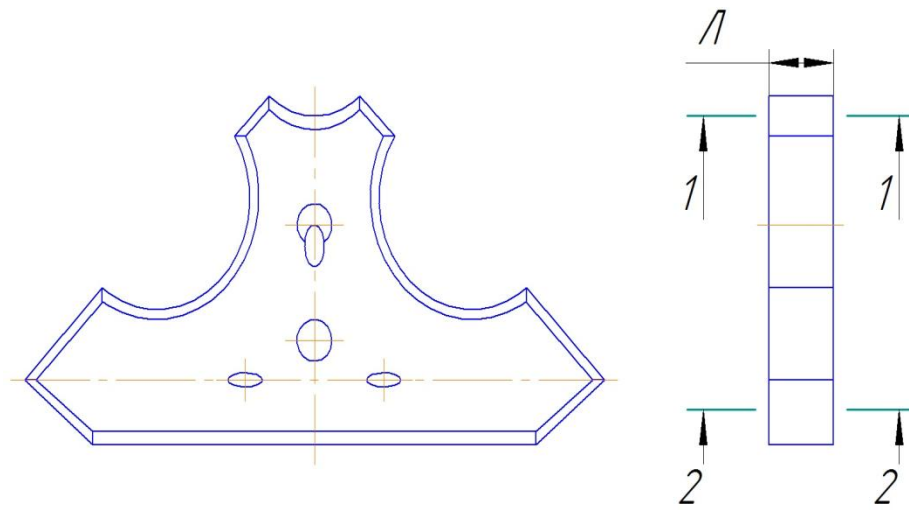


Рис. 3.5 – Схема виміру платика



Рис. 3.6 – Контроль розміру товщини платика

Підшипникова обойма вимірялася (радіуси колодязів R) у двох площинах 1-1 і 2-2 (рис. 3.7) для визначення конусності.

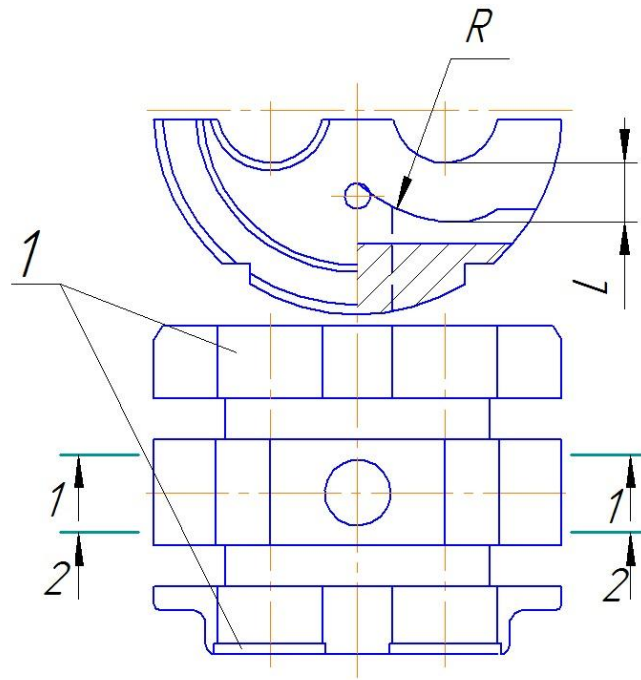


Рис. 3.7 – Схема виміру обойми

Підшипникова обойма вимірялася (радіуси колодязів R) також у двох площинах.

Для визначення радіуса колодязя обойми під шестірні R використовувався прилад, розроблений в роботі [16] і представлений на рис. 3.2.

Дефекти поверхневого шару (задири корпусу, ризки на цапфах і платиках) визначалися зовнішнім оглядом.

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

3.2 Методика пластичної обробки поверхонь підтискної обойми

Для відновлення радіального зазору в качаючому вузлу насоса передбачається відновлення робочих поверхонь підтискної обойми, яка

компенсує радіальний зазор в процесі роботи насоса, що обумовлює її зношення.

Технологічний процес відновлення підтискної обойми включає в себе підготовку поверхонь деталі, знежирення та видалення окисної плівки, так як деталь виготовлена із сплаву АМКО-8-1-3. Після чого робочі поверхні обойми, що працюють з зубом шестерні, обробляються пластичним деформуванням. Для цього застосовується спеціальна оправка з корончатими вдавлювачами, які розміщуються по сектору, який охоплює робочу поверхню обойми (рис.3.8).

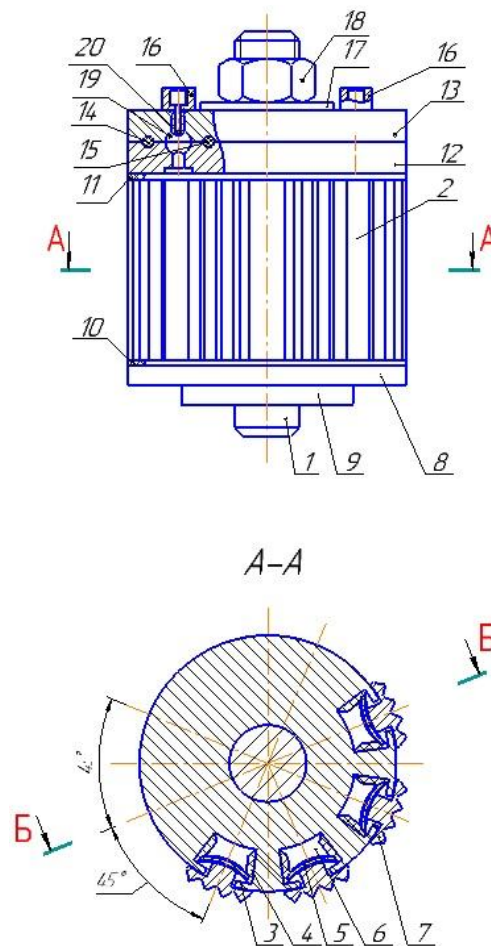


Рис. 3.8 – Оправки для проведення пластичної деформації поверхні підтискної обойми: 1 – вісь; 2 – циліндричний корпус; 3 – паз; 4 – манжети 4; 5 – пружна сталевна пластина; 6 – камера; 7 – вдавлювач; 8 – пластина; 9 – кільцевий упор; 10, 11 – прокладки; 12 – розподільник; 13 – кришка; 14, 15 – ущільнювальні кільця; 16 – штуцер; 17 – шайба; 18 – гайка

Після проведення пластичного деформування проводиться повторне знежирення робочої поверхні деталі, і після просушки отримані пази заповнюються епоксидною композицією, наповнювачем якої є мілкодисперсний порошок з того ж матеріалу, що і підтиска обойма.

Для термофіксації полімерної композиції деталь витримують в муфельній печі в інтервалі температур 120-200 °С на протязі чотирьох годин.

Відновлена робоча поверхня підтискної обойми механічно оброблюється розточуванням з застосуванням борштанги. Розточування проводиться під номінальний розмір, якщо буде новий комплект шестерень у насоса, або під один із ремонтних розмірів Р1 або Р2, в залежності від того, якого ремонтного розміру буде комплект шестерень.

Поєднання пластичного деформування з полімерною композицією дає можливість забезпечити міцнісні показники робочої поверхні за рахунок витискання матеріалу деталі в сторону зменшення радіуса зношеної поверхні, а полімерна композиція міцно фіксується в пазах. Після механічної обробки отримується поверхня з заданими міцнісними показниками, а полімерна композиція забезпечує поглинання міцних абразивних частиць, розмір яких перевищує радіальний зазор, що забезпечить зростання ресурсу роботи насоса.

3.3 Методика проведення модифікування поверхонь деталей насоса

В технологічних процесах ремонту насоса модифікації НШ-К на спеціалізованих підприємствах у 80 % застосовується спосіб ремонтних розмірів для відновлення платика замикача і робочих поверхонь веденої і ведучої шестерень. Спряження даних деталей формують торцевий зазор в качаючому вузлі насоса, геометричні розміри якого суттєво впливають на об'ємну подачу насоса.

При цьому необхідно врахувати, що насоси працюють в агресивному середовищі (перекачують продукти рідкої фракції гною тваринницьких

ферм), що призводить до появи корозійного зношення у деталей качаючого вузла.

Одним із заходів, який забезпечить зменшення корозійного зношення і одночасно динаміки зростання торцевого зазору, являється оброблення робочих поверхонь деталей мийно-модифікуючим розчином: лугу $NaOH$ – 180 – 200 г / л, силікат натрію Na_2SiO_3 – 50 – 70 г / л, триетаноламіну $(HOCH_2CH_2)_3N$ – 15 – 18 г / л [23].

Технологічний процес модифікації робочих поверхонь деталей насоса представлено на рис. 3.9.

