

**KAPITEL 1 / CHAPTER 1 ¹****SUBSTITUTION OF CONTROLLING STRUCTURAL PARAMETERS OF THE TECHNICAL CONDITION OF PARTS OF THE PLUGGAGE PAIR OF AXIAL-PISTON HYDRAULIC MACHINES FOR REPAIR PRODUCTION CONDITIONS****DOI: 10.30890/2709-2313.2025-38-02-007****Вступ.**

Працездатність гідросистем мобільних колісних та гусеничних транспортних засобів у значній мірі залежить від функціонування об'ємних гідравлічних трансмісій, в яких широке застосування знаходять аксіально-поршневі гідроагрегати, які на конструктивному рівні повинні відповідати високим показники експлуатаційної надійності.

Водночас, до аксіально-поршневих гідромашин постійно зростають вимоги до їх надійності, в зв'язку з застосуванням мобільних машин оснащених гідравлічними трансмісіями в різних галузях народного господарства. Це підтверджується постійним інтересом вчених, інженерів і виробників в області підвищення їх робочих характеристик, збільшенню довговічності і безвідмовності їх роботи, дослідженню умов мащення основних пар тертя, зниженню витрат робочої рідини, шуму та вібрації [1, 2, 3].

Разом з тим, аналіз експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісій показує, що в умовах експлуатації виникають як ресурсні, так і раптові відмови, які припадають на агрегати гідравлічної трансмісії [4].

Відмова аксіально-поршневих агрегатів приводить до значних витрат із-за простою мобільної машини, за рахунок відсутності ефективних засобів діагностування об'ємних гідравлічних трансмісій, а також безпосередньо із затрат на проведення ремонтних робіт, які характеризуються в своїй більшості заміною деталей зі слідами значного зношення на нові комплектуючі.

Відновлення посадки деталей в спряженнях таким методом не забезпечує

¹*Authors: Melyantsov Petro Timofiyovich*

Number of characters: 55003

Author's sheets: 1,38



відпрацювання ними повного міжремонтного ресурсу, так як одна із деталей спряження (з меншими слідами зношення) відновлюється застосуванням операцій притирання, при виконанні яких не завжди вдається відновити геометричну форму деталі та клас чистоти поверхні. В значній мірі такий стан пояснюється відсутністю обґрунтованих структурних параметрів технічного стану деталей качаючих вузлів гідромашин, які застосовуються для контролю їх технічного стану при проведенні прямого діагностування в умовах сервісних підприємств [5].

Особливо це стосується деталей з'єднань плунжерної пари качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин: «втулка блоку –плунжер», «п'ята плунжера-опора люльки» для гідронасоса і «п'ята плунжера-похила шайба» для гідромотора, так як в процесі ремонту ці деталі на 100% потребують ремонту.

Практика показує, що на спеціалізованих ремонтних підприємствах контроль технічного стану робочих поверхонь деталей даних спряжень проходить на якісному рівні, і визначається суб'єктивною оцінкою працюючих слюсарів, що суттєво впливає на якість та собівартість ремонту аксіально-поршневих гідроагрегатів.

Відсутність обґрунтованої номенклатури структурних параметрів технічного стану деталей плунжерної пари обумовлюється не достатніми дослідженнями з виявлення функціональних залежностей між структурними параметрами технічного стану деталей плунжерної пари і діагностичними та функціональними параметрами гідроагрегатів.

Мета роботи. Обґрунтування контролюючих структурних параметрів технічного стану деталей плунжерної пари аксіально-поршневої гідромашини для умов ремонтного виробництва.

Основні задачі досліджень:

- проаналізувати причини втрати працездатності агрегатів гідравлічних трансмісій мобільних машин;
- визначити кількісну оцінку надійності складових аксіально-поршневих гідромашин;



- провести аналітичні та емпіричні дослідження з виявлення впливу зміни структурних параметрів технічного стану деталей в плунжерних парах на об'ємні та механічні втрати в аксіально-поршневих гідромашинах.

1.1. Аналіз причин втрати працездатності гідравлічних трансмісій мобільних машин

Аналітичне обґрунтування впливу зміни структурних параметрів технічного стану деталей спряжень качаючих вузлів на працездатність аксіально-поршневих агрегатів дає можливість визначити причини втрати працездатності гідромашин, виявити вплив технічного стану деталей спряжень на їх довговічність та суттєво впливати на якість та собівартість ремонту гідроагрегатів.

Основою таких досліджень являється визначення взаємозв'язку між структурними та вихідними параметрами гідроагрегату. Таке дослідження, як правило, проводиться з застосуванням теоретичних та експериментальних досліджень і найзручніше його виконувати з використанням аналітичних та схематичних зображень основних характеристик гідроприводів. Аналітичні моделі широко використовуються при дослідженні окремих гідроприводів та їх елементів [6, 7], і в меншій мірі при описі складних гідроприводів сучасних машин. У цьому випадку зрозуміло, що більш прийнятним є аналіз за допомогою структурно-функціональних схем із застосуванням методів алгебраїчної логіки та теорії графів. З цієї точки зору принципова схема гідроприводу декомпозиється на блоки структурної схеми [5].

Представимо аксіально-поршневі гідроагрегати гідравлічної трансмісії ГСТ-90 наступними окремими компонентами та блоками: КК – клапанна коробка; КН – качаючий вузол гідронасоса; КМ – качаючий вузол гідромотора; СП – система підживлення; СКРО – система керування робочим об'ємом (таблиця 1).



На основі проведеного аналізу причин втрати працездатності гідравлічних трансмісій в умовах експлуатації та технічного стану агрегатів, що потрапляють до ремонту, визначимо номенклатуру технічного стану складових частин і з'єднань гідроагрегатів (таблиця 1).

Перехід від структурного до функціонального рівня зумовлений зношуванням деталей з'єднань гідронасоса та гідромотора (2.4, 3.4 - «розподільник – приставне днище»; 2.5, 3.5 - «втулка блоку - поршень») (таблиця 1), головним чином через витікання гідравлічної оливи з нагнітальної магістралі в дренажну Q_{HM}^d , узагальнений параметр якої визначає коефіцієнт подачі нагнітальної магістралі гідроприводу $K_{Q_{HM}}$. Він також залежить від стану гідравлічних клапанів (1.1 - запобіжний клапан високого тиску, 1.2 - золотник клапанної коробки, 1.3 - зворотний клапан), робочого об'єму гідронасоса і впливає на вихідні параметри гідроприводу M і n .

Однак, виходячи з принципу роботи гідроприводу, відомо, що робочий об'єм гідронасоса регулюється кутом нахилу люльки, а його теоретична продуктивність виражається наступною залежністю [8]:

$$Q_m = n \cdot q \cdot F(\alpha), \quad (1)$$

де n - оберти вала насоса;

q - теоретичний робочий об'єм в поршневій порожнині при одному оберті валу;

$F(\alpha)$ - функціональна залежність робочого об'єму від положення органа керування.

З рівняння (1) видно, що продуктивність гідронасоса залежить від положення регулятора подачі $F(\alpha)$. Однак аналіз, проведений на структурному рівні, показує, що стан наступних компонентів (таблиця 1): (4.1 – знос, заклинювання і не співвісність переливного клапана; 4.2 – знос компонентів насоса підживлення; 4.3 – знос, заклинювання і не співвісність перепускного клапана; 5.1 – порушення регулювання нульового положення й робочого ходу



сервопоршнів; 5.2 – не співвісність нульового положення, заклинювання, засмічення золотника розподільника) також впливає на робочий об'єм гідронасоса.

Таблиця 1 – Стан складових частин і з'єднань гідроприводу трансмісії ГСТ-90

Найменування складових частин	Стан складових частин і з'єднань
Клапанна коробка (КК)	1.1. Зношування, заїдання, порушення регулювання запобіжних клапанів високого тиску
	1.2. Заїдання золотника клапанної коробки
	1.3 Зношування, заїдання запірних елементів зворотних Клапанів
Качаючий вузол гідронасоса (КН)	2.1. Руйнування шліцьових з'єднань і опорних підшипників вала
	2.2. Зношування з'єднання «п'ята плунжера-опора»
	2.3. Руйнування завальцювань п'ят плунжера
	2.4. Зношування з'єднання «розподільник - приставне дно»
	2.5. Зношування з'єднання «втулка - плунжер»
Качаючий вузол гідромотора (КМ)	3.1. Руйнування шліцьових з'єднань і опорних підшипників вала
	3.2. Зношування з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба»
	3.3. Руйнування завальцювань п'ят плунжера
	3.4. Зношування з'єднання «розподільник - приставне дно»
	3.5. Зношування з'єднання «втулка - плунжер»
Система підживлення (СП)	4.1. Зношування, заїдання, порушення регулювання переливного клапана
	4.2. Зношування деталей качаючого вузла насоса підживлення
	4.3. Зношування, заїдання, порушення регулювання запобіжного клапана
Система керування робочим об'ємом (СКРО)	5.1. Порушення регулювання нульового положення й робочого ходу сервопоршнів
	5.2. Порушення регулювання нульового положення, заїдання, засмічення золотника розподільника

Авторська розробка

Тому коефіцієнт нагнітальної магістралі безпосередньо залежить від витоку



гідравлічної оливи (об'ємних втрат), викликаних, з одного боку, зносом з'єднань качаючих вузлів агрегатів ГН і ГМ (2.4, 3.4 - «розподільник – приставне днище»; 2.5, 3.5 - «втулка блоку - поршень») і, з іншого боку, від робочого об'єму V_H гідронасоса, який визначається технічним станом насоса підживлення – 4.2.

Очевидно, що об'ємні втрати в гідроприводі певною мірою обумовлені також технічним станом зносу з'єднань (таблиця 1): 2.2 – «п'ята плунжера – опора» гідронасоса і 3.2 – «п'ята плунжера – похила шайба» гідродвигуна. Однак, враховуючи, що гідроприводи мають також механічні втрати, зміни технічного стану цих з'єднань необхідно оцінювати з точки зору об'ємних і механічних втрат. Це підтверджується руйнуванням п'яти поршневих ущільнень. Таким чином, аналіз причин відмов гідроприводу дозволяють зробити наступні висновки: Працездатність гідроприводів в основному визначається впливом об'ємних і механічних втрат на вихідні параметри M і n . Об'ємні втрати визначаються технічним станом з'єднань «розподільник – приставне днище» і «втулка блоку – плунжер» та технічним станом насоса підживлення. Механічні втрати гідроприводу визначаються за технічним станом наступних з'єднань: спряження «п'ята плунжера – опора», «п'ята плунжера – похила шайба», поломки шліцьових з'єднань і опорних підшипників вала.

Для визначення кількісної оцінки надійності складових об'ємних гідромашин проводився аналіз технічного стану агрегатів, які поступали на спеціалізоване підприємство з їх ремонту. Агрегати розбивались за конструктивним призначенням на окремі складові згідно (таблиця 1).

Визначення відносного коефіцієнта відмов, який в першу чергу дозволить виявити вагомість структурного параметра, проводилось за виразом:

$$K_{\epsilon} = \frac{n_i}{n} \cdot 100\%, \quad (2)$$

де K_{ϵ} – відносний коефіцієнт відмов;

n_i – число відказів i -ої деталі вузла (визначається за даними досліджень технічного стану гідравлічних агрегатів, що потрапляють до ремонту);



n – загальна кількість відказів агрегатів ($n > 100$).

Результати кількісної оцінки надійності складових аксіально-поршневих гідромашин наводяться в (таблиця 2).

