



УДК 620.1

DOI: 10.31388/2220-8674-2020-2-16

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ ЕПІАМНИХ ПОКРИТТІВ НА ЗНОС ДЕТАЛЕЙ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСУ

В'юник О. В.¹, інж.,

ORCID: 0000-0002-6413-5567

Дідур В. В.², к.т.н.,

ORCID: 0000-0001-7584-5073

Сірий І. С.¹, к.т.н.,

ORCID 0000-0001-5943-7213

¹Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного

e-mail: olga.viunyk@tsatu.edu.ua

²Уманський національний університет садівництва

Постановка проблеми. Питання підвищення ефективності використання мобільних машин, оснащених гідравлічними системами – важливе питання сьогодення. Ефективність роботи сільськогосподарської техніки залежить, головним чином, від її надійності, тобто здатності виконувати задані функції з мінімальними витратами праці і матеріальних засобів протягом тривалого часу. Основним показником, що визначає працездатність і ресурс техніки є інтенсивність зношування деталей тертя. Досвід експлуатації свідчить, що до 90% деталей машин виходять з ладу через знос [1, 2]. Правильно вибравши матеріал і покриття трібоспряжень, можна значно підвищити зносостійкість і довговічність вузлів тертя при експлуатації [3, 4]. Найбільш перспективним і економічним шляхом підвищення працездатності та ресурсу вузлів тертя мобільних сільськогосподарських машин є оптимізація вибору покриттів деталей трібоспряжень. Одним з методів підвищення довговічності трібоспряжень мобільної сільськогосподарської техніки є застосування фінішної антифрикційної безабразивної обробки.

Аналіз останніх досліджень. В процесі експлуатації у шестеренчастих насосів типу НШ–К зношуються: підшипникова та підтискна обойми; шестерні (по поверхням цапф та по зовнішньому діаметру); платики (по поверхням, що дотикаються до торців шестерень). виходять з ладу також гумові ущільнення. Розробкою технологій відновлення деталей гідравлічного шестеренного насосу займалися такі вчені, як Наливайко В.Н. Прокоф'єв В.Ф. Саїдов Р.Б.]. Розроблені технології мають свої переваги та недоліки.

Відновлення підшипникової та підтискної обойм. Зношені поверхні напівотворів під цапфи шестерень розточують зберігаючи



міжосьову відстань. В підтискних обоймах разом з обробкою полу отворів розточують радіальні поверхні під відповідний ремонтний розмір і після чого фрезерують площину роз'єму на півкілець підтискної та підшипникової обойм до ремонтних розмірів. Поверхні колодязя та напівотвори під компенсаційні втулки розточують на горизонтально-фрезерному верстаті спеціальною оправкою в спеціальному пристрої одночасно у всіх обоймах даної партії .

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

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

- при обробці деталей під ремонтний розмір знижується їх ресурс і звісно знижується ресурс насосу в цілому;

- при розточуванні колодязю обойм та на півкілець під цапфу шестерень збільшується їх розмір, що потребує встановлення збільшених ремонтних шестерень, а це робить не можливим використання шестерень, що були в експлуатації;

- використання нових чи відновлених ремонтних шестерень значно підвищує вартість ремонту насосу в цілому.

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

Цей спосіб відновлення є більш продуктивним та вигідним але при дії температури на обойми може змінюватись структура їх кристалічної решітки, що призводить до руйнування обойм та інтенсивного їх зношення. Компенсувати знос місць під цапфами шестерень підшипникової та підтискної обойм можна за допомогою втулок виготовлених з бронзи. Але велика трудомісткість та складність виготовлення втулок обмежує їх використання. Відновлення нормальних розмірів обойм можливе також постановкою додаткових деталей з полімерних матеріалів. Місця під вставки розточуються і в них запресовуються полімерні на півкілець. Запресування проводиться за допомогою спеціальних прес-форм виготовлених за високим класом чистоти та точності.

Недоліком способу є необхідність виготовлення прес-форм, виготовлення яких досить дорого коштує.



