

УДК 621.664

**INFLUENCE OF OVERHAUL TECHNOLOGY OF HYDRAULIC PUMPS
OF THE NSh-K MODIFICATION ON THEIR POST-REPAIR DURABILITY**
**ВПЛИВ ТЕХНОЛОГІЇ КАПІТАЛЬНОГО РЕМОНТУ ГІДРАВЛІЧНИХ НАСОСІВ
МОДИФІКАЦІЇ НШ-К НА ЇХ ПІСЛЯРЕМОНТУ ДОВГОВІЧНІСТЬ**

Melyantsov P.T. / Мельянцов П. Т.*s.t.s., as. prof. / к.т.н., доц.*

ORCID: 0000-0001-5937-4021

*Dnipro State Agrarian and Economic University, str. S. Yefremova, 25, 49600**Дніпровський державний аграрно-економічний університет, вул. С. Єфремова, 25, 49600***Losikov O. M. / Лосіков О. М.***senior lecturer / старший викладач*

ORCID 0009-0004-5523-7651

*Ukrainian State University of Science and Technology, str. Lazaryana, 2, 49010**Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, 49010***Sidorenko V. K. / Сидоренко В. К.***senior lecturer / старший викладач*

ORCID 0009-0005-7610-4433

*Ukrainian State University of Science and Technology, str. Lazaryana, 2, 49010**Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, 49010*

Анотація. В роботі розглядаються питання впливу існуючих технологічних процесів капітального ремонту гідравлічних насосів модифікації НШ-К на їх післяремонтну довговічність, які обумовлюють зменшення експлуатаційного ресурсу насоса. Поставлена мета досягається аналітичними дослідженнями з виявлення впливу технології капітального ремонту шестеренних насосів модифікації НШ-К способом ремонтних розмірів на їх післяремонтний ресурс. Отримані результати показали, що реалізація технології відновлення шестерень качаючого вузла гідравлічного насоса способом ремонтних розмірів зменшує його післяремонтний ресурс на 5-7% для першого ремонтного розміру, та на 10-13% для другого ремонтного розміру, що пояснюється зменшенням робочого об'єму насосного агрегату і відповідно зменшенням теоретичної подачі відремонтованого насоса.

Виявлення взаємозв'язку між геометричними розмірами деталей качаючого вузла насосу і його технічним ресурсом, дозволяють прогнозувати залишковий ресурс насосу, визначенням його коефіцієнту подачі.

Ключові слова: гідравлічний насос, технологія ремонту, ремонтний розмір, робочий об'єм, теоретична подача, технічний ресурс, довговічність.

Abstract. The paper examines the impact of existing technological processes for overhauling hydraulic pumps of the NSh-K modification on their post-repair durability, which lead to a decrease in the pump's operational life. The goal is achieved by analytical studies to identify the impact of the technology for overhauling gear pumps of the NSh-K modification by the method of repair sizes on their post-repair life. The results obtained showed that the implementation of the technology for restoring the gears of the hydraulic pump pumping unit by the method of repair sizes reduces its post-repair life by 5-7% for the first repair size, and by 10-13% for the second repair size, which is explained by a decrease in the working volume of the pump unit and, accordingly, a decrease in the theoretical flow of the repaired pump. Identifying the relationship between the geometric dimensions of the pump pumping unit parts and its technical life allows us to predict the residual life of the pump by determining its flow rate.

Key words: *hydraulic pump, repair technology, repair size, working volume, theoretical flow, technical resource, durability.*

Вступ.

Одним із ключових елементів гідравлічної системи мобільної машини є гідравлічні насоси шестеренного типу. Найбільш поширеними є насоси модифікації НШ-К, що пояснюється їхньою довговічністю, яка перевершує довговічність насосів модифікації НШ-У.

Така ситуація обумовлена конструктивними особливостями насосів моделі НШ-К, до яких можна віднести: наявність в насосному вузлі (НВ) систем компенсації радіального та торцевого зазорів; вищу жорсткість вихідного валу за рахунок виходу його шліцьової частини через корпус, а не кришку, та інші особливості [1].

Разом з тим, експлуатаційна практика показує, що на долю насосів модифікації НШ-К припадає близько 22-26% від загальної кількості відмов, що виникають в гідравлічній системі. При цьому, усунення відмови характеризується простоюванням мобільної машини, втратами робочої рідини, витратами на покупку нового насоса або його ремонт [2, 3, 4].