Таблиця 2 – Результати кількісної оцінки надійності складових аксіально-поршневих гідромашин

Найменування складових частин	Стан складових частин і з'єднань	Частота спостережень %
Клапанна коробка (КК)	1.1. Зношування, заїдання, порушення регулювання запобіжних клапанів високого тиску	3,18
	1.2. Заїдання золотника клапанної коробки	2,80
	1.3. Зношування, заїдання запірних елементів зворотних клапанів	2,37
Качаючий вузол гідронасоса (КН)	2.1. Руйнування шліцьових з'єднань і опорних підшипників вала	2,48
	2.2. Зношування з'єднання «п'ята плунжера-опора»	10,25
	2.3. Руйнування завальцювань п'ят плунжера	3,10
	2.4. Зношування з'єднання «розподільник - приставне дно»	18,76
	2.5. Зношування з'єднання «втулка - плунжер»	7,34
Качаючий вузол гідромотора (КМ)	3.1. Руйнування шліцьових з'єднань і опорних підшипників вала	2,50
	3.2. Зношування з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба»	6,41
	3.3. Руйнування завальцювань п'ят плунжера	2,90
	3.4. Зношування з'єднання «розподільник - приставне дно»	8,86
	3.5. Зношування з'єднання «втулка - плунжер»	4,32
Система підживлення (СП)	4.1. Зношування, заїдання, порушення регулювання переливного клапана	3,05
	4.2. Зношування деталей качаючого вузла насоса підживлення	4,05
	4.3. Зношування, заїдання, порушення регулювання запобіжного клапана	2,71
Система керування робочим об'ємом (СКРО)	5.1. Порушення регулювання нульового положення й робочого ходу сервопоршнів	3,05
	5.2. Порушення регулювання нульового положення, заїдання, засмічення золотника розподільника	6,32

Авторська розробка



Аналіз отриманих результатів показує, що порушення технічного стану складових і спряжень гідроагрегатів за статистичними даними становить: качаючий вузол гідронасоса (КН) – 41,93 %, качаючий вузол гідромотора (КМ) – 24,98 %, система підпитки (СП) – 9,13 %, система керування робочого об'єму (СКРО) – 9,37 %, клапанна коробка (КК) – 8,35 %. Більш наглядно результати статистичної оцінки ймовірностей технічного стану складових ГСТ-90 представлено в вигляді лінійчатої гістограми (рисунок 1).

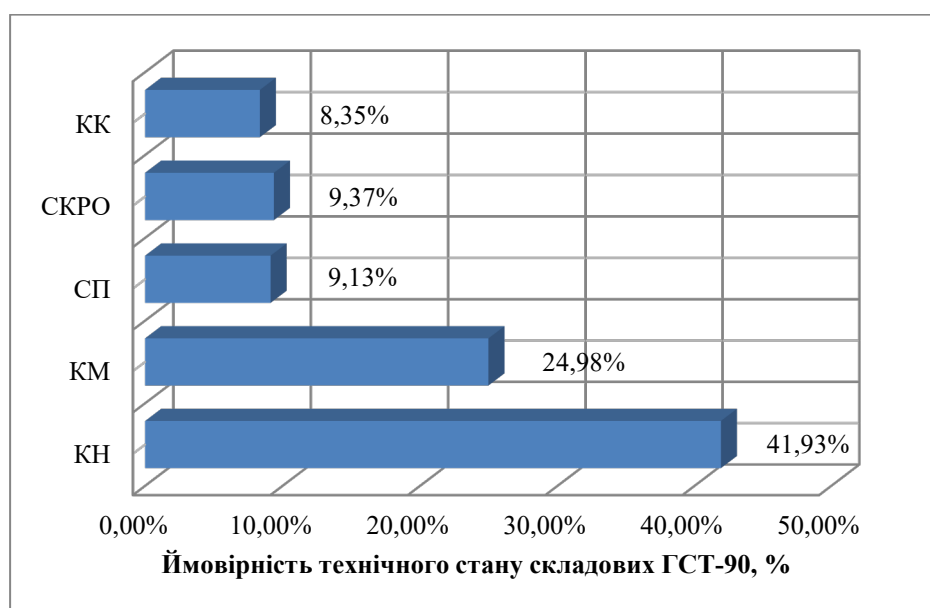


Рисунок 1 – Лінійчата гістограма ймовірностей технічного стану складових ГСТ-90

Авторська розробка

Для визначення математичних ймовірностей застосовується принцип «включення-вимкнення». Цей принцип можна, наприклад, записати для блоку 1 у вигляді графа (рисунок 2) застосувавши вираз:

$$P(A) = P(A_1 U A_2 U A_3), \quad (3)$$

де A - випадкова величина.

Рівняння (3) можна записати більш детально:

$$P(A) = \sum P(A_i) - \sum P(A_i \cap A_j) + \sum P(A_i \cap A_j \cap A_k), \quad (4)$$

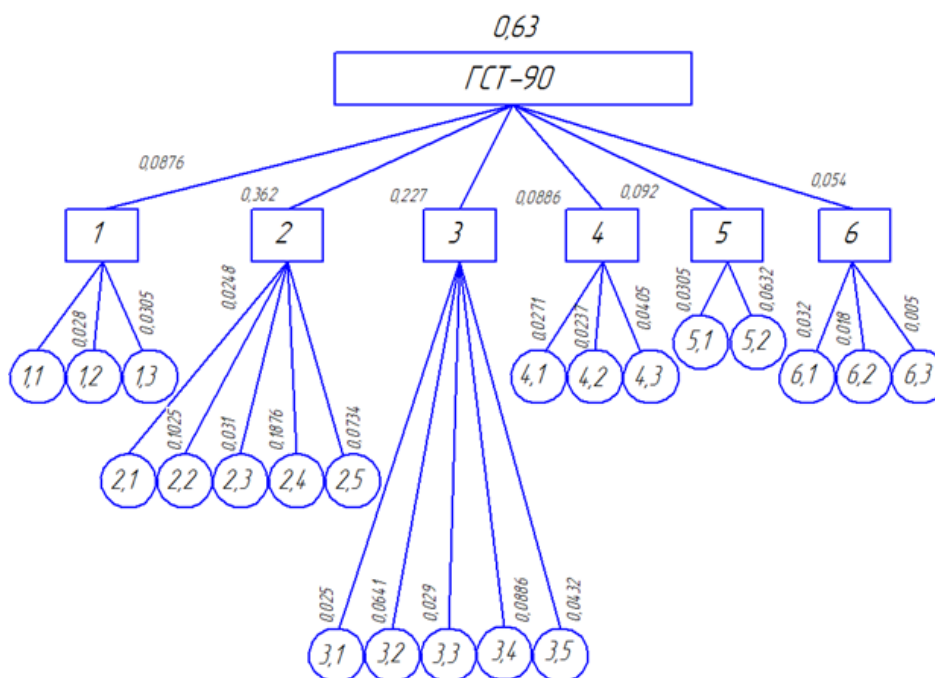


Рисунок 2 – Розрахункова оцінка ймовірності ребер графа
Авторська розробка

Тоді, згідно з правилом де Моргана, випадкова величина $\bar{A}$ визначається наступним чином:

$$\bar{A} = A_1 U A_2 U A_3 = \bar{A}_1 \Pi \bar{A}_2 \Pi \bar{A}_3, \quad (5)$$

При сумісній появі кількох незалежних подій, з точки зору ймовірності безвідмовної роботи, вираз (4) буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} P(\bar{A}) &= P(\bar{A}_1 \Pi \bar{A}_2 \Pi \bar{A}_3) = P(\bar{A}_1) \cdot P(\bar{A}_2) \cdot P(\bar{A}_3) = \\ &= (1 - P(A_1)) \cdot (1 - P(A_2)) \cdot (1 - P(A_3)), \end{aligned} \quad (6)$$

Звідси ймовірність відмови можна визначити за виразом:

$$P(A) = (1 - P(\bar{A})), \quad (7)$$

Наприклад, згідно (таблиця 1) перший блок виглядає так:

$$P(A) = 1 - ((1 - 0,0318)(1 - 0,028)(1 - 0,0305)) = 0,0876$$

Аналогічно проводяться розрахунки для інших блоків, які представлено на ребрах графа (рисунок 2).

Результати розрахункової оцінки ймовірностей технічного стану складових ГСТ-90 представлено на (рисунок 3) в вигляді лінійчатої гістограми.



Їх аналіз показує, що математичні розрахунки ймовірності більш точніше відображують ймовірнісну картину відмов (КН – 36,2 %, КМ – 22,7 %, КК – 8,76 %, СКРО – 9,2 %, СП – 8,86 %).

Проведені розрахунки дозволили порівняти математичну і статистичну ймовірності події та виявити найбільш типові відмови.

Імовірність безвідмовної роботи гідропередачі в разі сумісної дії декількох незалежних подій показує, що розрахунок математичної ймовірності більш точно відображає таблицю ймовірностей відмов (КН – 36,2 %, КМ – 22,7 %, КК – 8,76 %, СКРО – 9,2 %, СП – 8,86 %).

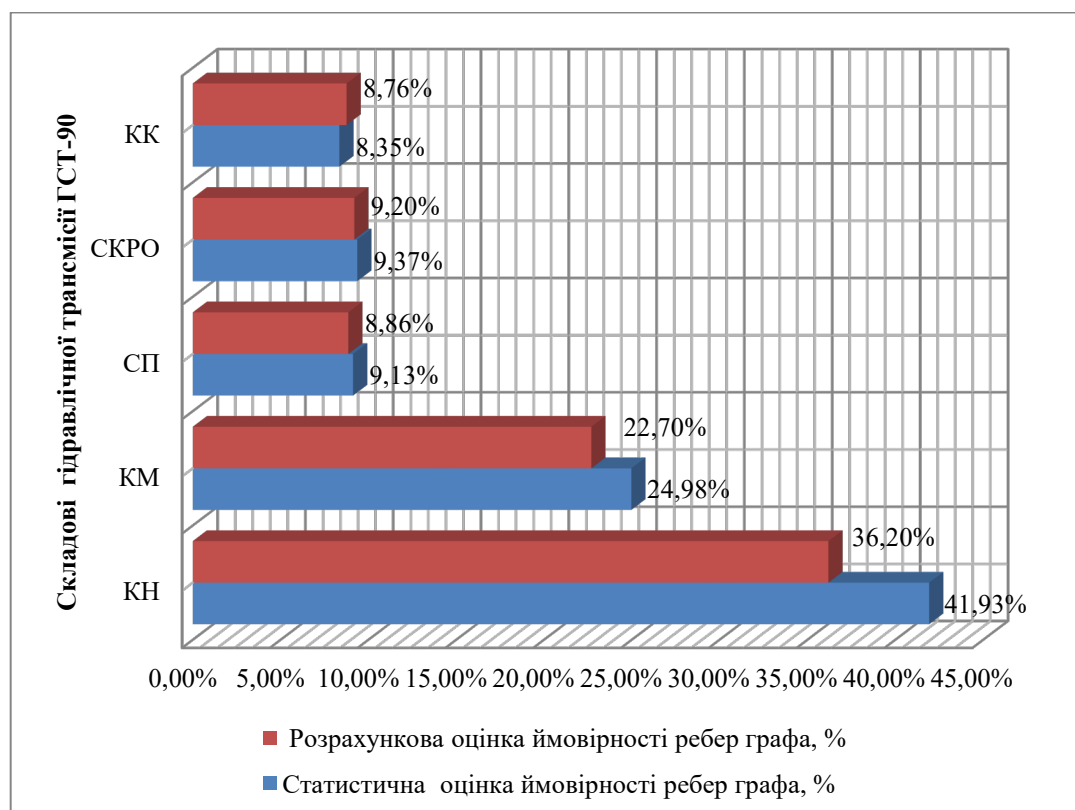


Рисунок 3 – Розрахункова оцінки ймовірностей технічного стану складових ГСТ-90

Авторська розробка



1.2. Обґрунтування структурних параметрів технічного стану опори п'яти плунжера аксіально-поршневих гідромашин

В качаючих вузлах аксіально-поршневих гідронасосах (АПН) і гідромоторах (АПМ) застосовується плунжера пара з гідростатичними п'ятами, які в процесі роботи використовують гідростатичне розвантаження. Наявність гідростатичного підшипника дозволяє працювати гідромашинам на більш високих швидкостях, тисках, а також збільшує їх ресурс [9].

Конструктивне рішення застосування гідростатичного підшипника п'яти плунжера дозволяє зменшити механічні втрати за рахунок деякого росту об'ємних втрат. Цієї точки зору дотримується і ряд авторів [9, 10]. При розгляданні ними загальних питань гідростатичного врівноваження підшипника, однією із основних задач було знаходження умов мінімальних сумарних об'ємних втрат. Для її вирішення вони підходили з конструктивної точки зору, визначали оптимальні параметри п'яти, висоту кільцевої опори, товщину її опорної частини та ін. При цьому, практично не розглядалось питання роботи гідростатичної опори з врахуванням її зношення, яке виникає в процесі експлуатації гідромашин, що підтверджується в роботі [5], де автори відмічають, що для кільцевої опори п'яти плунжера характерним буде гідроабразивне зношення і в процесі ремонту його необхідно усувати.

Видалення слідів гідроабразивного спрацювання на робочій поверхні кільцевої опори п'яти плунжера в умовах технічного сервісу проходить з застосуванням операцій притирання, до повного видалення гідроабразивних рисок, які характеризуються стохастичним розміщенням на робочій поверхні опори і мають різну глибину. В результаті проведення відновлювальних операцій висота кільцевої опори п'яти плунжера буде різною, що обумовлюється глибиною абразивних рисок і відсутністю обґрунтованого структурного параметру, за яким можна було б контролювати технічний стан кільцевої опори п'яти плунжера і давати оцінку щодо подальшого використання плунжерної пари в технологічному процесі ремонту аксіально-поршневого агрегату.