Перевагами способу є виключення механічної обробки на півкілець після запресування. Також до переваг даного способу слід віднести те, що використання напівкілець з полімерних матеріалів не потрібне додаткове мащення з'єднання, зменшує знос деталей качаючого вузла. Бо крупні механічні частинки, що потрапили в насос вдавлюються в полімер і не руйнують поверхні деталей, а це в свою чергу збільшує ресурс та довговічність насосу.

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

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

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

Недоліками даного способу є:

- зменшення ресурсу шестерні;
- шліфування під ремонтний розмір можливе лише при незначних зносах, тому що є всього три ремонтні розміри через 0,2 мм.

При виході розмірів шестерні за граничні її відновлюють електролітичними способами або вібродуговим наплавленням з послідуною термічною та механічною обробкою. Але даний спосіб відновлення не знайшов широкого застосування в ремонтному виробництві через велику вартість та використання складного обладнання.

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

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

Проведений аналіз існуючих технологій показав, що для деталей спряжень качаючого вузла насоса в більшості застосовується спосіб ремонтних розмірів. Він характеризується видаленням слідів спрацювання робочих поверхонь деталей механічною обробкою до ремонтного розміру з дотриманням технічних вимог на клас чистоти поверхні, геометричну форму та фізико-механічні властивості. Як видно з аналізу, відновлення деталей – енерго- та ресурсомісткий процес тому гостро стоїть питання підвищення ресурсу шестерених



насосів. Припрацювання поверхонь тертя деталей є важливим резервом підвищення надійності і ресурсу шестеренних насосів як при їх виготовленні, так і після ремонту.

Ця робота є складовою досліджень, присвячених підвищенню післяремонтної довговічності вузлів тертя шестеренних насосів НШ–К за рахунок зниження зносу деталей в період припрацювання. Встановлено, що одним із шляхів прискорення припрацювання деталей є застосування припрацювальних присадок. У попередній роботі було проаналізовано різні присадки для припрацювання деталей гідромашин після ремонту і виявлено найбільш перспективні. Ними є комплексні присадки, які містять поверхнево-активні й хімічно активні речовини [5]. Проведено розрахунково-теоретичний аналіз підвищення довговічності вузлів тертя шестеренних насосів застосуванням епіламів – фтороорганічних поверхнево-активних речовин [6]. Встановлено, що від фінішної обробки деталей залежить як первинна припрацювальна, так і подальша інтенсивність зношування при експлуатації. Однією з головних переваг ФАБО є порівняльна простота і універсальність способу, що дозволяє використовувати даний метод як в великому машинобудівному підприємстві з масовим виробництвом, так і в невеликому автотранспортному підприємстві [7,8]. ФАБО забезпечує підвищення зносостійкості деталей в 1,5-2 рази, антифрикційних і протизадирних властивостей поверхонь тертя, і є ефективним методом підвищення довговічності деталей машин [9,10].

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є експериментальне визначення функціональної залежності між структурними параметрами технічного стану деталей, оброблених епіламом, та функціональними параметрами і наробітком гідронасоса.

Основна частина. З метою дослідження дефектів і зношування деталей гідронасосів, усі агрегати зазнали первинної дефектації і мікрометражних досліджень. Первинна дефектація передбачала визначення виду та характеру зношення деталей, а також визначення величин зносів основних деталей і визначення зазорів у з'єднаннях.

Дослідження показали, що зношування платиків – замикачів торцевого ущільнення характеризується нерівномірністю і має ступеньки (рис. 1).

Наявність чітко виражених рисок на робочій поверхні платика – замикача вказує на гідроабразивне зношення його робочої поверхні, що обумовлюється експлуатацією гідронасосів на забруднених робочих рідинах.

Характер зношування платиків пояснюється конструктивними особливостями шестеренних насосів марки НШ–К, в яких платики-замикачі підтискаються до торцевої поверхні шестерень робочою

рідиною з камери високого тиску і в місцях контакту деталей виникає їх спрацювання.



Рис. 1. Характерне зношування платику торцевого ущільнення

Даний дефект спостерігається у 100% насосів, які обстежувалися. Величина зношування перебуває в межах 12...324 мкм. Даний інтервал зношення показує, що практично всі платики – замикачі можуть бути відновлені механічними операціями під один із ремонтних розмірів (Р–1, Р–2) без нарощування робочої поверхні деталі.