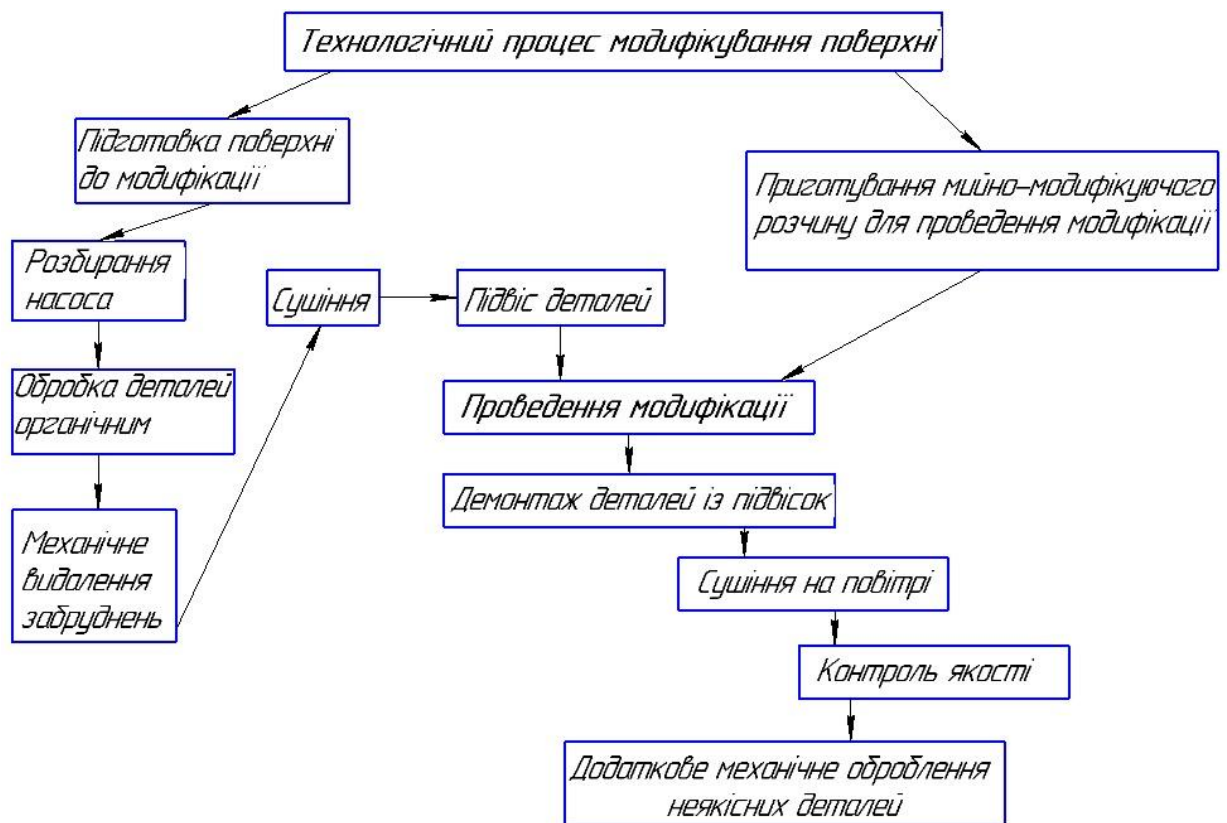


Рис.3.9 – Схема технологічного процесу модифікування поверхні

Підготовка поверхні деталі включала: розбирання насоса; промивання деталей шестеренного насоса з використанням суміші рідких вуглеводнів уайт-спіритів; механічне видалення продуктів забруднення; сушіння деталей.

Приготування робочого розчину заключалось у змішуванні при кімнатній температурі лугу $NaOH$ – 180–200 г/л, силікат натрію Na_2SiO_3 – 50–70 г/л, триетаноламіну $(HOCH_2CH_2)_3N$ – 15–18 г/л. Оптимальний склад компонентів модифікуючого розчину включає рідке скло – 6,8 %, луг – 19,9 %, триетаноламін – 1,6 %.

Обробка деталей у розчині. Однією із необхідних умов при проведенні операції модифікування було підтримання в робочій ванні температури кипіння протягом 2 годин. Під час кип'ятіння поверхні очищаються від забруднень, і представляють собою високомолекулярні фракції складових розчину. На цій стадії на поверхні деталей в результаті хімічної взаємодії компонентів миючо-модифікуючого розчину із залізвуглецевими сплавами проходить модифікація поверхні.

Після кип'ятіння деталі вилучають із ванни, та проводиться їх сушіння на повітрі.

Контроль якості покриття проводився візуально. Поверхні зі здуттями, порами, скупчення конгломератів відбраковувалися.

3.4 Методика визначення триботехнічних характеристик деталей насоса

Триботехнічні випробування проводяться відповідно до стандарту [24]. Його дія поширюється на відновлені деталі рухомих з'єднань та встановлює загальні положення методів оцінки їхньої зносостійкості.

Проводяться порівнювальні експрес-випробування, сутність яких полягала у визначенні співвідношення зношування «еталонних», відновлених пластичним деформуванням та модифікованих водним розчином на основі силікату натрію деталей. Випробування проводили при оптимальних навантаженнях.

Випробування для пар тертя «підтискна обойма – зуб шестерні» та «платик-замикач-торець шестерні» проводили по типу «ролик-колодка». Загальний вигляд та розміри зразків представлені на рис. 3.10.

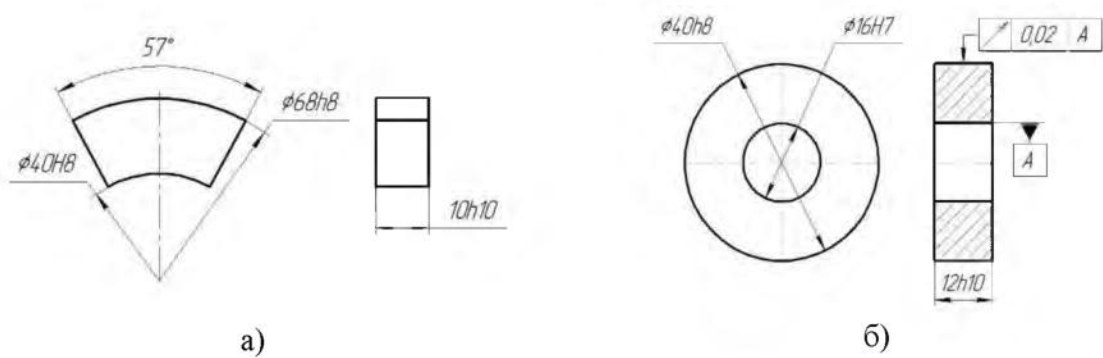


Рис.3.10 – Загальний вигляд та розміри зразків для випробування:
 а) – нерухомий зразок «колодка»; б) – рухливий зразок «ролик»

Випробовування пар тертя проводяться на машині для випробування матеріалів на тертя та знос (СМТ-1М), представленої на рис. 3.11.



Рис. 3.11 – Загальний вид машини тертя СМТ-1М: 1 – підставка; 2 – станина;
 3 – випробувальна камера; 4 – механізм навантаження; 5 – термінал для збору інформації;
 6 – екран для виведення інформації; 7 – силові електропроводи;
 8 – кнопка аварійного відключення

Для проведення триботехнічних випробувань пар тертя в якості матеріалів для зразків використовували матеріал деталей з'єднання.

Випробування підготовлених зразків проводилися за постійної лінійної швидкості «ролика» ($n = 380 \text{ хв.}^{-1}$), що забезпечує швидкість ковзання пари тертя $0,8 \text{ м/с}$, при фіксованій системі водного розчину.

При цьому поступово збільшувалося навантаження на «колодку» P з кроком $0,1 \text{ МПа}$ і визначалося максимальне попереднє навантаження $P_{M.П.}$, при якому починалося заїдання зразків. Після чого проводилося розвантаження пар тертя з кроком $0,1 \text{ МПа}$, і визначалося оптимальне навантаження P_{on} , при якому коефіцієнт тертя був мінімальним f_{min} .

Випробування пар тертя на зношення проводилися при частоті обертання «ролика» $n = 380 \text{ хв.}^{-1}$ і двох значеннях навантажень на пари тертя: P_{on} – оптимального навантаження, отриманого за результатами приробітку, та $P_{ном}$ – навантаження, що відповідає діючому експлуатаційному навантаженню при номінальних режимах роботи насоса.

3.5 Методика проведення корозійних випробувань

Дослідження взаємодії покриття з робочим середовищем виконувалося згідно з [25]. Суть дослідження полягала у витримуванні зразків у розчині робочого середовища з наступним визначенням втрати маси зразків.

Для дослідження були виготовлені плоскі прямокутні зразки розміром $20 \times 30 \text{ мм}$ та товщиною 5 мм з отвором для підвішування діаметром 3 мм . Центр отвору розташований на відстані 5 мм від верхньої короткої кромки зразка та на рівних відстанях від його довгих сторін.

Поверхню зразків шліфують корундовими паперами з послідовно спадаючою величиною зерна абразиву для надання поверхні гладкого блискучого виду. Розмір зерна абразиву для заключного шліфування має бути в межах $0,8\text{-}1,0 \text{ мкм}$. Гострі кромки торців та отвори перед шліфуванням

згладжують напилком або карборундовим бруском. Після шліфування зразки промивають у струмені водопровідної води з одночасним протиранням фільтрувальним папером, знежирюють етиловим спиртом, промивають дистильованою водою і висушують фільтрувальним папером. Після полірування на частину зразків наноситься покриття.

Перед випробуванням зразки зважують із похибкою не менше $\pm 0,1$ мг. Випробування проводять протягом 10 год. при температурі $(90 \pm 1)^\circ\text{C}$. У дві колби заливають робоче середовище. Об'єм розчину – не менше 10 см^3 на 1 см^2 площі поверхні зразків. Зразки підвішують на гачках зі фторопласту так, щоб верхня та нижня кромки зразка були не менше ніж на 20 мм відповідно від верху та дна колби. Після випробування зразки промивають у струмені водопровідної води, потім дистильованою водою, ретельно висушують фільтрувальним папером або теплим повітрям і зважують на тих же терезах, на яких зважування проводили до випробування.

Висновки по розділу.

1. Розглянуті методики мікрометражу деталей, що лімітують ресурс насоса, можуть бути рекомендовані для їх реалізації на спеціалізованих підприємствах з ремонту гідроагрегатів.

2. Запропоновані методи відновлення роботоздатності деталей качаючого вузла, при їх реалізації в ремонтних підрозділах, не потребують значних матеріальних затрат, що полегшує можливість їх впровадження.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Визначення характеристик зміни структурних параметрів деталей гідронасосів

Дослідження дефектів і характеру та виду зношування деталей гідронасосів проводилось в відповідності з методикою наведеною в підрозділі 3.1.

Узагальнена інформація по технічному стану деталей насоса наведена в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Характерні дефекти шестеренного насоса модифікації НШ-К

Дефект	Коефіцієнт повторюваності	Спосіб усунення
Зношування платиків	1,00	Перешліфовка під ремонтний розмір з модифікацією поверхні
Зношування торців ведучої і веденої шестерень	0,94	Перешліфовка під ремонтний розмір з модифікацією поверхні
Зношування поверхонь обойми під цапфи шестерень	0,73	Пластична деформація з нанесенням епоксидно-полімерної композиції
Зношування веденої шестерні по зовнішньому діаметру	0,58	Перешліфовка під ремонтний розмір з модифікацією поверхні
Зношування ведучої шестерні по зовнішньому діаметру	0,55	Шліфування до чергового ремонтного розміру з модифікацією поверхні
Зношування колодязів підтискної обойми під шестерні	0,48	Пластична деформація з нанесенням епоксидно-полімерної композиції
Зношування цапф ведучої і веденої шестерень	0,31	Перешліфовка під ремонтний розмір з модифікацією поверхні
Порушення герметичності гумових ущільнень	0,21	Заміна ремкомплектів
Зрив різьблення в місцях кріплення патрубків	0,15	Висвердлювання, нарізування ремонтного різьблення
Викрашування зубів шестерень	0,10	Бракувати
Тріщини й задири корпуса	0,05	Бракувати

Детальний аналіз результатів дефектації показав, що у 100% платиків замикачів спостерігається гідроабразивне спрацювання (рис. 4.1).