Дану ситуацію, що склалась, можна пояснити не достатньою інформацією щодо впливу зміни структурного параметра технічного стану кільцевої опори п'яти плунжера на працездатність гідромашини через зростання об'ємних втрат робочої рідини, обумовлених гідроабразивним зношенням робочої опори п'яти.

Обґрунтування структурного параметра для контролю технічного стану деталей спряження «кільцева опора п'яти-опора люлька» (для гідронасоса) і «кільцева опора п'яти-похила шайба» (для гідромотора), з метою визначення ремонтпридатності п'яти плунжера, потребує розгляду впливу зношення кільцевої опори п'яти плунжера по висоті h на зазор δ між опорою п'яти і опорною поверхнею, виходячи з того, що зростання зазору буде обумовлювати зростання витоків робочої рідини.

Схему роботи гідростатичного підп'ятника показано на (рисунок 4).

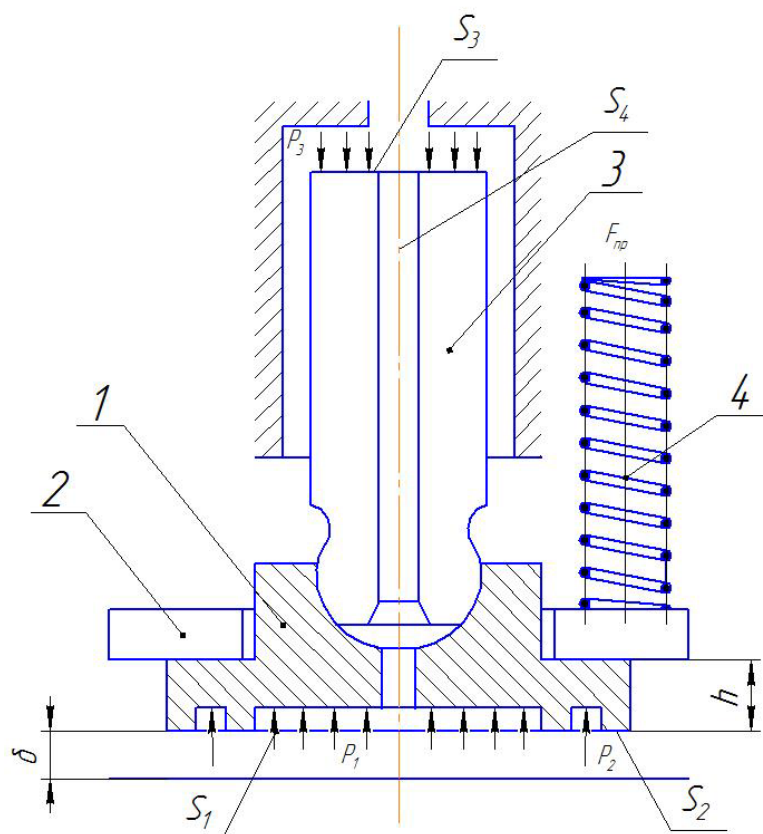


Рисунок 4 - Схема роботи гідростатичного розвантаження підп'ятника:

1 – п'ята; 2 – сепаратор; 3 – плунжер; 4 – пружина

Авторська розробка

При цьому, приймемо умову, що аксіальна жорсткість, яка запобігає



перекоосу п'яти плунжера по відношенню до опори, забезпечує паралельність між поверхнями тертя.

Складемо рівняння балансу сил, які діють на п'яту згідно (рисунки 4).

$$P_3 \cdot S_3 + F_{np} - P_1 \cdot S_1 + P_2 \cdot S_2 = 0 \quad (8)$$

де P_1 – зусилля відтискання, що виникає на площі п'яти, обмеженої кільцевою опорою;

P_2 – тиск робочої рідини в корпусі гідромашини;

P_3 – тиск робочої рідини на площу плунжера;

S_1 – площа п'яти, що обмежена кільцевою опорою;

S_2 – площа п'яти, на яку діє тиск P_2 ;

S_3 – площа плунжера, на яку діє тиск P_3 ;

F_{np} – зусилля пружини на п'яту.

З виразу (8) визначаємо P_1 :

$$P_1 = \frac{F_{np} + P_3 \cdot S_3 + P_2 \cdot S_2}{S_1} = \frac{S_3}{S_1} \cdot P_3 + \frac{F_{np}}{S_1} + \frac{P_2 \cdot S_2}{S_1}, \quad (9)$$

Складемо умову збереження витрати рідини, вважаючи що:

$$Q_1 = K \cdot \frac{\Delta P \cdot S}{l}, \quad (10)$$

де K – коефіцієнт жорсткості пружини;

ΔP – перепад тиску;

l – довжина каналу;

S – площа перерізу отвору.

Тоді через отвір плунжера будемо мати витрату:

$$Q_1 = K \cdot \frac{(P_3 - P_1) \cdot S_4}{l_4}, \quad (11)$$

де S_4 – площа перерізу отвору плунжера;

l_4 – довжина каналу, що проходить через плунжер.



Витрати через кільцеву щілину між п'ятою та опорою будуть визначатись виразом:

$$Q_2 = K \cdot \frac{(P_1 - P_2) \cdot \delta \cdot 2 \cdot \pi \cdot R}{\lambda}, \quad (12)$$

де δ – висота щілини;

R – радіус, де проходить перепад з P_1 на P_2 ;

λ – довжина пояску, на якому проходять витоки рідини.

Прирівнюючи отримані значення витрат визначимо δ :

$$\delta = \frac{(P_3 - P_1) \cdot S_4 \cdot \lambda}{l_4 \cdot \pi \cdot D \cdot (P_1 - P_2)}. \quad (13)$$

Підставивши P_1 з рівняння (9) в (13) знайдемо залежність висоти щілини δ від P_3 :

$$\delta = -\frac{S_4 \cdot \lambda}{l_4 \cdot \pi \cdot D} \cdot \left[1 - \frac{(P_3 - P_2) \cdot S_1}{S_3 \cdot P_3 + F_{np} + P_2(S_2 - S_1)} \right], \quad (14)$$

Таким чином з виразу (14) випливає, що:

$$\delta = f(P_3, F_{np}), \quad (15)$$

Якщо зберегти P_3 , то стирання висоти кільцевої опори $F_{стир}$ буде призводити до зміни F_{np} :

$$F_{стир} = F_{np} \cdot \cos \alpha, \quad (16)$$

$$F_{np} = K(l_0 - l_1), \quad (17)$$

де α – характерний кут нахилу п'яти по відношенню до плунжера;

l_0 – початкова довжина пружини;

l_1 – довжина стисненої пружини.

Тоді з (рисунок 5) виходить, що довжина стисненої пружини визначається як:



$$l_1 = A - h - \delta_0, \quad (18)$$

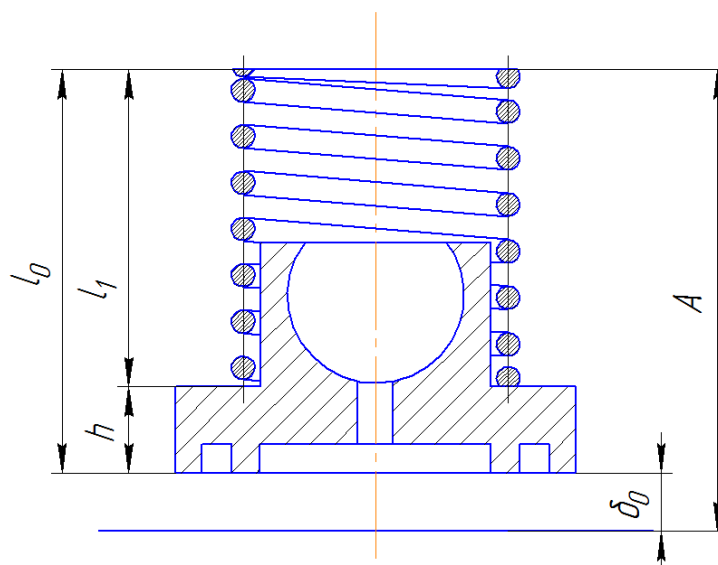


Рисунок 5 – До визначення довжини стисненої пружини
Авторська розробка

Підставляючи вираз (18) у (17) отримаємо:

$$F_{np} = K \cdot (l_0 - A + h + \delta_0), \quad (19)$$

Тоді вираз (15) з врахуванням виразу (19) отримає вид:

$$\delta = F \cdot [P_3, K \cdot (l_0 - A + h + \delta_0)]. \quad (20)$$

Таким чином, ми отримали зв'язок між висотою зазору δ та висотою конструкції п'яти плунжера h , яка в процесі роботи може змінюватись за рахунок зносу.

Знайдемо залежність між відхиленням y_δ тобто $\Delta\delta$ та відхиленням y_h тобто Δh :

$$\Delta\delta = F'_{Fnp} \cdot F_{Fnp} \cdot \Delta h. \quad (21)$$

$$F'_{Fnp} = K. \quad (22)$$

$$F'_{Fnp} = -\frac{S_4 \cdot \lambda}{l_4 \cdot \pi \cdot D} \cdot \left[1 - \frac{(P_3 - P_2) \cdot S_1}{[S_3 \cdot P_3 + F_{np} + P_2(S_2 - S_1)]^2} \right]. \quad (23)$$

Підставимо у вираз (21) значення F'_{Fnp} та F_{Fnp} отримаємо:



$$\Delta\delta = -\frac{S_4 \cdot \lambda(P_3 - P_2) \cdot S_1 \cdot K \cdot \Delta h}{l_4 \cdot \pi \cdot D \cdot [S_3 \cdot P_3 + F_{np} + P_2(S_2 - S_1)]^2}. \quad (24)$$

Авторська розробка

Вираз (24) зв'язує зміну висоти кільцевої опори з величиною щілини між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки або похилої шайби гідромотора.

Розрахунок зазору $\Delta\delta$ між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки залежно від зношування кільцевої опори по висоті Δh виконувався за наступним даними: площа перетину отвору в плунжері $S_4 = 8 \text{ мм}^2$; довжина поясу на якому відбувається витік робочої рідини $\lambda = 4 \text{ мм}$; площа п'яти, обмеженою кільцевою опорою $S_1 = 281 \text{ мм}^2$; довжина каналу в плунжері $l_4 = 90 \text{ мм}$; коефіцієнт жорсткості пружини $K = 34,1$; зношування кільцевої опори по висоті $\Delta h = 0,1 \dots 0,7 \text{ мм}$; площа плунжера $S_3 = 286 \text{ мм}^2$; діаметр на якому відбувається перепад тиску P_1 на P_2 , $D = 20 \text{ мм}$; тиск робочої рідини на плунжер $P_3 = 3,5; 15,0; 21,0 \text{ МПа}$; зусилля, яке розвиває пружина $F_{np} = 128 \text{ Н}$; тиск робочої рідини в дренажній магістралі $P_2 = 25 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}$; площа п'яти плунжера на яку діє тиск дренажу $S_2 = 276,32 \text{ мм}^2$

Результати розрахунків представлені в (таблиця 3) і зображені графічно на (рисунок 6).