Зношування колодязів підтискних обойм під шестерні являє собою збільшення радіуса поверхонь, сполучених з головками зубів шестерень. Даний дефект характеризується тим, що зміна розмірів відбувається нерівномірно по ширині колодязя.

Причиною збільшення радіусів колодязів є гідроабразивне зношування останніх, а також механічний вплив вершин зубів шестерень.

Такий стан справи пояснюється тим, що у процесі роботи гідронасоса під дією високого тиску підтискна обойма притискається до шестерень за допомогою манжети з одного боку, забезпечуючи компенсацію радіального зазору. Даний дефект (рис. 2) мав місце у 48 % обстежених гідроагрегатів, а величини зношування коливаються в межах 1...51 мкм.

У шестернь насоса як веденої так і ведучої зношуються поверхні під цапфи, зношуються по зовнішньому діаметру зуби та торцева частина шестерні (рис. 3).

За видом зношення всі поверхні мають гідроабразивне спрацювання. Основна причина появи зношування торців шестерень - це потрапляння абразивних часток у зазор «торець шестерні – платик».

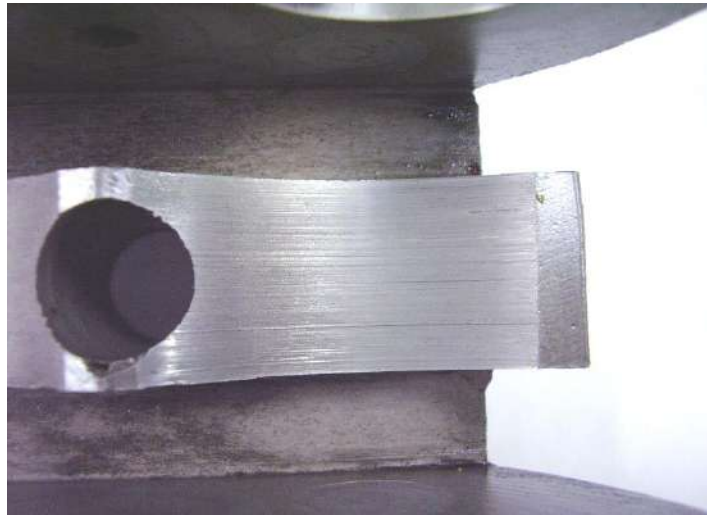


Рис. 2. Характерні види зношування обойм



Рис. 3. Характерний дефект цапф шестерень

У процесі роботи відбувається інтенсивне тертя бічних поверхонь (торців) шестерень по платику, у результаті відбувається зношування поверхонь, що сполучаються (рис. 1). Характерною рисою зношування є поява кільцеподібної риски на торцях шестерень глибиною до 55 мкм. Розкид величин зношування коливається в межах 2...55 мкм. Зношення торцевої частини шестерні спостерігається у 100% насосів, зношення веденої і ведучої шестерень по зовнішньому діаметру мають 58 і 55 % насосів відповідно, у 31 % насосів спостерігається зношування цапф веденої і ведучої шестерень

Проведений аналіз технічного стану насосів, які потрапляють до ремонту, показав, що характер зношення основних деталей качаючого вузла насоса, технічний стан яких в першу чергу обумовлює

працездатний стан насоса, характеризується конструктивними особливостями деталей та умовами їх роботи.

Наявність на всіх робочих поверхнях деталей слідів гідроабразивного спрацювання вказує на експлуатацію насосів на робочих рідинах, які не відповідають технічним вимогам на вміст абразивних частинок.

Проведення лабораторних досліджень з отримання функціональної залежності між структурними параметрами технічного стану деталей, оброблених епіламом, та функціональними параметрами і наробітком гідронасоса, проводилося з застосуванням стенда КИ – 4815М, який призначений для обкатки та випробовування агрегатів гідравлічних систем робочого обладнання мобільних машин сільськогосподарського призначення, гідравлічна схема якого наводиться на (рис. 4.).