Рис. 4.1 – Гідроабразивне зношення платика-замикача:

1 – зношення поверхні, що працює з ведучою шестернею;

2 – зношення поверхні, що працює з веденою шестернею

У платика зношується робоча поверхня, що працює з торцевими поверхнями ведучої і веденої шестерень. При цьому в місці контакту платика з ведучою шестернею спостерігається більше зношування поверхні ніж з веденою, що обумовлюється появою перекоосу ведучої шестерні при запуску насосу.

Платик-замикач, за конструктивними особливостями, формує торцевий зазор в sprzęженні «платик-замикач – торець шестерні» в качаючому вузлі насоса, який суттєво впливає на його об'ємний коефіцієнт подачі.

Аналіз технічного стану торцевої поверхні шестерні також вказує на наявність гідроабразивного зношення (рис. 4.2), про що свідчить наявність рисок на поверхні деталі.

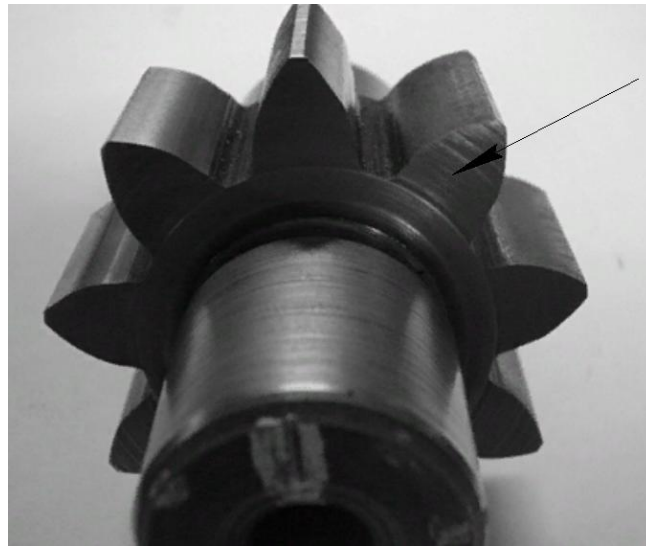


Рис. 4.2 – Гідроабразивне зношення торцевої поверхні шестерні

Статистична оцінка зношення деталей спряження «платик-замикач – торець шестерні», а через них і оцінка торцевого зазору представлена в вигляді графіків емпіричного розподілу зношення поверхонь деталей на рис. 4.3.

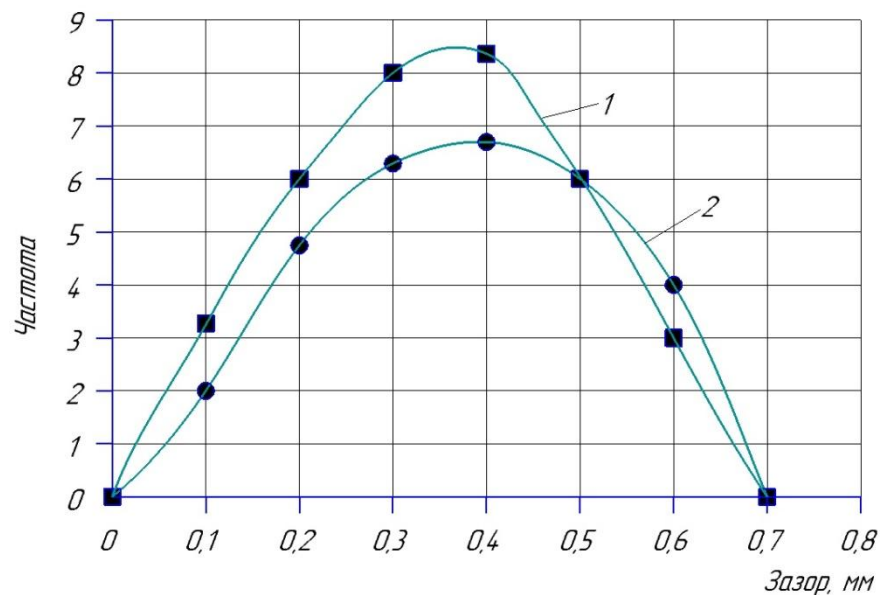


Рис. 4.3 – Характеристики розподілу зміни структурних параметрів деталей шестеренних насосів типу НШ-50-2: 1 – торцевий зазор в спряженні «нижній платик – торець ведучої шестерні – верхній платик»; 2 – торцевий зазор в спряженні «нижній платик – торець веденої шестерні – верхній платик»

Аналіз розподілу зношення структурних параметрів технічного стану деталей, які працюють в спряженні «платик-замикач-торець шестерні» (рис. 4.3), показує, що максимальна кількість деталей має зношення в інтервалі 0,3-0,4 мм, що дає можливість відновити їх, застосувавши спосіб ремонтних розмірів, забезпечивши при цьому необхідну геометричну форму та шорсткість поверхонь.

Зношування колодязів шестерень являє собою збільшення радіуса поверхонь, сполучених з головками зубів шестерень. Даний дефект характеризується тим, що зміна розмірів відбувається нерівномірно по ширині колодязя. Причиною збільшення радіусів колодязів є гідроабразивне зношування останніх, а також механічний вплив вершин зубів шестерень (рис. 4.4).

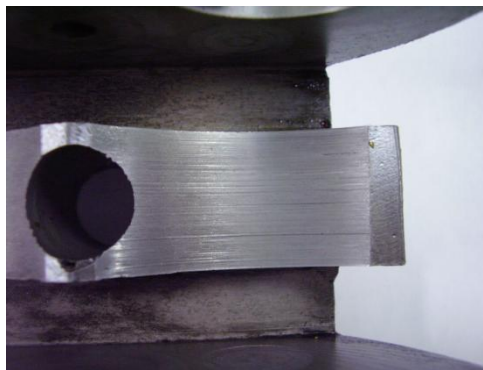


Рис. 4.4 – Характерні види зношування підтискної обойми

У процесі роботи гідронасоса під дією високого тиску підтискна обойма притискається до шестерень за допомогою манжети. Таким чином, компенсується радіальний зазор в парі «підтискна обойма-зуб шестерні» і зазор у сполученні «цапфа – обойма», що є однією з переваг цього типу насосів. Одночасно це приводить до більш інтенсивного зношування колодязів обойми. Крім того, перекошення в установці качаючого вузла приводить до нерівномірного зношування поверхонь під зуб шестерні по ширині. У процесі експлуатації, при використанні робочих рідин з великим забрудненням, відбувається попадання абразивних часток у простір між зубами й обоймою, вкладишем і посадковими напівотворами.

Зношення вершини зубів шестерні, а також і цапф має гідроабразивний вид (рис. 4.5).

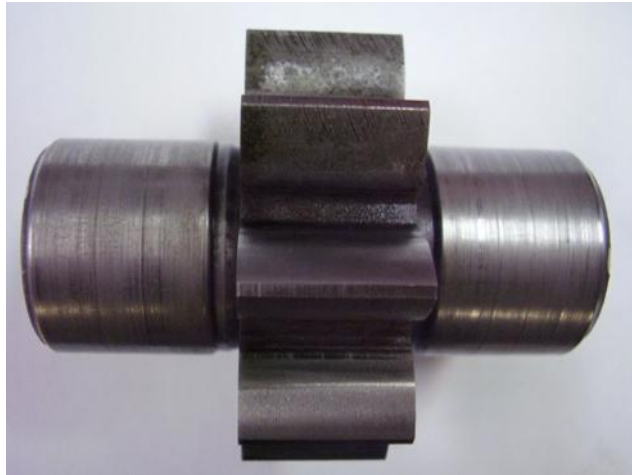


Рис. 4.5 – Гідроабразивне зношення вершини зуба та цапф шестерні

Поверхня колодязя підтискної обойми і поверхня вершини зуба шестерні формують радіальний зазор в sprzęженні «підтискна обойма – вершина зуба» качаючого вузла насоса, який також суттєво впливає на його об'ємний коефіцієнт подачі.

Статистична оцінка зношення деталей sprzęження «підтискна обойма – вершина зуба» в вигляді значень радіального зазору наведена на рис. 4.6.

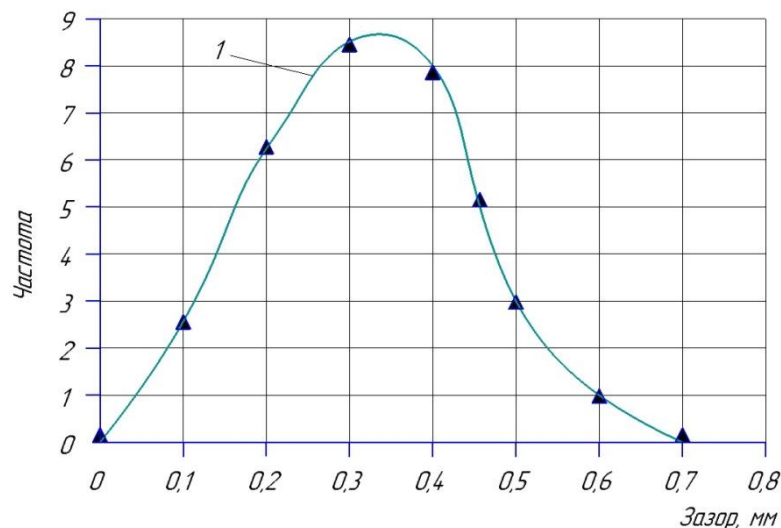


Рис. 4.6 – Характеристики розподілу зміни структурних параметрів деталей шестеренних насосів типу НШ-50-2, що формують радіальний зазор «підтискна обойма – вершина зуба»

Аналіз результатів зношення деталей, які працюють в спряженні «підтискна обойма – вершина зуба», показують, що максимальна кількість зношених деталей знаходиться в інтервалі 0,25-0,40 мм. При цьому наявність слідів гідроабразивного спрацювання в колодязі підтискної обойми, яке характеризується хаотичним розміщенням та різною глибиною каналів, потребує для її відновлення застосування способів відновлення зношеної поверхні.

4.2 Результати триботехнічних випробувань відновлених робочих поверхонь спряження «підтискна обойма – вершина зуба шестерні»

Для відновлення роботоздатності насоса розглядається технологія відновлення деталей, що формують радіальний зазор в його качаючому вузлі. Колодязь підтискної обойми (матеріал АМКО-8-1-3) відновлюється застосуванням пластичної роздачі поверхні з послідуочим нанесенням епоксидно-полімерної композиції з наповнювачем пудра з матеріалу деталі.

Вершина зуба шестерні (сталь 18ХГТ) оброблюється шліфуванням під ремонтний розмір. Випробуваннями проводиться порівняльна оцінка фізико-механічних властивостей деталей в спряженні, які відновлені традиційною технологією – механічна обробка деталей під ремонтний розмір і запропонованою.