Аналіз отриманих результатів показує, що при зношуванні кільцевої опори п'яти плунжера по висоті до 0,7 мм, зазор між кільцевою опорою і опорою люльки зростає на 38 %, від 0,0091 мм при $P_3 = 3,5 \text{ МПа}$, до 0,0126 мм при тиску $P_3 = 15,0 \text{ МПа}$. При цьому, спостерігається зростання зазору лише на 20 %, до 0,011 мм при $P_3 = 21,0 \text{ МПа}$ в порівнянні з зазором при $P_3 = 3,5 \text{ МПа}$. Така не відповідність зростання зазорів, при різних тисках, пояснюється співвідношенням площі S_3 плунжера до площі S_1 п'яти, які на конструктивному рівні підібрані таким чином, що при номінальному тиску $P_H = P_3 = 21,0 \text{ МПа}$



між

Таблиця 3 - Залежність зазору в сполученні «кільцева опора п'яти – опора люльки» від зношування кільцевої опори п'яти по висоті й тиску робочої рідини

Зношування кільцевої опори по висоті, мм	Значення зазору між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки в мм, при тиску робочої рідини		
	$P_3 = 3,5 \text{ МПа}$	$P_3 = 15,0 \text{ МПа}$	$P_3 = 21,0 \text{ МПа}$
0,1	0,0013	0,0018	0,0016
0,2	0,0026	0,0036	0,0032
0,3	0,0039	0,0054	0,0048
0,4	0,0052	0,0072	0,0064
0,5	0,0065	0,0090	0,0080
0,6	0,0078	0,0108	0,0096
0,7	0,0091	0,0126	0,0110

Авторська розробка

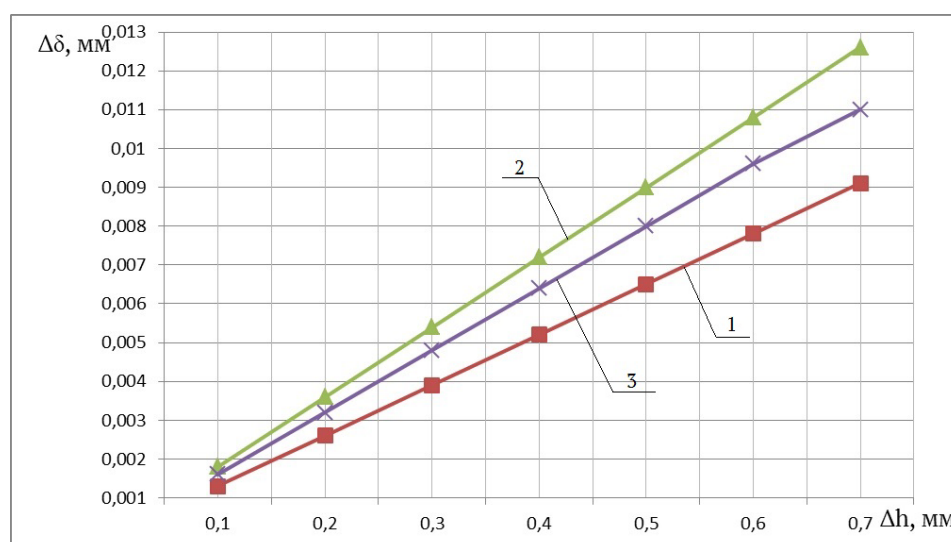


Рисунок 6 – Залежність зазору ($\Delta\delta$) у спряженні «кільцева опора п'яти – опора люльки» від зносу кільцевої опори по висоті (Δh) та тиску робочої рідини: 1 – $P_3=3,5 \text{ МПа}$; 2 - $P_3=15,0 \text{ МПа}$; 3 - $P_3=21,0 \text{ МПа}$

Авторська розробка

поверхнями тертя формується оптимальний зазор. Збільшення зазору між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки, через зношування першої, буде спричиняти й зростання втрат робочої рідини. Врахувавши, що аксіальна



жорсткість гідростатичного підшипника забезпечує паралельність поверхонь тертя деталей, визначимо витрату рідини через зазор, використовуючи вираз [9, 10]:

$$Q^v = \frac{\pi \cdot P_3 \cdot \delta^3}{6 \cdot \nu \cdot \rho \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}}, \quad (25)$$

де ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини;

ρ - щільність робочої рідини;

r_2, r_1 – відповідно зовнішній і внутрішній радіуси кільцевої опори п'яти.

Вираз (18) дозволяє визначити втрати робочої рідини для спряження «кільцева опора п'яти-опора люльки».

Тоді сумарні втрати робочої рідини через зазор у парі «кільцева опора п'яти-опора люльки», з врахуванням того, що качаючий вузол гідромашини має дев'ять таких пар, п'ять із яких працює в магістралі високого тиску, а чотири в магістралі низького тиску, визначаються за виразом:

$$\sum Q^v = \frac{\pi \cdot P_3 \cdot \delta^3}{6 \cdot \nu \cdot \rho \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot (P_4 \cdot Z_1 + P_5 \cdot Z_2), \quad (26)$$

де P_4 – перепад тиску робочої рідини між магістралями високого тиску й дренажною магістраллю;

P_5 – перепад тиску робочої рідини між магістралями низького тиску й дренажною магістраллю;

Z_1 і Z_2 – відповідно число плунжерів, які знаходяться в магістралі високого й низького тисків.

Розрахунок сумарних втрат робочої рідини, обумовлених зазором між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки виконувався за наступними даними: зазор у сполученні $\delta = 0,0013 \dots 0,0112$ мм; внутрішній радіус кільцевої опори $r_1 = 9$ мм; зовнішній радіус кільцевої опори $r_2 = 11$ мм; перепад тиску робочої рідини між магістралями високого тиску й дренажною магістраллю



$P_4 = 3,5; 15,0; 21,0 \text{ МПа}$; перепад тиску робочої рідини між магістралями низького тиску й дренажною магістраллю $P_5 = 1,45 \text{ МПа}$; число плунжерів, що перебувають у магістралі високого тиску $Z_1 = 5$; число плунжерів, що перебувають у магістралі низького тиску $Z_2 = 4$; щільність робочої рідини $\rho = 1,1 \cdot 10^2 \text{ кг/м}^3$ [11]; коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.
Результати розрахунку зведені в (таблиця 4).

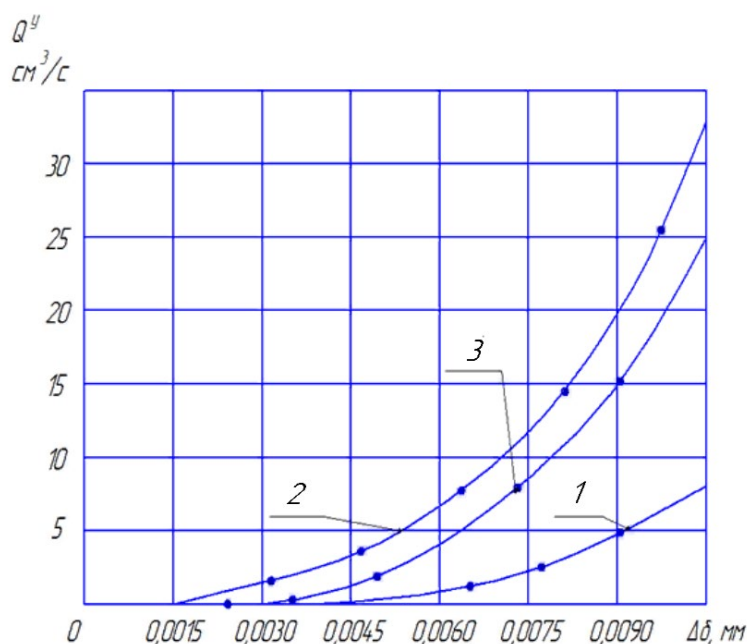
Таблиця 4 - Значення втрат робочої рідини, обумовлених зазором у сполученні «кільцева опора п'яти – опора люльки»

Значення δ і Q^y при: $\Delta P_4 = 3,5 \text{ МПа}$ $\Delta P_5 = 1,45 \text{ МПа}$		Значення δ і Q^y при: $\Delta P_4 = 15,0 \text{ МПа}$ $\Delta P_5 = 1,45 \text{ МПа}$		Значення δ і Q^y при: $\Delta P_4 = 21,0 \text{ МПа}$ $\Delta P_5 = 1,45 \text{ МПа}$	
$\delta, \text{ мм}$	$Q^y, \text{ см}^3/\text{с}$	$\delta, \text{ мм}$	$Q^y, \text{ см}^3/\text{с}$	$\delta, \text{ мм}$	$Q^y, \text{ см}^3/\text{с}$
0,0013	$1,34 \cdot 10^{-2}$	0,0018	$1,22 \cdot 10^{-1}$	0,0016	$1,18 \cdot 10^{-1}$
0,0026	$1,07 \cdot 10^{-1}$	0,0036	$9,8 \cdot 10^{-1}$	0,0032	$9,5 \cdot 10^{-1}$
0,0039	$3,62 \cdot 10^{-1}$	0,0054	3,31	0,0048	3,20
0,0052	$8,57 \cdot 10^{-1}$	0,0072	7,83	0,0064	7,60
0,0065	1,67	0,0090	15,31	0,0080	14,85
0,0078	2,89	0,0108	26,46	0,0096	25,66
0,0091	4,60	0,0126	42,0	0,0112	38,60

Авторська розробка

Отримана залежність, представлена графічно на (рисунок 7).

Аналіз графічної частини показує, що при максимальному зазору $\Delta\delta = 0,0112 \text{ мм}$ і номінальному робочому тиску $\Delta P_4 = 21,0 \text{ МПа}$ втрати робочої рідини становлять $Q^y = 38,60 \text{ см}^3/\text{с}$, а при зазорі $\Delta\delta = 0,0126 \text{ мм}$ і тиску $\Delta P_4 = 15,0 \text{ МПа}$, втрати робочої рідини становлять $Q^y = 42,0 \text{ см}^3/\text{с}$, що на 8,8 % більше ніж при номінальному тиску. Ці значення сумарних втрат робочої рідини на порядок нижче від втрат у інших спряженнях качаючого вузла гідромашини, наприклад «розподільник – приставне дно», і можуть компенсуватися насосом підживлення в умовах рядової експлуатації гідроагрегатів.



**Рисунок 7 – Втрати робочої рідини Q^y , що обумовлені зазором $\Delta\delta$ у
спряженні «кільцева опора п'яти – опора люльки» при:**

1 - $\Delta P_4 = 3,5$ МПа, $\Delta P_5 = 1,45$ МПа ; 2 - $\Delta P_4 = 15,0$ МПа, $\Delta P_5 = 1,45$ МПа ;

3 - $\Delta P_4 = 21,0$ МПа, $\Delta P_5 = 1,45$ МПа

Авторська розробка

Отже, при рівномірному зношенні кільцевої опори п'яти плунжера технічний стан деталей спряження «п'ята – опора» не буде суттєво впливати на втрату працездатності агрегатів за рахунок об'ємних втрат, а кількісна оцінка зношення кільцевої опори в інтервалі 0,1...0,7 мм може бути використана для контролю структурного параметра технічного стану висоти опори п'яти для умов ремонтного підприємства.

В більшій мірі технічний стан деталей даного спряження буде впливати на працездатний стан трансмісії за умов нерівномірного спрацювання поверхонь, коли порушується робота гідростатичного підшипника і в парах тертя виникають поверхні з умовами граничного та сухого тертя. Їх виникнення призводить до збільшення механічних втрат та зростання температурного режиму роботи агрегатів. Тривала експлуатація п'яти в такому стані призводить до вириву п'яти із заробки плунжера та аварійному відказу трансмісії.



1.3. Дослідження впливу механічних втрат в плунжерній парі на працездатність гідромашин

Розглянемо робочу гіпотезу про те, що зношування кільцевої опори обумовлює механічні втрати, які впливають на працездатність гідроприводу. Проведемо попередній аналіз технічного стану кільцевої опори п'яти в умовах експлуатації на якісному рівні (рисунок 8), а також розглянемо умови роботи плунжерної пари.

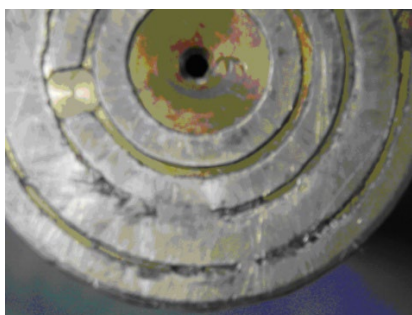


Рисунок 8 – Загальний вид зношення кільцевої опори п'яти

Авторська розробка

На (рисунок 8) наведено загальний вид п'яти плунжера аксіально-поршневого гідронасосу, який потрапив до ремонту. На кільцевій опорі п'яти чітко проявляються риси, обумовлені її гідроабразивним спрацюванням, і як наслідок цього зношення, сліди змяття кільцевої опори в результаті порушення роботи гідростатичного підшипника.

Такий стан справи обумовлюється тим, що у процесі роботи плунжерної пари її деталі сприймають суттєві навантаження від дії основних сил, які схематично представлені на (рисунок 9).

