

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА,
ТРАНСПОРТУ ТА ЕНЕРГЕТИКИ
КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА
РЕМОНТ МАШИН»



КВАЛІФІКАЦІЙНА МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

на тему

«Дослідження технології ремонту та підвищення надійності
аксіально-поршневого насосу НП-90 У ТОВ «Ремсинтез»
м. Кропивницький»

Виконав:

магістрант групи ТС 23 М2 Владислав ЧЕРНЯВСЬКИЙ
(шифр групи) (підпис) (ім'я та прізвище)

Керівник:

К.т.н., доц. Тимофій РУДЕНКО
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри:

К. т. н., доц. Сергій МАГОПЕЦЬ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2024 р.

Рецензент:

_____, _____
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2024 р.

Кропивницький – 2024 р.

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА, ТРАНСПОРТУ ТА ЕНЕРГЕТИКИ
КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»

Рівень вищої освіти: другий (магістерський) рівень вищої освіти

Галузь знань: 20 «Аграрні науки та продовольство»

Спеціальність: 208 – Агроінженерія

освітньо-професійна програма: «Технічний сервіс сільськогосподарської техніки»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри «Експлуатація та ремонт машин»

_____ Сергій МАГОПЕЦЬ
« ____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

ЧЕРНЯВСЬКИЙ Владислав Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача)

1. Тема роботи «Дослідження технології ремонту та підвищення надійності аксіально-поршневого насосу НП-90 у ТОВ «Ремсинтез» м. Кропивницький»

Керівник роботи Руденко Тимофій Вікторович, канд. техн. наук, доцент

(прізвище, ім'я, по батькові)

(науковий ступінь)

(вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «27» вересня 2024 р. № 64-13

2. Строк подання здобувачем роботи «31» грудня 2024 р.

3. Вихідні дані до роботи 1. Матеріали переддипломної практики. 2. Методичні вказівки для виконання випускної кваліфікаційної роботи для здобувачів за освітньо-професійної програми «Технічний сервіс» другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності 208 – «Агроінженерія», 3. Гідравлічні машини. В трьох частинах. 4. Методичні вказівки до курсового проекту. 5. Технічні вимоги на ТО і КР автомобілів.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

4.1 Розділ 1. Принцип дії об'ємних гідравлічних приводів. Аксіально-поршневі насоси та гідромотори. Конструкція та основні параметри аксіально-поршневого насосу НП-90. Обґрунтування теми магістерської роботи

4.2 Розділ 2. Навантаження, які сприймаються блоком циліндрів. Існуючі методи підвищення надійності блоку циліндрів АПМ. Запропоновані способи підвищення надійності блоку циліндрів АПМ. Гідравлічне розвантаження блоку циліндрів.

4.3 Розділ 3 Коротка характеристика вузла, що ремонтується. Характеристика умов роботи й основних процесів зношування вузла в цілому й окремих його

спряженнях. Розробка ремонтного креслення відновлюваної деталі. Характеристика конструктивно-технологічних особливостей деталі. Аналіз причин зношування деталі, характер, вид і величина зносів. Вплив основних зносів деталі на технічний стан спряжень, якість роботи агрегату в цілому. Технологічний процес дефектування деталі, що відновлюється. Обґрунтування вибору раціонального способу відновлення деталі. Сутність обраного способу відновлення деталі. Технологічний процес відновлення деталі. Обґрунтування вибору технологічного устаткування, різучого, вимірювального і контрольного інструментів. Розрахунок та вибір режимів виконання технологічних операцій.

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

1. Тема магістерської роботи. Мета і задачі дослідження.
2. Методи ремонту блоку циліндрів аксіально-поршневого насосу.
3. Навантаження, що сприймає блок циліндрів аксіально-поршневого насосу.
4. Залежність відносних радіальних деформацій циліндрів при його гідравлічному розвантаженні.
5. Ремонтне креслення блоку циліндрів аксіально-поршневого насоса з технологічною картою дефектації.
6. Технологічний процес відновлення блоку циліндрів.
7. Загальні висновки

7. Дата видачі завдання 10 вересня 2024 р.

ГРАФІК ВИКОНАННЯ ЕТАПІВ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Розділ 1. Загальна характеристика та особливості базового підприємства	15 вересня	
2	Розділ 2. Стан питання, мета і задачі дослідження	10 жовтня	
3	Розділ 3 Розробка і дослідження математичної модель процесу гідравлічного розвантаження блоку циліндрів	20 листопада	
4	Розділ 4 Технологічний розділ	1 грудня	
5	Графічний матеріал	31 грудня	

Магістрант _____ Владислав ЧЕРНЯВСЬКИЙ
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Тимофій РУДЕНКО
(підпис) (ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

У даній кваліфікаційній магістерській роботі на здобуття другого магістерського рівня вищої освіти зі спеціальності 208 «Агроінженерія» на тему «Дослідження технології ремонту та підвищення надійності аксіально-поршневого насосу НП-90 у ТОВ «Ремсинтез» м. Кропивницький» розроблені питання забезпечення підвищення рівня функціональних характеристик аксіально-поршневого насоса гідросистем тракторів і автомобілів в процесі проведення ремонтних впливів у «Ремсинтез» м. Кропивницький.

В першому розділі представлені загальна характеристика та особливості роботи аксіально-поршневого насосу, принцип дії об'ємних гідравлічних приводів, конструкція та основні параметри аксіально-поршневого насосу НП-90. Обґрунтовано тему магістерської роботи.

В другому розділі магістерської роботи розглянуті питання навантаження, які сприймаються блоком циліндрів. Наведені існуючі методи підвищення надійності блоку циліндрів АПМ, а також запропоновані способи підвищення надійності блоку циліндрів АПМ шляхом гідравлічного розвантаження блоку циліндрів.

В третьому розділі магістерської роботи представлена коротка характеристика вузла, що ремонтується, наведена характеристика умов роботи та основні процеси зношування вузла в цілому, а також окремих його спряжень. Представлене ремонтне креслення відновлюваної деталі, подана характеристика конструктивно-технологічних особливостей деталі та проаналізовані причини зношування блоку циліндрів, характер, вид і величина зносів. Розглянутий вплив основних зносів деталі на технічний стан спряжень, якість роботи агрегату в цілому. Розроблено технологічний процес дефектування деталі, що відновлюється. Обґрунтовано вибір раціонального способу відновлення деталі та сутність обраного способу відновлення деталі. Обґрунтовано вибір технологічного устаткування, ріжучого, вимірювального і контрольного інструментів. Розраховано та обрано режими виконання технологічних операцій по відновленню блоку циліндрів.

Кваліфікаційна магістерська робота складається з вступу, 3 розділів, висновків; містить 69 сторінка тексту, 19 рисунків, 9 таблиць, 0 додатків.

ЗМІСТ

Титульний лист	1
Завдання	2
Реферат	4
Зміст	5
Вступ	6
РОЗДІЛ 1	
1.1 Коротка історія розвитку та характеристика підприємства	8
1.2 Принцип дії об'ємних гідравлічних приводів	9
1.3 Аксіально-поршневі насоси та гідромотори	12
1.4 Конструкції аксіально-поршневих насосів та гідромоторів	13
1.5 Аксіально-поршневі машини, що випускаються на АТ «Гідросила»	20
1.6 Конструкція та основні параметри аксіально-поршневого насосу НП-90	21
1.7 Обґрунтування теми магістерської роботи	25
РОЗДІЛ 2	
2.1 Навантаження, які сприймаються блоком циліндрів	28
2.2 Існуючі методи підвищення надійності блоку циліндрів АПМ	30
2.3 Запропоновані способи підвищення надійності блоку циліндрів АПМ	35
2.3.1 Гідравлічне розвантаження БЦ	36
РОЗДІЛ 3	
3.1 Коротка характеристика вузла, що ремонтується	47
3.2 Характеристика умов роботи й основних процесів зношування вузла в цілому й окремих його спряженнях	48
3.3 Розробка ремонтного креслення відновлюваної деталі	49
3.4. Характеристика конструктивно-технологічних особливостей деталі.	49
3.5 Аналіз причин зношування деталі, характер, вид і величина зносів.	50
3.6. Вплив основних зносів деталі на технічний стан спряжень, якість роботи агрегату в цілому.	51
3.7 Технологічний процес дефектування деталі, що відновлюється.	52
3.8 Характеристика дефектів, складання технологічних маршрутів відновлення деталі.	53
3.9 Обґрунтування вибору раціонального способу відновлення деталі	54
3.10 Сутність обраного способу відновлення деталі	57
3.11 Технічні вимоги відновлення деталі у відповідності ремонтного креслення	58
3.12 Технологічний процес відновлення деталі	60
3.13 Вибір установчих баз при виконанні технологічних операцій.	62
3.14 Розрахунок та вибір режимів виконання технологічних операцій.	64
Загальні висновки	67
Список використаних джерел	68

ВСТУП

Збільшення обсягів постачання складної енергоємної техніки для сільського господарства потребує належної організації та розвитку ремонтної інфраструктури, вдосконалення технічного та організаційного рівня виробничих процесів. Досвід експлуатації аксіально-поршневих насосів, які є важливою складовою гідравлічних систем тракторів і автомобілів, показує, що їх конструкція є досить складною і вимагає регулярного технічного обслуговування протягом всього періоду використання.

Одним з основних факторів підвищення ефективності і зниження вартості ремонту є автоматизація і механізація основних виробничих операцій. Технічне оновлення сільськогосподарського виробництва, а також харчової та переробної промисловості, є ключовим елементом у вирішенні проблеми забезпечення надійності техніки та її обслуговування. Перехід на індустріальні основи функціонування цих галузей включає оновлення машинно-тракторного парку, модернізацію тваринницьких комплексів та переробних підприємств, а також вдосконалення ремонтно-обслуговуючої інфраструктури на всіх етапах експлуатації сільськогосподарських машин.

Згідно з оцінками, на рік загальні витрати на обслуговування та ремонт машинно-тракторного парку в сільському господарстві перевищують 7 млрд грн, що становить майже 20% від їх балансової вартості. Це підкреслює важливість оптимізації витрат у цій сфері, що є пріоритетним завданням для агропромислових підприємств, особливо для інженерно-технічних служб.

Одним із ключових напрямків цього процесу є розвиток підприємств з відновлення зношених деталей сільськогосподарської техніки та обладнання для переробної галузі. Це дозволяє вирішити кілька взаємопов'язаних задач: зменшити дефіцит запасних частин, забезпечити потреби агропромислових підприємств, економити дорогі матеріали, знизити вартість ремонту техніки та підвищити надійність відновлених компонентів.

Аксіально-поршневий насос НП-90 є одним із найбільш поширених у сільськогосподарській техніці. Він використовується в гідравлічних системах комбайнів і іншого важкого обладнання. В процесі експлуатації цього насосу його

компоненти, зокрема блок циліндрів, піддаються зношенню, що вимагає регулярного ремонту та заміни частин.

Тема дослідження „Дослідження технології ремонту та підвищення надійності аксіально-поршневого насосу НП-90 У ТОВ «Ремсинтез» м. Кропивницький” є надзвичайно актуальною в контексті постійного вдосконалення ремонтно-обслуговуючої бази та забезпечення ефективної експлуатації сільськогосподарської техніки.

Метою досліджень є підвищення функціональних характеристик аксіально-поршневих насосів гідросистем комбайнів в процесі відновлення блоку циліндрів.

Об'єкт досліджень: процес відновлення блоку циліндрів аксіального-поршневого насосу.

Предмет досліджень: відновлення блоку циліндрів аксіально-поршневого насосу встановленням додаткової ремонтної деталі

Задачі досліджень:

1. Проаналізувати умови працездатності аксіально-поршневого насосу.
2. Дослідити навантаження, які сприймаються блоком циліндрів.
3. Проаналізувати існуючі методи підвищення надійності блоку циліндрів аксіально-поршневих машин.
4. Розробити математичну модель деформації циліндрів блоку циліндрів від дії тиску гідравлічного розвантаження.
5. Дослідити гідравлічне розвантаження блоку циліндрів.
6. Порівняти відносні деформації блоку циліндрів серійних гідромашин та блоку циліндрів з гідравлічним розвантаженням.

1 РОЗДІЛ

1.1 Коротка історія розвитку та характеристика підприємства

Жовто-блакитні сільськогосподарські машини заводу «Ремсинтез» вирізняються на фоні інших виробників сівалок і плугів завдяки своїй впізнаваній кольоровій гамі та високій якості. Компанія «Ремсинтез» є потужним торговельно-виробничим підприємством, яке займається виготовленням та реалізацією сільськогосподарської техніки, зокрема зернових сівалок і сівалок точного висіву для різних технологій обробітку ґрунту, а також широкозахватних плугів «Гетьман». Окрім цього, завод надає повний спектр гарантійного та післягарантійного обслуговування своєї продукції.

Завод «Ремсинтез» [1] розпочав свою діяльність у 2010 році. Проте за відносно короткий період часу підприємство перетворилось із групи однодумців на відому компанію, яка займає площу понад 4000 м². Завод оснащений передовим обладнанням, має власне конструкторське бюро та команду висококваліфікованих фахівців у сервісних і контактних центрах. Компанія також має представництва в Кропивницькому та Харкові, а її виставкові майданчики розташовані в Миколаєві, Дніпрі, Вінниці та Старобільську Луганської області.

«Ремсинтез» активно працює над задоволенням потреб фермерів, і компанія має орієнтацію на клієнта, активно спілкуючись з аграріями на таких важливих виставках, як «ЄВРОАГРО», «Агропром – 2019», «АГРО-2019», «AgroExpo». Завод регулярно проводить зустрічі з клієнтами та відвідує фермерські господарства, що дозволяє оперативно отримувати відгуки про свою техніку. Це допомагає враховувати всі побажання фермерів при розробці та модернізації агрегатів. Завдяки цьому підхід «Ремсинтез» утримує конкурентоспроможність і активно впливає на розвиток ринку сільськогосподарської техніки.

Один із важливих напрямків діяльності заводу — модернізація зернових сівалок СРЗ-3,6 та СРЗ-5,4. Сівалка СРЗ-4 з міжряддям 12,5 та 15 см і системою автоматичного переведення з транспортного в робоче положення успішно пройшла всі випробування. Крім того, конструктори «Ремсинтез» довго працювали над удосконаленням моделей сівалок СІЧ-4,2 (3,6) і «Атрія», призначених для висіву відповідно зернових та просапних культур. Окремою перевагою сівалки СРЗ-4 є

можливість роботи не лише за традиційною технологією, а й за Mini-Till технологією, що забезпечує економію часу та ресурсів при обробці ґрунту. Завдяки численним випробуванням і відгукам від фермерів, завод зміг оптимізувати та модернізувати ці агрегати для максимальної ефективності в польових умовах.

1.2 Принцип дії об'ємних гідравлічних приводів

У гідравлічній інженерії виділяють три принципові різновиди механічної енергії рідинних потоків. Для об'ємних гідравлічних приводів домінуючою є енергія тиску, яка надзвичайно легко трансформується в механічну роботу через використання простих гідравлічних двигунів. Додатково, для допоміжних та переважно контрольних функцій застосовується кінетичний тип енергетичного впливу.

Характеризуючи третій вид - потенційну енергію положення, слід зазначити, що в більшості практичних систем нею часто нехтують. Причина криється в мізерно малих висотних відмінностях між складовими елементами порівняно з інтенсивністю статичного тиску всередині рідинної системи. Внаслідок цього гідростатичним впливом можна знехтувати без суттєвого зниження точності розрахунків.

Однак варто підкреслити, що в деяких спеціалізованих інженерних дослідженнях енергія положення все ж таки враховується. Зокрема, це стосується поглиблених аналізів та розрахунків всмоктувальних характеристик насосного обладнання, де кожен нюанс впливає на загальну ефективність гідравлічної системи.

У контексті гідравлічної механіки важливо розуміти взаємозв'язок та взаємоперетворення різних форм енергії. Тиск, швидкість руху та потенційна висота становлять комплексну систему, яка визначає функціональність гідравлічних приводів та механізмів.

Такий підхід дозволяє інженерам та дослідникам більш точно моделювати та прогнозувати поведінку рідинних систем у різноманітних технічних застосуваннях.
ів.

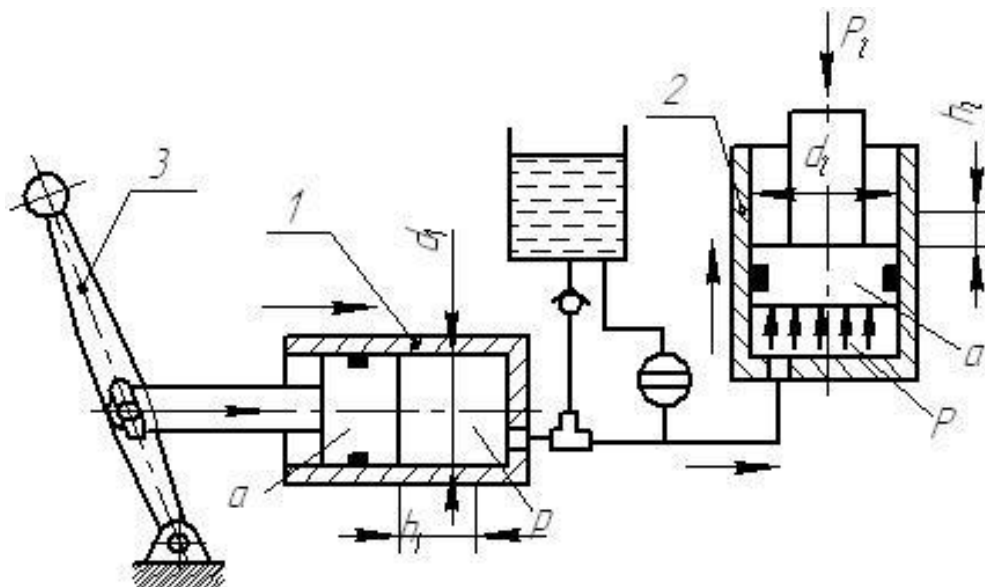


Рисунок. 1.1. Схема, що ілюструє принцип роботи гідропередачі

У гідросистемах машин застосовують, як вже було вказано, гідроприводи об'ємного типу, які забезпечують, завдяки високому об'ємному модулю пружності рідини, практично жорсткий зв'язок між ведучою і веденою ланками гідравлічного механізму [4].

На рис. 1.1 показана принципова схема подібного приводу що являє собою два, закритих поршнями, циліндра сполучених трубопроводом; циліндр 1 являється насосом і циліндр 2 - двигуном.

Принцип їх дії ґрунтується на законі Паскаля, по якому всяка зміна тиску в якій-небудь точці краплинної рідини, яка знаходиться у спокої, що не порушує її рівноваги, передається в інші точки без зміни. [5] Отже, якщо до поршня a_1 площею f_1 , закритого циліндра, заповненого рідиною, прикладений через ручку 3 силу P_1 , ця сила зрівноважується силою тиск рідини на цей поршень. Тиск діятиме в будь-якій точці рідини (тертям поршня нехтуємо), а отже і на поверхні поршня a_2 циліндра 2, врівноважуючи прикладене до нього навантаження P_2 .

При переміщенні поршня a_1 циліндра 1 рідина витіснитиметься в циліндр 2, приводячи його поршень a_2 в рух.

Неважко побачити, що при повній герметичності циліндрів 1 і 2, і практичній нестисливості рідини, переміщення поршнів a_1 і a_2 будуть зв'язані рівнянням рівності описуваних ними об'ємів [6].