Дослідження проводили для пари тертя «підтискна обойма – вершина зуба шестерні»: «еталонних» – «алюміній АМКО-8-1-3 – сталь 18 ХГТ», відновлених: «алюміній АМКО-8-1-3, пластична роздача з наповнювачем епоксидною композицією – сталь 18 ХГТ».

Результати припрацювання пар тертя наведені в табл. 4.2 і представлені на рис. 4.7.

Аналіз (рис. 4.7) показав, що максимальні навантаження ($P_{M.П.}$), які визивають задири на поверхні, для експериментальної пари тертя на 4 % більші в порівнянні з еталонною парою. Така тенденція спостерігається і для оптимальних експлуатаційних навантажень, де для відновлювальної пари

навантаження більшi на 16,6 %. Зростання порогу навантажень для експериментальної пари тертя пояснюється застосуванням полімерно-епоксидної композиції, яка покращує умови роботи пар тертя.

Таблиця 4.2 – Результати випробування на припрацювання для пари тертя «підтискна обойма – вершина зуба шестерні»

Зразок		$P_{М.П.}$	Оптимальне навантаження, $P_{оп}$	Коефіцієнт тертя, f_{min}	
Нерухомий	Рухомий				
Основа	Спосіб відновлення	Основа	МПа	МПа	-
АМКО-8-1-3	-	18ХГТ	16	10	0,013
АМКО-8-1-3	-	18ХГТ	17	11	0,014
АМКО-8-1-3	-	18ХГТ	15	11	0,013
АМКО-8-1-3	ППД+епоксидна композиція	18ХГТ	17	13	0,013
АМКО-8-1-3	ППД+епоксидна композиція	18ХГТ	18	13	0,010
АМКО-8-1-3	ППД+епоксидна композиція	18ХГТ	18	12	0,013

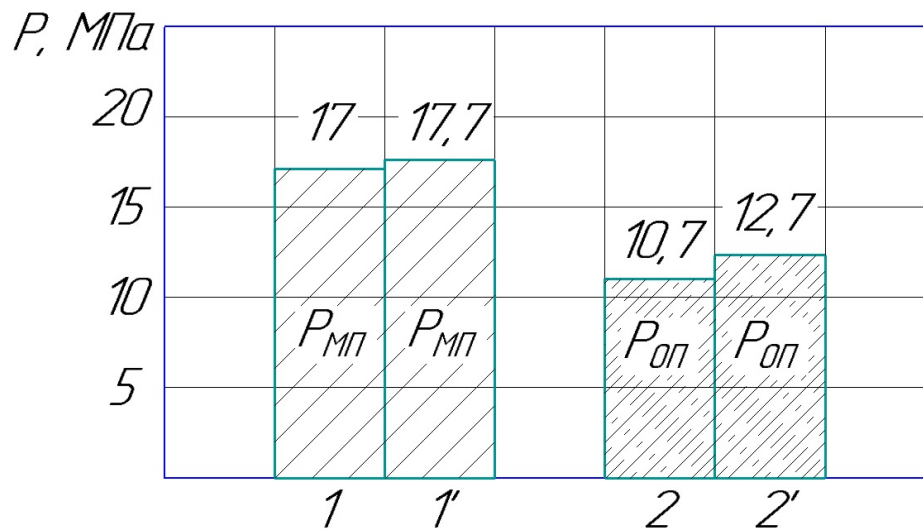


Рис. 4.7 – Середні значення передзадирних ($P_{М.П.}$) та оптимальних ($P_{оп}$) навантажень в «еталонних» та відновлених методом пластичної деформації парах тертя «підтискна обойма – вершина зуба шестерні»: 1, 2 – «еталонна» пара тертя «алюміній АМКО-8-1-3 – сталь 18 ХГТ»; 1', 2' – пара тертя – «алюміній АМКО-8-1-3, пластична роздача з наповнювачем епоксидною композицією – сталь 18 ХГТ»

Це підтверджується і отриманими результатами (рис. 4.8) значень мінімальних коефіцієнтів тертя для «еталонних» та відновлених пластичним деформуванням з нанесенням епоксидної композиції пар тертя, що відповідають оптимальному навантаженню.

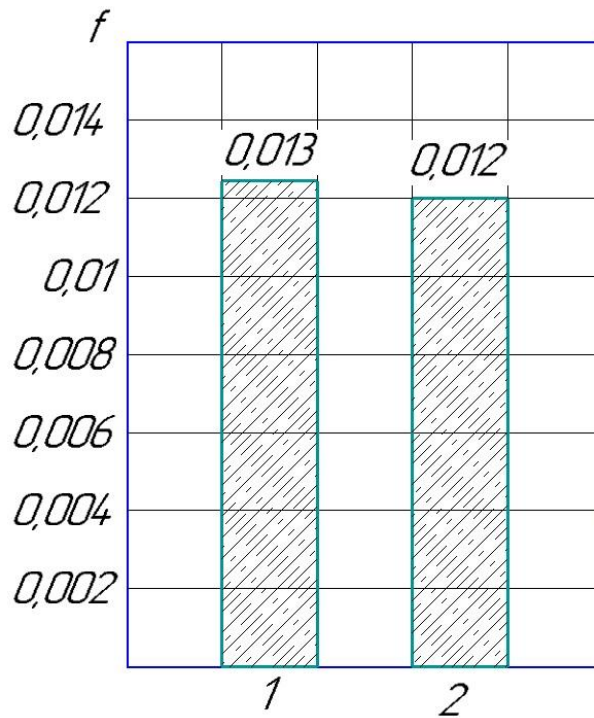


Рис. 4.8 – Значення мінімальних коефіцієнтів тертя «еталонних» та відновлених пар тертя «підтискна обойма – вершина зуба шестерні»:

- 1 – «еталонна» пара тертя «алюміній АМКО-8-1-3 – сталь 18 ХГТ»;
 2 – пара тертя – «алюміній АМКО-8-1-3, пластична роздача з наповнювачем епоксидною композицією – сталь 18 ХГТ»

Аналіз результатів (рис. 4.8) показав, що для пари тертя «алюміній АМКО-8-1-3, пластична роздача з наповнювачем епоксидною композицією – сталь 18 ХГТ», коефіцієнт тертя в 1,08 менше в порівнянні з «еталонною» парою тертя «алюміній АМКО-8-1-3 – сталь 18 ХГТ». Це пояснюється застосуванням полімерної композиції для відновлення робочої поверхні підтискної обойми.

Результати зношення зразків пари тертя «підтискна обойма – вершина зуба шестерні» представлені на рис. 4.9.

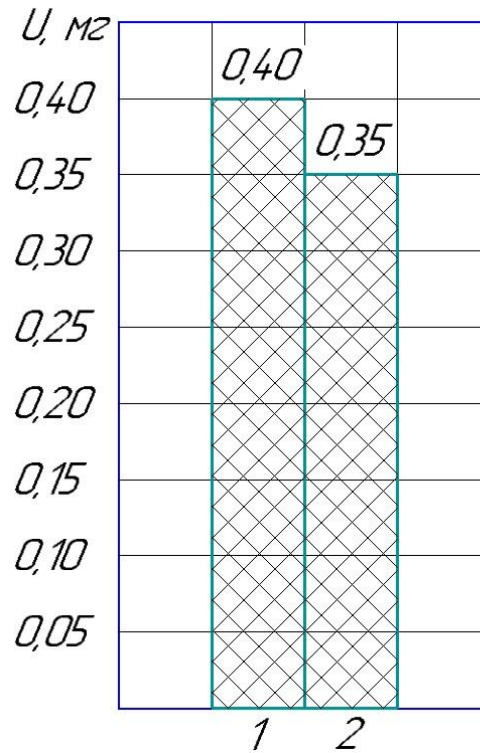


Рис. 4.9 – Зношування зразків пари тертя «підтискна обойма – вершина зуба шестерні»: 1 – «еталонна» пара тертя «алюміній АМКО-8-1-3 – сталь 18 ХГТ»; 2 – пара тертя – «алюміній АМКО-8-1-3, пластикна роздача з наповнювачем епоксидною композицією – сталь 18 ХГТ»

Аналіз результатів зношення пар тертя показує, що експериментальна пара тертя на 12 % менше зношується в порівнянні з «еталонною» парою. В значній мірі це знову ж таки обумовлюється застосуванням епоксидно-полімерного матеріалу з наповнювачем – алюмінієва пудра АМКО-8-1-3, що покращує властивості матеріалу відновленої поверхні, як за механічними властивостями, так і термодинамічними.

4.3 Випробування модифікованих поверхонь деталей спряження «платик-замкач – торцева поверхня шестерні»

Відомо, що модифікування поверхонь із застосуванням рідкого скла [26, 27] знижує коефіцієнт тертя та інтенсивність зношування модифікованих поверхонь.

Для шестеренних насосів, що працюють при видаленні рідкої фази гною, характерним є корозійне і гідроабразивне зношення деталей.

Застосування рідкого скла для модифікації робочих поверхонь платика-замикача та робочих поверхонь шестерні являється актуальним для запобігання появи вище вказаних зношень.

На першому етапі досліджень визначався коефіцієнт тертя для «еталонної» пари (платик-замикач та робочі поверхні шестерні оброблені під ремонтний розмір) та модифікованої пари, яка оброблювалась розчином: змішування при кімнатній температурі лугу $NaOH$ – 180–200 г/л, силікат натрію Na_2SiO_3 – 50–70 г/л, триетаноламіну $(HOCH_2CH_2)_3N$ – 15–18 г/л.

Результати дослідження коефіцієнтів тертя для «еталонних» та модифікованих пар, оброблених модифікуючим розчином «рідке скло – 6,8 %, луг – 19,9 %, триетаноламін – 1,6 %» при оптимальних навантаженнях представлено на рис. 4.10.