Розглянемо сили, які діють на плунжер, п'яту і втулку блока в відповідності до (рисунок 9):

P - сила обумовлена дією робочої рідини на торець плунжера (розкладається на його сферичній опорі на силу, яка притискає п'яту плунжера до похилої шайби F_1 і тангенціальну силу F_2 , яка обумовлює крутний момент блоку);

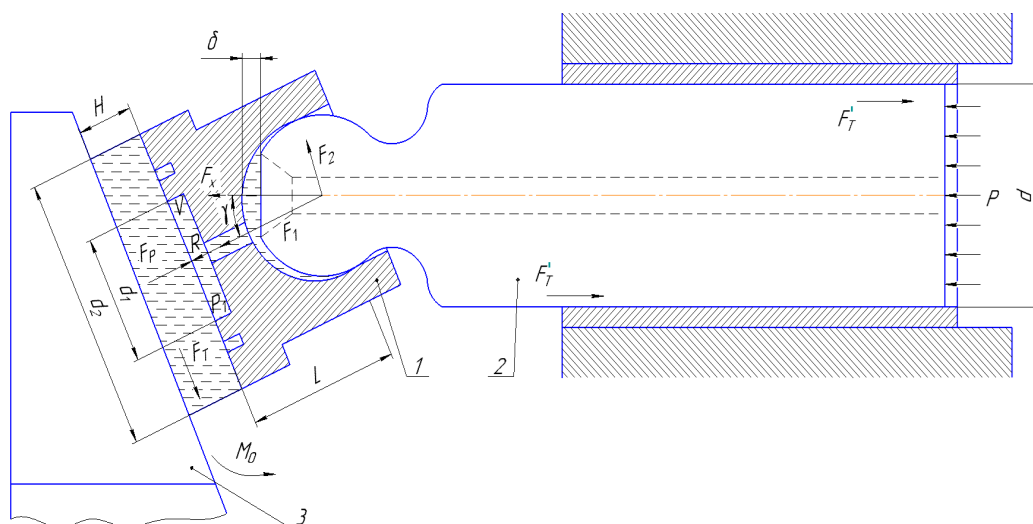


Рисунок 9 – Схема роботи гідростатичної рівноваженої опори: 1 – п'ята плунжера; 2 – плунжер; 3 – похила шайба, 4 – втулка

Авторська розробка

F_p - сила, що відтискає п'яту плунжера від похилої шайби (або люльки гідронасоса) і забезпечує гідростатичну опору п'яти плунжера на похилу поверхню похилої шайби.;

F_T - сила тертя в спряженні «кільцева опора п'яти - опора люльки» (для гідронасоса);

F_T^* - сила тертя сила тертя в спряженні «втулка блоку – плунжер»;

F_u, F_y - інерційна і відцентрова сила, що діють на плунжер, п'яту, сепаратор;

F_c - сила дії пружин на сепаратор для фіксації п'яти плунжера.

Вплив інерційних F_u й центробіжних сил F_y на плунжер не значний і становить приблизно 2 % від діючої сили [12]. Крім того сили F_u і F_y взаємно компенсуються із силою F_c , яка створюється пружинами сепаратора.

Є очевидним, що механічні втрати будуть залежати від сил тертя F_T і F_T^* у спряженні «кільцева опора п'яти - опора люльки», а також «втулка блоку – плунжер».

При номінальному технічному стані п'яти між парами тертя має місце



режим рідинного змащення, що забезпечує відсутність безпосереднього контакту металевих поверхонь. У цьому випадку сила тертя F_T не залежить від стану поверхонь тертя, а визначається лише внутрішніми властивостями мастильної рідини [13]:

$$F_T = -\tau \cdot s \frac{\omega}{H}, \quad (27)$$

де τ - динамічна в'язкість рідини;

s - площа поверхонь тертя;

ω - швидкість переміщення пар тертя;

H - товщина шару робочої рідини.

Однак у процесі експлуатації гідроприводу разом з робочою рідиною до деталей, які працюють в спряженнях «кільцева опора п'яти - похила шайба», «кільцева опора п'яти - опора люльки» попадають абразивні частки різних розмірів, які втискаються в більш м'яку поверхню латунної або бронзової п'яти, утворюючи гідроабразивні канали різної глибини та профілю.

Наявність даних каналів приводить до перерозподілу потоку робочої рідини у гідростатичному підшипнику, порушує його аксіальну жорсткість і створює передумови до виникнення непаралельності між кільцевою опорою п'яти й опорою люльки або похилої шайби.

Непаралельність поверхонь деталей в спряженні «кільцева опора п'яти- опора люльки», в процесі експлуатації, приводить до виникнення умов граничного змащення, коли деякі ділянки робочих поверхонь деталей спряження мають металевий контакт.

В умовах граничного змащення силу тертя можна розглядати, як силу сухого тертя на вершинах нерівностей і рідинного в порожнинах, утворених профілем торцевої поверхні кільцевої опори [13]:

$$F_T = f \cdot \left(P \cdot S_T + \tau \frac{\omega}{H} \cdot S_M \right), \quad (28)$$

де f - коефіцієнт тертя для граничних умов;



S_T - площа, на якій здійснюється контакт твердих, тіл;

H - товщина шару мастила в каналах, які утворюються в результаті зношування;

S_M - площа, на якій відбувається зрушення шарів мастила.

Подальше зношування кільцевої опори п'яти плунжера завершується переходом від умов граничного тертя до збільшення площ сухого контакту між поверхнями тертя:

$$F_T = \varphi \cdot F_1, \quad (29)$$

де φ - коефіцієнт сухого тертя;

F_1 - сила, яка притискає п'яту плунжера до поверхні тертя.

Зміна умов роботи деталей в з'єднанні приводить до збільшення сили тертя і проявляється порушенням теплового режиму їх роботи.

Зростання температурного режиму роботи деталей в з'єднаннях «кільцева опора п'яти - опора люльки» для аксіально-поршневого гідронасоса, і «кільцева опора п'яти - похила шайба» для гідромотора, в залишковому підсумку приводить до повного зминання кільцевої опори п'яти з наступним завальцюванням вихідного її каналу, який забезпечує підвід робочої рідини під п'яту і в цілому роботу гідростатичного підшипника (рисунок 10).



Рисунок 10 – Повне зношення кільцевої опори п'яти з завальцюванням отвору гідростатичного підшипника

Авторська розробка



Робота деталей з'єднання в таких умовах супроводжується різким збільшенням перекидаючого моменту M_{Π} , який визначається за виразом:

$$M_{\Pi} = F_T \cdot l, \quad (30)$$

де M_{Π} - момент сил, направлений на перекидання плунжера;

l - висота центра сферичної опори плунжера.

Збільшення перекидаючого моменту є основною причиною, яка приводить до руйнування заробки п'яти плунжера (рисунок 11).



Рисунок 11 – Вирид п'яти із заробки плунжера

Авторська розробка

Вирид п'яти із заробки плунжера приводить до раптової аварійної відмови, тому що безпосередній контакт сферичної поверхні плунжера з похилою шайбою приводить до схоплювання металів, яке обумовлює заклинювання качаючого вузла аксіально-поршневої гідромашини.

Таким чином, розглянутий взаємозв'язок між зношуванням кільцевої опори п'яти і працездатністю гідроприводу, показує, що він приводить до порушення роботи гідростатичного підшипника в з'єднанні, яке обумовлює зростання сил тертя, зміну температурного режиму, що в процесі експлуатації приводить до механічних втрат в агрегатах, значних структурних змін і геометрії кільцевої опори п'яти та завершується аварійною відмовою в результаті заклинювання плунжера в втулці блоку.



Для підтвердження даної робочої гіпотези виникає необхідність проведення експериментальних досліджень, які дозволяють визначити взаємозв'язок між технічним станом кільцевої опори п'яти і температурним режимом роботи з'єднання.

Контроль температурного режиму роботи з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба», при зношеній кільцевій опорі, виконувався за допомогою установки термопар хромель-копель (ХК). Робочий спай термопар розміщувався: на відстані 1,5...2 мм від робочої поверхні похилої шайби; безпосередньо поблизу з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба» для визначення температури робочої рідини в зоні роботи пари тертя; в корпусі гідромотора в районі фіксації похилої шайби штифтом (рисунок 12).

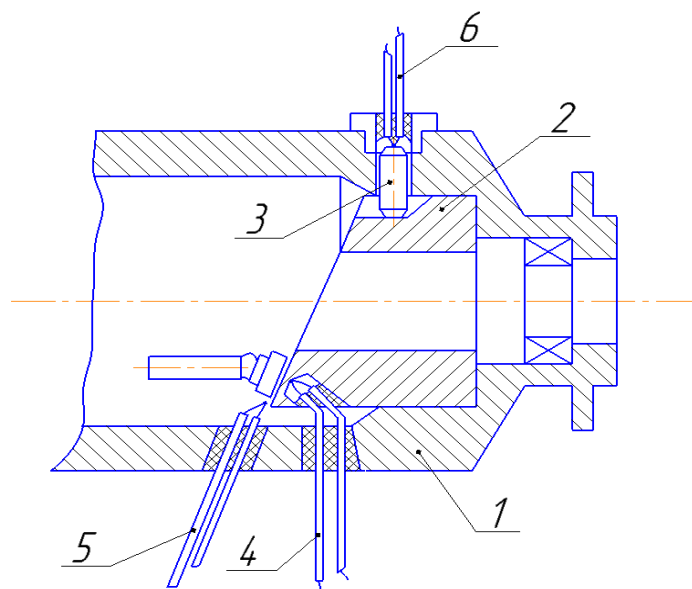


Рисунок 12 – Схема встановлення термопар на гідромоторі: 1 – корпус мотора, 2 – шайба, 3 – штифт фіксації шайби, 4 – термопара контролю температури деталей з'єднання; 5 – термопара контролю температури гідравлічного масла в зоні пари тертя; 6 – термопара контролю температури корпусу

Авторська розробка

Таке розташування термопар дозволяє контролювати температурний режим пари, температуру гідравлічної рідини в робочій зоні пари тертя і температуру



корпусу гідромотора. Випробування проводилися при тиску рідини $P_n = 21,0 \text{ МПа}$.

Дослідження впливу зносу кільцевої опори п'яти плунжера на температурний режим качаючого вузла насоса проводилося в два етапи. На першому етапі визначався вплив зміни структурних параметрів технічного стану п'яти на об'ємні втрати в гідроагрегатах, на другому етапі - зміна температурного режиму роботи спряження.

Результати експериментів з дослідження взаємозв'язку між технічним станом п'яти плунжера качаючого вузла гідромашини та об'ємними витоками рідини наведені в (таблиці 5) та графічно представлені на (рисунок 13).

Таблиця 5 – Величина витоку робочої рідини, спричинена технічним станом п'яти та тиском робочої рідини

№ досліду	Витоки рідини $Q_d \text{ см}^3/\text{с}$	Тиск робочої рідини Р, МПа
1	2	3
Опора п'яти плунжера повністю зношена		
1	20,0	4,0
2	32,0	8,0
5	53,0	12,0
5	68,0	16,0
6	79,0	20,0
7	82,0	24,0
Опора не зношена		
1	17,0	4,0
2	19,0	8,0
5	21,0	12,0
5	22,0	16,0
6	23,0	20,0
7	27,0	24,0
Опора п'яти плунжера повністю зношена, отвір завальцовано		
1	15,0	4,0
2	16,0	8,0
5	17,0	12,0
5	18,0	16,0
6	19,0	20,0
7	19,5	24,0

Авторська розробка



Аналіз результатів, наведених у (таблиці 5), показує, що зі зносом п'яти плунжера витрата гідравлічної рідини до дренажу через з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба» при номінальному тиску ($P_H = 21,0 \text{ МПа}$), збільшуються від $Q_D = 20 \text{ см}^3/\text{с}$ (всі дев'ять плунжерів з п'ятами нові) до $Q_D = 82 \text{ см}^3/\text{с}$ (у всіх плунжерів кільцева опора п'яти повністю зношена), що показано на (рисунку 13).

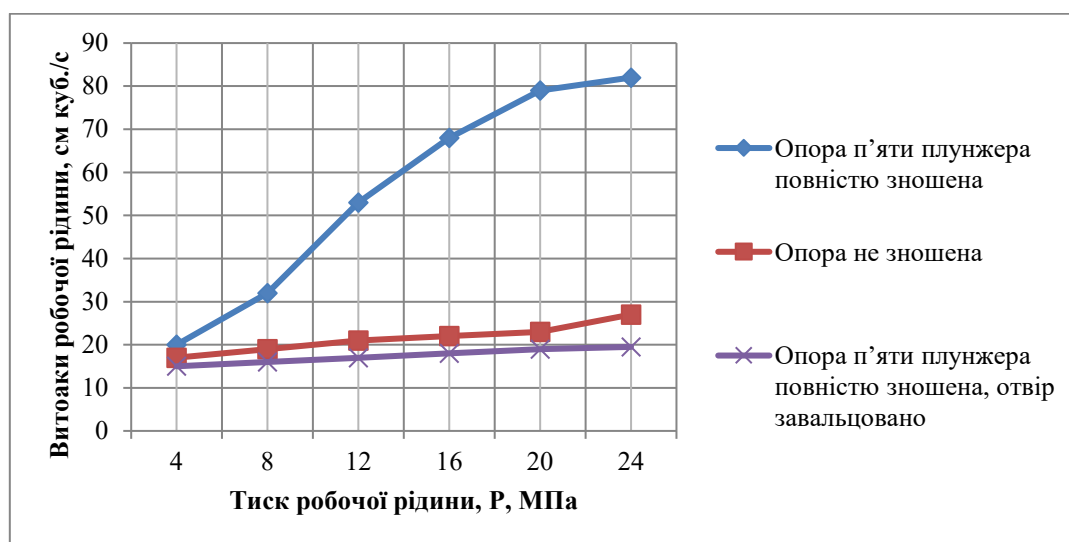


Рисунок 13 – Залежність витоку гідравлічної рідини до дренажної магістралі (Q_D) від технічного стану опори п'яти плунжерів та тиску гідравлічної рідини

Авторська розробка

Детальний аналіз витоку гідравлічної рідини в дренажну магістраль показує, що він є не значним з точки зору об'ємних втрат і не призводить до втрати працездатності гідроагрегатів.