З схеми, показаної на рис. 1.1, видно, що приведені залежності будуть справедливими і в тому випадку, якщо як насос використовувати циліндр 2, а як двигун

- циліндр 1, тобто розглянута система є оборотною. Це властивість оборотності важлива для гідросистем обертальної дії, в яких як насос і двигун можна використовувати однакові агрегати.

У положенні розподільника 3, рідина від насоса 1 поступає в ліву порожнину гидродвигуна 2, переміщаючи його поршень в праву сторону. При установці (повороті) розподільника 3 в протилежне положення рідина від насоса 1 поступатиме в праву порожнину гидродвигуна 2 і відводитися в бак 6 з лівої його порожнини; поршень в цьому випадку буде рухатись в ліву сторону. При підвищенні тиску рідини понад встановлену величину відкриється запобіжний клапан 5 і рідина, через нього, від насоса поступатиме (переливатиметься) в бак.

Очевидно, що за умови герметичності гідроагрегатів і практично нестискуваної рідини вихідна ланка двигуна повинна переміщатися (або обертатися) з певною швидкістю для того, щоб пропустити через свої робочі камери рідину, що подається насосом, тобто повинна бути дотримана умова $Q_n = Q_d$, де Q_n і Q_d - теоретичні витрати (об'єми, що описуються робочими елементами) насоса і двигуна в одиницю часу.

В результаті, при вказаних допущеннях, отримаємо жорсткий кінематичний зв'язок між насосом і гидродвигуном. Регулювання швидкості руху гидродвигуна, поршня гидродвигуна в потужних передачах (потужність більше 5 л. с.) здійснюється зміною витрати (продуктивності) насоса 7, а в передачах меншій потужності за допомогою дроселя 4. Він створює опір на виході з насоса, внаслідок чого частина рідини відводиться (переливається) через запобіжний клапан 5 в бак 6. При повному перекритті трубопроводу дроселем 4 вся рідина віддаляється в бак, в результаті швидкість гидродвигуна 2 буде рівна нулю.

Об'ємний насос може розвинути в принципі будь-який тиск, при якому рідини зберігають свої властивості. Втрата цих властивостей, що обмежує величину тиску, обумовлена тим, що практично більшість рідин, у тому числі і рідини нафтового походження, при деякому високому тиску перетворюються на тверде тіло. У машинобудівній техніці, як правило, застосовується тиск до 200-300 кг/см² і рідше 350-700 кг/см², проте в окремих випадках застосовуються тиску в декілька тисяч атмосфер [6].

У машинобудуванні зазвичай застосовуються насоси потужністю до 100 - 200

л.с., проте в деяких випадках і, зокрема, в практиці важкого машинобудування застосовуються насоси з витратою (продуктивністю) 8600 л/хв, з приводною потужністю до 3000 кВт і вище при тиску 220 кг/см².

Властивості матеріалів, з яких виготовляють деталі гідросистем, обмежують межу зниження ваги за рахунок підвищення тиску. Наприклад, дослідженнями встановлено, що оптимальний робочий тиск рідини, при якому найраціональніше використовується міцність матеріалу для виготовлення силових циліндрів, складає 0,414 допустимої напруження σ цього матеріалу[3]

$$\sigma = \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} p, \quad (1.1)$$

де D і d – зовнішній та внутрішній діаметр циліндра.

Для сталі з допустимим напруженням 1400 кг/см² цей тиск складає приблизно 580 кг/см².

1.3 Аксіально-поршневі насоси та гідромотори

Аксіальні роторно-поршневі насоси та гідромотори отримали широке використання в різних сферах машинобудування завдяки своїм численним перевагам. До основних з них належать компактність, легкість конструкції та висока ефективність, що забезпечує їх популярність у багатьох застосуваннях. Наприклад, у США в 1996 році з 34 компаній, що займалися виробництвом гідроприводних насосів, 22 (понад 65%) спеціалізувалися на аксіальних насосах. Існує безліч варіантів конструкцій цих насосів і гідромоторів, серед яких можна виокремити такі основні типи:

1. з шатунним приводом та силовим карданом;
2. з шатунним приводом та несиловим карданом;
3. з шатунним приводом без карданного механізму;
4. з безшатуним приводом та кільцевими гідростатичними опорами;
5. з безшатуним приводом та точковим контактом сферичних торців поршнів з похилою шайбою.

Усі ці конструктивні варіанти об'єднує використання торцевого способу розподілу робочої рідини, що забезпечує ефективність роботи. Залежно від конкретного типу і рівня робочого тиску, маса регульованих насосів з ручним

управління подачею може коливатися в межах 2,7–9,8 кг/кВт, при цьому більші значення відповідають насосам, що працюють на високих тисках. Водночас маса нерегульованих насосів або гідромоторів на 2–3 рази менша за аналогічні регульовані моделі; їх питомі ваги варіюються від 0,95 до 4,2 кг/кВт.

Для насосів, що використовуються в загальномашинобудівному секторі та мають потужність до 40 кВт, зазвичай вибирають обертання на рівні 1500 об/хв, при цьому для малопотужних машин можливе підвищення цієї величини до 3000 об/хв. Для насосів, що працюють в самовсмоктуючому режимі, рекомендується знижувати число обертів на 20-30%.

Гідромотори, в порівнянні з насосами з подібними характеристиками, здатні мати більш високі обороти – до 1,5-2 разів. Тиск у аксіальних машинах може досягати 350 кг/см², а витрати – до 8700 л/хв. Об'ємний коефіцієнт корисної дії (ккд) насосів при номінальних значеннях подачі та робочого тиску на мінеральному маслі з в'язкістю 22 сст зазвичай становить від 0,93 до 0,99 (більше значення спостерігається у насосах з вищою подачею). Ефективний ккд в тих же умовах може досягати 0,9-0,93. Це дозволяє досягти високих значень ефективності в гідропередачах, де насос і мотор працюють разом, з коефіцієнтом до 0,81-0,86.

Завдяки сучасним технологіям виготовлення витоки в таких машинах часто не перевищують 1-3% від загальної витрати, що дає можливість досягати стабільних значень ккд при регулюванні насосів в діапазоні до 1:8. Гідромотори ж, з постійним обертовим моментом, здатні працювати в діапазоні до 1:1000 при дросельному регулюванні.

При регулюванні з постійною потужністю найменший кут нахилу шайби, при якому забезпечується пуск гідромотора під навантаженням, не повинен вибиратися менш 10°, через вплив самогальмування. Оскільки найбільший кут нахилу зазвичай не перевершує 25-30°, діапазон регулювання гідромотора при постійній потужності не перевищує 1:2,5.

1.4 Конструкції аксіально-поршневих насосів та гідромоторів

Типовим прикладом машин з шатунним приводом і силовим карданом є насос-гідромотор фірми «Parker Hydraulics» моделі 1/3v-sb (рис. 2.1). В даній машині

обертальний рух приводного вала 1 передається до ротора 7 через дві шпонки 8 і обойму 10 за допомогою силового кардана, що включає палець 6, опору 11 та штифт 4. Обойма 10 (рис. 2.2) оснащена двома вирізами розміром 20 мм, в які встановлюються два камені 11 (рис. 2.2, б), у отвори яких входять цапфи 9 пальця 6 (рис. 2.2, б). Обойма 10 з'єднується з кільцем 13 через призматичну шпонку 1 (рис. 2.2, а), яке в свою чергу закріплено на сегментних радіальних підшипниках 12 (див. рис. 2.1). Для зняття осьових навантажень використовуються сегментні наполегливі підшипники 3, які, як і радіальні, встановлені в корпусі похилої шайби 2..

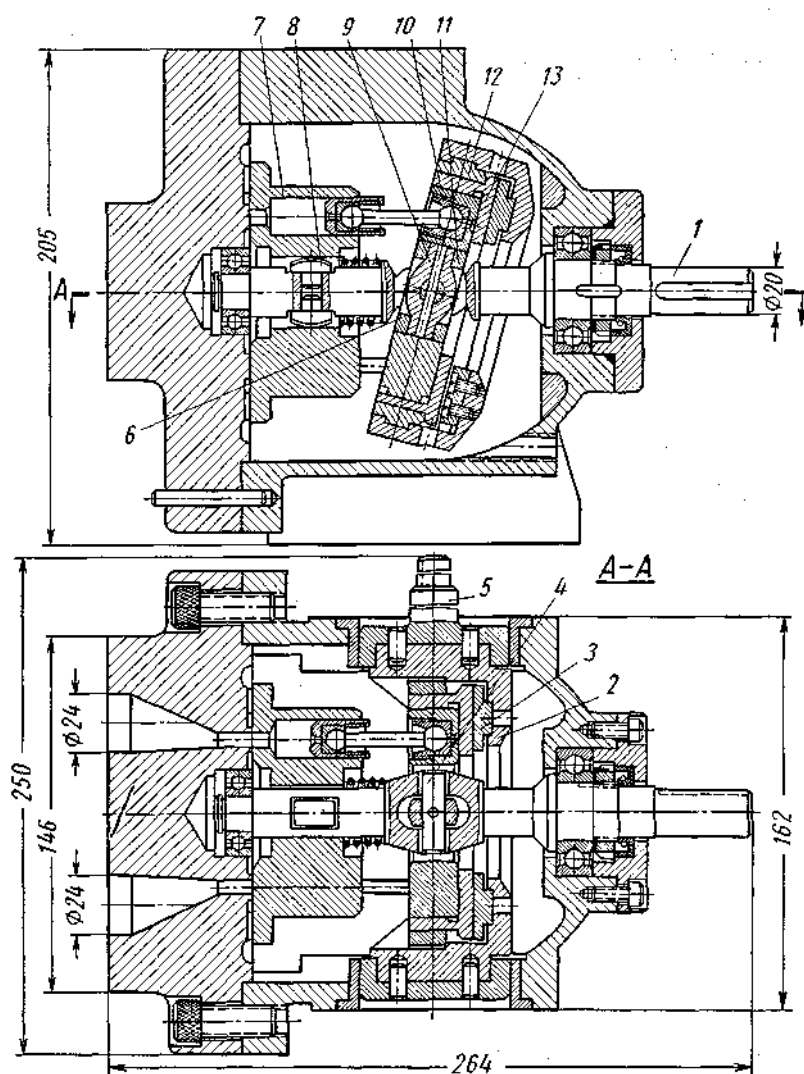


Рисунок. 1.2, Насос-гідромотор фірми «Parker Hydraulics»

Регулювання роботи машини здійснюється шляхом повороту корпусу похилої шайби 2, що здійснюється за допомогою хвостовика 5. У такому режимі, коли машина працює як насос, її подача становить 45 л/хв при робочому тиску до 110 кг/см².

Фірма «Vickers-Waterbury» (США) виготовляє подібні машини з аналогічною конструкцією, які можуть забезпечити подачу до 8700 л/хв і працювати при робочому тиску до 210 кг/см², що відповідає потужності до 3000 кВт.

На рис. 1.4 представлена конструкція УРС (гідротрансмісії) нероздільного типу. Ця машина виконана за замкнутим циклом, що дозволяє використовувати резервуар 1 з мінімальними розмірами. Регулювання роботи машини здійснюється через поворот корпусу 2 похилої шайби насоса за допомогою гвинта 3, що забезпечує постійний обертовий момент.

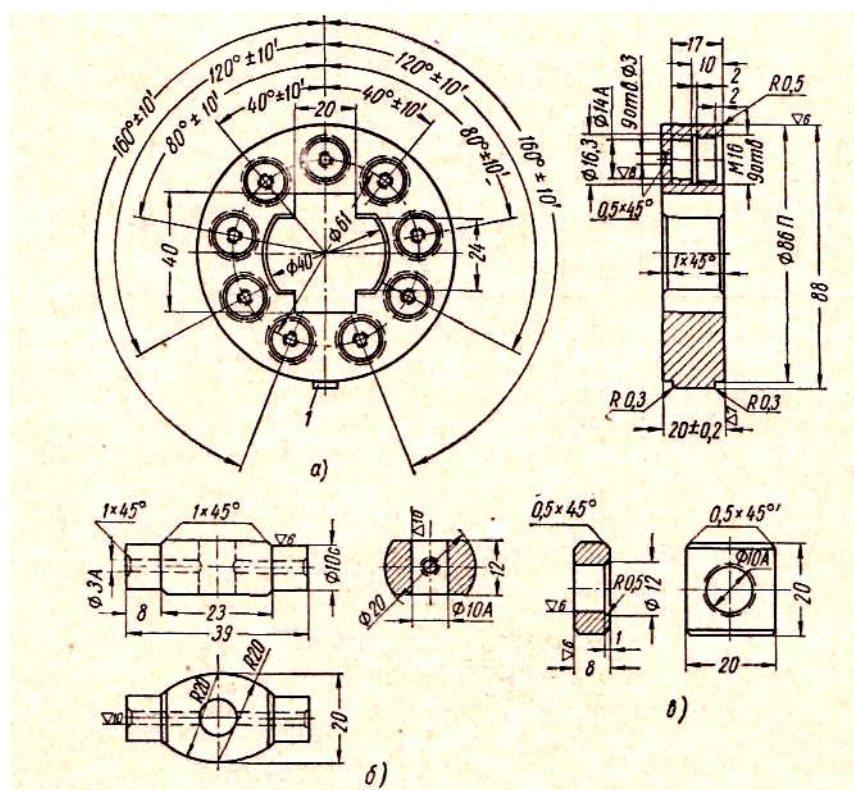


Рисунок 1.3. Деталі насоса-гідромотора фірми «Parker Hydraulics»

На рис. 1.5 представлена конструкція регульованої машини з несиловим карданом, яка працює за принциповою схемою. Такі машини виготовляються як у СНД, так і в США (фірма «Vickers») для роботи при тиску до 210 кг/см². Вони можуть працювати в режимі насоса, з подачею до 1700 л/хв. У даній конструкції обертання приводного валу 1 через несиловий кардан 2 передається до ротора 9, який центрується шарикопідшипником, насадженим на палець 10.

Для регулювання роботи машини насосний блок (люлька) повертається щодо осі 1-1 за допомогою валиків 6, на якій насаджена шестерня 7. Це шестерня передає обертання насосному блоку через зубчастий сектор 8.

Основним недоліком цієї конструкції є необхідність підведення робочої рідини до насосного блоку, що повертається. Для цього провушини насосного блоку надягають на цапфи 4, через які рідина надходить в литі канали, розташовані в самому насосному блоці. Для забезпечення герметичності на цапфах встановлені гумові ущільнення 5 та 3. Як і в машині, показаній на рис. 1.2, у цій конструкції застосовується плоский розподіл робочої рідини [9].

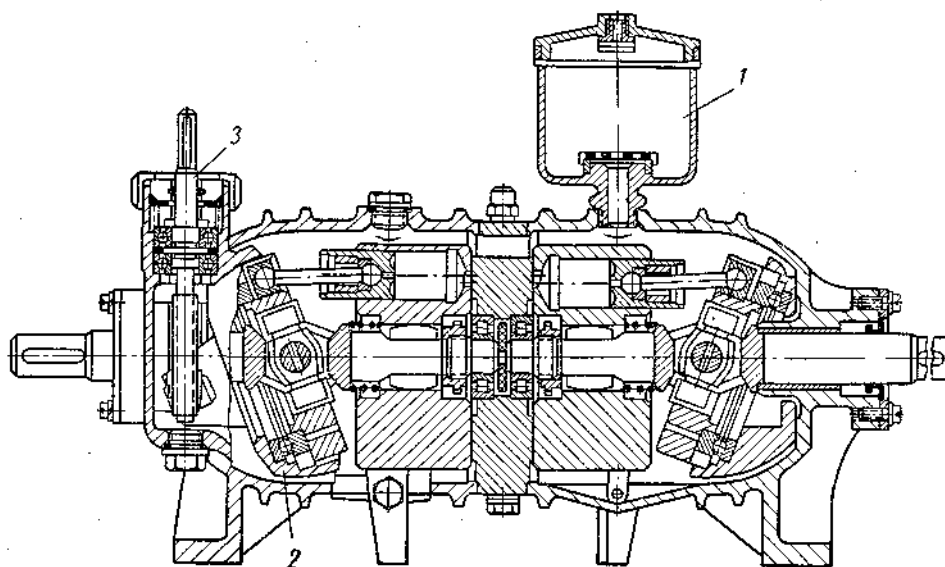


Рисунок 1.4. Конструкція універсального регулятора швидкості

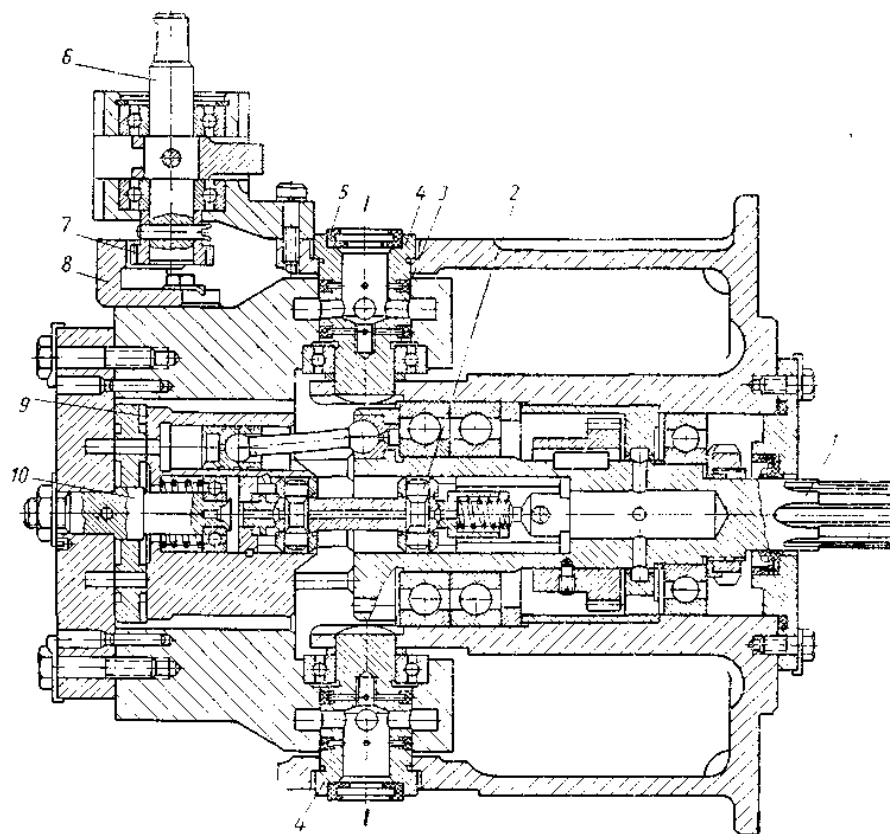


Рисунок 1.5 Конструкція регульованої машини з несиловим карданом «Rexroth»

На рис. 1.6 зображена конструкція нерегульованого насоса (гідромотора) з несиловим карданом. Оскільки в даній конструкції насосний блок не повертається, загальна конструкція машини значно спрощується. Технічні характеристики таких машин представлені для 9 типорозмірів моделі ИМ, що виробляються в СНД. Ці машини призначені для роботи при номінальному тиску до 100 кг/см^2 та можуть забезпечувати обертовий момент до 117 кгм