Детальний аналіз гідравлічних насосів, які потрапили до ремонту, показав, що до основних причин, які обумовили втрату його працездатного стану слід віднести гідроабразивне спрацювання деталей в спряженнях: «платик замикач-торець зуба шестерні» (торцевий зазор в качаючому вузлі насоса) - близько 47 % відмов; «підтискна обойма – зуб шестерні» (радіальний зазор в качаючому вузлі насоса) – 32 % відмов; «вкладиш підшипникової обойми – цапфа шестерні», «підтискна обойма – цапфа шестерні» - 17 % відмов; порушення герметичності манжети ведучої шестерні – 3,5 % відмов та ін.

Для відновлення їх працездатності на спеціалізованих підприємствах застосовують різні технології, якими передбачається відновлення розмірного ланцюгу в спряженнях качачого вузла.

Характерною особливістю реалізованих технологій є те, що для відновлення шестерень качаючого вузла на ремонтних підприємствах, застосовують спосіб ремонтних розмірів. Шестерні відновлюють шліфуванням поверхонь, що

зношуються (цапфи шестерні, торцева частина зуба, по діаметру зубів) до ремонтного розміру. А поверхні деталей, що працюють з ними в спряженні, відновлюють нарощенням шару металу або виготовленням ремонтних деталей за відповідними ремонтними розмірами для відтворення посадки в з'єднанні згідно технічних вимог.

Звідси можна висунути припущення, що якість ремонту насосів та їх довговічність буде залежати від точності механічної обробки деталей, які відновлюються способом ремонтних розмірів, а також від якості нанесення покриттів та їх механічного оброблення.

В зв'язку з цим, питання виявлення взаємозв'язку між геометричними розмірами шестерень, які формуються проведенням їх механічної обробки при реалізації способу ремонтних розмірів і післяремонтним технічним ресурсом насоса являються актуальними.

Метою роботи є – виявлення впливу технології капітального ремонту шестеренних насосів модифікації НШ-К способом ремонтних розмірів на їх післяремонтний ресурс.

Постановка задачі.

Для визначення взаємозв'язку між геометричними розмірами шестерень, які оброблюються під заданий ремонтний розмір та технічним ресурсом відремонтованого насосу, необхідно: задатися умовами, що відновленні поверхні деталей качаючого вузла забезпечують розмірний ланцюг в спряженнях, згідно технічних вимог; показники зносостійкості з'єднань такі ж, як і в новому насосі; на аналітичному рівні виявити взаємозв'язок між структурними параметрами робочих поверхонь шестерень насоса і його післяремонтним ресурсом.

Викладення основного матеріалу.

Працездатний стан шестеренних насосів відновлюється на спеціалізованих підприємствах. Для насосів модифікації НШ-К в технологічному процесі їх ремонту застосовують технології поточного і капітального ремонту. Кожна з технологій передбачає застосування механічних операцій для відновлення геометричної форми і класу чистоти зношених поверхонь деталей.

В технології капітального ремонту насосу всі робочі поверхні шестерень качаючого вузла (цапфи шестерні, торцева частина зуба, по діаметру зубів) оброблюють на круглошліфувальних верстатах до видалення зношення з врахуванням ремонтних розмірів.

Аналіз операцій механічної обробки деталей показує, що якість ремонту насосів та їх довговічність буде залежати від точності механічної обробки деталей, які відновлюються способом ремонтних розмірів.

Механічне оброблення шестерень під ремонтний розмір характеризується зменшенням діаметра кола вершин зубів і їх довжини (обробка торцевих поверхонь шестерні), що призводить до зменшення робочого об'єму насосного агрегату і, як наслідок, до зменшення теоретичної подачі відремонтованого насоса. Як для нових, так і для відремонтованих насосів, гранична подача насоса за один оберт може бути виражена наступним рівнянням:

$$q_{t_{\text{гран.}}} = q_t \cdot K_{Q_{\text{гран}}} = q_{tp} \cdot K_{Q_{p_{\text{гран}}}}, \quad (1)$$

де $q_{t_{\text{гран.}}}$ – гранична подача за один оберт шестерні нового насоса, см³/об;

q_t і q_{tp} - відповідно теоретична подача за один оберт шестерні нового і відремонтованого насоса, см³/об;

$K_{Q_{\text{гран}}}$ і $K_{Q_{p_{\text{гран}}}}$ - відповідно граничний коефіцієнт подачі нового і відремонтованого насосів.