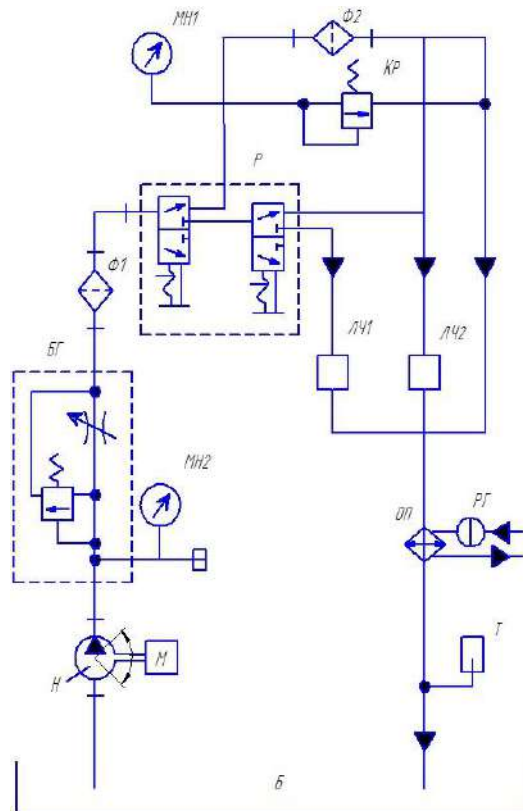


Рис. 4. Гідравлічна принципова схема стенду КИ-4815М:Н – насос; ОП – охолоджуючий пристрій; Б – бак; БГ – гідравлічний блок; МН1, МН2 – манометр; Р – кран; РГ – регулятор температури; КР – редукційний клапан; ЛЧ1, ЛЧ2 – лічильники рідини; Т – термометр; Ф1 – фільтр; Ф2 – відцентровий фільтр.

Для визначення об'ємного коефіцієнту подачі нам необхідно виявити фактичну подачу насоса, яка визначається експериментальним шляхом за допомогою стенду КИ–4815М за відомими методиками [11].



Тривалість випробування насосів складала 50...60 год., так як даний період експлуатації характеризується припрацюванням пар тертя і прискореним зношенням деталей

Перед проведенням вхідних стендових випробувань усі об'єкти пройшли зовнішнє очищення й зовнішній огляд. При виявленні тріщин корпусу, відсутності гумових ущільнень насоси вибраковувалися.

Випробування насосів проводилися на гідравлічному маслі М–10В₂, яке має при температурі 50°C в'язкість (60...70) 10⁻⁶ м²/с. Температура робочої рідини при випробуванні становила 50 ± 5 °С [12].

Контроль проводили в такій послідовності:

1. Установили насос на стенд, застосовуючи залежно від марки насосу потрібну оснастку. Рукав усмоктування з'єднали з баком, рукав напірної секції – з дроселем.

2. Створюючи дроселем високий тиск навантаження, визначили тиск, що максимально розвивається.

3. За умови нагнітання номінального тиску (для насосів НШ – 32А становить 10 МПа, для НШ – 50А – 14 МПа) зробили перевірку насоса на продуктивність. Для цього вибрали дві поділки на шкалі лічильника рідини, що відповідають початку й закінченню відліку. При проходженні стрілки лічильника рідини через поділки, відповідні початку й кінцю відліку, тумблером вмикали та вимикали імпульсний лічильник. За сумарним числом обертів (імпульсів) і контрольним обсягом рідини визначили дійсну подачу насосу та об'ємний ККД.

У процесі випробування стежили за герметичністю й підсмоктуванням повітря в насосі.

При роботі агрегату фіксували просочування робочої рідини через ущільнення, а також поява емульсованої рідини і спінювання її в баку.

Після проведення вхідного контролю при незадовільних експлуатаційних показниках насос відправлявся на мікрометражні дослідження.

Тривалість випробування насосів складала 50...60 год., так як даний період експлуатації характеризується припрацюванням пар тертя і прискореним зношенням деталей. Результати досліджень випробування насосів надано в таблицях 1 і 2 та графічно представлені на рисунках 5 і 6.