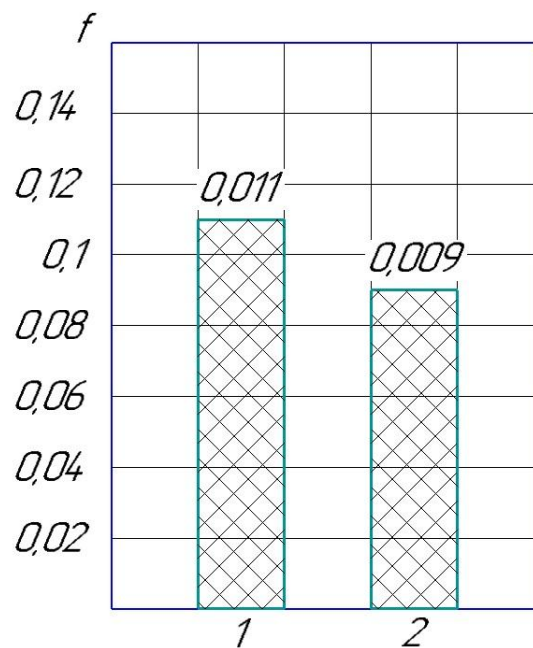


Рис. 4.10 – Значення мінімальних коефіцієнтів тертя «еталонних» та модифікованих пар тертя «платик-замикач – торець шестерні»:

- 1 – «еталонна» пара тертя – «бронза БрОЦС-5-5-5 – сталь 18 ХГТ»;
 2 – пара тертя – «бронза БрОЦС-5-5-5 – сталь 18 ХГТ, оброблені розчином рідке скло – 6,8 %, луг – 19,9 %, триетаноламін – 1,6 %»

Аналіз результатів дослідження показує, що застосування запропонованої технології, яка ґрунтується на модифікації деталей торцевого зазору насоса, в 1,22 рази зменшує коефіцієнт тертя в порівнянні з «еталонною» парою тертя. Досить низький коефіцієнт тертя для пластика-замикача, виготовленого із бронзи БрОЦС-5-5-5, пояснюється тим, що модифікація його поверхні забезпечує відсутність вираженого мікрорельєфу.

У свою чергу низькі коефіцієнти тертя для зразків із сталі 18 ХГТ можна пояснити високою якістю поверхні зразків.

Відсутність вираженого мікрорельєфу на поверхнях деталей забезпечує зниження коефіцієнта тертя, тоді як під час роботи матеріалу у вихідному стані спостерігається утворення мікрорельєфу, що говорить про вихід зразка на режим заїдання.

Визначалось також вагове зношення зразків, оскільки визначення лінійного зносу при високій зносостійкості отриманого модифікованого шару здійснити дуже важко через його малу величину.

Результати зношення зразків пари тертя «пластик-замикач – торець шестерні» представлені на рис. 4.11.

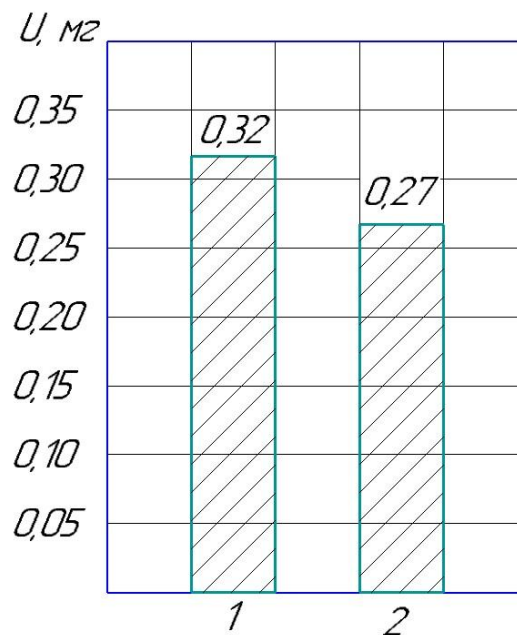


Рис. 4.11 – Зношування зразків пари тертя «пластик-замикач – торець шестерні»:

1 – «еталонна» пара тертя – «бронза БрОЦС-5-5-5 – сталь 18 ХГТ»; 2 – пара тертя – «бронза БрОЦС-5-5-5 – сталь 18 ХГТ, оброблені розчином рідке скло – 6,8 %, луг – 19,9 %, триетаноламін – 1,6 %»

Аналіз результатів (рис. 4.12) показує, що зношення модифікованих деталей в 1,18 рази менше в порівнянні з еталонною парою. Це пояснюється наявністю адсорбованої плівки на поверхнях модифікованих деталей, яка забезпечує відсутність контакту «метал по металу» за рахунок рідинного тертя між робочими поверхнями, в той час як «еталонна» пара працює в режимі граничного тертя, коли чергуються контакти сухого і рідинного тертя між поверхнями деталей.

Висновки по розділу.

1. Максимальна кількість деталей, які працюють в спряженні «платик-замикач – торець шестерні», має зношення в інтервалі 0,3-0,4 мм, що дає можливість відновити їх, застосувавши спосіб ремонтних розмірів, забезпечивши при цьому необхідну геометричну форму та шорсткість поверхонь.

2. Для спряження «підтискна обойма – вершина зуба» максимальна кількість зношених деталей знаходиться в інтервалі 0,25-0,40 мм. При цьому наявність слідів гідроабразивного спрацювання в колодязі підтискної обойми, яке характеризується хаотичним розміщенням та різною глибиною каналів, потребує для її відновлення застосування способів відновлення зношеної поверхні.

3. Максимальні навантаження ($P_{M.Л.}$), які визивають задири на поверхні, для експериментальної пари тертя на 4 % більші в порівнянні з еталонною парою, а для оптимальних експлуатаційних навантажень більші на 16,6 %, що обумовлюється нанесенням полімерно-епоксидної композиції на колодязь підтискної обойми, що покращує умови роботи пар тертя.

4. Для спряження «підтискна обойма – вершина зуба шестерні» зношення у експериментальної пари тертя на 12 % менше в порівнянні з «еталонною» парою, що обумовлюється застосуванням епоксидно-полімерної композиції з наповнювачем алюмінієва пудра АМКО-8-1-3, яка покращує властивості матеріалу відновленої поверхні, як за механічними властивостями, так і термодинамічними.

5. Застосування запропонованої технології, яка ґрунтується на модифікації деталей торцевого зазору насоса, в 1,22 рази зменшує коефіцієнт тертя в порівнянні з «еталонною» парою тертя, що пояснюється станом поверхонь деталей, на яких відсутній виражений мікрорельєф.

6. Зношення модифікованих деталей в 1,18 рази менше в порівнянні з еталонною парою, що пояснюється наявністю адсорбованої плівки на поверхнях модифікованих деталей, яка забезпечує відсутність контакту «метал по металу» за рахунок рідинного тертя між робочими поверхнями.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Організація охорони праці в лабораторії з дослідження надійності гідроагрегатів

Метою роботи являється забезпечення експлуатаційної надійності шестеренних насосів, які застосовуються в обладнанні тваринницьких ферм. В зв'язку з цим виникає необхідність розроблення технологічних процесів для їх ремонту, які забезпечують післяремонтну довговічність насоса. Обґрунтування ефективних способів ремонту насосів виконується в лабораторії з дослідження надійності гідравлічних агрегатів.

В лабораторії організовані робочі місця для зовнішнього очищення гідроагрегатів, розбирання, дефектації деталей, проведення ремонтно-відновлювальних робіт, складальних та обкатувально-випробувальних.

За забезпечення необхідних умов праці в лабораторії відповідає завідувач кафедри та безпосередньо завідувач лабораторією.

Завідувач лабораторією приймає участь в розробленні заходів з забезпечення охорони праці в виробничому підрозділі. Він слідкує за станом вогнегасників, наявністю наглядних засобів з охорони праці на робочих місцях, проводить їх атестацію, контролює технічний стан обладнання, розроблює заходи з покращення стану охорони праці.

Завідувач кафедри періодично проводить контроль умов праці при проведенні лабораторних досліджень, наявність нормативно-правової документації з питань охорони праці. При наявності прояву небезпечних і шкідливих для здоров'я факторів керівник вживає заходи для їх усунення.

До обов'язків дослідника лабораторії входить знання загальних положень для слюсаря-ремонтника гідравлічних агрегатів, а також вимог з охорони праці в процесі роботи та після її закінчення.

Перед початком роботи він повинен пройти вступний інструктаж та інструктаж на робочому місці та періодично проходити інструктажі з

охорони праці, а також інструктажі з правил поведінки та дій при виникненні аварійної ситуації.

Об'єктами підвищеної небезпеки в дослідницькій лабораторії являються робочі місця з відновлення деталей та обкатки і випробовування гідроагрегатів. В процесі обкатки гідроагрегатів створюються високі тиски робочої рідини, підвищується температура роботи агрегатів, зростає випаровування робочих рідин, що потребує особливих вимог до організації заходів з усунення небезпечних та шкідливих факторів в лабораторії.

5.2 Аналіз умов праці та пожежної безпеки

Робочі місця лабораторії з дослідження надійності гідравлічних агрегатів забезпечені необхідним основним та допоміжним обладнанням: мийна установка – ОРГ-4990Б; стенд для розбирання та складання гідроагрегатів – ОР-859; ванна мийна передвижна – ОМ-316; стенд для обкатки та випробовування гідравлічних агрегатів – КИ-4815М.

Обладнання дільниці розміщується згідно технічних вимог. Так, відстань між обладнанням по фронту становить 0,4-0,9 м; відстань від стін з виступаючими конструкціями до бічної сторони обладнання становить 0,5-0,7 м. Відстань між столами і верстакми знаходиться в інтервалі 1,2-1,9 м, що відповідає нормам при складанні гідравлічних агрегатів. Обладнання розміщене таким чином, що в відділені зберігаються вимоги для проходів робочих з технологічними візками, що відповідає [28].

По категорії робіт, що виконуються в лабораторії, роботи відносяться до фізично середньої тяжкості Пб, які пов'язані з ходьбою і перенесенням ваги до 10 кілограм. Гідравлічні насоси, які проходили передремонтне діагностування (НШ-50К, НШ-50У та ін.) мають вагу, яка не перевищує 10 кг. Енерговитрати організму робочого складатимуть 232-293 кДж/с, згідно [29].

Для спеціалізованої лабораторії, виробнича діяльність якої направлена на проведення ремонту гідравлічних агрегатів, характерні фізичні та хімічні небезпечні виробничі фактори [30].

До фізичних факторів слід віднести: падіння гідравлічних агрегатів з контейнерів, в яких вони переміщуються по приміщенню; травмування при проведенні пресових операцій; неефективний захист рухомих частин основного обладнання; вирив гідравлічних рукавів випробувальних стендів; шуми та вібрації від роботи верстатів, механізованих стендів та ін.

До хімічних факторів відносяться: загазованість повітря вище нормативних значень; наявність у повітрі парів мастила, бензину, гасу.

Джерелами шкідливих парів є бензин, гідравлічні мастила, їдкі луги та ін. Пари бензину мають наркотичну дію і можуть викликати гострі і хронічні отруєння. Гідравлічні мастила при тривалій дії також можуть викликати гострі або хронічні отруєння. Луги визивають дратівливу і припікаючу дію та можуть викликати дерматити і опіки.