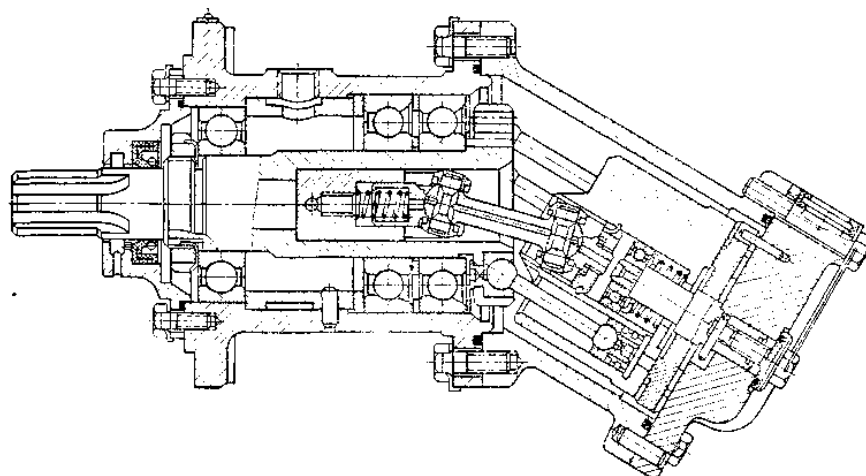


Рисунок 1.6. Конструкція нерегульованого насоса (гідромотора) з несиловим карданом

На рис. 1.7 приведена конструкція регульованої машини з шатуновим приводом безкарданного типу, що працює по принциповій

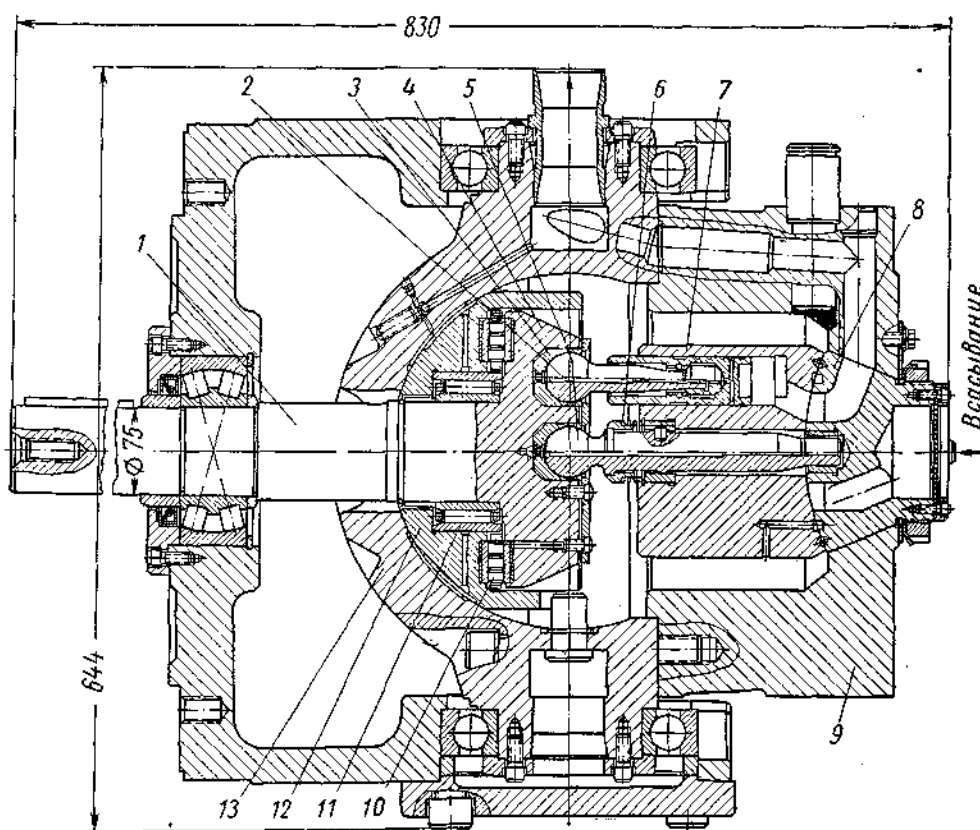


Рисунок 1.7. Конструкція регульованої машини «Hydromatic» з шатуновим приводом безкарданного типу. В режимі насоса, при швидкості обертання 970 об/хв, найбільша подача становить 450 л/хв, що при робочому тиску 150 кг/см² відповідає потужності близько 112 кВт. Такі насоси виготовляються компанією «Hydromatic» (Німеччина).

Приводний вал 1 обертає приводну шайбу 4, в отворах якої розташовані бронзові сферичні під'ятники 3 для головок шатунів 2. Ротор 7 приводиться шатунами, центрується на сферичному розподільному диску 8 і притискається до нього пружиною 6, яка насаджена на валик зі сферичною головкою 5. Приводна шайба встановлена на роликовому підшипнику 11, а осьові зусилля на ній сприймаються натискними роликовими підшипниками 10, які передають їх через проміжну деталь 12 на сферичну поверхню коромисла 13. Для регулювання машини коромисло 13 повертається разом з насосним блоком 9, який має канал для нагнітання робочої рідини.

Основним недоліком цієї конструкції, як і в конструкції, представлений на мал. 2.4, є складність відведення робочої рідини під тиском від насосного блоку, що повертається

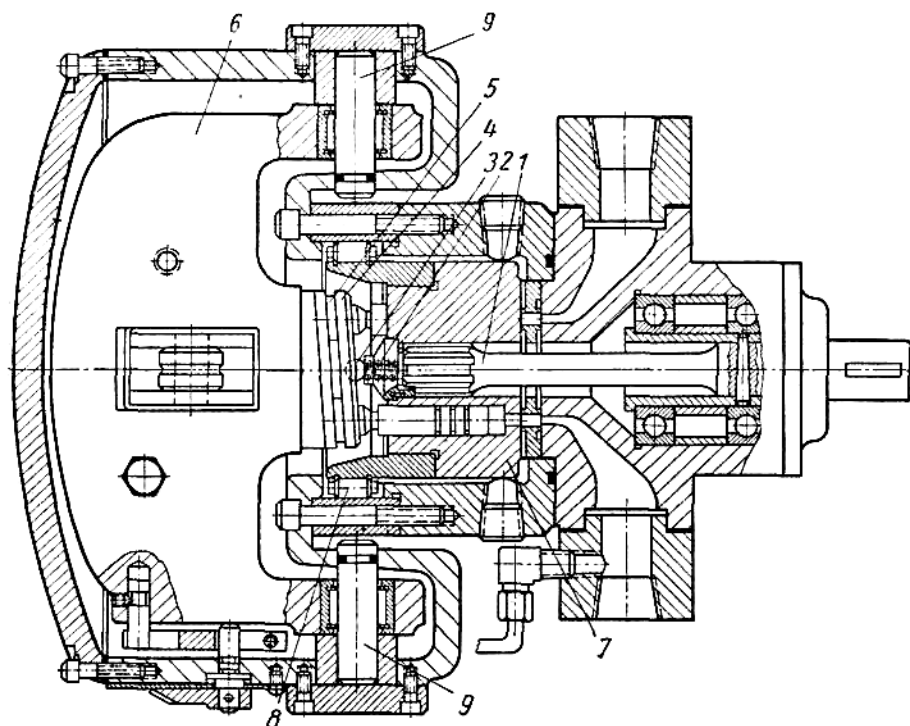


Рисунок 1.8. Конструкція регульованого насоса «Sauer Danfoss»

Насос моделі 2Н53Д фірми «Danfoss» (рис. 1.8) працює за принциповою схемою і оснащений плоскими торцевими розподільниками. У обох конструкціях встановлена пружина 2, що через кульку 3 притискає кільцеві опори 5 до похилої плити 6 за допомогою диска 4, вмонтованого в приводний вал 1.

У регульованій конструкції плита виконана масивною та має дві проушини, насаджені на осі 9, що дозволяють їй повертатися відносно осі. Ротор 7 розташований на роликових підшипниках 8 спеціального виконання. Такі машини виробляються фірмою для роботи при тиску до 350 кг/см^2 , а максимальна потужність не перевищує 85 кВт.

Виготовлення насосів великої потужності вимагає значних зусиль, оскільки необхідно забезпечити точне центрування великого ротора при мінімальному зазорі між ротором і роликовим підшипником, що є важким технічним завданням. [6,13,21].

1,5Аксіально-поршневі машини, що випускаються на АТ «Гідросила»

АТ «Гідросила» з 1980 року випускає об'ємні гідроприводи, що працюють на основі аксіально-поршневих гідромашин з похилою шайбою, вироблених за ліцензією компанії «Sauer». В асортименті підприємства є як регульовані насоси, так і нерегульовані гідромотори з робочими об'ємами 33, 71, 90 та 112 см³. Ці аксіально-поршневі машини призначені для застосування в об'ємних гідроприводах, що працюють за замкнутою схемою.

Конструктивно передбачена можливість комбінування різних елементів, зокрема тандемування. Модульна система підключення гідророзподільників до насосів дозволяє інтегрувати різноманітні системи управління. Власне конструкторське бюро АПМ, яке функціонує на підприємстві з 1977 року, спеціалізується на розробці об'ємних гідроприводів.

У 2007 році було освоєно виробництво нерегульованих насосів і гідромоторів з похилим блоком об'ємом 112 см³, а в 2008 році планувалося введення в серійне виробництво гідровузлів об'ємом 56 см³. Насоси з похилим блоком призначені для використання в об'ємних гідроприводах, які працюють за відкритою схемою, в той час як гідромотори підходять як для закритих, так і для відкритих гідросистем.

З 2000 року на підприємстві діє сертифікована система менеджменту якості, відповідна міжнародному стандарту ISO 9001. Всі вироби проходять приймально-здавальні випробування на спеціалізованих стендах, а ресурсні тести проводяться в атестованій гідролaboratorії або безпосередньо на підприємствах замовників. Аксіально-поршневі насоси з похилою шайбою використовуються в об'ємних гідроприводах (ГСТ), які складаються з насоса і гідромотора, що працюють у замкнутій схемі. Такі системи застосовуються, зокрема, в мобільних машинах, таких як зернозбиральні комбайни, автобетонозмішувачі, дорожні ущільнювачі та інші машини спеціального призначення.

Насоси мають просту в експлуатації конструкцію та компактні розміри. Подача цих насосів пропорційна частоті обертання ротора та робочому об'єму, який можна регулювати зміною кута нахилу диска.

Модульна система підключення гідророзподільника дає можливість інтегрувати різноманітні типи систем управління.

Гідромеханічна пропорційна система управління (МН) дозволяє утримувати похилий диск в заданому положенні за допомогою важеля управління, забезпечуючи стабільну подачу насоса на встановленому рівні.

Електрогідравлічна релейна трипозиційна система управління (ER 1 і ER 2) застосовується для запуску та зупинки приводу в циклі «вкл. – викл. – вкл.», і може бути оснащена регулюванням максимального робочого об'єму.

Гідравлічна пропорційна система управління (HD) дозволяє фіксувати похилий диск у заданому положенні за допомогою гідравлічного сигналу, що передається для управління. Це рішення використовують у машинах із складною компоновкою або в тих, де необхідно узгоджувати подачу насоса з навантаженням технологічного обладнання.

Для насосів з об'ємом 90 см³ і 112 см³ передбачена можливість підключення додаткових насосів за схемою «тандем», що розширює функціональні можливості системи.

1,6 Конструкція та основні параметри аксіально-поршневого насосу НП-90

Насоси аксіально-поршневі НП 33, НП 52, НП 71, НП 90, НП 112, НП 90ер і НП 112ер виготовлені по ТУЗ України 5786106.010-93 призначені для нагнітання робочої рідини в гідравлічні системи закритого типу з безступеневим регулюванням подачі робочої рідини при ручному управлінні на народногосподарських машинах в районах з помірним і тропічним кліматом.

Таблиця 1.1 Технічна характеристика насосу НП-90

Параметр	Одиниця виміру	Значення
Робочий об'єм	см ³	89±2
Частота обертання при номінальному робочому тиску	с ⁻¹ (об/хв)	25±0,83 (1500±50)
-максимальна		50(3000)
-мінімальна		8,33(500)
Подача		
-номінальна	л/хв	126,8
-мінімальна		0
Тиск в гідролінії високого тиску		
-номінальний	МПа (кгс/см ²)	26,5(270)
-максимальний		39,2(400)
Тиск в гідролінії низького тиску		
-максимальний	МПа (кгс/см ²)	1,505(15,3)
-мінімальний		1,295(13,2)
Номінальний перепад тиску	МПа (кгс/см ²)	25(255)
Максимальний тиск дренажу	МПа (кгс/см ²)	0,25(2,5)
Коефіцієнт подачі, не менше		0,95
Загальний ККД, не менше		0,87
Маса(без робочої рідини), не менше	кг	78
Номінальна споживана потужність	кВт(л.с.)	63,3(86)
Момент інерції оберткових мас	кгм ²	0,0177
Характеристика робочої рідини:		
а) мінімальна	м ² /с(сСт)	12×10 ⁻⁶ (12)
б) максимальна робоча		600×10 ⁻⁶ (600)
в) максимально-допустима пускова		1000×10 ⁻⁶ (1000)
-температура		
а) масла марки «А» ТУ38.1011282-89:	°С	
1) мініально-допустима пускова		-12
2) мініально-допустима принавантаженні		-5
б) масла МГЕ-46В ТУ38.001347-83:		
1) мініально-допустима пускова		-5
2) мініально-допустима принавантаженні		0
-клас чистоти по ГОСТ 17216-71 для частинок розміром:		
а) 50...100 мкм і більше		10
б) 25...50 мкм		11
в) 10...25 мкм		13
г) менше 10 мкм		не більше 616000 в 100 см ³
-номінальна чистота фільтрації	мкм	10
Гамма-процентний ресурс (γ=90%) до першого капітального ремонту	год	4000

Продовження таблиці 1.1

Допустима тривалість роботи при максимальному тиску в гідролінії високого тиску: -безперервна -загальна	с	15 1% від ресурса
Обертний момент на важелі керування, не більше	Н.м(кгс.м)	15,5(1,55)
Тиск керування: -номінальне -максимальне	Мпа (кгс/см ²)	1,4(14,2) 1,505(15,3)
Кут повороту важеля	град.	±30
Діапазон регулювання подачі (безступенево) при максимальній частоті обертання	л/хв	233,3-0
Напруга, що споживається	В	12

Конструктивна схема насоса включає наступні основні складальні одиниці і деталі (рис. 1.9.):

люльку	-1
вал насоса	-2
важіль управління	-3
золотник управління положенням люльки	-4
насос підживлення	-5
зворотні клапани	6
запобіжний клапан системи підживлення	-7
гідропідсилювач механізму повороту люльки	-8
блок циліндрів	-9
ланка зворотного зв'язку	-10
торцеве ущільнення	-11
і допоміжні пристрої (що не входять до складу насоса):	
трубопровід управління	-12
трубопровід системи управління	-13
фільтр	-14
вакууметр	-15
резервуар	-16
охолоджувач	-17
трубопровід високого тиску	-18
трубопровід низького тиску	-19
дренажний трубопровід	-20

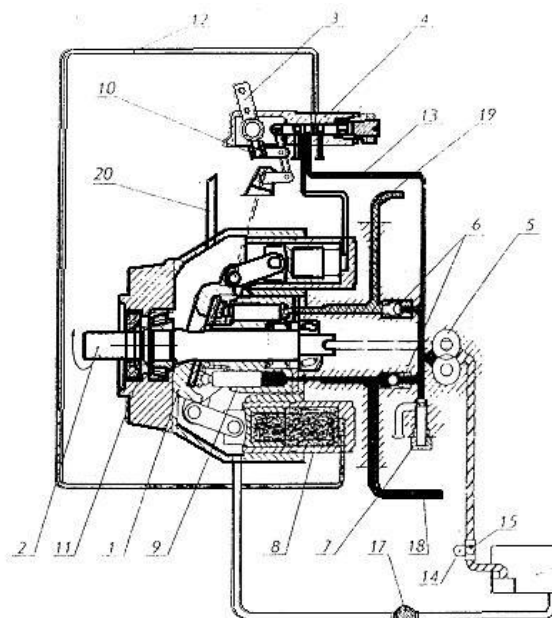


Рисунок 1.9. Принципова схема насоса (позиції 18, 19, 20 – вихід до гідромотора)

Насос є основним силовим елементом об'ємного гідроприводу, який перетворює механічну енергію в енергію потоку робочої рідини.

Двигун обертає вал 2, що є частиною реверсивного регульованого насоса. Цей вал з'єднаний з блоком циліндрів 9 і насосом підживлення 5. Насос підживлення всмоктує робочу рідину з резервуару 16 через фільтр 14 і подає її в трубопровід системи управління 13. Звідти рідина потрапляє через зворотний клапан 6 в трубопровід низького тиску 19, який з'єднаний із всмоктуючою порожниною насоса та вихідною порожниною нерегульованого гідромотора. Тиск у трубопроводах 13 і 19 регулюється за допомогою переливного клапана гідромотора.

Для захисту трубопроводів низького тиску від перевантажень використовується запобіжний клапан 7, налаштовуваний на тиск, що перевищує налаштування переливного клапана гідромотора на 0,2–0,3 МПа (2–3 кгс/см²).

У початковому положенні люлька 1 насоса знаходиться в нульовому положенні (її робоча поверхня перпендикулярна осі обертання валу 2), що означає нульову подачу насоса. Регулювання подачі здійснюється через систему управління. При переміщенні важеля управління 3 змінюється положення золотника управління 4, що дозволяє робочій рідині з трубопроводу 13 потрапити в трубопровід управління 12, а потім до гідропідсилювача 8 механізму повороту люльки 1. Під впливом тиску рідини люлька переміщується, що забезпечує збільшення подачі

насоса. Ланка зворотного зв'язку автоматично регулює положення золотника управління 4, що дозволяє підтримувати постійний кут нахилу люльки 1, визначений важелем управління 3.

Обертання блоку циліндрів 19 переміщує плунжери, які нагнітають робочу рідину в трубопровід високого тиску 18. Рідина, що потрапляє в гідромотор через цей трубопровід, викликає обертання валу гідромотора. Після цього робоча рідина через трубопровід низького тиску 19 повертається до всмоктуючої порожнини насоса, де процес починається знову.

Під час роботи насоса в стабільному режимі насос підживлення 5 постійно подає робочу рідину в трубопровід низького тиску 19, що дозволяє компенсувати витоки рідини. Окрім цього, залишок рідини через переливний клапан гідромотора постійно скидається в корпус гідромотора. Разом з витоками рідини вона потрапляє через дренажний трубопровід 20 в корпус насоса. Тут вона змішується з витоками самого насоса і проходить через охолоджувач 17 до резервуару 16, де підтримується необхідний температурний режим системи. Ущільнення валу насоса забезпечується за допомогою торцевого ущільнення 11, що запобігає витоку рідини і зберігає герметичність системи.

1.7 Обґрунтування теми магістерської роботи

Зношення деталей є головною причиною скорочення терміну служби та зниження ефективності роботи тракторів і машин. Зношення — це процес руйнування та видалення матеріалу з поверхні твердого тіла, який супроводжується накопиченням залишкових деформацій під час тертя, що призводить до зміни розмірів чи форми деталі. Основною причиною зносу механічних компонентів є внутрішнє тертя.

У випадку з аксіально-поршнеvim насосом НП-90 основною причиною відмов є знос роторно-поршневої групи. Зокрема, спряження плунжер-втулка працює в найбільш важких умовах порівняно з іншими деталями. Частина блоку циліндрів, що відповідає за камеру стиснення, є найнавантаженішою. Ця деталь працює в температурному діапазоні від -12°C до $+70^{\circ}\text{C}$ і піддається динамічним навантаженням, змінним силам. У процесі роботи насоса на цьому спряженні

відбуваються не тільки втомні процеси, але й механічне та гідроабразивне зношування.