Проведений аналіз отриманих результатів показує, що у насосів, деталі качаючих вузлів яких оброблені епіламом, при напрацюванні п'ятдесят годин спостерігається стабілізація подачі насоса (у насоса НШ–50–2 вона становить 42,7 см³/об, а НШ–32–2 відповідно ,0 см³/об), тоді як у насосів, які не оброблювалися епіламом, протягом всього періоду обкатки спостерігається зменшення подачі насосу і період її стабілізації відсутній.

Таблиця 1. Результати експериментальних досліджень зміни коефіцієнта подачі насосів НШ–50–2 від наробітку

Час обкатки насоса, год.	Робочий об'єм насоса, см ³ /об.	Робочий тиск, P _р , МПа	Дійсна подача насоса, см ³ /об.	Коефіцієнт об'ємної подачі насоса, η
Насос НШ–50–2 (відновлений під другий ремонтний розмір, оброблений епіламом)				
10	50,0	14,0	43,6	0,872
20	50,0	14,0	43,4	0,868
30	50,0	14,0	43,1	0,862
40	50,0	14,0	42,8	0,856
50	50,0	14,0	42,7	0,854
60	50,0	14,0	42,7	0,854
Насос НШ–50–2 (відновлений під другий ремонтний розмір, не оброблений епіламом)				
10	50,0	14,0	43,7	0,874
20	50,0	14,0	43,4	0,868
30	50,0	14,0	42,8	0,856
40	50,0	14,0	42,5	0,850
50	50,0	14,0	42,3	0,846
60	50,0	14,0	42,1	0,842

Таблиця 2 – Результати експериментальних досліджень зміни коефіцієнта подачі насосів НШ–32–2 від наробітку

Час обкатки насоса, год.	Робочий об'єм насоса, см ³ /об.	Робочий тиск, P _р , МПа	Дійсна подача насоса, см ³ /об.	Коефіцієнт об'ємної подачі насоса, η
1	2	3	4	5
Насос НШ–32–2 (відновлений під другий ремонтний розмір, оброблений епіламом)				
10	32,0	14,0	27,9	0,871
20	32,0	14,0	27,6	0,863
30	32,0	14,0	27,4	0,856
40	32,0	14,0	27,1	0,845
50	32,0	14,0	27,0	0,844
60	32,0	14,0	27,0	0,844

Продовження таблиці 2

1	2	3	4	5
Насос НШ–32–2 (відновлений під другий ремонтний розмір, не оброблений епіламом)				
10	32,0	14,0	27,8	0,869
20	32,0	14,0	26,6	0,863
30	32,0	14,0	27,1	0,847
40	32,0	14,0	26,8	0,838
50	32,0	14,0	26,6	0,831
60	32,0	14,0	26,4	0,825

Побудовані отримані функціональні залежності представлені графічно на рисунках 5 та 6.

Детальний аналіз графічної частини показує, що різниця між коефіцієнтами подачі насосів за перші двадцять годин роботи є не значною і обумовлюється загальним припрацюванням деталей і формуванням розмірних ланцюгів в з'єднаннях качаючого вузла за рахунок стабілізації геометричного положення деталей, що має однакові наслідки для насосів, як оброблених так і не оброблених епіламом.