У таблиці 5.1 наведена фактична і гранично допустима концентрація токсичних речовин, а також клас небезпеки речовин для ділянки з технічного сервісу гідравлічних агрегатів відповідно з [31, 32].

Таблиця 5.1 – ГДК та фактичні значення шкідливих речовин в повітрі для відділення з технічного сервісу гідравлічних агрегатів

№ з/п	Найменування речовини	ГДК, мг/м ³	Клас небезпеки	Фактичні значення
1	Бензин-розчинник (у перерахунку на С)	300	4	280
2	Мастила мінеральні	5	3	4,8
3	Сода кальцинована	2	3	1,7

Аналіз фактичних значень шкідливих речовин в табл. 5.1 показує, що їх концентрація у повітрі не перевищує граничнодопустимі значення в відповідності до [32].

Джерелами шуму та вібрацій являються: електричний та пневматичний інструмент для розбирання та складання агрегатів; мийні машини для очистки агрегатів та деталей, стенди для обкатки та випробовування гідравлічних агрегатів. В процесі роботи вони обумовлюють локальну вібрацію, яка може визвати спазм судин, які починаються з кінцевих фаланг пальців і розповсюджуються на всю кисть та погіршують постачання

кінцівок кров'ю. В лабораторії загальні вібрації не перевищують норму згідно з [33].

В якості штучного освітлення в лабораторії використовуються люмінесцентні лампи, так як вони забезпечують достатню освітленість приміщення і добре працюють як при високих, так і при низьких, температурах, мають високу світлову віддачу, сприятливий спектр.

Виробничий процес в лабораторії за вибуховою, вибухово-пожежною та пожежною небезпекою, відноситься до категорії В – Пожежонебезпечна, тому що в приміщенні мають місце легкозаймаючі, горючі і важкогорючі речовини і матеріали (мінеральні мастила, органічні розчинники, промаслене ганчір'я та ін.) [34].

5.3 Заходи поліпшення умов праці

З метою покращення умов праці робочих і запобігання травматизму на робочих місцях спеціалізованої лабораторії необхідно зробити наступне: організувати місцеву примусову вентиляцію для робочих місць з миття деталей та обкатки і випробовування гідроагрегатів для відводу парів мийних розчинів та мастила в атмосферу; забезпечити лабораторію достатньою кількістю контейнерів та стелажів для зберігання агрегатів та деталей; забезпечити екрануванням всі рухомі частини стендів; при проведенні пресових операцій застосовувати насадки, які вказані в технічних вимогах на вид робіт; приступати до роботи зі знімачами після перевірки справності їх лопаток, гвинтів, тяг та упорів; на робочому місці мийника установити (біля пульта керування) підніжну решітку з рифленим резиновим ковбиком; при проведенні обкатки та випробовування гідравлічних агрегатів видавати захисні мастила та пасти для захисту рук; застосовувати ручний пневматичний інструмент з ефективними глушниками шуму та вихлопу стиснутого повітря; для обтирання обладнання застосовувати спеціальні щітки та обтирочний матеріал; постійно контролювати тиск робочої рідини при проведенні обкатки та випробовування гідравлічних агрегатів;

використовувати спеціальну тару для зберігання паливо-мастильних і експлуатаційних рідин, що зведе до мінімуму їх випаровування і витік.

Для очищення гідравлічних агрегатів використовують речовини, при випаровуванні яких можливий шкідливий вплив на робітників. У приміщенні необхідно передбачити примусову вентиляцію. Добір параметрів вентиляторів здійснюється за потрібним повітрообміном.

Визначимо необхідний повітрообмін при виділенні у повітря приміщення, розміром $6 \times 8 \times 3,3$ м, у якому очищують гідравлічні агрегати уайт-спиритом.

Кількість летких розчинників, що виділяються в повітря приміщення, визначимо за формулою [32]:

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

де a – середня продуктивність робітника при очищенні гідравлічних агрегатів, $\text{м}^2 / \text{год.}$; при використанні пульверизатору ($a = 50 \text{ м}^2 / \text{год.}$);

A – витрата миючих засобів, ($A = 180 \text{ г} / \text{м}^2$);

m – відсоток летючих розчинників, що містяться в миючому засобі, 70%;

n – кількість робітників, які одночасно зайняті при очищенні.

$$G = 50 \cdot 180 \cdot 70 \cdot 1 / 100 = 6300 \text{ г} / \text{год.}$$

Визначаємо потребу у повітрообміні в приміщенні за формулою [32]:

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

де L – потрібний повітрообмін, $\text{м}^3 / \text{год.}$;

G – кількість шкідливих речовин, $г / год.$, що виділяється у повітря приміщення;

$X_{ГДК}$ – гранично допустима концентрація шкідливої речовини в повітрі робочої зони, $мг / м^3$, $X_{ГДК} = 0,35 г / м^3$ згідно [32];

X_{max} – максимально можлива концентрація тієї ж шкідливої речовини в повітрі, $X_{max} = 20 г / м^3$.

$$L = \frac{6300}{(20 - 0,35)} = 320,6 м^3 / год.$$

Кратність повітрообміну визначається за формулою [32],:

$$n = L / V_{II}, \quad (5.3)$$

де V_{II} – внутрішній об'єм приміщення, $м^3$.

$$V_{II} = 0,6 \cdot (6 \cdot 8 \cdot 3,3) = 95,04 м^3$$

Тоді

$$n = 320,6 / 95,04 = 3,4 г^{-1}$$

Кратність повітрообміну свідчить про неефективність природної загально обмінної вентиляції, а отже виникає необхідність влаштування примусової вентиляції. Дипломною роботою пропонується вентилятор каналний $CV-200$, продуктивністю $350 м^3 / год.$, напруга $220 / 240 В$, частота обертання $1300 хв^{-1}$.

Небезпека виникнення пожежі в лабораторії зменшена наступними розробленими заходами: на видному місці необхідно вивісити окремі

положення із правил пожежної безпеки, які повинні дотримуватися в лабораторії; дотримання протипожежних правил та норм при монтажі електропроводів та обладнання; підвищення контролю за дотриманням норм і правил зберігання пожежонебезпечних несумісних матеріалів; ємності із змащувальними матеріалами обладнані системою приточно-витяжної вентиляції; промаслене ганчір'я після використання збирається в металеві ящики з герметичними кришками, а в кінці зміни вивозиться з ділянки і спалюється в спеціально відведеному місці; обов'язкове застосування заземлення для електроустановок; заборона куріння в неустановлених місцях.

5.4 Вимоги з охорони праці для робітників зайнятих механоскладальними роботами

При дослідженні надійності гідравлічних насосів, в умовах спеціалізованої лабораторії, основні види робіт припадають на розбирально-складальні, дефектувальні та слюсарні роботи. Вказані види робіт являються характерними для слюсаря з механоскладальних робіт, що потребує їх детального розгляду.

Основні вимоги з охорони праці при проведенні механоскладальних робіт розглядаються в роботі ПІ 1.4.40-208-2002 [35].

До загальних положень при проведенні механоскладальних робіт згідно [35] відносяться: «До самостійної роботи як слюсаря механоскладальних робіт допускаються особи, що досягли 18-літнього віку, навчені по відповідній (спеціальній) програмі, які здали іспити кваліфікаційній комісії; пройшли медичний огляд, вступний інструктаж і первинний інструктаж на робочому місці з питань охорони праці і методів безпечної роботи за спеціальністю».

До основних небезпечних та шкідливих виробничих факторів, які діють на слюсаря в процесі проведення механоскладальних робіт при ремонті гідравлічних насосів слід віднести: рухомі машини, механізми, незахищені

рухомі частини виробничого устаткування; захаращеність робочих місць інструментом, пристосуванням, матеріалами, недостатня освітленість робочої зони; шкідливі компоненти в складі застосовуваних матеріалів, які діють на працюючого через шкіряний покрив, дихальні шляхи, шлункову систему та слизові оболонки органів зору та дихання.

Перед початком роботи необхідно дотримуватись вимог вказаних в [35]: «Отримати завдання від керівника робіт; привести до ладу спецодяг, застібнути або обв'язати рукава, заправити одяг таким чином, щоб кінці його не розвіювались; уважно оглянути робоче місце, прибрати все, що заважає роботі; робочий інструмент та деталі розташувати в зручному та безпечному для користування порядку...».

До основних вимог з охорони праці під час виконання роботи згідно [35] належать: «Виконувати роботи необхідно згідно з технологічною картою на виконання тієї чи іншої роботи. Під час роботи з переносним електродрилем, гайковертом, шліфувальною машиною додержуватись інструкції по експлуатації електроінструмента...».

При виконанні робіт по розбиранню та складанню гідравлічних насосів застосовувати справні знімачі, гайковерти і ключі. При перервах у роботі, а також у випадку відключення подачі напруги в живильній електромережі, відключити від електромережі устаткування та інструмент.

До вимог безпеки після закінчення роботи в відповідності до [35] відносяться: «Оглянути робоче місце. Виключити устаткування на своєму робочому місці. Виключити і забрати механізований інструмент. Упорядкувати робоче місце. Вимити руки й інші відкриті місця тіла теплою водою з милом, у разі потреби розчинниками (гасом, скипидаром, розчином оцтової кислоти)...».

Повідомити безпосереднього керівника (завідувача лабораторією) про всі помічені несправності. Доповісти про закінчення роботи керівнику робіт, від якого одержав завдання.

5.5 Дії у надзвичайних ситуаціях при проведенні механоскладальних робіт в лабораторії з дослідження надійності гідроагрегатів

Основні вимоги безпеки в аварійних ситуаціях при проведенні механоскладальних робіт для дослідження технічного стану насосів детально розглянуто в [35].

Згідно з [35] до причин, які можуть викликати аварійну ситуацію слід віднести: ураження електричним струмом, падіння з висоти вивішених агрегатів, вихід з ладу інструмента, устаткування пристроїв, відліт осколків металу, наявність шкідливих речовин в робочій зоні та інше.

Якщо склалась ситуація, що може призвести до аварії або нещасного випадку, слід негайно припинити роботу, відключити електроенергію, джерело живлення пневматичного інструменту. Огородити небезпечну зону. Не допускати в неї сторонніх осіб. Повідомити про те, що сталося, керівника робіт. Якщо є потерпілі, надавати їм першу медичну допомогу. При необхідності викликати «швидку медичну допомогу». [35].

В відповідності з [35] при ураженні електричним струмом необхідно негайно звільнити потерпілого від дії електричного струму, відключивши електроустановку від джерела живлення, а при неможливості відключення - відтягнути його від струмоведучих частин за одяг або застосувавши підручний ізоляційний матеріал.