Зазор між посадочним діаметром поршня (плунжера) та втулкою в блоці циліндрів має бути в межах 0,01–0,03 мм. Якщо цей зазор перевищує номінальне значення, робоча рідина може почати перетікати з камери стиснення в корпус насоса. Це призводить до зниження загального коефіцієнта корисної дії (ККД), зменшення подачі і появи пульсацій у напірному трубопроводі. Мінімальний об'єм ремонту в такому випадку полягає у заміні поршнів і розточуванні посадочного місця в блоці до ремонтного розміру, якщо це можливо.

Друга причина зносу — це знос п'ят поршнів та площини розподільної шайби, що відбувається через підвищену забрудненість масла або попадання повітря в всмоктуючий трубопровід насоса. Такі несправності проявляються у зниженому тиску, підвищеному рівні шуму під час роботи насоса, а також у "скачках" тиску. В особливо складних випадках може статися руйнування опорних п'ят поршнів, що призводить до пошкодження більшості робочих частин насоса. У таких ситуаціях необхідна заміна всього качаючого вузла.

Крім того, експлуатація в умовах різких перепадів температури або робота при підвищених температурах може спричинити зміни в структурі матеріалу деталей. Це може призвести до викришування металу, появи тріщин або зламів, що ще більше погіршує працездатність насоса та знижує його ефективність.

Таблиця 1.2. Дані про величини зносів деталі (блоку циліндрів)

№	Контролюючий дефект	Розмір, мм		Способи та засоби контролю		Заключення
	Назва	По кресленню	Допустимий	Найменування	Позначення	
1	Знос шліців зубців по товщині	2,4	2,383	Зубомір		Ремонтувати
2	Знос гільз за діаметром	20,6	20,523	Штангенциркуль	ШЦ-125-01	Ремонтувати
3	Знос місця під втулку	58	56,25	Штангенциркуль	ШЦ-125-01	Ремонтувати
4	Знос різьби	8,015	7,655	Щуп		Ремонтувати

На підприємстві «Ремсинтез» зношені насоси ремонтують шляхом повної заміни качаючого вузла, що є економічно неефективним, оскільки виготовлення

комплекту нових деталей вимагає більших витрат, ніж відновлення використовуваних компонентів.

Оскільки розвиток систем гідроприводу, а також аксіально-поршневих машин має велике значення для таких галузей, як сільське господарство, машинобудування, ремонтне виробництво та інші, можна оцінити актуальність цієї теми. Під час проходження наукової практики на ТОВ «Ремсинтез» я мав змогу ознайомитись із процесом виробництва насосів НП-90 та їх відновленням (заміною зношених деталей на нові). Окрім того, було проведено аналітичне дослідження цієї теми, а також сформульовано завдання для дипломного проектування:

- вдосконалення технології ремонту аксіально-поршневого насосу НП-90;
- підвищення надійності насосу НП-90;
- проектування ділянки для ремонту насосів НП-90 на ТОВ «Ремсинтез»

в м. Кропивницький.

Ці завдання є важливими для зменшення витрат на ремонтні роботи та підвищення ефективності виробництва насосів, що безпосередньо впливає на економічну вигоду та технологічний прогрес підприємства.

Таким чином було сформовано тему магістерського проекту : «Дослідження технології ремонту та підвищення надійності аксіально-поршневого насосу НП-90 на ТОВ «Ремсинтез» м. Кропивницький

З вищенаведеного впливають наступні задачі, які підлягають розробці в магістерській роботі:

1. Оцінити тип, характер та ступінь зносу робочих поверхонь блоку циліндрів АПМ.

2. На основі результатів дослідження стану блоку циліндрів, а також з урахуванням конструктивних характеристик, вибрати найбільш ефективний метод відновлення.

3. Провести розрахунок та визначити оптимальні режими для виконання технологічних операцій, а також здійснити технічне нормування часу для їх виконання.

4. Досягти підвищення ефективності процесу відновлення блоку циліндрів аксіально-поршневого насосу шляхом зменшення витрат на:

- ремонтні матеріали;

- електроенергію;
- оплату праці виробничих працівників завдяки зниженню трудомісткості робіт по відновленню деталей;
- утримання, обслуговування та експлуатацію основного технологічного обладнання.

Ці заходи сприятимуть оптимізації виробничих процесів, зменшенню витрат і підвищенню загальної ефективності ремонту, що, в свою чергу, дозволить збільшити довговічність та надійність насоса в експлуатації. Важливим аспектом є також забезпечення високої якості відновлених компонентів, що сприятиме зниженню частоти повторних ремонтів та загальних витрат на обслуговування обладнання.

РОЗДІЛ 2

2.1 Навантаження, які сприймаються блоком циліндрів

Циліндри блоку [15-18] піддаються навантаженню від тиску робочої рідини вздовж своєї довжини, яка дорівнює зміщенню торця поршня від дна циліндра. Торцева поверхня блоку циліндрів (БЦ) також піддається тиску робочої рідини, і це навантаження розподіляється на площу поверхні вікна високого тиску. При цьому зміну тиску по довжині ущільнюючої частини поршня і торцевого зазору між БЦ і розподільником приймаємо лінійною, тобто без урахування стисливості робочої рідини і зміни її в'язкості вздовж довжини поршня.

В осьовому напрямку на БЦ діють зусилля від тиску робочої рідини на дно циліндра, які притискають його до розподільника, а також зусилля, що виникають через тиск в торцевому зазорі між блоком і розподільником, які відштовхують БЦ від розподільника.

Донна частина БЦ в радіальному напрямку деформується значно менше, ніж циліндри, оскільки діаметр розподільних каналів у цій частині в 1,5-2 рази менший за діаметр самих циліндрів. Тому перерізи циліндрів у донній частині не піддаються суттєвим зміщенням. У вхідній частині циліндра кінцеві перерізи не зазнають навантажень.

Враховуючи це, можна прийняти, що тиск робочої рідини в циліндрах передається тільки на прилеглі перетинки, а частина БЦ, що прилегла до центрального отвору, вважається абсолютно жорсткою. Таким чином, можна розглядати тільки ту частину блоку, що обмежена перерізами по осях двох сусідніх циліндрів та осі БЦ. Враховуючи цю умову, деформації БЦ обумовлені деформаціями перетинок між циліндрами та зовнішніми стінками циліндрів. Завдання визначення напружень і деформацій у БЦ, при його просторовому аналізі, зводиться до дослідження навантаження балки на пружній основі (рис. 2.1в), що описується відповідним диференціальним рівнянням.

$$EI_0 \cdot \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + Ky + m_0 \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = p(x, t) \quad (2.1)$$

де EI_0 - згинаюча жорсткість профіля балки, E - модуль пружності матеріалу БЦ, I_0 - момент інерції перерізу балки, що розглядається;

$y(x, t)$ - радіальне зміщення центра тяжіння перерізу балки з координатою x в момент часу t ;

K - коефіцієнт жорсткості основи;

m_0 - маса одиниці довжини балки; $m_0 = \rho_\sigma S_0$, а ρ_σ - густина матеріалу БЦ, S_0 - площа перерізу балки, що розглядається;

$p(x, t)$ - інтенсивність розподіленого навантаження, яке діє на балку.

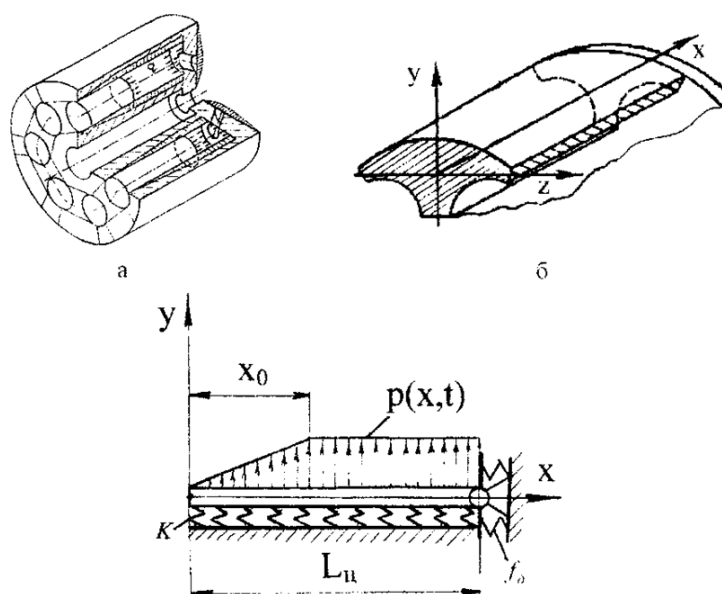


Рисунок 2.1. До обґрунтування розрахункової схеми БЦ: а-схема дискретизації БЦ, б-елемент, виділений із БЦ, в-розрахункова схема циліндро-поршневої групи .

Це рівняння, з урахуванням зроблених припущень, є математичною моделлю циліндропоршневої групи (ЦПГ) аксіально-поршневої машини (АПМ), яка враховує її реальну просторову геометрію та циклічний характер навантажень. Ліва частина рівняння (2.1) описує геометрію блоку циліндрів (БЦ) та пружні властивості матеріалу, з якого він виготовлений. Права частина рівняння включає такі параметри, як діаметр і кількість поршнів, довжину їх ущільнюючої частини, тиск у сусідніх циліндрах, а також індикаторну діаграму аксіально-поршневої машини (АПМ), що відображає її робочі характеристики в процесі експлуатації.

Ця модель дозволяє більш точно прогнозувати поведінку ЦПГ при різних умовах роботи, зокрема оцінювати вплив циклічного навантаження на деформації та напруження в компонентах системи, що важливо для підвищення надійності та довговічності аксіально-поршневих машин.

2.2 Існуючі методи підвищення надійності блоку циліндрів АПМ

З підвищенням технічних характеристик аксіально-поршневих машин (АПМ), зокрема робочого тиску та частоти обертання, зростають вимоги до конструкцій і матеріалів компонентів конструктивних вузлів (КВ). Це зумовлено необхідністю забезпечити одночасно високу міцність, жорсткість, зносостійкість і теплопровідність деталей. Оскільки вимоги до деталей стають все складнішими, в останнє десятиліття все частіше застосовують технологічно складніші композитні конструкції, де вибір матеріалів для різних частин деталей здійснюється з урахуванням специфічних вимог і технологічних можливостей виробництва. Найбільш відомими композитними конструкціями деталей КВ є блоки циліндрів (БЦ), що описуються в патентах ФРН (№2812416) та Франції (№1363347), де запропоновано наносити на поверхню циліндрів і торцевого розподільника шар антифрикційного матеріалу для підвищення зносостійкості.

Навантаження, які діють на поршні в різних типах АПМ, можуть суттєво відрізнятися. В гідромашинах з похилим блоком циліндрів поршні практично не піддаються поперечним силам, оскільки вони не передають обертовий момент і з'єднуються з валом за допомогою шарніра. Відповідно, в патенті Великобританії (№1432730) пропонується використовувати спеціальні поршневі кільця як

ущільнення для поршнів. Для часткового розвантаження плунжерів від радіальних зусиль у конструкціях КВ використовують поршні, що складаються з кількох частин (патент США №3866519), де шток має сферичну головку для підп'ятника.

Осьові зусилля, що діють на блок циліндрів, є змінними і ексцентричними, що вимагає забезпечення таких умов роботи, які виключають відривання блоку від розподільного диска. Для цього у багатьох конструкціях КВ застосовують додаткове прижимання блоку за допомогою пружини, що також описано в патенті США (№3584543). Це дозволяє забезпечити стабільну роботу гідроприводу навіть під час змінних навантажень і сприяє підвищенню ефективності роботи аксіально-поршневих машин

Збільшення робочого тиску і частоти обертання в аксіально-поршневих машинах (АПМ) спричиняє значне підвищення рівня шуму. Це явище обумовлено кількома факторами:

1. Гідродинамічні ефекти: Підвищення тиску та частоти обертання збільшує швидкість руху робочої рідини, що спричиняє інтенсивніші коливання і турбулентність у трубопроводах та гідравлічних каналах. Це може привести до виникнення вібрацій і шумів.

2. Тертя та зношення: Збільшені навантаження на механічні компоненти, такі як поршні, плунжери, розподільники та інші деталі, призводять до підвищеного тертя і зносу. Це також може збільшити рівень механічного шуму внаслідок частих контактів між рухомими частинами.

3. Резонансні явища: У високошвидкісних гідравлічних системах, де частота обертання ротора або поршня значно зростає, можливі резонансні явища, які посилюють звукові коливання і створюють додатковий шум.

4. Пульсації тиску: З підвищенням тиску та частоти обертання виникають пульсації робочого тиску, які можуть передаватися через рідини та механізми, що в результаті спричиняє додаткові вібрації й шум.

Для АПМ загального призначення, наприклад, потужністю 15-20 кВт, рівень шуму, що досягає 80-90 дБ, може мати суттєвий вплив на робоче середовище та здоров'я персоналу, що експлуатує ці машини. Постійний високий рівень шуму може спричиняти:

- Зниження працездатності працівників.

- Ризик порушення слуху при тривалому впливі.

Зниження точності роботи через підвищену акустичну напруженість. Таким чином, контроль над рівнем шуму є важливим аспектом у розробці та експлуатації АПМ, і застосування технологій для його зниження сприяє підвищенню комфорту роботи та збільшенню довговічності обладнання.

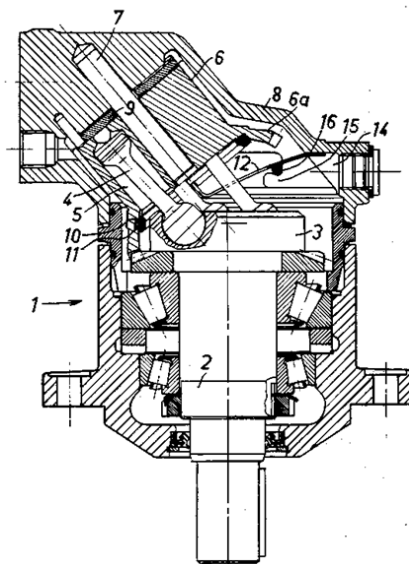


Рисунок 2.2.-Схема АПМ з ущільнюючими кільцями

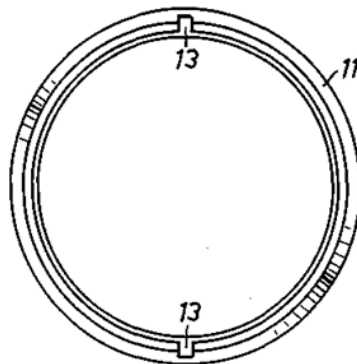


Рисунок 2.3.-Ущільнююче кільце

Високий рівень шуму, що виникає в об'ємних гідроприводах, є однією з основних причин, чому аксіально-поршневі машини (АПМ) не застосовуються в трансмісіях автомобілів, оскільки шум може значно погіршити комфорт водія та пасажирів, а також спричинити негативний вплив на слух працівників у випадку промислового використання. Для зменшення шуму в таких системах існують кілька технологічних рішень, одне з яких полягає в удосконаленні конструкції канавок вікон розподільника, що використовуються в АПМ. Відомим методом боротьби з шумом є використання спеціальних канавок на вікнах розподільника, як описано в патенті США №3585901. Ці канавки мають спеціальну форму, яка дозволяє

поступово змінювати площу каналу між циліндром і вікном. Така конструкція допомагає знизити пульсації потоку робочої рідини та поступово згладжує зміну тиску, що в свою чергу зменшує рівень шуму.

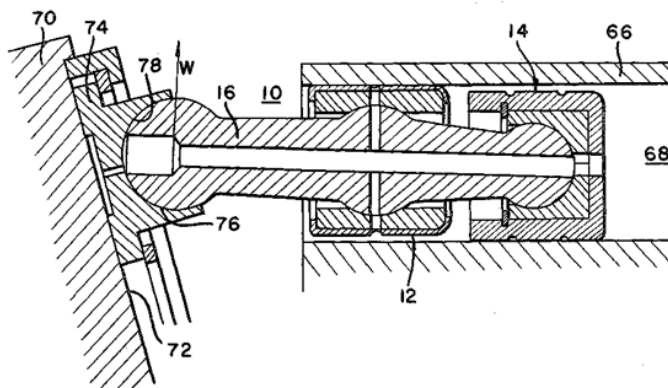


Рисунок 2.4.-Схема ЦПГ зі здвоєними плунжерами

Удосконалення шумових характеристик аксіально-поршневих машин (АПМ) є важливим аспектом для покращення їх роботи, зокрема для зниження рівня шуму, що має значення у багатьох сферах застосування, включаючи автомобільні та промислові гідроприводи. Для досягнення цієї мети були розроблені різні конструктивні рішення, спрямовані на вирівнювання тиску в циліндрах блока і зменшення пульсацій, що призводять до шуму. Канавки спеціального профілю на перемичках між вікнами розподільника (патент США №3699845): Це рішення спрямоване на вирівнювання тиску в циліндрах блока, що дозволяє зменшити різкі коливання тиску, зменшивши тим самим шум. Канавки спеціального профілю допомагають рівномірно розподілити робочу рідину між вікнами розподільника, що дозволяє знижувати акустичні коливання, які виникають через нерівномірний потік.

Дросельні отвори та пази (патент Німеччини №165, патент Великобританії №1282790): Використання дросельних отворів і спеціальних пазів дозволяє плавно змінювати потік робочої рідини, що зменшує пульсації і коливання тиску. Це рішення також сприяє зниженню рівня шуму, створюючи більш стабільні умови для роботи поршневих елементів та забезпечуючи плавну роботу насосів.

Проблеми подальшого покращення шумових характеристик: Однак подальше покращення шумових характеристик в цих напрямках обмежене, оскільки такі зміни можуть негативно вплинути на загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) системи. Крім того, введення додаткових складних конструктивних елементів підвищує

вартість виготовлення АПМ. Тому в сучасних умовах пошук оптимального балансу між зниженням шуму і ефективністю роботи є важливим завданням.

Тенденції в конструкціях КВ (качаючих вузлів) для АПМ:

Монометалічні і композитні деталі: Для покращення ефективності і зниження шуму в АПМ все частіше використовують конструкції, що складаються з монометалічних або композитних матеріалів. Це дозволяє знижувати тертя і знос, що є важливим фактором для довговічності і надійності роботи насосів.

Конструкція з кількома частинами: Замість одночастинних конструкцій, застосовуються деталі, що складаються з кількох частин. Це дає можливість точно налаштувати кожну частину на вимоги до навантаження, забезпечуючи більш ефективну роботу і менше зношення.

Число поршнів ($z=5, 7, 9, 11, 13$): Число поршнів в гідравлічних насосах АПМ варіюється в залежності від конкретних вимог до потужності і надійності. Зазвичай використовують моделі з кількістю поршнів від 5 до 13, що забезпечує оптимальне співвідношення між продуктивністю і мінімізацією шуму.

Циліндрична зовнішня поверхня БЦ: Циліндрична зовнішня поверхня блока циліндрів (БЦ) є важливою для зменшення тертя та забезпечення більш стабільної роботи поршнів. Це також допомагає знизити механічні шуми, оскільки відсутність гострих кутів і нерівностей на поверхні зменшує ймовірність виникнення вібрацій і турбулентності.