Теоретична подача відремонтованого і нового насосів може бути визначена за наступним виразом [3]:

$$q_{tp} = 2 \cdot \pi \cdot B_p \left(R_{c.p}^2 - r^2 - K \frac{t_o^2}{12} \right), \quad (2)$$

де B_p – ремонтний розмір ширини шестерні, см;

$R_{c.p.}$ - радіус кола шестерні під ремонтний розмір см;

r - початковий розмір утворюючої зуба, см;

K – показник зачеплення;

t_o – інтервал зубів, см.

Виходячи із виразу (1) знайдемо значення $K_{Qp.гран}$:

$$K_{Qp.гран} = \frac{q_t}{q_{t.p}} \cdot K_{Qгран}, \quad (3)$$

Із виразу (3) слідує, що ресурс відремонтованого насоса буде менше нового за умови однакових питомих витрат коефіцієнта подачі на одиницю технічного ресурсу. Приймаючи це до уваги можна записати:

$$\frac{K_Q - K_{Qгран}}{T} = \frac{K_{Qp} - K_{Qp.гран}}{T_p}, \quad (4)$$

де K_Q і K_{Qp} - відповідно коефіцієнти подачі нового і відремонтованого насосів;
 T і T_p - відповідно технічний ресурс нового і відремонтованого насосів, год.

З виразу (4) технічний ресурс відремонтованого насоса складе:

$$T_p = \frac{K_{Qp} - K_{Qp.гран}}{K_Q - K_{Qгран}} \cdot T. \quad (5)$$

Провівши заміну в виразі (5) значення $K_{Qp.гран}$ і підставивши числові значення коефіцієнтів K_Q і $K_{Qгран}$ отримаємо величину технічного ресурсу відремонтованого насоса від ресурсу нового:

$$T_p = \left(4,18 - 3,18 \frac{q_t}{q_{tp}} \right) \cdot T. \quad (6)$$

Аналіз виразу (6) показує, що технічний ресурс відремонтованого насоса в значній мірі буде функціонально залежати від значення q_{tp} , яке в свою чергу може бути визначено за виразом (2).

Отже, якщо відома функціональна залежність між геометричними розмірами шестерень (ширина шестерні, окружність головки і початкова окружність) і теоретичним значенням $q_{t.p}$, витрати на один оберт шестерні насоса після ремонту, то технічний ресурс (довговічність) насоса можна визначити за виразом (6).

Розрахункова залежність між теоретичною подачею q_t насоса, яка

обумовлена його технічним станом і технічним ресурсом представлена на (рисунок 1) і (рисунок 2).

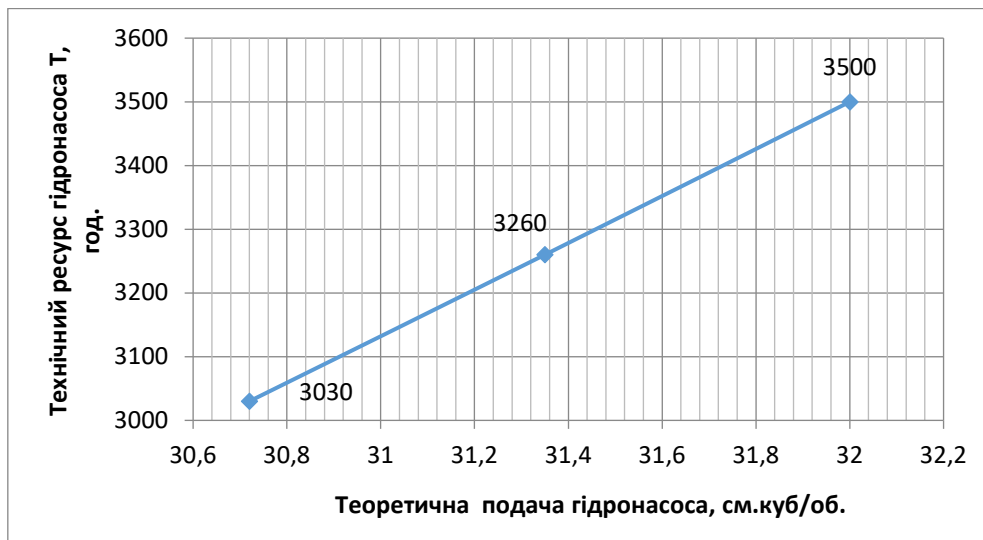


Рисунок 1 – Залежність технічного ресурсу насоса НШ-32-2А від його теоретичної подачі