Тому контроль технічного стану деталей спряження «п'ята плунжера – похила шайба» слід здійснювати не за об'ємними втратами рідини, а за іншими параметрами при проведенні їх діагностування, які мають більше інформації про технічний стан сполучених деталей. Очевидно, що коли кільцева опора зношується, отвір в п'яті згодом завальцьовується. Це значно зменшує витік робочої рідини, що підтверджується графічною залежністю, і змінює



температурний режим з'єднання «опора п'яти – люлька (похила шайба)».

В результаті зменшення товщини шару робочої рідини під кільцевою опорою п'яти плунжера, пара тертя «п'ята плунжера - похила шайба» починає працювати в умовах граничного тертя, що супроводжується підвищенням температурного режиму. Вплив зносу кільцевої опори п'яти плунжера на температурний режим її роботи з похилою шайбою гідромотора, в залежності від часу експлуатації, показано в (таблиця 6) і проілюстровано на (рисунок 14).

Аналіз отриманих результатів показав, що при навантаженні гідроприводу номінальним тиском ($P_H = 21,0 \text{ МПа}$) інтенсивність збільшення температури похилої шайби суттєво залежить від стану кільцевої опори п'яти. При роботі під навантаженням впродовж $t = 5 \text{ хв.}$ температура похилої шайби змінюється від $T_{n.u} = 45^0 \text{ C}$ при новій кільцевій опорі, до $T_{n.u} = 100^0 \text{ C}$ при повністю зношеній кільцевій опорі і завальцованих отворів гідростатичного підпору.

Експлуатація з'єднання «п'ята плунжера-похила шайба» при підвищених температурних навантаженнях зрештою приводить до повного зношення кільцевої опори п'яти з подальшим завальцуванням каналу, який підводить робочу рідину під п'яту для забезпечення роботи гідростатичного підшипника. При цьому, подання рідини на мащення пари тертя повністю припиняється, а температура в з'єднанні зростає майже в два рази. Подальша експлуатація такого з'єднання закінчується аварійною відмовою – вилив п'яти плунжера.

Експериментальні дослідження зносу кільцевої опори п'яти плунжера дозволяють зробити висновок, що параметром її структурно-функціонального технічного стану є витікання гідравлічної рідини в з'єднанні «п'ята – похила шайба» у гідромотора або «п'ята-опора люльки» у гідронасоса. Граничне значення визначається суто технічним критерієм – переходом до сухого тертя, що і є причиною відмови.

Результати зміни швидкості наростання температури похилої шайби і корпусу мотора в залежності від технічного стану кільцевої опори п'яти плунжера наведено в (таблиця 7) і представлено на (рисунок 15).



Таблиця 6 – Значення робочої температури для сполучення «п'ята плунжера – похила шайба» відповідно до технічного стану і часу при тиску робочої рідини ($P_H = 21,0 \text{ МПа}$)

№ досліджу	Температура похилої шайби $T_{ми}$, °C	Час випробовування t , хв.
П'ята плунжера нова		
1	29,0	1,0
2	36,0	2,0
3	41,0	3,0
4	42,0	4,0
5	45,0	5,0
Чотири плунжера мають завальцовані отвори гідростатичного підпору		
1	34,0	1,0
2	46,0	2,0
3	52,0	3,0
4	58,0	4,0
5	60,0	5,0
Кільцева опора всіх п'ят плунжера повністю зношена		
1	40,0	1,0
2	59,0	2,0
3	69,0	3,0
4	75,0	4,0
5	79,0	5,0
Кільцева опора всіх п'ят плунжера повністю зношена, отвори гідростатичного підпору завальцовані		
1	52,0	1,0
2	73,0	2,0
3	86,0	3,0
4	95,0	4,0
5	100,0	5,0

Авторська розробка

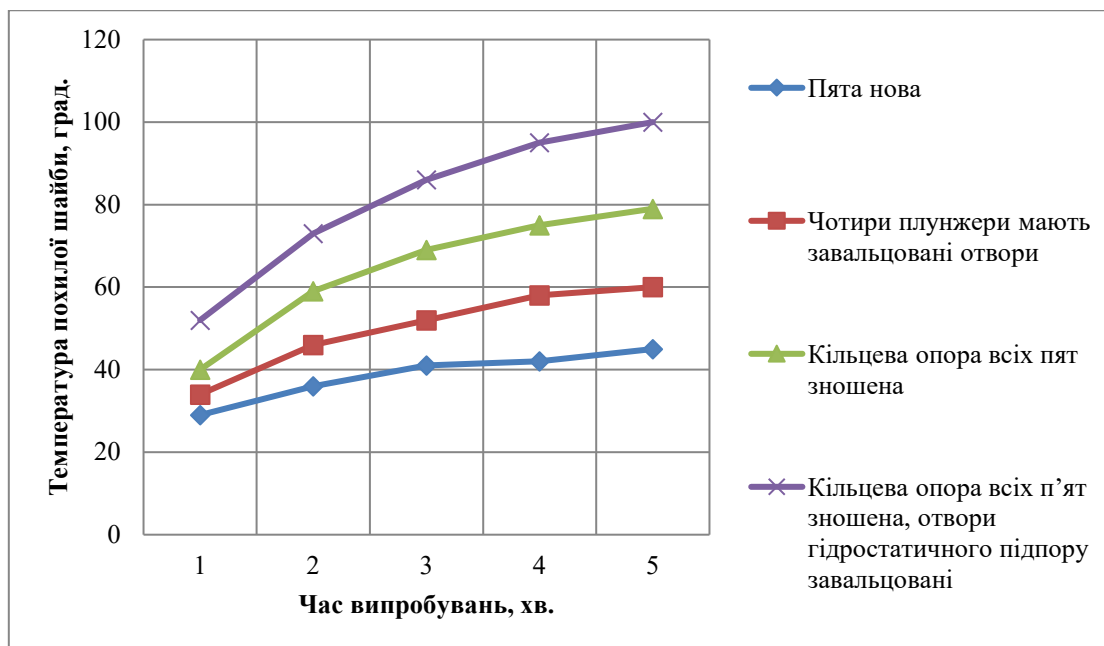


Рисунок 14 – Вплив зношення кільцевої опори п'яти плунжера на динаміку температури похилої шайби в залежності від тривалості роботи

Авторська розробка

Таблиця 7 – Зміна температури похилої і шайби і корпусу гідромотора від стану кільцевих опор п'ят пор (при тиску $P_H = 21,0 \text{ МПа}$ і часу $\Delta t = 1 \text{ хв.}$)

Тиск робочої рідини, Р, МПа	Температура похилої шайби $T_{ши}, ^\circ\text{C}$	Температура корпусу $T_{корп.}, ^\circ\text{C}$
П'ята плунжера нова		
21,0	45,0	38,0
Чотири плунжера мають завальцовані отвори гідростатичного підпору		
21,0	61,0	41,0
Кільцева опора всіх п'ят плунжера повністю зношена		
21,0	75,0	48,0
Кільцева опора всіх п'ят плунжера повністю зношена, отвори гідростатичного підпору завальцовані		
21,0	98,0	70,0

Авторська розробка

З аналізу приведених на (рисунку 15) результатів досліджень видно, що швидкість наростання температури корпусу, при різному технічному стану п'яти, змінюється в діапазоні від 40 до $70 ^\circ\text{C}/\text{хв}$ (при тиску $P_H = 21,0 \text{ МПа}$ і $\Delta t = 1 \text{ хв.}$).



Отримані результати зміни температурного режиму роботи деталей в спряженні «п'ята плунжера – похила шайба» гідромотора, обумовленого зміною структурних параметрів робочої поверхні п'яти плунжера, дали можливість виявити діагностичний параметр для контролю технічного стану деталей «п'ята плунжера – похила шайба» – швидкість наростання температури корпусу гідромашин та визначити максимально інформативні точки для її контролю – поворотні цапфи люльки на гідронасосі і штифт фіксації похилої шайби у гідромотора.

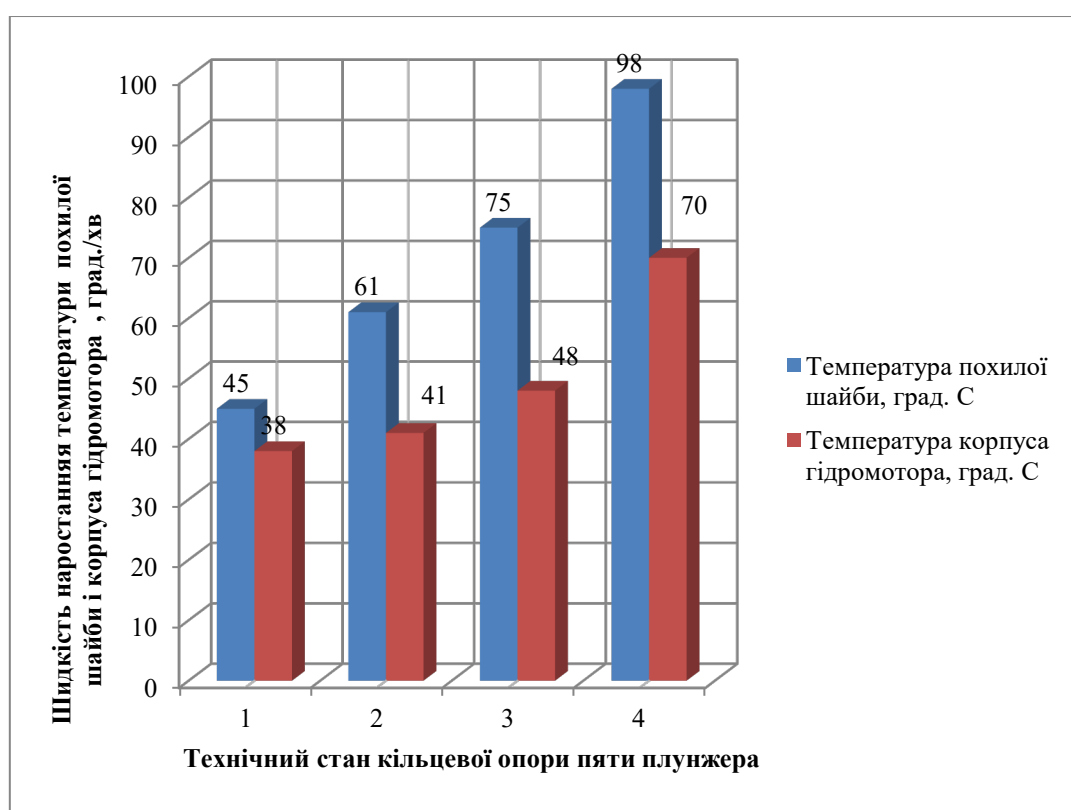


Рисунок 15 – Залежність швидкості підвищення температури похилої і шайби і корпусу гідромотора від стану кільцевих опор п'ят поршнів:

1 – п'яти нові; 2 – чотири плунжера мають завальцьовані отвори гідростатичного підпору; 3 – кільцеві опори всіх п'ят поршнів повністю зношені; 4 – кільцеві опори всіх п'ят поршнів повністю зношені, а отвори в гідростатичній опорі завальцьовані

Авторська розробка



Застосування даних точок для установки датчиків температури на корпусах гідромашин обумовлюється також наявністю різьбових технологічних отворів, що дає можливість установлювати їх без розгерметизації гідравлічних агрегатів. Водночас дані точки характеризуються інформативністю за рахунок конструктивного розміщення по відношенню до деталей качаючого вузла.