Паралельні осі циліндрів: Важливим конструктивним елементом є паралельність осей циліндрів блоку до осі розподільника. Це забезпечує рівномірний розподіл навантаження, мінімізуючи радіальні зусилля і, відповідно, знижуючи рівень шуму.

Отже, удосконалення конструкцій аксіально-поршневих машин і їх компонентів, зокрема качаючих вузлів (КВ), сприяє зниженню рівня шуму, зменшенню пульсацій тиску і підвищенню загальної ефективності роботи. Однак, на шляху подальшого зниження шумових характеристик виникають труднощі, пов'язані з можливим погіршенням ККД і підвищенням вартості виготовлення таких насосів. Тому важливо знайти баланс між зменшенням шуму і збереженням високих технічних характеристик та економічної ефективності виробництва.

2.3 Запропоновані способи підвищення надійності блоку циліндрів АПМ

Описана конструкція з гідравлічним розвантаженням блоку циліндрів (БЦ) є інноваційним підходом до зниження напружень і підвищення міцності та жорсткості цієї деталі в аксіально-поршневих машинах (АПМ). Давайте розглянемо деталі цієї технології.

Принцип роботи конструкції:

1. Винос тиску на зовнішню поверхню БЦ: Конструкція передбачає розміщення порожнин між зовнішньою поверхнею блоку циліндрів і бандажем, що охоплює БЦ. Ці порожнини сполучені з циліндром за допомогою каналу, що дозволяє рівномірно передавати тиск на зовнішню поверхню БЦ. Вхідний отвір цього каналу розташований в зоні зовнішньої мертвої точки поршня, тобто на максимальній відстані поршня від донної частини циліндра.

2. Гідравлічне розвантаження: Коли поршень знаходиться в зоні мертвої точки, тиск в циліндрі передається на зовнішню поверхню БЦ через канал, що сполучає порожнину зовні з порожниною всередині циліндра. Це дозволяє зменшити напругу в небезпечних точках блоку циліндрів, оскільки зусилля на зовнішній поверхні БЦ буде рівне зусиллю, що діє на поршень у циліндрі.

3. Переваги гідравлічного розвантаження:

- Зниження напруження: Під час роботи АПМ відбувається зниження напруження в небезпечних точках БЦ, де зростають найбільші механічні навантаження. Це дозволяє уникнути виникнення тріщин, втоми матеріалу та зносостійкості конструкції.

Забезпечення міцності та жорсткості: Тиск, який створюється в порожнині, дозволяє забезпечити додаткову жорсткість блоку, що допомагає витримувати високі навантаження без значних деформацій.

Залежність від тиску в циліндрах: напруження на зовнішній поверхні БЦ тепер не є постійною, а змінюється відповідно до тиску робочої рідини в циліндрах і положення поршнів у момент їх руху. Це дає можливість більш точно контролювати навантаження і знижувати зношення матеріалу.

Гідравлічне розвантаження БЦ допомагає знизити максимальні напруження в його критичних точках, що відбувається завдяки значному зменшенню навантажень,

що впливають на бандаж. Це сприяє збільшенню номінального тиску БЦ і підвищенню його довговічності. На рисунку 5 представлені основні схеми такого розвантаження. Початкові дані для проектування КУ АПМ включають робочий об'єм гідромашини, максимальний та номінальний тиск в напірній гідролінії, міцнісні і триботехнічні характеристики матеріалу БЦ і поршневої групи, а також довговічність і ККД машини. У процесі проектного розрахунку потрібно визначити головні геометричні параметри КВ: кількість і радіус циліндрів, радіус їх центрів, а також кут нахилу. Традиційний підхід до розрахунків геометричних параметрів БЦ базується на забезпеченні міцності конструкції. Проте досі не існує методик для розрахунку КВ на міцність з урахуванням гідравлічного розвантаження БЦ. У зв'язку з цим слід виділити дві основні задачі: визначення допустимих рівнів робочого тиску за геометричними параметрами КВ та розрахунок геометрії порожнин гідравлічного розвантаження та бандажної гільзи згідно з заданими рівнями тиску. Накопичення втомлених напружень у БЦ пов'язане з проходженням циклічних пластичних деформацій, і критерії міцності при змінних навантаженнях та складному напруженому стані повинні враховувати амплітудні значення напруження.

2.3.1 Гідравлічне розвантаження БЦ

Гідравлічне розвантаження деталей і вузлів широко застосовується в конструкціях об'ємних гідромашин для підвищення їх робочого тиску та ресурсу. Найпоширенішим є незамкнуте гідравлічне розвантаження, яке створює роздільну плівку робочої рідини між контактуючими поверхнями деталей.

У процесі гідравлічного розвантаження на поверхнях деталей виконуються порожнини, які з'єднуються каналами із зоною високого тиску. Рівнодіюча сила тиску розвантаження на стінку порожнини спрямована протилежно тиску, що діє на деталь або її найбільш навантажену частину. Таким чином, зусилля розвантаження завжди пропорційні робочому тиску та навантаженню, що діє на деталі. При незамкнутій порожнині робоча рідина утворює плівку, яка виступає в якості мастила для контактуючих деталей і підтримує їх заданий тепловий режим.

Методики розрахунку гідравлічного розвантаження опорних вузлів поршневих гідромашин, зокрема головок плунжерів, поршнів і торцевих

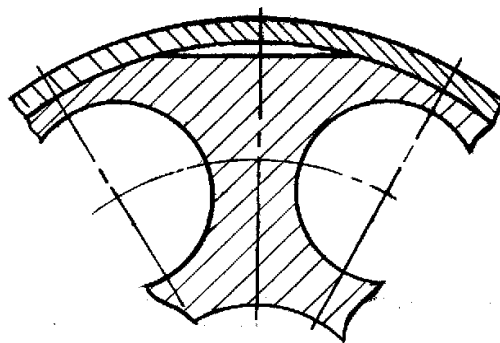
розподільників аксіально-поршневих машин, дозволяють значно знизити осьові зусилля на цих деталях при високих швидкостях ковзання. Це забезпечує необхідну довговічність деталей при високих частотах обертання та робочому тиску таких гідромашин.

Незамкнуте гідравлічне розвантаження в рухомих з'єднаннях деталей допомагає зменшити механічні втрати, хоча і може призвести до деякого збільшення втрат потужності через витоки робочої рідини. Оптимальні параметри вузлів гідравлічного розвантаження обираються з урахуванням мінімізації загальних втрат потужності.

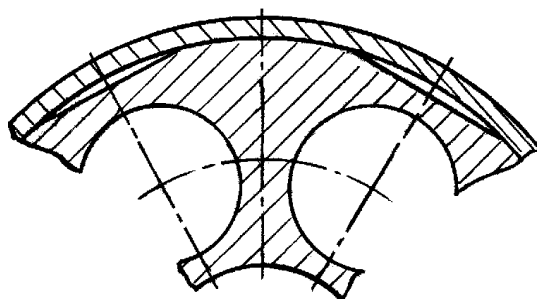
У гідроприводах мобільної техніки широко використовуються аксіально-поршнєві машини (АПМ), що вирізняються малими габаритами та масою при високих робочих тисках, високому коефіцієнті корисної дії (ККД) і надійності. Сучасні гідравлічні системи досягають номінального тиску в 35-40 МПа, а максимального — в межах 42-50 МПа. Традиційні напрямки вдосконалення конструкцій АПМ включають підвищення номінального та максимального тиску, розробку серій АПМ для низького, середнього та високого робочого тиску, а також зменшення радіальних і осьових габаритів качаючих вузлів.

Одним із ефективних способів підвищення міцності та жорсткості блоку циліндрів (БЦ) є зниження напруги в його критичних точках шляхом застосування тиску на зовнішню поверхню блоку. Аналіз конструкцій і умов навантаження БЦ показує, що напруги в його критичних перерізах циклічні та залежать від робочого тиску, положення поршнів у циліндрах, форми їх ущільнюючої частини та взаємного розташування циліндрів і вікон розподільника. Максимальні напруження в небезпечних точках БЦ спостерігаються, коли поршні максимально віддалені від донної частини і при максимальному робочому тиску.

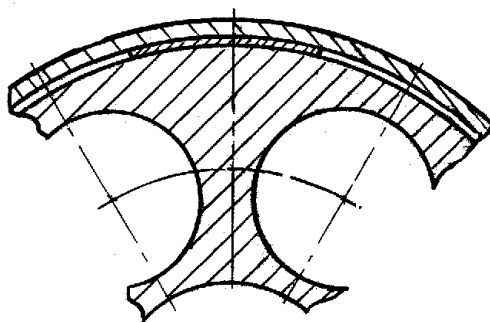
Тому для зменшення напруги в критичних точках БЦ необхідно, щоб тиск на його зовнішню поверхню був пов'язаний з тиском у високотисковій лінії АПМ, а також з положенням поршнів і тиском у циліндрах. Такі умови роботи циліндрів блоку забезпечуються завдяки їх гідравлічному розвантаженню, як показано на рисунках 5 і 6.



a



b



c

а - порожнини розвантаження на зовнішній поверхні БЦ над перемичками між циліндрами, б - порожнини розвантаження на зовнішній поверхні БЦ над зовнішніми стінками циліндрів, с - порожнини розвантаження на внутрішній поверхні бандажної гільзи

Рисунок 2.5. Поперечні перерізи БЦ з гідравлічним розвантаженням

Для створення порожнин гідравлічного розвантаження на зовнішній поверхні блоку циліндрів (БЦ) використовують бандажну гільзу. Між цією гільзою і зовнішньою частиною БЦ розташовуються порожнини, кількість яких відповідає числу циліндрів. Такі порожнини можуть формуватися шляхом вирізів на зовнішній поверхні БЦ (див. рисунки 2.5а, 2.5б). Одним із варіантів розміщення порожнин є їх виконання на перемичках між циліндрами (рисунок 2.5а), у ділянках, що зазнають

мінімальних навантажень. Проте, конструкція має недолік у вигляді потреби розміщення каналів гідравлічного розвантаження у площині симетрії між перемичками. Це може призвести до незначного розходження фаз дії тиску в сусідніх циліндрах і в порожнинах.

Іншим варіантом є розташування порожнин для розвантаження на зовнішній поверхні БЦ, поблизу зовнішніх стінок циліндрів (рисунок 2.5b). Такий підхід дозволяє зменшити навантаження на найбільш навантажені ділянки перерізу. Крім того, розміщення порожнин таким чином забезпечує чітку фазову кореляцію між тиском у циліндрах та тиском у розвантажувальних порожнинах, що сприяє більш ефективному розвантаженню.

Ще одним варіантом є розміщення порожнин для розвантаження на внутрішній поверхні бандажної гільзи (рисунок 2.5c). У цьому випадку конструкція не ослаблює перерізи БЦ, тому максимальний робочий тиск гідравлічної машини визначатиметься в основному міцністю бандажної гільзи, а не конструктивними особливостями самого БЦ.

Кожен з цих варіантів має свої переваги і недоліки, залежно від вимог до міцності, ефективності роботи і довговічності гідравлічних систем. Вибір оптимального розташування порожнин для гідравлічного розвантаження залежить від конкретних умов роботи, наприклад, типу використовуваного робочого середовища, робочого тиску та температурних умов.

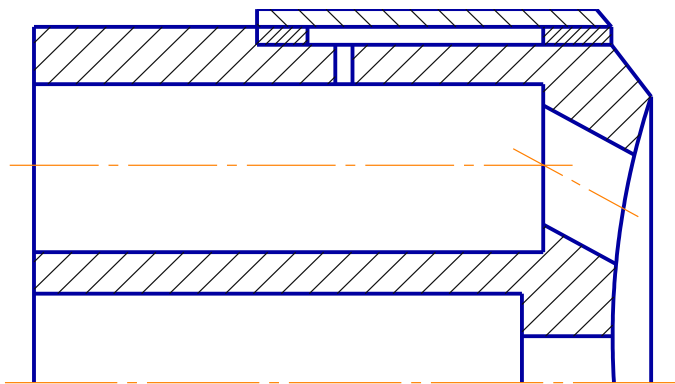


Рисунок 2.6. Подовжній переріз БЦ з гідравлічним розвантаженням, при з'єднанні порожнини розвантаження каналом з порожниною циліндра.

Для блоків циліндрів (БЦ) використовується система замкнутого гідравлічного розвантаження, оскільки порожнини обмежені нерухомим з'єднанням між блоком і

бандажною гільзою. Способи розташування каналів для гідравлічного розвантаження представлені на рисунку 2.6. Тиск розвантаження може подаватися через канали, що з'єднують порожнини циліндрів з порожнинами розвантаження (див. рисунок 2.6). У разі подачі тиску з порожнини циліндра забезпечується узгодженість фаз дії тиску в самому циліндрі та в порожнинах розвантаження, при цьому тиск змінюється залежно від того, як розташоване дно поршня відносно каналу розвантаження. Величина тиску в порожнині розвантаження в цьому випадку може бути або рівною, або пропорційною тиску в циліндрі.

Іншим способом подачі тиску є введення його через торцеву поверхню БЦ, яка спрямована до розподільника. У такому випадку тиск у порожнинах розвантаження залишається сталим і пропорційний або рівний тиску в лінії високого тиску гідравлічної системи. Фази дії тиску в циліндрах і порожнинах розвантаження змінюються в залежності від кутового положення каналів відносно осей циліндрів, що впливає на їх взаємодію і ефективність роботи системи.

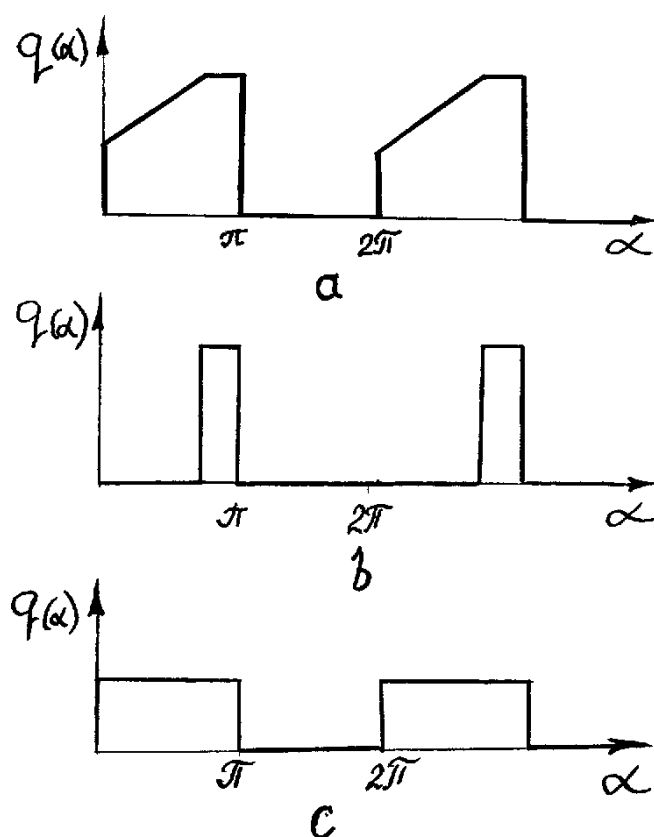
На рисунку 7 представлені діаграми тиску розвантаження в порожнинах в залежності від кута повороту блоку циліндрів (БЦ), з яких видно, що характер тиску змінюється в залежності від обраного способу розвантаження. Зокрема, при подачі тиску розвантаження з порожнини циліндра, як зазначено в роботі [16], цей процес сильно залежить від таких факторів, як довжина ущільнюючої частини поршня L_n та довжина циліндра L_{η} . Це означає, що зміна цих параметрів може значно вплинути на розподіл і стабільність тиску в системі розвантаження.

Якщо довжина ущільнюючої частини поршня наближається $L_n \approx L_{\eta}$ до довжини циліндра блоку, тиск розвантаження передається через канал, що утворюється в кільцевій щілині між поршнем і циліндром. При припущенні, що розподіл тиску в ущільнюючій щілині має лінійний характер, тиск у порожнині розвантаження буде лінійно залежати від тиску в циліндрі. Ця залежність також змінюється в залежності від положення дна поршня в циліндрі щодо каналу розвантаження, як показано на рисунку 2.7а.

Коли довжина ущільнюючої частини поршня значно менша за довжину циліндра блоку $L_n \ll L_{\eta}$, тиск розвантаження подається через канал з порожнини циліндра, коли дно поршня знаходиться в напрямку до каналу розвантаження. Після

того, як дно поршня проходить через канал розвантаження, тиск у порожнині розвантаження стає рівним тиску дренажу гідромашини, як показано на рисунку 2.7б. Якщо ж тиск розвантаження подається з торцевої поверхні блоку, що спрямована до розподільника, тиск у порожнині залишається постійним і рівним або пропорційним тиску в лінії високого тиску гідромащини, як показано на рисунку 2.7с.

Основними геометричними параметрами гідравлічного розвантаження БЦ (рисунок 2.8) є: l_n і b_n - довжина і ширина порожнини розвантаження, l_k і L_n - відстань від торцевої поверхні БЦ, в якій розміщені входні частини циліндрів до осі каналу розвантаження і початку порожнини, d_k - діаметр каналу розвантаження.



а - при подачі тиску розвантаження з порожнини циліндра (при $L_n \approx L_u$), б - при подачі тиску розвантаження з порожнини циліндра (при $L_n \ll L_u$), с - при подачі тиску розвантаження з торцевої поверхні БЦ

Рисунок 2.7. Діаграми тиску в порожнинах гідравлічного розвантаження

Тиск в порожнинах гідравлічного розвантаження також пов'язаний з основними характеристиками АПГ: d - діаметр циліндра, D - діаметр центрів циліндрів, $L_{\text{ц}}$ - довжина циліндра, γ - кут нахилу БЦ до осі валу для АПГ з похилим блоком або кут нахилу диска для АПГ з похилим диском.

Для розрахункової оцінки гідравлічного розвантаження БЦ можна застосувати модель, яка передбачає розгляд блоку як систему балок, пружно з'єднаних між собою і з жорстким центром. Кількість балок відповідає числу циліндрів. Поперечний переріз кожної балки визначається двома радіальними перерізами, що проходять через центр БЦ та через центри двох сусідніх циліндрів, а також перерізом, що проходить через центри двох суміжних циліндрів. Перемички між циліндрами в такій моделі зображуються як пружна основа.

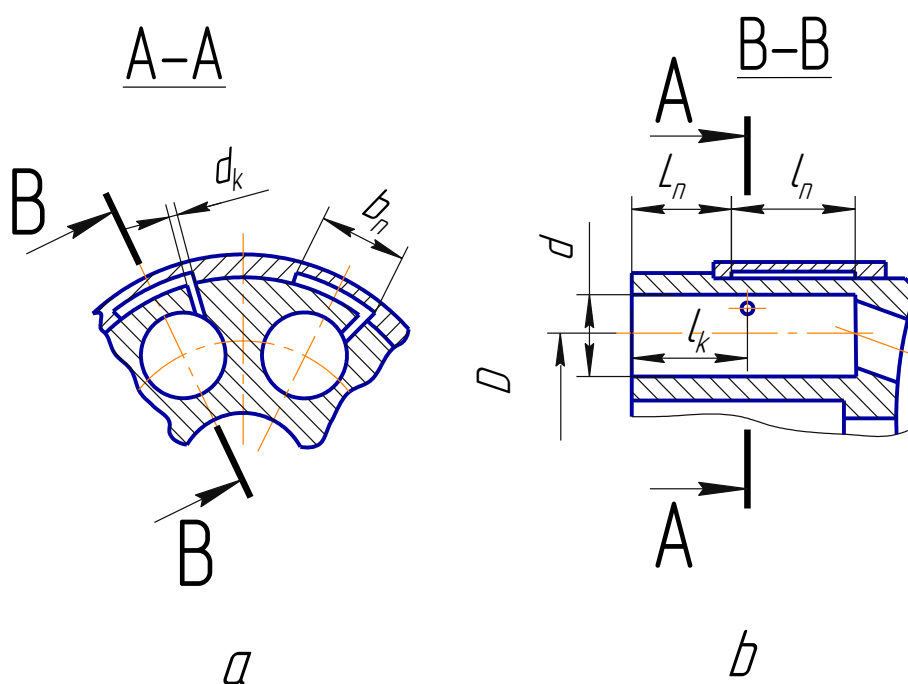


Рисунок 2.8. Основні геометричні параметри для розрахунку гідравлічного розвантаження БЦ включають: а) поперечний переріз і б) подовжній переріз.