Надання першої допомоги при пораненні проводити з застосуванням індивідуального пакету, наклавши на рану стерильний перев'язочний матеріал і зав'язати її бинтом.

За умови появи переломів або вивихів кінцівок необхідно пошкоджену кінцівку укріпити шиною, палицею, або іншим подібним предметом.

При появі пожежі, приступити до її гасіння наявними засобами пожежогасіння. За необхідності викликати пожежну частину. Виконувати всі вказівки керівника робіт по ліквідації аварійної ситуації.

Висновок по підрозділу.

1. Проведені перевірочні розрахунки повітрообміну в лабораторії з дослідження гідравлічних агрегатів вказують на необхідність організації додаткової примусової вентиляції на робочому місці з очистки гідравлічних агрегатів.

6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Доцільність застосування запропонованих технологічних процесів відновлення деталей спряжень торцевого та радіального зазорів качаючого вузла насоса модифікації НШ-К, які широко застосовуються для видалення рідкої фракції гною на тваринних комплексах, визначаються ступенем підвищення зносостійкості та інтенсифікацією припрацювання оброблюваних деталей, і мають вищі техніко-економічні показники в порівнянні з типовими технологіями.

В основу методики визначення економічної ефективності покладено метод порівняння техніко-економічних показників.

Собівартість відновлених підтискних обойм визначається із наступних статей витрат [36]:

$$C_{в.д.} = Z_p + C_{об} + C_m + C_e + C_{д.м.}, \quad (6.1)$$

де $C_{в.д.}$ – собівартість відновлення деталі, *грн.*;

Z_p – зарплата виробничих робочих, *грн.*;

$C_{об}$ – вартість обладнання, яке необхідно придбати для впровадження технології; C_m – вартість матеріалів, *грн.*;

C_e – вартість електроенергії, *грн.*;

$C_{д.м.}$ – вартість допоміжних матеріалів, *грн.*

Заробітна плата основних робочих з нарахуваннями визначається за виразом [36]:

$$Z_p = Z_{cp} \cdot N_{роб} \cdot 12 + Z_n, \quad (6.2)$$

де Z_{cp} – середньомісячна заробітна плата робітника, *грн.*

(для базового і проектного варіантів $Z_{cp}^B = Z_{cp}^П = 9000 \text{ грн.}$);

$N_{роб}$ – кількість основних робітників, чол. (для базового варіанту $N_{роб}^0 = 1\text{чол.}$, для проектного варіанту $N_{роб}^n = 2\text{чол.}$);

Z_n – нарахування на зарплату, грн ($Z_n = 0,22 \cdot Z_p$).

$$Z_p^0 = 9000 \cdot 1 \cdot 12 = 108000 \text{ грн}$$

$$Z_p^n = 9000 \cdot 2 \cdot 12 = 216000 \text{ грн}$$

Нарахування на зарплату складуть:

$$Z_n^0 = 0,22 \cdot 108000 = 23760,0 \text{ грн}$$

$$Z_n^n = 0,22 \cdot 216000 = 47520,0 \text{ грн}$$

Річна заробітна плата з нарахуваннями для базової і проектної технології буде становити:

$$Z_p^0 = 108000 + 23760,0 = 131760,0 \text{ грн}$$

$$Z_p^n = 216000 + 47520,0 = 263520,0 \text{ грн}$$

Вартість обладнання ($C_{об}$) визначається виходячи із необхідності придбання додаткового обладнання для реалізації нових технологій (табл. 6.1).

Таблиця 6.1 – Марка та вартість додаткового основного обладнання

№ з/п	Найменування обладнання	Тип, марка	К-ть	Вартість, грн.
1	Установка для гідро пластичної деформації втулки	Власного виготовлення	1	50 000
2	Установка для термофіксації полімерної композиції	ПМ-450	1	20 000
	Всього	-	2	70 000

Вартість матеріалів (C_m) складається з епоксидно-полімерних матеріалів для нанесення на поверхню підтискної обойми.

Для однієї обойми $C_m^n = 42,0 \text{ грн}$ для проектного варіанту і $C_m^b = 121,0 \text{ грн}$ при базовому варіанті.

Річні витрати матеріалів визначаються за виразом:

$$C_{p.m.} = W_p \cdot C_m, \quad (6.3)$$

де W_p – річна програма відновлення деталей, од., ($W_p^b = 1000 \text{ од.}$, $W_p^n = 1500 \text{ од.}$).

$$C_{p.m.}^b = 1000 \cdot 121,0 = 121000 \text{ грн}$$

$$C_{p.m.}^n = 1000 \cdot 42,0 = 42000 \text{ грн}$$

Витрати електроенергії при відновленні комплекту деталей визначаються за такою формулою [36]:

$$C_e = N \cdot B_e \cdot \tau, \quad (6.4)$$

де N – споживана потужність технологічним обладнанням, кВт,
($N = 4,2 \text{ кВт}$);

B_e – ціна 1 кВт/год. електроенергії, грн ($B_e = 1,96 \text{ грн}$);

τ – час, необхідний на операції, що проводяться при відновленні 1-го комплекту деталей, год., ($\tau = 1 \text{ год.}$).

$$C_e^b = 4,2 \cdot 1,96 \cdot 1,5 = 12,3 \text{ грн}$$

$$C_e^n = 4,2 \cdot 1,96 \cdot 1 = 8,2 \text{ грн}$$

Річні витрати електроенергії визначаються за виразом:

$$C_{p.e.} = W_p \cdot C_e, \quad (6.5)$$

де W_p – річна програма відновлення деталей, од., ($W_p^{\bar{}} = 1000 \text{ од.}$, $W_p^n = 1500 \text{ од.}$).

$$C_{p.e.}^{\bar{}} = 1000 \cdot 12,3 = 12300,0 \text{ грн}$$

$$C_{p.e.}^n = 1500 \cdot 8,2 = 12300,0 \text{ грн}$$

Витрати на допоміжні матеріали ($C_{\text{д.м.}}$) приймаються у вигляді 10 % від прямих виробничих витрат і визначалися за виразом [36]:

$$C_{\text{д.м.}} = \frac{(3_p + C_{\text{об}} + C_m + C_e) \cdot 10}{100}, \quad (6.6)$$

$$C_{\text{д.м.}}^{\bar{}} = \frac{(131760,0 + 65000 + 121000 + 12300) \cdot 10}{100} = 33006,0 \text{ грн}$$

$$C_{\text{д.м.}}^n = \frac{(263520,0 + 70000 + 42000 + 12300) \cdot 10}{100} = 38782,0 \text{ грн}$$

В відповідності до виразу (6.1) собівартість відновлення деталі складе:

$$C_{\text{в.д.}}^{\bar{}} = 131760,0 + 65000 + 121000 + 12300 + 33006 = 363066,0 \text{ грн}$$

$$C_{в.д.}^n = 263520,0 + 70000 + 42000 + 12300 + 38782,0 = 426602,0 \text{ грн}$$

А повна собівартість проведених ремонтів (P_c) визначиться за виразом:

$$P_c = C_{д.м.} \cdot 1,02, \quad (6.7)$$

де 1,02 – коефіцієнт, що враховує непередбачені витрати при відновленні деталі.

$$P_c = C_{д.м.} \cdot 1,02, \quad (6.8)$$

$$P_c^{\bar{}} = 363066 \cdot 1,02 = 370327,3 \text{ грн}$$

$$P_c^{\bar{}} = 426602 \cdot 1,02 = 435134,0 \text{ грн}$$

Загальний прибуток ($P_{заг.}$) визначається за виразом [36]:

$$P_{заг.} = B_в - P_c, \quad (6.9)$$

де $B_в$ – річна вартість відновлених деталей для замовників ремонту насосів, грн ($B_в^{\bar{}} = 390000 \text{ грн}$, $B_в^n = 585000 \text{ грн}$).

$$P_{заг.}^{\bar{}} = 390000 - 370327,3 = 19672,7 \text{ грн}$$

$$P_{заг.}^n = 585000 - 435134,0 = 149866,0 \text{ грн}$$

Рівень рентабельності (P) визначиться за виразом [36]:

$$P = \frac{\Pi_{заг.}}{\Pi_{с.}} \cdot 100\%, \quad (6.10)$$

$$P^{\bar{}} = \frac{19672,7}{370327,3} \cdot 100\% = 5,3\%$$

$$P^n = \frac{149866,0}{435134,0} \cdot 100\% = 34,4\%$$

Додатковий річний прибуток ($D_{p.n.}$) визначиться за виразом:

$$D_{p.n.} = \Pi_{заг.}^n - \Pi_{заг.}^{\bar{}}, \quad (6.11)$$

$$D_{p.n.} = 149866,0 - 19672,7 = 130193,3 \text{ грн}$$

Термін окупності обладнання та оснастки ($T_{o.обл.}$), що застосовується для відновлення деталей, визначається за виразом:

$$T_{o.обл.} = \frac{\sum C_{об.}}{D_{p.n.}}, \quad (6.12)$$

де $\sum C_{об.}$ – сумарна вартість існуючого та придбаного обладнання, що застосовується для відновлення деталі в виробничому підрозділі, грн
($\sum C_{об.} = C_{об.}^{\bar{}} + C_{об.}^n = 65000 + 70000 = 135000 \text{ грн}$).

$$T_{o.обл.} = \frac{135000,0}{130193,3} \approx 1,0 \text{ року}$$

Результати розрахунку економічного ефекту від впровадження запропонованих технологічних процесів для відновлення деталей насоса представлені в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Показники економічної ефективності роботи

Показники	Варіанти		Відхилення (±)	
	Базовий	Проектний	Дабс.	Δвідн., %
Об'єм капіталовкладень, грн.	-	70000	-	-
Річна програма з ремонту, од.	1000	1500	+500	50,0
Кількість основних робітників, осіб.	1	2	+1	50,0
Поточні витрати на відновлення деталей, грн.:				
- Зарплата з нарахуваннями	131760,0	263520,0	+131760,0	100
- Ремонтні матеріали	121000,0	42000,0	+79000,0	65,3
- Електроенергія	12300,0	12300,0	-	-
- допоміжні матеріали	33006,0	38782,0	+5776,0	17,5
Всього поточних витрат, грн.	363066,0	426602,0	+63536,0	17,5
Повна собівартість продукції, грн.	370327,3	435134,0	+64806,7	17,5
Повна собівартість од. грн.	370,3	290,1	-80,2	-
Прейскурантна вартість (ціна) од. грн.	390,0	390,0	-	-
Загальний прибуток, грн.	19672,7	149866,0	+130193,3	-
Додатковий прибуток, грн.	-	130193,3	-	-
Рівень рентабельності, %	5,3	34,4	+29,1	-
Строк окупності інвестиційних затрат, років	-	1,0	-	-

Реалізація розроблених технологічних процесів відновлення деталей качаючого вузла шестеренного насоса модифікації НШ-К створює додатковий прибуток в розмірі 130 193,3 грн, підвищує рівень рентабельності на 29,1 % при терміні окупності матеріальних вкладень 1,0 рік, що вказує на ефективність результатів досліджень.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

1. Сумарний внутрішній витік рідини $\sum Q_{ВИТ}$ в круглому шестеренному гідронаосі НШ-К обумовлюється, за умови інших рівних умов, швидкістю витоку рідини через зазори насоса, яка пропорційна їхній величині в третьому ступені, і різниці тисків у порожнині нагнітання і у порожнині всмоктування.