1.4. Розгляд взаємозв'язку між зазором в сполученні «втулка блоку-плунжер» і витоками робочої рідини

Визначення характеру і величини зношення деталей спряження «втулка блока – плунжер» являється важливим етапом, так як ряд авторів вважають, що технічний стан качаючого вузла гідромашин може бути оцінений за допомогою такого параметру, як зазор в парі тертя «втулка блоку–плунжер», який обумовлює значні об'ємні витрати в качаючому вузлі насоса, що впливає на об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД) гідроприводу в цілому, а також на систему керування робочим об'ємом для регульованих аксіально-поршневих гідромашин.

Для виявлення об'ємних втрат робочої рідини, обумовлених зношенням деталей спряження «втулка блоку - плунжер» скористаємося вже відомими залежностями, при цьому необхідно враховувати, що зношування втулки й плунжера відбувається нерівномірно [12, 14]. Характер зношення плунжера з врахуванням умов його роботи представлено на (рисунку 16).

Такий характер зношення деталей в з'єднанні обумовлюється рухом плунжера в процесі роботи гідромашини. Плунжер має складний рух. Він виконує зворотно – поступовий рух та обертовий. При досягненні ним верхньої і нижньої мертвих точок та за наявністю перекидного моменту, який виникає в результаті руху п'яти плунжера по похилій опорі, максимальне зношення деталей виникає в крайніх точках.

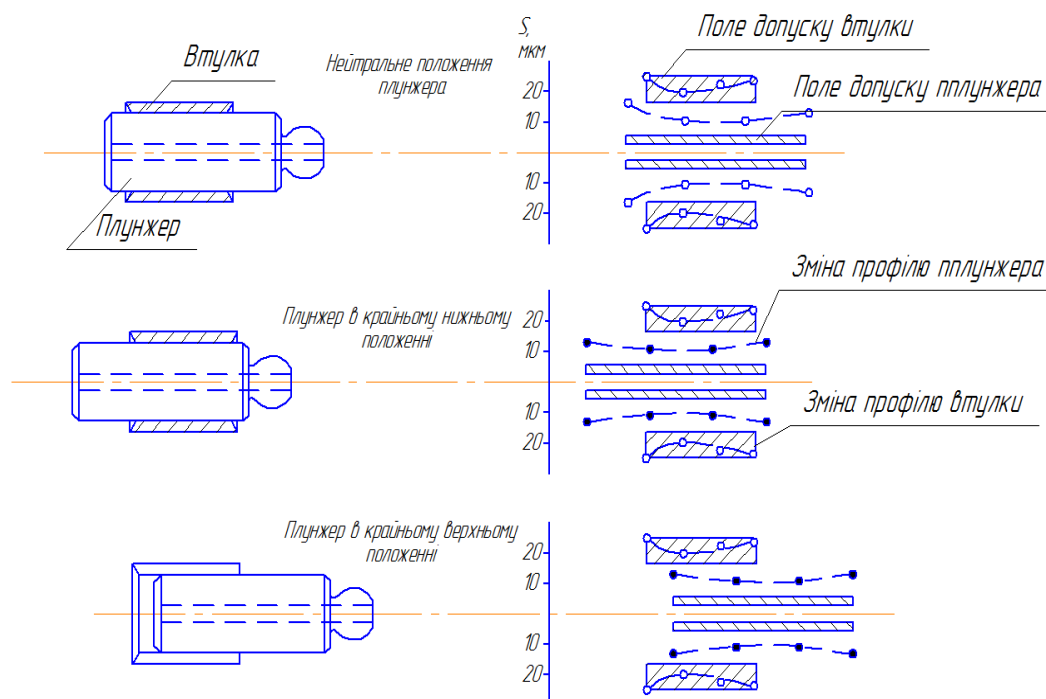


Рисунок 16 – Характер зношення деталей спряження «втулка блока – плунжер»

Авторська розробка

У зв'язку із цим величина витоків робочої рідини буде обумовлюватись ексцентричним положення плунжера у втулці (рисунок 17).

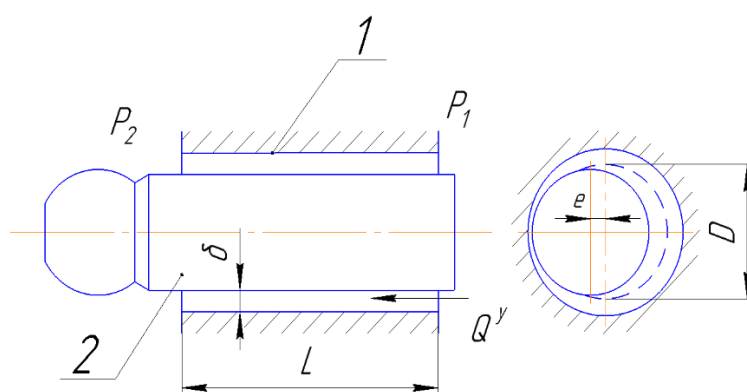


Рисунок 17 - Схема, яка ілюструє ексцентричну щілину, яка виникає із-за прекоосу плунжера (2) в втулці (1)

Джерело [15]

Об'єм втрат робочої рідини слід розраховувати, беручи до уваги фактичне положення плунжера всередині втулки за формулою [10, 12]:



$$Q^y = Q_k^y \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2 \right), \quad (31)$$

де Q_k^y - втрати робочої рідини через радіальний зазор при концентричному розташуванні плунжера, які визначаються за виразом:

$$Q_k^y = \frac{\pi \cdot D \cdot \Delta P \cdot \delta^3}{12 \cdot l \cdot \nu \cdot \rho}, \quad (32)$$

де D - середній діаметр щілини;

ΔP - перепад тиску робочої рідини на розрахунковій ділянці;

δ - номінальний зазор в спряженні;

l - довжина ділянки, на якій визначаються витрати робочої рідини;

ε - відносний ексцентриситет, який дорівнює:

$$\varepsilon = \frac{e}{\delta}, \quad (33)$$

e - величина зміщення осі плунжера, відносно вісі втулки.

З врахуванням викладеного, при максимальному ексцентричному розташуванні плунжера, величина витоків робочої рідини через радіальний зазор визначається за наступним виразом [15]:

$$Q_e^y = 2,5 \cdot Q_k^y, \quad (34)$$

Підставивши у вираз (34) значення Q_k^y одержимо вираз для визначення витоків робочої рідини у сполученні «втулка блоку-плунжер»:

$$Q_e^y = \frac{2,5\pi \cdot D \cdot \Delta P \cdot \delta^3}{12 \cdot l \cdot \nu \cdot \rho}, \quad (35)$$

У виразу (35) витoki робочої рідини визначаються для одного спряження. За конструктивним рішенням качаючий вузол аксіально-поршневого гідронасоса містить у собі дев'ять плунжерів, при цьому п'ять плунжерів працюють у магістралі високого тиску $\Delta P_1 = 21,0 \text{ МПа}$, а чотири в магістралі низького тиску $\Delta P_2 = 1,45 \text{ МПа}$. Таким чином, сумарні витoki робочої рідини будуть обумовлюватися зазором у парі тертя «втулка блоку – плунжер», а також



кількістю цих пар. Тоді сумарні витoki робочої рідини у сполученні «втулка блоку – плунжер» можна визначити з виразу:

$$\sum Q_e^y = \frac{2,5\pi \cdot D \cdot \Delta P \cdot \delta^3}{12 \cdot l \cdot \nu \cdot \rho} \cdot (\Delta P_1 \cdot z_1 + \Delta P_2 \cdot z_2), \quad (36)$$

$\sum Q_e^y$ - сумарні витoki робочої рідини, обумовлені зазором в спряженні при ексцентричному положенні плунжера;

де ΔP_1 - тиск робочої рідин у магістралі високого тиску;

ΔP_2 - тиск робочої рідини у магістралі низького тиску;

z_1 і z_2 - відповідно число плунжерів у магістралях високого і низького тиску.

Розрахунок витрат робочої рідини в залежності від зазору в спряженні «втулка блоку-плунжер» проводився за наступними даними: діаметр спряження $D = 0,02$ м; зазор в спряженні $\delta = 0 \dots 60 \cdot 10^{-6}$ м; довжина ділянки, на якій визначаються витрати робочої рідини $l = 4 \cdot 10^{-2}$ м; перепад тиску робочої рідини між магістраллю високого тиску і магістраллю низького тиску $\Delta P_1 = 3,5; 15,0; 21,0 \cdot 10^{-7}$ Н / м; перепад тиску робочої рідини між магістраллю низького тиску і дренажною магістраллю $\Delta P_2 = 0,14 \cdot 10^{-7}$ Н / м; число плунжерів в магістралі високого тиску $z_1 = 5$, число плунжерів в магістралі низького тиску $z_2 = 4$; щільність робочої рідини $\rho = 900$ кг / м³; коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 12 \cdot 10^{-6}$ м² / с.

Результати розрахунків наводяться в (таблиці 8) і представлені графічно на (рисунку 18).

Аналіз отриманих результатів показує, що при значеннях зазору в парі тертя «втулка блоку – плунжер», рівному 40 мкм, витoki робочої рідини наближаються до граничних значень (225 см³ / с) згідно [8] і становлять 221 см³ / с.



Таблиця 8 – Значення розрахункових сумарних витрат робочої рідини, обумовлених зазором в спряженні «втулка блоку-плунжер»

Значення зазору δ , мм	Витрати робочої рідини в Q^y , $см^3 / с$ для наступних значень тиску робочої рідини $\Delta P_1, \Delta P_2$		
	$\Delta P_1 = 3,5 МПа$ $\Delta P_2 = 1,40 МПа$	$\Delta P_1 = 15,0 МПа$ $\Delta P_2 = 1,40 МПа$	$\Delta P_1 = 21,0 МПа$ $\Delta P_2 = 1,40 МПа$
10	0,59	2,47	3,45
20	4,72	19,80	27,60
30	15,93	66,70	93,20
40	37,80	158,10	221,00
50	73,80	308,00	431,20
60	127,40	533,50	745,20

Авторська розробка

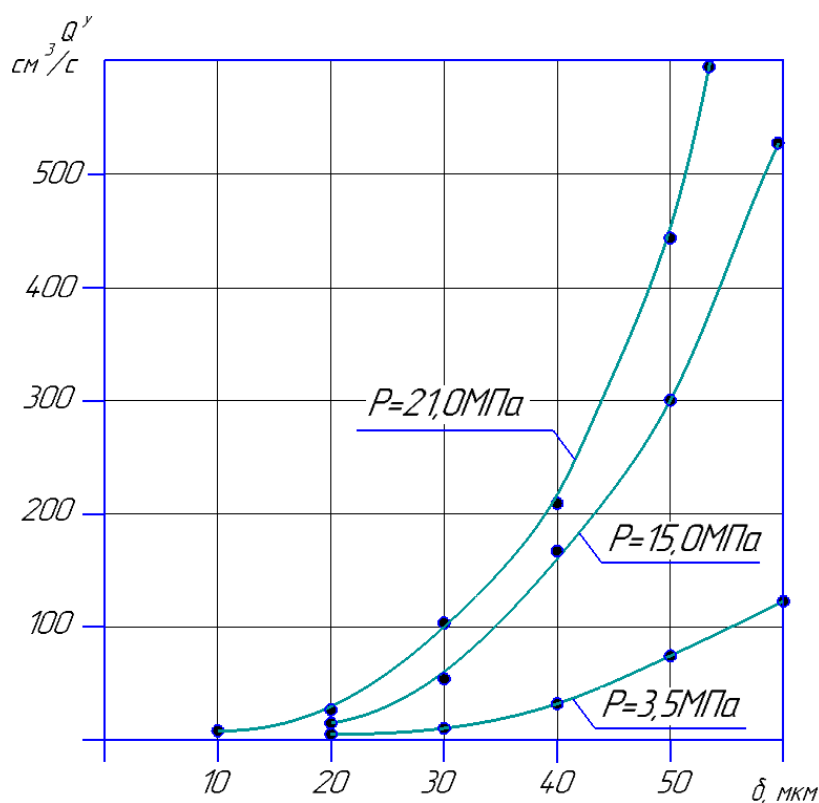


Рисунок 18 – Розрахункові значення залежності витоків робочої рідини від зазору в спряженні «втулка блоку-плунжер» при тиску робочої рідини:

$$\Delta P = 3,5 МПа ; \Delta P = 15,0 МПа ; \Delta P = 21,0 МПа$$

Авторська розробка



Для одержання точної оцінки граничного значення зазору, а також визначення частки витоків робочої рідини, яка обумовлюється зношуванням деталей спряження «втулка блоку-плунжер», необхідно провести емпіричні дослідження з визначення кількісної оцінки зношення втулки і плунжера, які формують зазор в спряженні, і функціональної залежності між середнім значенням зазору і витокami робочої рідини.