Донна частина БЦ представляє собою круглу пластину, в якій закріплені зазначені балки. У результаті завдання з визначення напруження і деформацій у БЦ зводиться до вивчення вантаження балок, розташованих на пружній основі.

Згідно з такою розрахунковою схемою, деформації циліндрів БЦ, що виникають внаслідок дії тиску гідравлічного розвантаження, визначаються за допомогою відповідної формули, яка враховує як геометричні параметри, так і механічні характеристики матеріалів. Це дозволяє здійснити точний розрахунок,

спрямований на забезпечення належної працездатності і довговічності БЦ в умовах змінних навантажень і високих тисків:

$$y(\xi, \xi_n) = \sum_{i=1}^4 C_i(\xi_n) \cdot Y_i(\xi) + \Phi(\xi, \xi_n) \quad (2.2)$$

де, $\xi = k \cdot x$, $\xi_n = k \cdot x_n$ - безрозмірні координати даного перерізу БЦ і порожнини гідравлічного розвантаження, $x, x_n = L_n$ - координати перерізу БЦ і початку порожнини гідравлічного розвантаження в даному циліндрі, k - параметр БЦ, який визначається його радіальними розмірами, $C_i(\xi_n)$ - коефіцієнти, встановлюються з прийнятих граничних умов для даних балок - лівий кінець вільний, правий - пружно закладений в круглу пластину, якою моделюється донна частина БЦ, $Y_i(\xi)$ - функції Крилова, $\Phi(\xi, \xi_n)$ - функція навантаження, яке залежить від вибраного перерізу БЦ, координати порожнини гідравлічного розвантаження, тиску в циліндрах, форми ущільнюючої частини поршня і геометричних параметрів гідравлічного розвантаження.

Згідно [16] параметр БЦ знаходиться по залежності $k = \sqrt[4]{(a/4EI)}$, де $E \cdot I$ - згинаюча жорсткість даного поперечного перерізу БЦ, E - модуль пружності матеріалу БЦ, I - момент інерції перерізу даної балки, a - коефіцієнт жорсткості пружної основи - $a = E \cdot F_1(r, R_0, R, z)$, а r, R_0, R, z - радіуси циліндрів, зовнішній поверхні БЦ, розташування центрів циліндрів відповідно, z - число циліндрів.

За прийнятих граничних умов для даних балок, коефіцієнти $C_i(\xi_n)$ визначаються по залежностях:

$$C_1(\xi_n) = \frac{Y_5(\xi_n) + h \cdot Y_6(\xi_n)}{Y_7(\gamma) + h \cdot Y_8(\gamma)}$$

$$C_2(\xi_n) = \frac{Y_9(\xi_n) + h \cdot Y_{10}(\xi_n)}{Y_7(\gamma) + h \cdot Y_8(\gamma)}$$

$$C_3 = C_4 = 0,$$

де h - відносна жорсткість донної частини, а Y_i при $i = 5-9$ знаходиться як комбінації функцій Крилова і функції навантаження, які визначаються по залежностях:

$$\begin{aligned}
Y_5(\xi_n) &= \frac{d\Phi(\gamma, \xi_n)}{d\xi} \cdot Y_2(\gamma) - \Phi(\gamma, \xi_n) \cdot Y_1(\gamma), \\
Y_6(\xi_n) &= \frac{d^2\Phi(\gamma, \xi_n)}{d\xi^2} \cdot Y_2(\gamma) + 4 \cdot \Phi(\gamma, \xi_n) \cdot Y_4(\gamma), \\
Y_7(\gamma) &= Y_1^2(\gamma) + 4 \cdot Y_2(\gamma) \cdot Y_4(\gamma), \\
Y_8(\gamma) &= 4 \cdot (Y_2(\gamma) \cdot Y_3(\gamma) - Y_1(\gamma) \cdot Y_4(\gamma)), \\
Y_9(\xi_n) &= 4 \cdot \Phi(\gamma, \xi_n) \cdot Y_4(\gamma) + \frac{d\Phi(\gamma, \xi_n)}{d\xi} \cdot Y_1(\gamma), \\
Y_{10}(\xi_n) &= 4 \cdot \Phi(\gamma, \xi_n) \cdot Y_3(\gamma) + \frac{d^2\Phi(\gamma, \xi_n)}{d\xi^2} \cdot Y_1(\gamma),
\end{aligned}$$

де $\gamma = k \cdot L_y$.

Відносна жорсткість донної частини БЦ визначається по залежності:

$$h = \frac{E \cdot I \cdot k}{f} \quad (2.3)$$

де f - згинаюча жорсткість донної частини БЦ.

Рішення задачі по моделюванню донної частини БЦ і розрахункові формули для визначення значення f були приведені в роботі [6], згідно якої

$$f = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot H_d^3}{6 \cdot \rho \cdot (1 - \mu^2)} \quad (2.4)$$

де H_d - товщина донної частини, $\rho = F_2(r, R_0, R, z)$, - коефіцієнт жорсткості донної частини БЦ, який визначається радіальними розмірами БЦ, μ - коефіцієнт Пуассона матеріалу БЦ.

Функція навантаження $\Phi(\xi, \xi_n)$ залежить від розташування і розмірів порожнини гідравлічного розвантаження, від положення БЦ щодо розподільника, від положення поршнів в циліндрах, від тиску в них і від форми ущільнюючої частини поршнів. Визначимо функції навантаження для розглянутих способів гідравлічного розвантаження БЦ у вигляді:

$$\frac{1}{\varepsilon} \cdot \Phi(\xi, \xi_n) = \begin{cases} 0, & 0 \leq \xi < \xi_n; \\ [1 - Y_1(\xi - \xi_n)] \cdot \Delta_k, & \xi_n \leq \xi \leq \gamma. \end{cases} \quad (2.5)$$

де $\varepsilon = \frac{p}{a} \cdot b_n \cdot (1 + \sin(\pi/z))$ - параметр вантаження БЦ, який відповідає

деформації даного перерізу при нескінченно великій довжині циліндрів блоку навантаженого тиском, p - тиск робочої рідини в порожнині розвантаження, Δ_k - коефіцієнт положення каналів, який залежить від способу подачі тиску в порожнину гідравлічного розвантаження і довжини ущільнюючої частини поршня.

Таким чином, розрахунок гідравлічного розвантаження БЦ зводиться до визначення коефіцієнта положення каналів.

Для БЦ з порожнинами гідравлічного розвантаження над зовнішніми стінками циліндрів і подачею тиску з порожнини циліндрів, з поршнями, які мають довжину $L_n \approx L_y$ коефіцієнт положення каналів Δ_k визначається по залежності (2.6), для поршнів, які мають довжину $L_n \ll L_y$, - по залежності (2.7), а при подачі тиску розвантаження з торцевої поверхні БЦ коефіцієнт Δ_k визначається по залежності (2.8).

$$\Delta_{k1} = \begin{cases} v_1 \frac{\xi_k}{\xi_{01}} + v_2 \frac{\xi_k}{\xi_{02}}, & \xi_k \leq \xi_{01} \leq \xi_{02}; \\ v_1 + v_2 \frac{\xi_k}{\xi_{02}}, & \xi_{01} < \xi_k \leq \xi_{02}; \\ v_1 + v_2, & \xi_{01} \leq \xi_{02} < \xi_k. \end{cases} \quad (2.6)$$

де, $\xi_k = k \cdot l_k$, $\xi_{0i} = k \cdot x_{0i}$ - безрозмірні координати каналу розвантаження і дна поршнів в двох сусідніх циліндрах, x_{0i} - координати дна поршнів, v_i - коефіцієнти, які враховують форму індикаторної діаграми гідромашини і кута повороту БЦ щодо розподільника.

Для циліндрів АПГ в даному випадку $v_1(\alpha) = v_2(\alpha + \varphi)$ де $\varphi = 2\pi/z$ і $x_{01}(\alpha) = x_{02}(\alpha + \varphi)$.

Аналогічно отримаємо коефіцієнт положення каналів при подачі тиску розвантаження з циліндрів для $L_n \ll L_y$:

$$\Delta_{k2} = \begin{cases} 0, & \xi_k \leq \xi_{01} \leq \xi_{02}; \\ v_1, & \xi_{01} < \xi_k \leq \xi_{02}; \\ v_1 + v_2, & \xi_{01} \leq \xi_{02} < \xi_k. \end{cases} \quad (2.7)$$

При подачі тиску розвантаження з торцевої поверхні БЦ:

$$\Delta_{k3} = \begin{cases} 0, & 0 \leq \alpha < \varphi; \\ k, & \varphi \leq \alpha \leq \pi + \varphi; \\ 0, & \pi + \varphi < \alpha \leq 2\pi. \end{cases} \quad (2.8)$$

де $0 < k \leq 1$ залежить від взаємного розташування осі каналу розвантаження на торцевій поверхні і вікон розподільника.

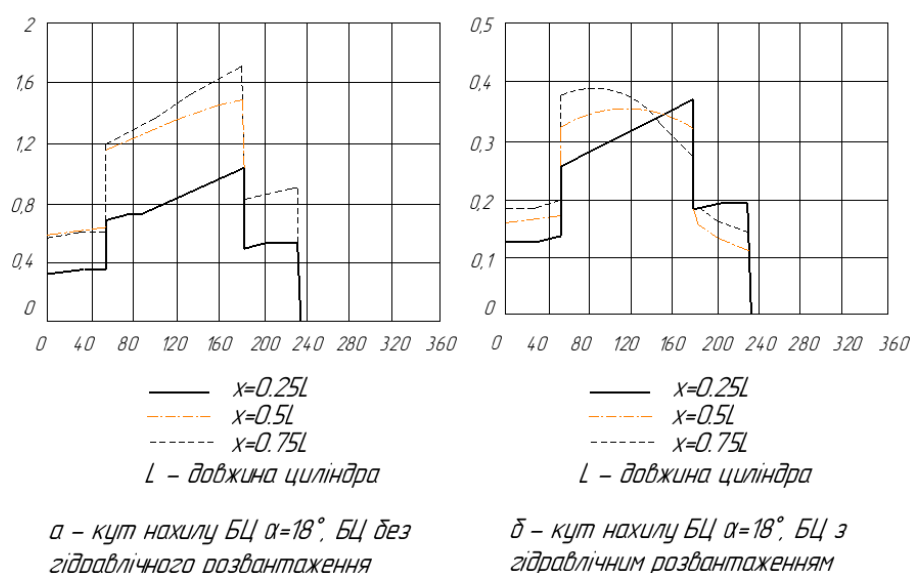


Рисунок 2.9.-Залежність відносних радіальних деформацій циліндрів $y(\xi, \xi_i)$ від кута повороту БЦ

При гідравлічному розвантаженні із циліндрів в порожнини над зовнішніми стінками и довжині ущільнюючої частини поршнів при $L_n \approx L_u$, кут нахилу шайби $\alpha=18^\circ$: а - без гідравлічного розвантаження, б - з гідравлічним розвантаженням.

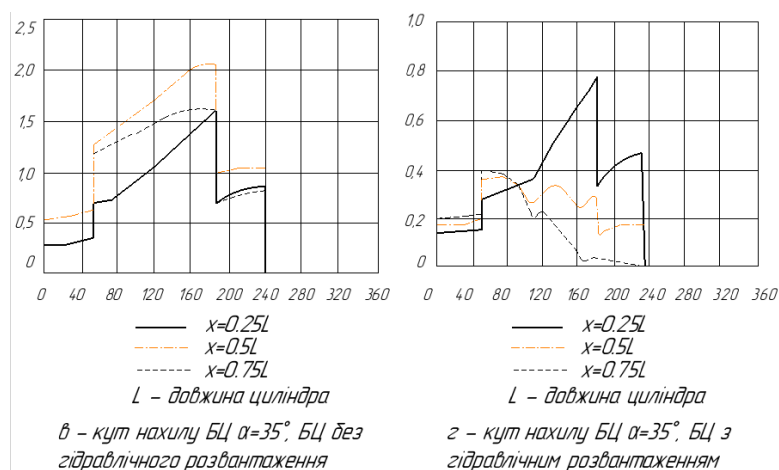


Рисунок 2.10.-Залежність відносних радіальних деформацій циліндрів $y(\xi, \xi_i)$ від кута повороту БЦ при його гідравлічному розвантаженні із циліндрів в порожнини над зовнішніми стінками и довжині ущільнюючої частини поршнів при

$L_n \approx L_u$, $\alpha=35^\circ$: в - без гідравлічного розвантаження, г - з гідравлічним розвантаженням.

Розроблені методи гідравлічного розвантаження БЦ сприяють значному підвищенню ККД, робочого тиску та довговічності ЦПГ, забезпечуючи оптимальне поєднання міцності та жорсткості блоку без необхідності змінювати матеріал. Такі конструкції БЦ з гідравлічним розвантаженням можуть бути ефективно використані при розробці нових або модернізації вже існуючих конструкцій качаючих вузлів ЦПГ.

Представлені розрахункові залежності дозволяють для різних варіантів гідравлічного розвантаження БЦ, з урахуванням основних параметрів порожнин і кінематики АПГ, провести оцінку підвищення міцності та жорсткості блоку. Це дає змогу виконати детальний аналіз втрат потужності в гідромашині та оптимізувати розміри БЦ з метою мінімізації цих втрат, що сприятиме покращенню енергетичної ефективності та зниженню експлуатаційних витрат.

РОЗДІЛ 3

3.1 Коротка характеристика вузла, що ремонтується

Аксіально-поршневий насос НП 90, розроблений відповідно до технічних умов ТУЗ України 5785106.010-93, призначений для подачі робочої рідини в замкнуті гідравлічні системи з безступінчастим регулюванням потоку під час ручного управління. Цей насос використовується на народногосподарських машинах, що працюють у районах з помірним та тропічним кліматом.

Регульовані аксіально-поршневі насоси з похилою шайбою (модель НП-90) застосовуються в об'ємних гідроприводах (ГСТ), які включають насос і гідромотор, що працюють за замкнутим принципом. Такі системи використовуються в мобільних машинах, зокрема в зернозбиральних комбайнах, автобетонозмішувачах, дорожніх ущільнювачах та інших спеціалізованих транспортних засобах.

Насоси НП-90 з робочим об'ємом 90 см³ виготовляються з 1980 року під ліцензією компанії "Sauer-Sundstrand". Сьогодні в асортименті є варіанти з об'ємом 33, 71, 90 та 112 см³, що дає змогу вибрати оптимальну модель залежно від потреби в гідроприводі.

Ці насоси характеризуються простотою в управлінні і компактними розмірами. Подача рідини пропорційна частоті обертання ротора і робочому об'єму, який змінюється за допомогою регулювання кута нахилу диска. Напрямок потоку рідини змінюється завдяки можливості повертати похилий диск в протилежні боки від його нейтрального положення, що дозволяє точно контролювати робочі параметри.

Завдяки модульній конструкції, насоси можуть бути легко інтегровані з різними типами гідророзподільників, що дозволяє застосовувати їх у різноманітних системах управління. Їхній універсальний дизайн і здатність адаптуватися до різних умов експлуатації роблять їх ефективними і надійними компонентами в гідравлічних системах мобільної техніки.

3.2 Характеристика умов роботи й основних процесів зношування вузла в цілому й окремих його спряженнях

Основною причиною відмови аксіально-поршневого насоса НП-90 є знос роторно-поршневої групи, а саме сполучення плунжер-втулка, яке працює в найбільш важких умовах, порівняно з іншими компонентами. При експлуатації насоса важливо уникати потрапляння сторонніх часток у робочу рідину, що може статися через вихід з ладу масляних фільтрів гідросистеми. Також можливі втрати робочої рідини через зазори в з'єднаннях чи розриви в рукавах високого тиску. Варто зазначити, що температурний режим в значній мірі залежить від ефективної циркуляції робочої рідини в насосі.

Мікрочастинки абразивних матеріалів, що потрапляють у масло, під час роботи насоса переносяться потоком рідини. В місцях з мінімальними зазорами ці частки можуть викликати подряпини та мікроборозни на поверхнях важливих деталей, таких як втулки. Цей процес відомий як гідроабразивне зношування.

Частина блоку циліндрів, зокрема область камери нагнітання, піддається найбільшим навантаженням. Ця деталь працює при температурах від -12 до +70°C і зазнає динамічних навантажень з змінними силами. Великі динамічні зусилля, що діють на деталі вузла, призводять до поступового виведення агрегату з експлуатації через стомленість матеріалів, що в результаті викликає їх зношування.

3.3 Розробка ремонтного креслення відновлюваної деталі

Ремонтне креслення деталі оформлюється згідно з вимогами ГОСТ 2.604 та РТМ 70.0001.53. Поверхні, які підлягають відновленню, позначаються основною суцільною товстою лінією, тоді як інші поверхні зображуються суцільною тонкою лінією. Місця дефектів на кресленні нумеруються відповідно до їх номера.

На кресленні наводяться лише ті види, розрізи та перетини, граничні відхилення, допустимі похибки та інші параметри, які повинні бути враховані під час відновлення деталі. Розміри, для яких не потрібен контроль, зазначаються як довідкові. Також на кресленні вказуються деталі щодо базування при виконанні окремих операцій, у вигляді схеми базування, яка розміщується на вільному полі креслення.

Таблиця дефектів розміщується в лівому нижньому куті аркуша під зображенням деталі. Під таблицею наводяться умови та дефекти, за яких деталь не підлягає відновленню, а також технологічний маршрут відновлення, що визначає основний спосіб усунення дефектів.

3.4. Характеристика конструктивно-технологічних особливостей деталі.

Блок циліндрів є корпусною деталлю циліндричної форми з отворами для плунжерів, в які запресовано втулки. Деталь має внутрішню шліцеву частину для приєднання приводного валу. В торцевій поверхні блоку виконано різьбовий отвір М8. Також передбачено отвори, розташовані під кутом 7° відносно вертикалі, для монтажу пружин, що притискають сферичну втулку качаючого вузла.

Матеріал блоку — сталь 40ХДФА, яка є високолегованою і містить в своєму складі вуглець (0,37–0,44%) для забезпечення можливості отримання твердого поверхневого шару після гартування при температурі 880°C та середнього відпуску при 650°C . Наявність міді (0,3%) в сталі полегшує процес механічної обробки.

Процес гартування блоку циліндрів здійснюється за допомогою СВЧ, що дозволяє досягти таких основних характеристик:

- Твердість поверхонь блока циліндрів: 35...40 HRC.
- Шорсткість по не вказаних поверхнях: 2,5 мкм.