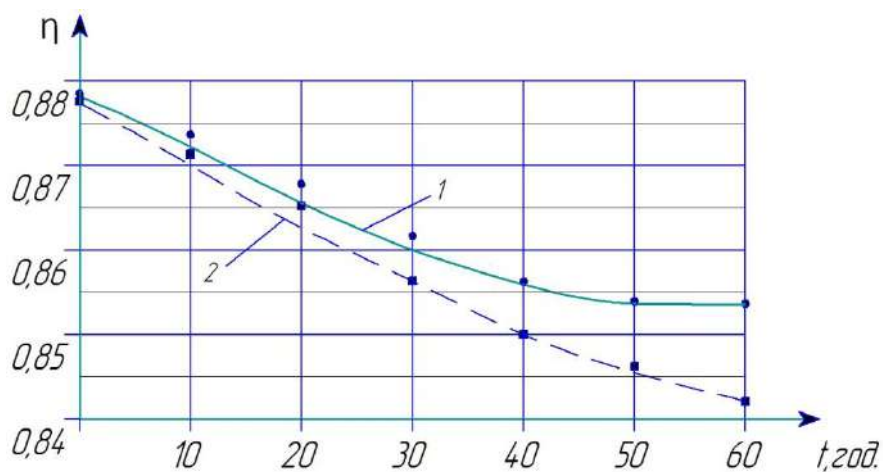


Рис. 5. Залежність коефіцієнта подачі (η) насоса НШ–50–2 від наробітку t : 1 – деталі качаючого вузла насоса оброблені епіламом; 2 – деталі качаючого вузла насоса не оброблені епіламом.

Послідуюча різниця коефіцієнтів подачі насосів обумовлюється зміною ресурсних параметрів в результаті зношення деталей качаючого вузла насоса. При цьому у відремонтованих насосів НШ–50–2, деталі качаючих вузлів яких оброблені епіламом, при наробітку шістьдесят годин коефіцієнт подачі на 1,4% перевищує коефіцієнт подачі відремонтованих насосів, які не оброблено епіламом. Для насосів НШ–32–2 даний показник становить 2,25 %.

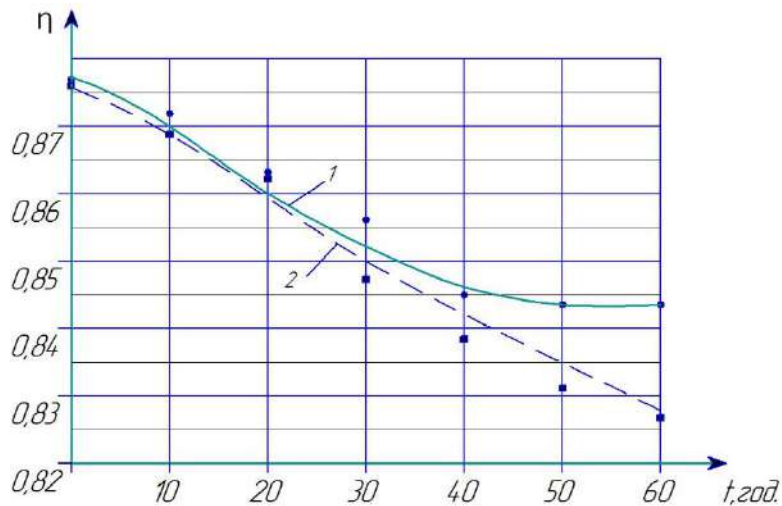


Рис. 6. Залежність коефіцієнта подачі (η) насоса НШ–32–2 від наробітку t : 1 – деталі качаючого вузла насоса оброблені епіламом; 2. – деталі качаючого вузла насоса не оброблені епіламом.

Більша різниця показника коефіцієнта подачі для насосів НШ – 32–2 пояснюється тим, що питомі навантаження, які діють на деталі в спряженнях качаючого вузла, мають більші значення за рахунок менших розмірів площин тертя при заданому тиску робочої рідини та обертів вала, як для насосів з теоретичним робочим об'ємом $q_m=50 \text{ см}^3/\text{об}$ так і для насосів з робочим об'ємом ($q_m=32,0 \text{ см}^3/\text{об}$).

Кращі показники коефіцієнта подачі для насосів, оброблених епіламом, можна пояснити тим, що на поверхні деталі, яка оброблена поверхнево-активними речовинами, формується шар орієнтованих молекул, які радикально міняють енергетичні властивості поверхні деталі не змінюючи її структуру, а лише модифікуючи її, надаючи поверхні антифрикційні, антиадгезійні та захисні властивості. При цьому геометричні розміри оброблюваної деталі залишаються незмінними, так як товщина захисного шару плівки складає приблизно -80 \AA (10^{-8} см), що не впливає на розмірний ланцюг качаючого вузла насоса.