Авторська розробка



Рисунок 2 – Залежність технічного ресурсу насоса НШ-50-2А від його теоретичної подачі

Авторська розробка

Детальний аналіз отриманих результатів показує, що при механічному обробленні шестерні насоса під перший ремонтний розмір (Р1), якому відповідає

теоретичне значення подачі насоса НШ-32-2А - ($Q_{mp} = 31,35 \text{ см}^3/\text{об}$), технічний ресурс насоса зменшиться на 7,0% в порівнянні з новим насосом. Для насоса марки НШ-50-2А - ($Q_{mp} = 49,24 \text{ см}^3/\text{об}$), ресурс зменшиться на 5 %.

При шліфуванні шестерень під другий ремонтний розмір (Р2) ресурс насосів відповідно зменшиться на - 13 % для насоса НШ-32-2А і на – 10 % для насосу НШ-50-2А. Отримані результати також показують, що у насоса марки НШ-50-2А зміна ресурсу має менші показники в порівнянні з насосом НШ-32-2А, що обумовлюється геометричними параметрами ширини шестерні, які спроможні витримувати більші питомі навантаження за однакових умов роботи насоса.

Скорочення технічного ресурсу відремонтованого насоса, при застосуванні технології ремонту, яка формується на способі ремонтних розмірів, являється одним із недоліків даного технологічного процесу.

Разом з тим, його поширена реалізація на сервісних підприємствах обґрунтовується техніко-економічним критерієм, який значно зменшує собівартість ремонту агрегатів в порівнянні зі способами відновлення деталей до номінальних розмірів. В деякій мірі це також пояснюється видом та характером зношення деталей насосу, які суттєво впливають на його довговічність і являються ресурсолімітуючими.

Висновки.

Отримані результати проведених досліджень показують, що реалізація технології відновлення шестерень качаючого вузла гідравлічного насоса способом ремонтних розмірів, зменшує його післяремонтний ресурс на 5-7% для першого ремонтного розміру, та на 10-13% для другого ремонтного розміру, що пояснюється зменшенням робочого об'єму насосного агрегату і відповідно зменшенням теоретичної подачі відремонтованого насоса.

Виявлення взаємозв'язку між геометричними розмірами деталей качаючого вузла насосу і його технічним ресурсом, дозволяє визначити залишковий ресурс насосу через коефіцієнт його подачі і планувати проведення його заміни, а також забезпечувати необхідну кількість насосів на складі.

Широке застосування технології капітального ремонту шестеренних насосів, з реалізацією способу ремонтних розмірів на сервісних підприємствах, пояснюється техніко-економічним критерієм, який значно зменшує собівартість ремонту гідроагрегатів в порівнянні зі способами відновлення деталей до номінальних розмірів.

Література.

1. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід: Підручник. - Київ: Фірма «Інкос», Центр навчальної літератури, 2006. - 616с.
2. Мельянцов П. Т. Підвищення експлуатаційної надійності гідравлічної системи підйомних механізмів автомобілів-самоскидів на основі статистичної оцінки надійності насосів / П. Т. Мельянцов, С. С. Падалко. // Zbiór artykułow naukowych. «Inżynieria i technologia. Osiągnięcia naukowe, rozwój, propozycje na rok 2015» - Warszawa: «Diamond trading tour», 2015 – s. 51-54.
3. Баранник В. І. Теоретичні дослідження показників довговічності відремонтованих насосів модифікації НШ-К / В. І. Баранник, П. Т. Мельянцов // Zbiór artykułow naukowych «Nauka i Utworzenie XXI Stulecia:Teoria, Praktyka, Innowacje» - Opole: «Diamond trading tour», 2013. - S 54-58.
4. Монтов А. М. Обґрунтування додаткових показників ремонтнопридатності насосів модифікації НШ-К гідравлічної системи трактора / А. М. Монтов, П. Т. Мельянцов // Zbiór artykułow naukowych. Konferencji Międzynarodowej Naukowo- Praktycznej «Inżynieria i technologia. Współczesne problemy i perspektywy rozwoju» - Warszawa: Wydawca: Sp. z o.o. «Diamond trading tour», 2017. - S 36-40.

Тези відправлені: 24.03.2025 г.

© Мельянцов П. Т