- Шорсткість посадочного місця під втулку: 0,8 мкм.
- Шорсткість шліцевої поверхні: 1,2 мкм.
- Точність виготовлення отворів: H7...H11.
- Допуск радіального биття циліндричної поверхні відносно осі деталі: 0,024 мм.
- Допуск відхилення співвісності отворів під втулки відносно осі деталі: 0,05 мм.
-

3.5 Аналіз причин зношування деталі, характер, вид і величина зносів.

Зношення деталей є основною причиною скорочення терміну служби тракторів і машин, а також зниження їх довговічності. Зношення – це процес, при якому матеріал з поверхні твердого тіла руйнується і видаляється, а на його місці накопичуються залишкові деформації, що виникають внаслідок тертя, що проявляється в зміні розмірів або форми тіла. Основним фактором зношування деталей машин є внутрішнє тертя.

Качаючий вузол працює в умовах змінних навантажень, а також під високими, нерівномірно розподіленими тисками. Найбільш навантаженою частиною блоку циліндрів є область камери нагнітання. Блок циліндрів працює в найважчих умовах серед усіх деталей, оскільки він піддається динамічним навантаженням і працює при температурах від -12 до +70°C. Під час роботи качаючого вузла в цьому спряженні відбувається не тільки втомленість, але й механічне та гідроабразивне зношування.

Зазор між посадочним діаметром поршня (плунжера) і втулкою блоку циліндрів має бути в межах 0,01–0,03 мм. Якщо цей зазор перевищує встановлені норми, робоча рідина може почати перетікати з камери нагнітання в корпус насоса. Це призводить до зниження об'ємного та загального коефіцієнтів корисної дії (ККД), зменшення подачі, а також до появи різких перепадів тиску в напірному трубопроводі. Мінімальним ремонтом у такому випадку є заміна поршнів із подальшим розточуванням посадочного місця в блоці до ремонтного розміру, якщо це можливо.

Ще одним процесом, що сприяє зношенню поверхонь блоку, є фреттінг-корозія - руйнування контактуючих поверхонь, що відбувається під час їх руху,

зазвичай на парах метал-метал. У результаті утворюються дефекти і продукти зносу у вигляді нальоту та плям на контактних поверхнях. Оскільки амплітуда переміщень контактуючих частин дуже мала, пошкодження концентруються на невеликих ділянках фактичного контакту. Продукти зносу та корозії не можуть вийти за межі цього контакту, що призводить до високого тиску і подальшого підвищення зношування металу. Продукти фреттінг-корозії накопичуються у вигляді порошків, що містять металеві частинки. Якщо ці частки видаляються з контактної зони, порушується натяг і знос прискорюється.

Для зубчастих і шліцьових поверхонь характерним є зношення через пластичну деформацію. Такий тип зношування призводить до зміни розмірів або форми поверхні через пластичну деформацію її мікрооб'ємів. Зминання є типовим пошкодженням шліцьових і зубчастих з'єднань, що впливає на їхню довговічність і працездатність.

Таблиця 3.1. Дані про величини зносів деталі (блоку циліндрів)

Номер та найменування дефекту	Розмір, мм		Способи та засоби контролю		Заключення
	По кресленню	Допустимий	Найменування	Позначення	
Знос шліців по товщині	2,4	2,383	Зубомір		Ремонтувати
Знос гільз по діаметру	20,6	20,523	Нутромір	НИ-50-0,004	Ремонтувати
Знос посадочного місця під втулку	55,2	55,33	Штангенциркуль	ШЦ-0,01	Ремонтувати
Знос різьби	8,015	7,655	Щуп		Ремонтувати

3.6. Вплив основних зносів деталі на технічний стан спряжень, якість роботи агрегату в цілому.

Дефекти, які виникають на поверхні деталі, можуть призвести до втрати працездатності вузла. Серед таких проблем - зношення внутрішніх шліців, послаблення натягу у посадці втулки в корпусі, а також інші аварійні стани. Збільшення зазорів між робочими поверхнями призводить до зростання динамічної сили контакту, що, в свою чергу, спричиняє підвищення рівня шуму та зміну умов змащування. Це негативно впливає на об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД) та знижує загальний ККД насоса.

Оскільки насос є основним елементом силового механізму, його відмова часто веде до виходу з ладу всієї системи гідроприводу, що призводить до неможливості подальшої експлуатації обладнання.

3.7 Технологічний процес дефектування деталі, що відновлюється.

Дефектування є важливою операцією в технологічному процесі ремонту машин, що полягає у визначенні ступеня придатності деталей і збірних одиниць до подальшого використання після їх експлуатації. Метою дефектування є виявлення експлуатаційних дефектів, які можуть виникати внаслідок зношування, корозії, стомлення матеріалу або порушення норм і правил технічного обслуговування.

Процес дефектування включає в себе застосування двох основних методів вимірювання: абсолютного, коли прилад показує точне значення вимірюваного параметра, та відносного, коли визначається відхилення виміряного параметра від встановленого еталонного розміру.

Операції дефектування починаються з візуального огляду деталі, під час якого виявляються тріщини, забої, злами та інші пошкодження. Потім застосовуються універсальні та спеціалізовані вимірювальні інструменти для визначення геометричних параметрів деталі.

Універсальні інструменти використовуються для вимірювання параметрів в межах певного інтервалу значень. До них належать штангенциркуль, штангенрейсмус, штангензубомір, мікрометри, глибиномір та інші. Вибір інструмента залежить від допусків на виготовлення деталі та її конструктивних особливостей. При цьому точність вимірювання, яку можна отримати за допомогою того чи іншого інструмента, не повинна перевищувати встановлені поля допусків для деталі.

Спеціалізовані інструменти призначені для вимірювання конкретних деталей із високою продуктивністю і точністю, дозволяючи детально контролювати конкретні параметри деталей.

Для виконання дефектування на конкретних деталях застосовуються як універсальні, так і спеціальні інструменти, що перераховані в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2. Характеристика вимірювального інструменту.

Найменування інструменту	Ціна поділки, мм	Допуск на виготовлення деталі, мм	Область застосування
Зубомір	0,01-0,05	0,3-0,15	Для вимірювання зубів шестерень
Мікрометр	0,01	0,015-0,15	Для вимірювання зовнішніх поверхонь
Штангенциркуль	0,01-0,05	0,3 і більше 0,15 і більше	Для зовнішніх та внутрішніх поверхонь
Нутромір	0,01	0,015-0,15	Для вимірювання внутрішніх поверхонь

3.8 Характеристика дефектів, складання технологічних маршрутів відновлення деталі.

Технологічний процес відновлення деталі залежить від кількості дефектів, виду і величини зношення, розмірів та матеріалу деталі, а також від вимог до точності обробки. Вибір способу відновлення деталі обумовлений цими факторами та організаційними можливостями підприємства.

Існують два основних способи розробки технологічного процесу відновлення деталей:

По дефектна технологія – це метод, при якому партія деталей групується за принципом усунення кожного дефекту окремо, незалежно від способів усунення інших дефектів. Цей підхід здебільшого застосовується в малих майстернях і призначений для відновлення складних деталей. Однак він має певні недоліки, такі як складність забезпечення своєчасного і об'єктивного контролю усунення дефектів. Така технологія підходить для ситуацій, коли потрібно точно відновити деталі з різними дефектами.

Маршрутна технологія – це метод, при якому партія деталей комплектується з виробів з однаковими дефектами, і усуваються певні дефекти за визначеним маршрутом. Під маршрутом розуміють сукупність дефектів, які на деталі взаємопов'язані, що дозволяє застосовувати комплексний підхід до їх усунення. Така технологія зазвичай застосовується на великих ремонтних підприємствах, де є значний обсяг відновлювальних робіт. Вона дозволяє значно знизити витрати часу і матеріалів, зменшити вартість ремонту та підвищити ефективність виробництва.

Для відновлення даної деталі найбільш підходящим є застосування маршрутної технології, оскільки це дозволяє зменшити витрати і забезпечити високий рівень якості відновлення.

3.9 Обґрунтування вибору раціонального способу відновлення деталі

Існує широкий спектр сучасних методів відновлення деталей, і відповідно до загальних вимог стандартів, надійність відновлених компонентів повинна становити не менше 80% від надійності нових деталей. У наш час розроблені і активно використовуються ефективні та високопродуктивні методи відновлення на виробництві.

У курсовому проекті методика вибору способів відновлення деталей машин базується на відомій методиці, основні принципи якої були розроблені доктором технічних наук М.А. Масно. Основу цієї методики становлять критерії, визначені професором Шадричевим. Ця технологія була успішно реалізована на практиці.

Суть методики полягає в тому, що спочатку розглядаються різні потенційно можливі способи відновлення деталей, які відповідають вимогам застосування. Потім вибираються ті, що забезпечують необхідний ресурс відновлених деталей, тобто відповідають критеріям надійності, продуктивності та економічності. Методика дозволяє визначити найбільш підходящий спосіб відновлення з урахуванням конкретних умов і вимог.

Загальна методика вибору способу відновлення деталей містить чотири основні методики, що визначають числові значення коефіцієнтів застосування, надійності, продуктивності і відносної економічної ефективності. У порівнянні з відомими методами вибору способу відновлення, які використовують сім різних критеріїв (звичайно, взаємопов'язаних між собою, але з невідомими залежностями), запропонована методика застосовує так званий інтегральний коефіцієнт. Цей коефіцієнт визначається за спеціальною формулою, що дозволяє більш точно оцінити загальний ефект від відновлення деталі.

$K_i = K_z \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_e$, де $K_{z,n,p,e}$ – коефіцієнти застосування, надійності, продуктивності та економічності відповідно.

Цей підхід дає змогу вибирати найефективніші методи відновлення, що забезпечують високі експлуатаційні характеристики відновлених деталей при оптимальних витратах на ремонт.

Для відновлення блоку циліндрів можуть бути використані такі методи відновлення: метод додаткових ремонтних деталей, гаряче пластичне деформування, вібродугове наплавлення та електролітичне залізнення.

Метод додаткових ремонтних деталей застосовується для відновлення пар тертя в широкому діапазоні спряжених деталей. Цей метод ефективний для деталей, які зазнають значних навантажень та тертя, і дозволяє значно продовжити термін служби відновлених компонентів. В його основі лежить використання додаткових елементів, які компенсують зношеність і відновлюють робочі характеристики деталей. Коефіцієнт застосування цього способу $K_3=1,0$

Гаряче пластичне деформування дозволяє змінювати геометрію деталей шляхом їх нагрівання до високих температур і подальшого механічного оброблення, що сприяє усуненню деформацій і підвищенню міцності.

Вібродугове наплавлення використовує енергію дуги для нанесення додаткового металу на зношені поверхні, що дозволяє створити тверді покриття з високими експлуатаційними характеристиками, таких як зносостійкість та корозійна стійкість.

Електролітичне залізнення полягає в осадженні залізного шару на деталі шляхом електролітичного процесу, що покращує її зносостійкість, зменшує тертя і підвищує довговічність.

Вибір оптимального способу відновлення залежить від специфіки пошкоджень, умов експлуатації та технічних вимог до деталі.

Коефіцієнт надійності визначається за формулою:

$$K_H = K_{3H} \cdot K_{3Ч} \cdot K_{3ВМ};$$

де $K_{3H, 3Ч, 3ВМ}$ – коефіцієнти зносостійкості, зчеплення та стомленої міцності відповідно. $K_H = 1,0 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 1,1$

Коефіцієнт економічності $K_e = 1,2$, інтегральний коефіцієнт $K_i = 1,0 \cdot 0,81 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 1,1$.

Гаряче пластичне деформування застосовується для відновлення розмірів зношених деталей. Цей метод має такі показники:

коефіцієнт застосування $K_3=0,4$,

надійності $K_H=1,2 \cdot 1,2 \cdot 1,3=1,87$,

продуктивності $K_{\Pi}=0,6$,

економічності $K_e=1,2$,

інтегральний коефіцієнт $K_i=0,4 \cdot 1,87 \cdot 0,6 \cdot 1,2=0,54$.

Вібродугове наплавлення

Показники: $K_3=0,4$,

$K_H=1,2 \cdot 0,9 \cdot 0,9=0,97$,

$K_{\Pi}=0,8$,

$K_e=1,5$,

інтегральний коефіцієнт $K_i=0,4 \cdot 0,97 \cdot 0,8 \cdot 1,5=0,45$

Металізація застосовується для відновлення шийок валів та інших циліндричних поверхонь, які мають не велику величину зносу. Цей спосіб має такі показники:

коефіцієнт застосування $K_3=0,5$,

надійності $K_H=1,2 \cdot 0,9 \cdot 0,85=0,92$,

продуктивності $K_{\Pi}=1,5$,

економічності $K_e=1,8$,

інтегральний коефіцієнт $K_i=0,5 \cdot 0,92 \cdot 1,5 \cdot 1,8=1,242$.

Ручне газове наплавлення застосовується для відновлення циліндричних поверхонь деталей.

Показники способу: $K_3=0,6$, $K_H=1,1 \cdot 0,95 \cdot 0,75=0,78$,

$K_{\Pi}=1,2$, $K_e=1,3$.

інтегральний коефіцієнт $K_i=0,6 \cdot 0,78 \cdot 1,2 \cdot 1,3=0,73$.

Виходячи з наведених способів відновлення деталі, найраціональнішим, технічно обґрунтованим і економічно доцільним є метод відновлення деталі методом додаткових ремонтних деталей. Цей спосіб дозволяє ефективно компенсувати зношення та відновити функціональні характеристики деталі, зокрема пар тертя, що є критичними для роботи блоку циліндрів. Метод забезпечує високу надійність і довговічність відновленої деталі, оскільки дозволяє точно відновити геометрію та функціональні характеристики без значних витрат на нові компоненти.

Інтегральний коефіцієнт ефективності цього способу $K_i=1,1$, що є найбільшим серед інших можливих методів відновлення. Це свідчить про його високу ефективність і можливість досягти кращих результатів у порівнянні з іншими методами, враховуючи не тільки технічні параметри, але й економічну доцільність цього способу.

Таблиця 3.3. Визначення оптимального способу відновлення

№	Спосіб відновлення	Коефіцієнти				
		K_z	K_n	K_p	K_e	K_i
1	Додаткових ремонтних деталей	1	0,81	1,1	1,2	1,1
2	Пластичне деформування в гарячому стані	0,4	1,87	0,6	1,2	0,54
3	Вібродугове наплавлення	1	0,45	1,5	0,8	0,54
4	Металізація	0,8	0,74	1,2	1,4	0,90
5	Електролітичне залізнення	1	0,89	0,6	1,4	0,74
6	Ремонтних розмірів	0,8	1,0	1,0	1,2	0,96
7	Пластичне деформування в холодному стані	0,5	1,73	0,7	1,1	0,77
8	Ручне газове наплавлення	1	1,65	0,8	0,8	0,97

3.10 Сутність обраного способу відновлення деталі

Найбільш раціональним способом відновлення в даному випадку є метод додаткових ремонтних деталей, що підтверджується результатами розрахунку. Суть цього методу полягає в тому, що на спрацьованій поверхні деталі закріплюється додаткова ремонтна деталь після попереднього оброблення спрацьованої поверхні. Наприклад, якщо мова йде про вал, то його спрацьовану поверхню проточують, потім напресовують ремонтну втулку, закріплюють її зварюванням, і після цього знову проточують. Подібним чином відновлюється геометрія і функціональність деталі.

У разі зношених отворів блоку циліндрів, ці отвори розточуються під більший розмір, після чого запресовується ремонтна втулка, яка далі розточуються до номінального розміру. Таким чином, забезпечується відновлення первісної форми та функціональності деталей, зокрема посадкових місць.

Переваги цього методу:

1. Мінімальна трудомісткість механічної обробки: Відновлення деталей за допомогою втулок значно зменшує кількість складних операцій обробки.

2. Велика кількість ремонтних розмірів: Це дозволяє використовувати ремонтні втулки для широкого спектра деталей, що значно розширює можливості ремонту.

3. Збільшення терміну служби: Заміна спрацьованих елементів дозволяє значно продовжити термін експлуатації деталі.

4. Простота технології ремонту: Метод є відносно простим в реалізації, що зменшує складність та витрати на ремонт.

5. Можливість підготовки замінних деталей: Ремонтні втулки можна виготовляти заздалегідь, що дозволяє скоротити терміни ремонту та знизити його собівартість.

Недоліки методу: Виключається взаємозаміна деталей: Оскільки деталі ремонтуються за допомогою втулок, їх взаємозаміна стає неможливою без попереднього виконання відновлювальних робіт.

Цей метод активно використовують для ремонту великих і дорогих деталей, таких як циліндри компресорів та ДВЗ, циліндричні втулки насосів, зубчасті вінці столів ротора тощо.

В даному конкретному випадку зношені отвори в блоці циліндрів під втулки будуть розточуватися, і до них буде запресовуватись ремонтна втулка відповідного розміру. Крім того, для підвищення ефективності роботи блоку буде виконано порожнини гідравлічного розвантаження на зовнішній поверхні, а також буде напресовано бандажну гільзу, що також розглядається в дослідницькому розділі проекту.

3.11 Технічні вимоги на відновлення деталі у відповідності до ремонтного креслення

Блок циліндрів виготовлений із сталі 40ХДФА, вид поставки – прутки ГОСТ 4543-71.

Таблиця 3.4. Хімічний склад

C	Si	Mn	V	P	S	Cu	Ni	Cr
				Не більше				
0,37-0,44	0,17-0,37	0,5-0,8	0,1-0,18	0,025	0,025	0,3	0,3	0,8-0,11

Таблиця 3.5. Механічні властивості

$\sigma_{0,2}$	σ_b	δ_5	ψ	КСУ, Дж/см ²
МПа		%		
490	655	13	40	54

Блок циліндрів, виконаний з високоякісної легованої сталі 40ХДФА, володіє відмінними механічними властивостями, що є необхідними для роботи в умовах знакозмінних навантажень та високих тисків, а також при різних видах зношування.

Особливості сталі 40ХДФА:

Вищі механічні властивості: Леговані сталі, зокрема 40ХДФА, мають значно вищі показники міцності, в'язкості та зносостійкості в порівнянні з звичайними конструкційними сталями. Це зумовлено спеціальними добавками, такими як хром, ванадій та молібден, які підвищують механічні характеристики.

Менша критична швидкість гартування: Це дозволяє здійснювати гартування в менш різких охолоджувачах, таких як масло або повітря, що зменшує ймовірність деформації або утворення тріщин під час охолодження.

Дрібне зерно та дисперсна структура: Після термообробки матеріал має більш стабільну і рівномірну структуру, що підвищує його міцність і зносостійкість.

Склад сталі 40ХДФА:

Хром (Cr) – до 2,0%: Підвищує корозійну стійкість, зносостійкість і міцність при високих температурах.

Ванадій (V) – 0,1-0,18%: Підвищує міцність, зносостійкість, а також покращує обробку матеріалу.

Молібден (Mo) – до 0,3%: Підвищує стійкість до корозії та покращує механічні властивості.

Мідь (Cu) – 0,3%: Сприяє полегшенню механічної обробки.

Процес термообробки:

1. Гартування: Сталь 40ХДФА піддається гартуванню при температурі 880°C для досягнення твердості 35-40 HRC. Гартування здійснюється в електроіндукційних печах, після чого деталь охолоджується в маслі або на повітрі, що дозволяє досягти бажаної твердості та міцності.