Висновки. Проведені дослідження з підвищення експлуатаційної надійності гідравлічних насосів модифікації НШ–К за рахунок застосування епіламних покриттів робочих поверхонь деталей качаючих вузлів показали:

1. В процесі обкатки відремонтованих шестеренних насосів, у яких деталі качаючих вузлів були оброблені епіламом, при напрацюванні п'ятдесят годин спостерігається стабілізація їх подачі, яка для насоса НШ-50-2 становить $42,7 \text{ см}^3/\text{об}$, а для насоса НШ-32-2 відповідно $27,0 \text{ см}^3/\text{об}$, тоді як у насосів, які не оброблювалися епіламом, на протязі всього періоду обкатки спостерігається зменшення подачі насоса і період її стабілізації відсутній, що пояснюється формуванням на



поверхні деталей шару орієнтованих молекул, які радикально міняють енергетичні властивості поверхні, надаючи поверхні антифрикційні, антиадгезійні та захисні властивості.

2. Незначна різниця між коефіцієнтами подачі насосів за перші двадцять годин роботи характеризується загальним припрацюванням деталей і формуванням розмірних ланцюгів в з'єднаннях качаючого вузла за рахунок стабілізації геометричного положення деталей, що має однакові наслідки для насосів, як оброблених так і не оброблених епіламом.

3. Зростання різниці коефіцієнтів подачі насосів після напрацювання двадцять годин, обумовлюється зміною ресурсних параметрів в результаті зношення деталей качаючого вузла насоса. При цьому у відремонтованих насосів НШ–50–2, деталі качаючих вузлів яких оброблені епіламом, при наробітку шістдесят годин коефіцієнт подачі на 1,4% перевищує коефіцієнт подачі відремонтованих насосів, які не оброблено епіламом. Для насосів НШ–32–2 даний показник становить 2,25 %.

Результати проведених експериментальних досліджень підтверджують ефективність застосування поверхнево-активних речовин з метою збільшення післяремонтного ресурсу шестеренних насосів

Список використаних джерел

1. Ремонт автомобілів: навчальний посібник / В. Я. Чабанний та ін.; за ред. В. Я. Чабанного. Кіровоград: Кіровоградська районна друкарня, 2007. 720 с.

2. Черкун В. В. Підвищення зносостійкості цапф шестерень гідронасосів фінішною антифрикційною безабразивною обробкою: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Київ, 2011. 19 с.

3. Fox M. Polymer Tribology. *Lube Magazine*. 2016. Vol. 135. P. 32–37.

4. Zabolotko O.O. Performance indicators of farm equipment. *Proceedings of the IV International Scientific and Technical Conference «Kramar Readings»* 2017. P. 155–158.

5. Дідур В. В., Паніна В. В., В'юник О. В. Спосіб підвищення післяремонтної довговічності шестеренних насосів. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2019. Вип. 19, т. 4. С. 110–117.

6. В'юник О. В., Дідур В. В., Паніна В. В., Дашивець Г. І. Теоретичні підходи застосування різних присадок при обкатуванні гідромашин. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2020. Вип. 10, т. 1. DOI: 10.31388/2220-8674-2020-1-20.



7. Comparative Study of Characteristic of Lubricant Oils in Gasoline and Compressed Natural Gas Engines / E. Adril et al. *European Journal of Scientific Research*. 2009. Vol. 30, № 2. P. 282–293.

8. Закалов О. В., Закалов І. О. Основи тертя і зношування в машинах: навч. посібник. Тернопіль: ТНТУ, 2011. 322 с.

9. Nemyrovskiy Y., Shepelenko I., Medvedieva O. Improving the Durability of Agricultural Machinery Parts by Applying Antifriction Coatings. *Acta Scientifica Agriculture*. 2020. Vol. 4. № 5. P. 46-57.

10. Ковалевський С. В., Лукічов О. В., Матвієнко С. А. Аналіз стану проблеми реновації деталей автомобілів технологічними методами. *Вісник ЖДТУ. Сер. Технічні науки*. 2012. № 3. С. 74–79.

11. Tung S. C., McMillan M. L. Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future. *Tribology International*. 2004. Vol. 37. P. 517–536. DOI: 10.1016/j.triboint.2004.01.013.