2. Структурний аналіз конструкції насоса показав, що коефіцієнт доступності до деталей в процесі ремонту, які в першу чергу обумовлюють його роботоздатність, знаходиться в інтервалі $0,1...0,33$, що вказує на конструктивну складність для умов відновлення їх роботоздатного стану.

3. Розглянуті методики мікрометражу деталей, що лімітують ресурс насоса, можуть бути рекомендовані для їх реалізації на спеціалізованих підприємствах з ремонту гідроагрегатів.

4. Запропоновані методи відновлення роботоздатності деталей качаючого вузла, при їх реалізації в ремонтних підрозділах, не потребують значних матеріальних затрат, що полегшує можливість їх впровадження.

5. Максимальна кількість деталей, які працюють в спряженні «платик-замикач – торець шестерні», має зношення в інтервалі $0,3-0,4$ мм, що дає можливість відновити їх, застосувавши спосіб ремонтних розмірів, забезпечивши при цьому необхідну геометричну форму та шорсткість поверхонь.

6. Для спряження «підтискна обойма – вершина зуба» максимальна кількість зношених деталей знаходиться в інтервалі $0,25-0,40$ мм. При цьому наявність слідів гідроабразивного спрацювання в колодязі підтискної обойми, яке характеризується хаотичним розміщенням та різною глибиною каналів, потребує для її відновлення застосування способів відновлення зношеної поверхні.

7. Максимальні навантаження ($P_{М.П.}$), які визивають задири на поверхні, для експериментальної пари тертя на 4 % більші в порівнянні з

еталонною парою, а для оптимальних експлуатаційних навантажень більші на 16,6 %, що обумовлюється нанесенням полімерно-епоксидної композиції на колодязь підтискної обойми, що покращує умови роботи пар тертя.

8. Для спряження «підтискна обойма – вершина зуба шестерні» зношення у експериментальній парі тертя на 12 % менше в порівнянні з «еталонною» парою, що обумовлюється застосуванням епоксидно-полімерної композиції з наповнювачем алюмінієва пудра АМКО-8-1-3, яка покращує властивості матеріалу відновленої поверхні, як за механічними властивостями, так і термодинамічними.

9. Застосування запропонованої технології, яка ґрунтується на модифікації деталей торцевого зазору насоса, в 1,22 рази зменшує коефіцієнт тертя в порівнянні з «еталонною» парою тертя, що пояснюється станом поверхонь деталей, на яких відсутній виражений мікрорельєф.

10. Зношення модифікованих деталей в 1,18 рази менше в порівнянні з еталонною парою, що пояснюється наявністю адсорбованої плівки на поверхнях модифікованих деталей, яка забезпечує відсутність контакту «метал по металу» за рахунок рідинного тертя між робочими поверхнями.

11. Проведені перевірочні розрахунки повітрообміну в лабораторії з дослідження гідравлічних агрегатів вказують на необхідність організації додаткової примусової вентиляції на робочому місці з очистки гідравлічних агрегатів.

12. Реалізація розроблених технологічних процесів відновлення деталей качаючого вузла шестеренного насоса модифікації НШ-К створює додатковий прибуток в розмірі 130 193,3 грн, підвищує рівень рентабельності на 29,1 % при терміні окупності матеріальних вкладень 1,0 рік, що вказує на ефективність результатів досліджень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Агроскин М. П. Гидравлика. / П. М. Агроскин и др. – М.: Энергия, 1964. – 352 с.
2. Азизов С. П. Организация уборки, утилизации и использования навоза на крупных животноводческих фермах промышленного типа. / С. П. Азизов, Ф. А. Бибииков, Н. И. Гайдаш // СКНИИЖ. – Краснодар, 1976. – С. 10...15.
3. Ісаєнко В. Ю. Підвищення експлуатаційної надійності гідравлічних насосів модифікації НШ-К застосуванням епіламних покриттів робочих поверхонь деталей / В. Ю Ісаєнко, П.Т. Мельянцов // Zbiór artykułów naukowych. Konferencji Międzynarodowej Naukowo – Warszawa: Wydawca: Sp. z o.o. «Diamond trading tour», – 2016. – S 22-28.
4. Шигапов И. И. Разработка и обоснование технологии и технических средств уборки навоза из животноводческих помещений и его переработки: диссертация ... д. т. н.: 05.20.01 / И. И. Шигапов – Ульяновск, 2017. – 404 с.
5. Барышев В. И. Повышение надежности и долговечности гидросистем тракторов и дорожно-строительных машин в эксплуатации. – Челябинск, Южно-Уральское книжное издательство, 1973. – 111 с.
6. Дидур В. А. Эксплуатация гидроприводов сельскохозяйственных машин, / В. А. Дидур, Ю. С. Малый – М.: Россельхозиздат, 1982. – 127 с.
7. Калашников В. И. Исследование эксплуатационной надежности гидронасоса типа НШ-32, дис. канд. техн. наук. – Киев, 1968, – 166 с.
8. Агрегаты гидроприводов сельскохозяйственной техники. Технические требования на капитальный ремонт [Текст] / – М.: ГОСНИТИ, 1981 – 160 с.
9. Ачкасов К. А. Справочник начинающего слесаря: Ремонт, регулирование приборов системы питания и гидросистемы тракторов, автомобилей. / К. А. Ачкасов, В. П. Вегера – М.: Агро-издат, 1987. – 352 с.

10. Абрамов Е. И. Элементы гидроприводу: Довідник. [Текст] / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов – Київ: Техніка, 1977. – 320 с.
11. Савин И.Ф. Основы гидравлики и гидропривод. / И. Ф. Савин, П. В. Сафонов – М.: Высшая школа, 1978. – 222 с.
12. Кальбус Г. Л. Гидропривод и навесные устройства тракторов в вопросах и ответах. / Г. Л. Кальбус – Киев: Урожай, 1982 – 200 с.
13. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. [Текст] / Т. М. Башта – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
14. Ловкис З. В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет [Текст] / З. В. Ловкис – М.: Агропромиздат, 1990 – 239 с.
15. Кудрявцев П. Р. Новый способ ремонта шестеренных насосов. / П. Р. Кудрявцев // Техника в сельском хозяйстве, – 1977, № 10, с. 82-85.
16. Черкун В. Е. Ремонт тракторных гидравлических систем [Текст] / В. Е. Черкун – М.: Колос, 1984 – 253 с.
17. Ульман И. Е. Определение величины сближения шестерен при ремонте шестеренных насосов. / И. Е. Ульман, М. А. Довгаль, В. Е. Черкун, А. К. Костюшин // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1989, № 2, с. 51-53.
18. Дидур В. А. Диагностика и обеспечение надёжности гидроприводов сельскохозяйственных машин [Текст] / В. А. Дидур, В. Я. Ефремов. – К.: Техника, 1986. – 128 с.
19. Довгаль М. А. Приспособление для измерения износов зубьев шестерен гидронасосов. / М. А. Довгаль, А. В. Трифонов // Механизация и электрификация сельского хозяйства, – 1991, № 2, с. 57.
20. Наливайко В. Н. Прогрессивный способ восстановления шестерен гидронасосов. / В. Н. Наливайко, М. И. Черновол // Механизация и электрификация сельского хозяйства, – 1989, № 2, С. 48-50.
21. Прокофьев В. Ф. Ремонт гидронасосов НШ-67, НШ-100-2. / В. Ф. Прокофьев // Техника в сельском хозяйстве, – 1985, № 10, с. 56-58.

22. РД 50-635-87. Методические указания. Цепи размерные. Основные понятия. Методы расчета линейных и угловых цепей. – М.: Изд-во стандартов, 1987 – 45 с.

23. Способ очистки и модифицирования поверхностей шестеренных насосов для перекачивания растворов по изготовлению искусственного волокна. Пат. 2240874 Рос. Федерация, МПК В 08 В3/08. – №2003127763; заявл. 15.09.2003 ; опубл. 27.11.2004, Бюл. № 33.

24. ГОСТ 23.224-86. Обеспечение износостойкости изделий. Методы оценки износостойкости восстановленных деталей. – Изд-тво стандартов, 1987 – 139 с.

25. ГОСТ 9.912-89 (СТ СЭВ 6446-88). Стали и сплавы коррозионностойкие. Методы ускоренных испытаний на стойкость к питтинговой коррозии – Изд-тво стандартов, 1990 – 19 с.

26. Плетнев Л. В. Основы технологии износостойких антифрикционных покрытий. / Л. В. Плетнев, В. Н. Брусенцова – М.: «Машиностроение», 1968. – 270 с.

27. Исследование антикоррозионных и износостойких свойств покрытий на основе жидкого стекла и органических смол / Сорочинская В.Ф. // Трение износ и смазка. – Новочеркасск. 1971. Т. 263.

28. ДБН В.2.2-28:2010 Будинки і споруди. Будинки адміністративного та побутового призначення. – К.: Міністерство регіонального розвитку та будівництва України, 2010.

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

30. ДСТ 12.0.003-74. ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Класифікація – К.: Держстандарт, 2016.

31. ГН 3.3.5-8.6.6.1-2002 Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу. – К.: МОЗ України, 2002.

32. ГОСТ 12.1.005-88. ССБТ. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 43 с.

33. ДСН 3.3.6.039-99 Государственные санитарные нормы производственной общей и локальной вибрации – М.: Изд-во стандартов, 1999.

34. НАПБ Б.03.002-2007 Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою. – К.: Укр. НДПБ, 2007.

35. ПІ 1.4.40-208-2002. Примірна інструкція з охорони праці для слюсарів механоскладальних робіт - К.: Міністерство промислової політики України, 2002.

36. Экономическое обоснование внедрения мероприятий научно-технического прогресса в АПК / Ю. А. Конкин и др. – М.: 1991. – 79 с.