2. Середнє відпускання: Після гартування деталь проходить середнє відпускання при температурі 650°C для зниження внутрішніх напружень і

підвищення в'язкості без втрати твердості. Це дозволяє зберегти баланс між міцністю та пластичністю, що є критично важливим для довговічності роботи блоку циліндрів.

Цей процес термообробки надає сталі 40ХДФА високі характеристики, необхідні для експлуатації в умовах високих навантажень, де важливо забезпечити довговічність і стабільність роботи деталі.

3.12 Технологічний процес відновлення деталі

005 Мийна

Мити деталь до видалення забруднень, для цього використовуємо миючу машину ОМ-6383.

010 Дефектування

Виконуємо на столі дефектовщика ОРГ-17-85.

015 Термічна

Нагріти блок циліндрів в установці СВЧ ППЗ-678 до температури 650⁰С і помістити в піч кам'яну СН-3-6,5/10, охолоджувати з піччю.

020 Токарна

Розточувату внутрішню шліцеву поверхню до рівномірного діаметра Ø37мм, на довжині 42,2мм, витримавши шорсткість 12,5.

025 Наплавлювальна

Наплавляти внутрішню поверхню під шліци на довжині 45мм до діаметра 36,53^{+0,12}

030 Токарна

Розточити внутрішню шліцеву поверхню до рівномірного діаметра Ø40мм, на довжині 42,2мм, витримавши шорсткість 12,5.

035 Шліцефрезерна

Прошивати шліци на довжині 45мм витримати шорсткість Rz20

040 Токарна

Точити внутрішню шліцеву поверхню по вершині зуба, на довжині 42,2мм, витримавши шорсткість Rz20.

045 Токарна

Точити зовнішню поверхню блоку циліндрів під бандажну гільзу на глибину 2мм, довжину 32мм витримавши шорсткість 12,5

045a Токарна

Точити зовнішню поверхню під посадку сферичної втулки на глибину 0,6мм, довжину 30мм витримавши шорсткість 0,8

050 Шліфувальна

Шліфувати торець, витримати шорсткість 0,25

055 Свердлильна

Свердлити 9 отворів діаметром Ø7мм, витримати шорсткість Rz40.

060 Свердлильна

Свердлити 9 отворів Ø3,2мм наскрізно під порожнини гідравлічного розвантаження на відстані 25мм від бази над кожним циліндром, витримавши шорсткість Rz40.

065 Свердлильна

Свердлити одночасно 9 отворів під втулки до ремонтного розміру 26,25+0,2 на довжині 40мм, з допомогою спеціального пристосування, витримати шорсткість Rz 6,3

070 Свердлильна

Свердлити отвір до Ø9мм на глибину 15мм, витримавши шорсткість Rz40

075 Різьбонарізна

Нарізати різьбу M10 в отворі на довжині 13мм

080 Свердлильна

Свердлити 6 отворів під пружини Ø9,5мм, витримавши шорсткість 1,25.

085 Токарна

Точити внутрішню поверхню діаметром Ø 31,5 витримавши шорсткість 1,25.

090 Токарна

Точити канавку діаметром Ø33мм на довжині 2,5мм, витримавши шорсткість 2,5.

095 Розточна

Розточувати внутрішню поверхню до діаметра Ø22мм на довжині 31,5мм витримавши шорсткість Rz40.

100 Термічна

Гартувати блок циліндрів в установці СВЧ ППЗ-678 при температурі 880⁰С до 35...40HRC, і охолодити на повітрі.

105 Контрольна

Контролювати твердість відповідних поверхонь

3.13 Вибір установчих баз при виконанні технологічних операцій.

Точність механічної обробки під час відновлення деталей машин визначається правильним вибором і ефективним застосуванням технологічних баз. Під час експлуатації виконувані поверхні завжди піддаються зношуванню і потребують відновлення, тому їх не можна використовувати як бази для обробки. Такі поверхні є не у всіх деталях. Основні та допоміжні поверхні також зношуються в процесі експлуатації. Якщо вони беруть участь у рухомих з'єднаннях або піддаються динамічним навантаженням, їх не можна використовувати в нерухомих з'єднаннях. В інших випадках ці поверхні можна застосовувати як технологічні бази. Поверхні, що використовуються як бази для обробки, не піддаються зношуванню і можуть бути багаторазово використані для відновлення з необхідною точністю і стабільною координацією поверхонь деталей.

3.14 Обґрунтування вибору технологічного устаткування, ріжучого, вимірювального і контрольного інструментів.

Вибір технологічного обладнання здійснюється після того, як кожну операцію буде детально розроблено. Це означає, що на цьому етапі вже визначені методи обробки поверхонь, точність і класи чистоти, припуски на обробку, тип ріжучого інструменту та виробничий процес. У цьому проекті планується використання наступного технологічного устаткування, а також ріжучих і вимірювальних інструментів, які будуть наведені в таблиці.

Вимірювальні засоби – це технічні пристрої з визначеними метрологічними характеристиками, такі як різноманітні вимірювальні прилади, калібри, плитки, лінійки та інші інструменти, що застосовуються для точних вимірювань.

Таблиця 3.6 Технологічне обладнання і пристрої

Найменування операції	Обладнання, тип	Пристосування, інструмент
005 Мийна	Мийна машина ОМ 63-83	Рідина „лабомід 101”
010 Дефектовочна	Стіл дефектувальника ОРГ1785	мікрометр МК-0,01, штангенциркуль ШЦ-125-01, калібр-пробка
015 Термічна	Установка СВЧ ППЗ-678, піч кам'яна СН-3-6,5/10	-
020 Токарна	Токарно-гвинторізний верстат 16К20	Різець Т15К6 ГОСТ 18882-73
025 Наплавлювальна	Установка ОКС-6569	Дріт наплавочний Ø2,0мм НП-30Х ГОСТ10543-75
030 Токарна	Токарно-гвинторізний верстат 16К20	Різець Т15К6 ГОСТ 18882-73
035 Шліцефрезерна	Верстат довбальний 7А412	Прошивка шліцева Ø42 ГОСТ 10916-77
040 Токарна	Токарно-гвинторізний верстат 16К20	Різець 2102-0027 Т15К6 ГОСТ 18877-73, патрон 7100-0005 ГОСТ 2675-71
045 Токарна 045а перехід	Токарно-гвинторізний верстат 16К20 те ж саме	Різець 2102-0027 Т15К6 ГОСТ 18877-73, патрон 7100-0005 ГОСТ 2675-71 те ж саме
050 Шліфувальна	Круглошліфувальний верстат 3Е153	Круг Пп. 18х50х30 ГОСТ 2424-67
055 Свердлильна	Верстат вертикально- свердільний 2Н135	Сверло Ø7 ГОСТ 10902-77
060 Свердлильна	Верстат вертикально- свердільний 2Н135	Сверло Ø3,2 ГОСТ 10902-77
065 Свердлильна	Верстат горизонтально- розточний РВ742М ЕХ- CELLO	Різець 2102-0027 Т15К6 ГОСТ 18877-73, патрон 7100-0005 ГОСТ 2675-71
070 Свердлильна	Верстат вертикально- свердільний 2Н135	Сверло Ø9 ГОСТ 10902-77
75 Різбонарізна	Верстат вертикально- свердільний 2Н135	Мітчик М10 ГОСТ 10912-77
080 Свердлильна	Верстат вертикально- свердільний 2Н135	Сверло Ø9,5 ГОСТ 10902-77, Призми опорні кутові ГОСТ 12195-66
085 Токарна	Токарно-гвинторізний верстат 16К20	Різець Т15К6 ГОСТ 18882-73
090 Токарна	Токарно-гвинторізний верстат 16К20	Різець Т15К6 ГОСТ 18882-73
095 Розточна	Токарно-гвинторізний верстат 16К20	Різець 2100-0213-Т14К8 ГОСТ 18873-73
100 Термічна	Установка СВЧ ППЗ-678, ванна цехова МС- 201,34/10	Кліщі 1200-00001 ГОСТ 11384-75
105 Контрольна	Прилад для вимірювання твердості ТК-2	-

Таблиця 3.7. Вимірювальний інструмент

Найменування операції	Вибраний вимірювальний інструмент
020 Токарна	Штангенциркуль ШЦ-0,01
030 Токарна	Нутромір НИ-50-0,004
035 Шліцефрезерна	Штангенциркуль ШЦ-0,01
040 Токарна	Штангенциркуль ШЦ-0,01
045 Токарна	Штангенциркуль ШЦ-0,01
055 Свердлільна	Калібр пробка
060 Свердлільна	Калібр пробка
065 Свердлільна	Калібр пробка
070 Свердлільна	Калібр пробка
075 Різьбонарізна	Калібр пробка різьбова
080 Свердлільна	Калібр пробка
085 Токарна	Штангенциркуль ШЦ-0,01
090 Токарна	Штангенциркуль ШЦ-0,01
095 Розточна	Штангенциркуль ШЦ-0,01

3.14 Розрахунок та вибір режимів виконання технологічних операцій.

020 Токарна

Глибина різання 2мм. Подача $S=0,2\text{мм/об}$. Швидкість різання з урахуванням коефіцієнтів $V_n=155\text{м/хв}$.

Число обертів шпинделя $n=318 \cdot 155/39,69=1242\text{об/хв.}$

Прийнята $n=1200\text{об/хв}$.

025 Наплавочна

Діаметр дроту 2,0 мм..

Маса металу, що наплавляється $G=160\text{гр}$. Крок наплавлення $S=3,2\text{ мм/об}$. Швидкість наплавлення $V_n=1,8\text{ м/хв}$.

Число обертів шпинделя $n=318 \cdot 1,8/45=12,7\text{об/хв.}$ приймаємо $n=16\text{ об/хв}$.

030 Токарна

Глибина різання 1,5мм. Подача $S=0,2\text{мм/об}$. Швидкість різання з урахуванням коефіцієнтів $V_n=155\text{м/хв}$.

Число обертів шпинделя $n=318 \cdot 155/39,69=1242\text{об/хв.}$

Прийнята $n=1200\text{об/хв}$.

035 Шліцефрезерна

Глибина різання 3 мм.

Число подвійних проходів прошивки $K=20$. Швидкість робочого ходу $V_n=20$ м/хв.

040 Токарна

Глибина різання 0,5мм. Подача $S=0,1$ мм/об. Швидкість різання з урахуванням коефіцієнтів $V_n=41$ м/хв.

Число обертів шпинделя $n=318 \cdot 41 / 26,25 = 496,7$ об/хв.

Прийнята $n=500$ об/хв.

045 Токарна

Глибина різання 2мм. Подача $S=0,1$ мм/об. Швидкість різання з урахуванням коефіцієнтів $V_n=41$ м/хв.

Число обертів шпинделя $n=318 \cdot 41 / 26,25 = 496,7$ об/хв.

Прийнята $n=500$ об/хв.

050 Шліфувальна

Ширина шліфування $b=130$ мм, швидкість обертання круга $V_k=30$ м/с, швидкість обертання деталі $V_d=20$ м/с, глибина шліфування $t=0.025$ мм, поздовжня подача $s=0.3b$.

055 Свердлильна

Глибина різання 4,5мм.

Подача $S=0,16$ мм/об. Швидкість різання з урахуванням коефіцієнтів $V_n=20$ м/хв.. Число обертів $n=318 \cdot 20 / 9 = 706$ об/хв.

Приймаємо $n=700$ об/хв

060 Свердлильна

Глибина різання 47мм.

Подача $S=0,16$ мм/об. Швидкість різання з урахуванням коефіцієнтів $V_n=20$ м/хв.. Число обертів $n=318 \cdot 20 / 9 = 706$ об/хв.

Приймаємо $n=700$ об/хв

065 Глибина різання 2мм. Подача $S=0,1$ мм/об. Швидкість різання з урахуванням коефіцієнтів $V_n=41$ м/хв.

Число обертів шпинделя $n=318 \cdot 41 / 26,25 = 496,7$ об/хв.

Прийнята $n=500$ об/хв

070 Свердлильна

Глибина різання 15мм.

Подача $S=0,16\text{мм/об}$. Швидкість різання з урахуванням коефіцієнтів $V_n=20\text{м/хв.}$ Число обертів $n=318 \cdot 20/9=706\text{об/хв.}$

Приймаємо $n=700\text{об/хв}$

075 Різьбонарізна

Число проходів $i=3$, швидкість різання $V_{\text{різ}}=30\text{м/хв}$

Число обертів $n=318 \cdot 20/9=158\text{об/хв.}$

Приймаємо $n=150\text{об/хв}$

080 Свердлильна

Глибина різання $6,5\text{мм}$.

Подача $S=0,16\text{мм/об}$. Швидкість різання з урахуванням коефіцієнтів $V_n=20\text{м/хв.}$ Число обертів $n=318 \cdot 20/9=706\text{об/хв.}$

Приймаємо $n=700\text{об/хв}$

085 Токарна

Глибина різання $0,8\text{мм}$. Подача $S=0,1\text{мм/об}$. Швидкість різання з урахуванням коефіцієнтів $V_n=41\text{м/хв.}$

Число обертів шпинделя $n=318 \cdot 41/26,25=496,7\text{об/хв.}$

Прийнята $n=500\text{об/хв.}$

090 Токарна

Глибина різання $1,2\text{мм}$. Подача $S=0,1\text{мм/об}$. Швидкість різання з урахуванням коефіцієнтів $V_n=41\text{м/хв.}$

Число обертів шпинделя $n=318 \cdot 41/26,25=496,7\text{об/хв.}$

Прийнята $n=500\text{об/хв.}$

095 Розточна

Токарна

Глибина різання $0,8\text{мм}$. Подача $S=0,1\text{мм/об}$. Швидкість різання з урахуванням коефіцієнтів $V_n=41\text{м/хв.}$

Число обертів шпинделя $n=318 \cdot 41/26,25=496,7\text{об/хв.}$

Прийнята $n=500\text{об/хв.}$

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній магістерській роботі на здобуття другого магістерського рівня вищої освіти зі спеціальності 208 «Агроінженерія» на тему «Дослідження технології ремонту та підвищення надійності аксіально-поршневого насосу НП-90 у ТОВ «Ремсинтез» м. Кропивницький» розроблені питання забезпечення підвищення рівня функціональних характеристик аксіально-поршневого насоса гідросистем тракторів і автомобілів в процесі проведення ремонтних впливів у «Ремсинтез» м. Кропивницький.

Були поставлені і вирішені наступні задачі.

1. Розглянуті питання навантаження, які сприймаються блоком циліндрів, дозволили запропонувати спосіб підвищення надійності блоку циліндрів аксіально-поршневих машин шляхом гідравлічного розвантаження блоку циліндрів.

2. Визначено принципову можливість гідравлічного розвантаження блоку циліндрів шляхом встановлення бандажної гільзи на зовнішній поверхні блоку.

3. Досліджені напруження в небезпечних перерізах блоку циліндрів дозволили запропонувати спосіб заведення робочої рідини під бандажну гільзу.

4. Теоретичний аналіз відносних радіальних деформацій блоку циліндрів дозволив підтвердити головну ідею про гідравлічне розвантаження з циліндрів в порожнини над зовнішніми стінками та довжину ущільнюючої частини поршнів.

5. Розроблені способи гідравлічного розвантаження БЦ дозволяють підвищувати ККД, робочий тиск, довговічність ЦПГ, які характеризуються міцністю і жорсткістю блоку, при збереженні його матеріалу. Конструкції БЦ з гідравлічним розвантаженням можуть бути використані при розробці нових або модернізації існуючих конструкцій качаючих вузлів ЦПГ.

6. Аналізом відомих способів відновлення блоків циліндрів аксіально-поршневих машин було встановлено, що одним з перспективних методів ремонту є спосіб встановлення додаткових ремонтних деталей, що дозволяє зменшити кількість механічної обробки; збільшити термін служби та дозволяє наперед виготовити замінну деталь, що дасть можливість скоротити час ремонту і знизити його собівартість.

7. Обґрунтування вибору раціонального способу відновлення блоку циліндрів дозволило відновити функціональні характеристики аксіально-поршневої гідромашини.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Матеріали переддипломної практики на ТОВ «Ремсинтез» м. Кропивницький
2. Методичні вказівки для виконання випускної дипломної роботи для здобувачів освітньо-професійної програми «Технічний сервіс сільськогосподарської техніки» другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності 208 – «Агроінженерія» денної та заочної форми навчання / уклад.: О.В. Бевз, С.О. Магопєць, І.В. Шепєленко, М.В. Красота, Р.А. Осін, О.В. Дмитренко. М-во освіти і науки Укр., Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. – Кропивницький: ЦНТУ, 2024. – 39 с.
3. Аврунін Г.А., Білий О.І., Кабаненко І.В., Експериментальне дослідження втрат потужності в сучасних аксіально-поршневих гідромашинах мобільної техніки //Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ». 2006р. №1. – С. 80-87.
4. Аврунін Г.А., Грицай І.В., Мороз І.І, Експериментальні параметри сучасного гідроприводу, що досягнуті концерном «Rexroth Bosh Group» // Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. № 4(14). –С. 3-8.
5. Практикум з гідравліки : навч. посіб. / Т.В. Руденко, М.В. Красота, Ю.В. Кулєшков ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024. – 201 с.
6. Григоров О.В, Гідравлічний привод підйомно-транспортних, будівельних та дорожніх машин: Навч. посібник. – Харків.: НТУ «ХПІ», 2005. -264с.
7. ДСТУ 3455.1-96 Гідроприводи об'ємні і пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни і визначення.
8. ДСТУ 3455.2-96 Гідроприводи об'ємні і пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини і пневмомашини. Терміни і визначення.
9. «M. Rexroth» Axial Piston Variable Displacement Pump A4VG, RE 92003/11.03
10. «Parker Hydraulics» HY 02-8029/UK. Axial Piston Pumps/Motors – Fixed Displacement Series F11/12. Каталог.
11. «Sauer Danfoss» Аксіально-поршневі насоси. Серія техн. інформація. 2004. -71с.
13. <https://www.hydrosila.com/products/axial-pumps/axial-pumps-zk/>

14. Гідравліка і нагнітачі : навч. посібник / О. М. Грабовський, О. М. Щабієв. – Київ : НМКВО, 1992. – 312 с.
15. Бажин І.І. Динаміка поршневої пари аксіально-плунжерної гідромашини/ВНІПгідропривід. - Харків, 1987. - 14 с. Деп. в ВІНІТИ 10.01.87 г., № 158-87 Деп.
16. Воскобойник М.С., Загребельный В.И., Силантьев В.Н. О выборе критериев для диагностики технического состояния качающего узла аксиально-поршневых насосов // Вопросы расчета и контроля гидросистем самолетов гражданской авиации. - Рига: РКИИГА. - 1971. - С. 11-17.
17. Ніколенко І.В., Хомяк Ю.М. Вибір розрахункової схеми блоку циліндрів аксіально-поршневої гідромашини. //Деталі машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - К. : Техніка, 1984. Вып. 38.- С. 88—91.
18. Ніколенко І.В., Хомяк Ю.М. Расчет на прочность блока цилиндров с учетом изгибной жесткости донной части. //Детали машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. -К. : Техника, 1986. Вып. 43.- С. 76—81.
19. Розрахунок гідравлічного розвантаження блоку циліндрів гідромашини. // Збірник наукових праць Національного аграрного унів-ту «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Київ, 2003. – том XIV. – С.281 – 289.
20. Ремонт машин /О. І. Сідашенко, О. Н. Науменко, А. Я. Полівкого. – К.; Урожай.
21. Сідошенко О.І. Ремонт сільськогосподарської техніки: Довідник, -К.: Урожай, 1992. –304с.