12. Aldousiri B., Shalwan A., Chin C. W. A review on tribological behavior of polymeric composites and future reinforcements. *Advances in Materials Science and Engineering*. 2013. DOI: 10.1155/2013/645923.

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ ЕПІЛАМНИХ ПОКРИТТІВ НА ЗНОС ДЕТАЛЕЙ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСУ

В'юник О.В., Дідур В.В., Сірий І.С.

Анотація

Питання підвищення ефективності використання мобільних машин, оснащених гідравлічними системами – важливе питання сьогодення. Ефективність роботи сільськогосподарської техніки залежить, від її надійності. Основним показником, що визначає працездатність і ресурс техніки є інтенсивність зношування деталей тертя. Одним з методів підвищення довговічності трібоспрямих мобільної сільськогосподарської техніки є застосування фінішної антифрикційної безабразивної обробки. В статті представлено гідравлічну принципову схему стенду на якому проводились експериментальні дослідження. Описано порядок проведення стендових випробувань, надано результати експериментальних досліджень. Результати проведених експериментальних досліджень підтверджують ефективність застосування поверхнево-активних речовин з метою збільшення післяремонтного ресурсу шестерених насосів

Ключові слова: техніка, шестеренний насос, дослідження, експеримент, поверхнево-активні речовини, вузол тертя, залежність.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВЛИЯНИЯ ЭПИЛАМНЫХ ПОКРЫТИЙ НА ИЗНОС ДЕТАЛЕЙ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Вьюник О.В., Дидур В.В., Серый И.С.

Аннотация

Сегодня вопрос повышения эффективности использования мобильных машин, оснащенных гидравлическими системами стоит очень остро. Основным



показателем, определяющим работоспособность и ресурс техники является интенсивность износа деталей трения. Правильно выбрав материал и покрытие трибосопряжений, можно значительно повысить износостойкость и долговечность узлов трения при эксплуатации. В статье представлена гидравлическая принципиальная схема стенда на котором проводились экспериментальные исследования. Описан порядок проведения стендовых испытаний гидронасосов, предоставлены результаты экспериментальных исследований. Результаты анализа полученных зависимостей подтверждают эффективность применения поверхностно-активных веществ с целью увеличения послеремонтного ресурса шестеренных насосов

Ключевые слова: методика, шестеренчатый насос, исследование, эксперимент, поверхностно-активные вещества, узел трения, зависимость.

THE RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES THE EFFECT OF EPLAM COATINGS ON THE WEAR OF THE GEAR PUMP PARTS

Viunyk O., Didur V., Sieryi I.

Summary

The issue of improving the efficiency of mobile machines equipped with hydraulic systems is an important issue of today. The efficiency of agricultural machinery is mainly dependent on its reliability, namely the ability to perform specified functions with minimal use of labor and material resources for extended periods of time. The main indicator that determines the efficiency and resources of equipment is the intensity of wear on the friction parts. Operating experience shows that up to 90% of machine parts fail due to wear. By choosing the right material and coating of the tribocouplings, you can significantly increase the wear resistance and durability of the friction units during operation. The most promising and economical way to increase the efficiency and resource of friction units of mobile agricultural machines is to optimize the choice of coatings for parts of the tribocoupling. One of the methods of increasing durability of the tribocouplings of the mobile agricultural machinery is the use of an antifriction non-abrasive finishing treatment. This work is a part of the research on improving the post-repair durability of friction units of gear pumps by reducing wear of parts during the run-in period. The article presents a hydraulic schematic diagram of the stand КИ-4815М on which experimental studies were conducted. The order of bench tests of hydraulic pumps is described, the results of experimental research on receiving functional dependence of structural parameters of a technical condition of the details treated by epilam from functional parameters and a hydraulic pump operating time are given. The analysis of the received dependences is carried out. The results of experimental studies shows that the use in the technological process of the repair of gear pumps modification HIII-K, operations of treatment of parts of the pumping unit by epilam "Polysam-05" confirms the effectiveness of surfactants to increase the post-repair lifespan of gear pumps.

Key words: technique, gear pump, research, experiment, surfactants, triboconjugation, dependence.