У втулки, як і у плунжера в більшій мірі зустрічається гідроабразивне зношення. Максимальне зношення втулки спостерігається на її крайніх поясах і досягає $30...35 \text{ мкм}$.

Зношення деталей спряження «втулка блоку – плунжер» в процесі експлуатації обумовлює збільшення зазору в парах тертя. Якщо по технічним умовам на виготовлення деталей даного спряження зазор повинен бути в межах $11-23 \text{ мкм}$, то в умовах експлуатації середнє значення зазору досягає $\bar{X} = 24,48 \text{ мкм}$, при середньоквадратичному відхиленні $S = 10,14 \text{ мкм}$, а максимальний зазор досягає $\delta = 48 \text{ мкм}$ (рисунок 19).

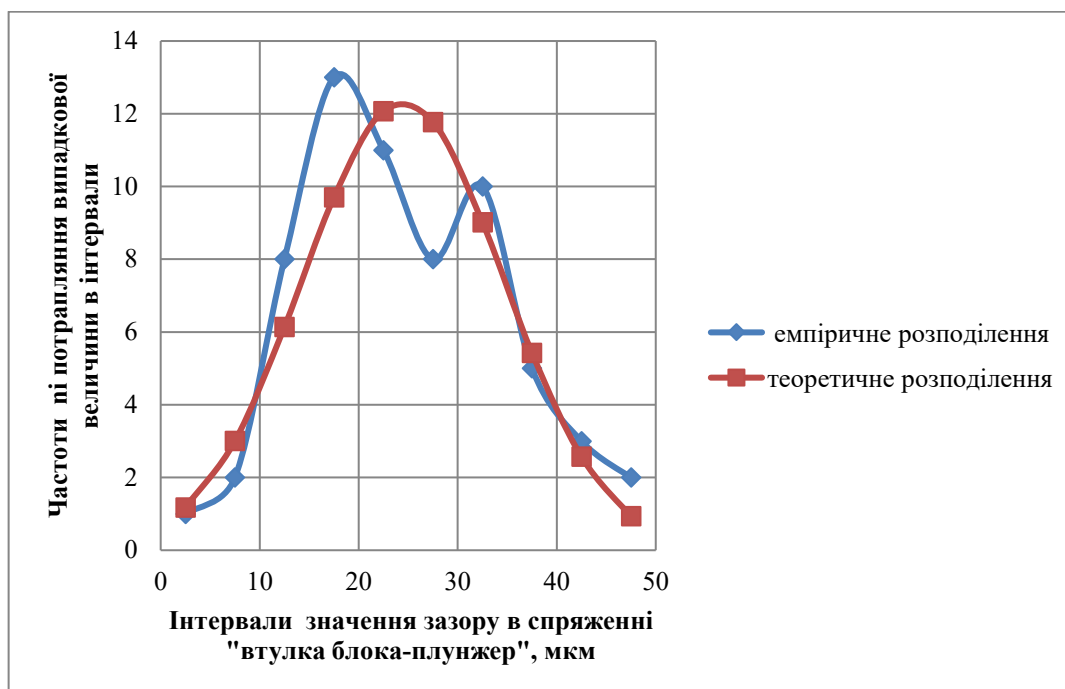


Рисунок 19 – Полігон розподілення зазору в спряженні «втулка блока-плунжер»

Авторська розробка



Аналіз результатів, представлених на (рисунок 19) показує, що близько 25% гідромашин, мають середній зазор в спряженні «втулка блоку - плунжер» в інтервалі $\delta = 30...48,0 \text{ мкм}$, що в 1,3...2,1 рази перевищує максимальний допустимий зазор при виготовленні деталей плунжерної пари.

Результати емпіричних досліджень, з виявлення функціональної залежності між середнім значенням зазору і об'ємними втратами робочої $Q^e = f(\delta)$ представлені в (таблиця 9) і наведені в вигляді графіка на (рисунок 20).

Таблиця 9 – Значення втрат робочої рідини від зазору в спряженні «втулка блоку-плунжер» і тиску

№ з/п	Середнє значення зазору (δ) , <i>мкм</i>	Втрати робочої рідини, $\text{см}^3/\text{с}$ при тиску	
		3,5 МПа	21,0 МПа
1	30	38,0	53,0
2	40	52,0	62,0
3	50	58,0	75,0
4	60	64,0	87,0

Авторська розробка

Аналіз отриманих результатів показує, що при зазорі $\delta = 60 \text{ мкм}$ втрати робочої рідини досягають $87 \text{ см}^3/\text{с}$ (при $(P_n = 21,0 \text{ МПа})$), що суттєво не буде впливати на об'ємний ККД гідроприводу, так як насос підживлення в змозі їх компенсувати.

Розходження між аналітичними і емпіричними значеннями втрат робочої рідини, обумовлених значенням середнього зазору в спряженні «втулка блоку-плунжер», не дозволяють відтворити дійсний стан кількісної оцінки витоків робочої рідини через зазори в спряженні. Невідповідність даних результатів підтверджується і в роботі [14].

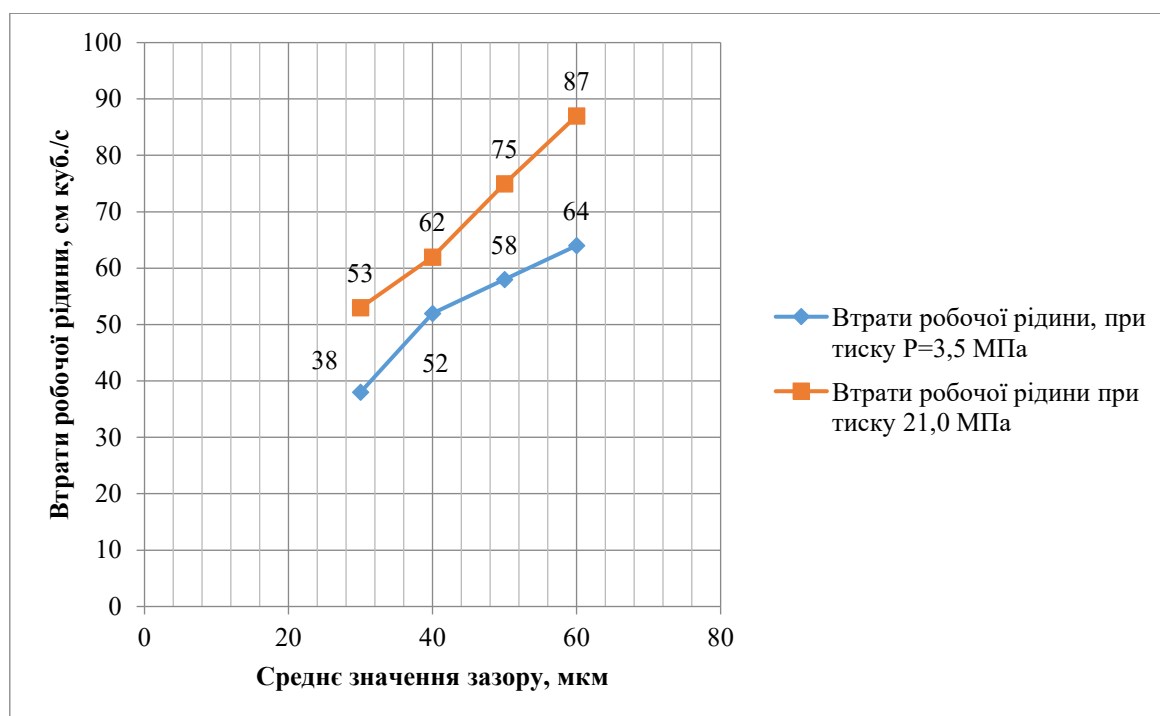


Рисунок 20 – Залежність втрат робочої рідини від зазору в спряженні «втулка блоку-плунжер» і тиску робочої рідини

Авторська розробка

Є очевидним, що в процесі роботи аксіально-поршневої гідромашини за наявності високих перепадів тиску ($P_n = 21,0 \text{ МПа}$; $P_{\max} = 35,0 \text{ МПа}$), температурного навантаження на деталі, наявності абразивних забруднень в робочій рідині, в плунжерній парі проходить зміна зазору, обумовлена можливістю появи конусності щілини, деформації деталей (збільшення діаметру плунжера), що впливає на об'ємні втрати робочої рідини.

Таким чином, проведені теоретичні дослідження взаємозв'язку між зазором спряження «втулка блоку – плунжер» і витоками робочої рідини дозволяють зробити висновок, що у якості структурного параметра технічного стану деталей спряження «втулка блоку – плунжер» слід вважати середнє значення зазору (δ) оскільки плунжер розташовується у втулці з перекосом і обумовлює нерівномірне її зношування.

Виходячи із аналізу результатів досліджень характеру та величини зношення деталей спряжень «втулка блоку - плунжер», діапазон робочих



зношень дорівнює 24...25 мкм, а максимальне зношення становить 48 мкм, з чого можна зробити висновок, що зношення даної пари тертя в основному доповнює сумарні об'ємні втрати робочої рідини, які обумовлюються зношенням інших спряжень качаючого вузла насоса. Це дає основу для введення розширених ремонтних допусків на зазор в спряженні «втулка блоку плунжер».

Висновки.

Аналіз причин втрати працездатності аксіально-поршневих гідромашин показує, що порушення технічного стану складових і спряжень гідроагрегатів за статистичними даними становить: качаючий вузол гідронасоса (КН) – 41,93 %, качаючий вузол гідромотора (КМ) – 24,98 %, система підпитки (СП) – 9,13 %, система керування робочого об'єму (СКРО) – 9,37 %, клапанна коробка (КК) – 8,35 %, що вказує на актуальність дослідження структурних параметрів технічного стану деталей качаючих вузлів гідромашин.

При рівномірному зношенні кільцевої опори п'яти плунжера технічний стан деталей спряження «п'ята – опора» не впливає суттєво на втрату працездатності агрегатів за рахунок об'ємних втрат, а кількісна оцінка зношення кільцевої опори в інтервалі 0,1...0,7 мм може бути використана при контролі структурного параметра технічного стану висоти опори п'яти для умов ремонтного підприємства.

До основних причин, які обумовлюють появу не рівномірного зношення кільцевої опори п'яти плунжера слід віднести появу гідроабразивного зношення, яке порушує роботу гідростатичного підшипника, і відповідно його жорсткість, що приводить до зміни умов тертя від рідинного до граничного та зростання температурних навантажень на деталі, і як правило, до повного зношення кільцевої опори п'яти з подальшим завальцюванням каналу, який підводить робочу рідину під п'яту для забезпечення роботи підшипника. При цьому, подання рідини на мащення пари тертя повністю припиняється, а температура в



з'єднанні зростає майже в два рази. Не рівномірний знос кільцевої опори п'яти плунжера дозволяє зробити висновок, що параметром її структурно-функціонального технічного стану є витікання гідравлічної рідини в з'єднанні «п'ята плунжера – похила шайба» у гідромотора або «п'ята-опора люльки» у гідронасоса, а граничне значення визначається суто технічним критерієм – переходом до сухого тертя, що і є причиною відмови.

Отримані результати зміни температурного режиму роботи деталей в спряженні «п'ята плунжера – похила шайба» гідромотора, обумовленого зміною структурних параметрів робочої поверхні п'яти плунжера, дали можливість виявити діагностичний параметр для контролю технічного стану деталей «п'ята плунжера – похила шайба» – швидкість наростання температури корпусу гідромотору та визначити максимально інформативні точки для її контролю – поворотні цапфи люльки на гідронасосі і штифт фіксації похилої шайби у гідромотора, які можуть бути реалізовані при проведенні перед ремонтного діагностування аксіально-поршневих гідромашин в умовах ремонтного виробництва.

Результати теоретичного дослідження взаємозв'язку між зазором спряження «втулка блоку – плунжер» і витокami робочої рідини показали, що у якості структурного параметра технічного стану деталей спряження «втулка блоку – плунжер» слід вважати середнє значення зазору (δ) оскільки плунжер розташовується у втулці з перекосом і обумовлює нерівномірне її зношування.

Виходячи із аналізу результатів досліджень характеру та величини зношення деталей спряжень «втулка блоку - плунжер», діапазон робочих зношень дорівнює 24...25 мкм, а максимальне зношення становить 48 мкм, з чого можна зробити висновок, що зношення даної пари тертя в основному доповнює сумарні об'ємні втрати робочої рідини, які обумовлюються зношенням інших спряжень качаючого вузла насоса. Це дає основу для введення розширених ремонтних допусків на зазор в спряженні «втулка блоку плунжер».