

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.664

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2022.52.118-134>

Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, **М.І. Черновол**, проф., д-р техн. наук, **М.В. Красота**, доц., канд. техн. наук, **Т.В. Руденко**, доц., канд. техн. наук, **Р.А. Осін**, доц. канд. техн. наук

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: kul090455@gmail.com*

Підвищення довговічності шестеренного насоса гідросистеми автотракторної техніки шляхом зниження зносів деталей, що утворюють радіальний зазор

В роботі наведені результати досліджень залежності втрат робочої рідини через радіальний зазор. Визначені основні параметри, що на них впливають, та умови, при яких втрати робочої рідини будуть мінімальними, що відповідає раціональному значенню радіального зазору і забезпечує зменшення зносів деталей, які утворюють радіальний зазор.

Встановлено, що підвищити довговічність шестеренного насоса можливо за рахунок того, що обробку шестерень і наступне складання шестеренного насоса здійснюють з гарантованим радіальним зазором в з'єднанні деталей «корпус – шестерні», що виключає початковий знос корпусу шестеренного насоса на при його обкатуванні. Запобіганню явища абразивного зношування сприяє збільшення радіального зазору до розмірів, через які спроможні вільно пройти абразивні частки будь-якої величини не зачепивши стінок корпусу і вершин зубів шестерень. Раціональний радіальний зазор забезпечує вільне проходження практично всіх абразивних часток що підвищує довговічність шестеренного насоса.

шестеренний насос, радіальний зазор, втрати робочої рідини, довговічність

Постановка проблеми. Втрати робочої рідини через зазори у з'єднаннях деталей є недоліком будь-якого насосу об'ємного типу, зокрема і шестеренного насоса (НШ), який застосовується в гідросистемах автотракторної техніки.

Одним з відповідальних з'єднань шестеренного насоса є рухоме з'єднання вершин зубів шестерень з корпусом насоса – радіальний зазор. Відомо, що саме збільшення радіального зазору між вершинами зубів шестерень з корпусом внаслідок зношення деталей, що його утворюють, є причиною передчасного виходу з ладу шестеренного насоса. А тому, дана публікація, що присвячена підвищенню довговічності шестеренного насоса шляхом зниження зносів деталей, які утворюють радіальний зазор, безумовно, є актуальною.

Втрати робочої рідини через радіальний зазор, за оцінкою різних авторів [1- 13, 15, 16], складають лише 20%...25% від загальних втрат, тобто не є превалюючими, але у підвищенні довговічності шестеренного насоса з'єднання «вершини зубів шестерень – корпус» відіграє першорядну роль. Це можливо пояснити слідуючим.

При виробництві НШ для збільшення коефіцієнта подачі прагнуть виконати радіальний зазор якомога меншим. Сучасна технологія забезпечення мінімального радіального зазору полягає в тому, що обробку ділянки розділення робочих порожнин на стінках колодязів корпусу виконують врізанням зубів шестерень в стінки корпусу насоса під впливом тиску робочої рідини на етапі обкатування НШ [13].

© Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, М.В. Красота, Т.В. Руденко, Р.А. Осін, 2022

Зниження довговічності шестеренного насоса пояснюється тим, що створення мінімального радіального зазору в з'єднанні «вершини зубів шестерень – корпус» шляхом врізання зубів шестерень в стінки корпусу НШ під впливом тиску робочої рідини призводить до початкового зносу корпусу НШ ще на стадії його виробництва.

Окрім того, утворення мінімального радіального зазору в радіальному з'єднанні «вершини зубів шестерень – корпус» зазначеним способом створюються передумови для інтенсивного зношування як корпусу в місці з'єднання з шестернями, так і самих шестерень по зовнішньому діаметру. Встановити причини цього можна з'ясувавши механізм абразивного зношування деталей цього з'єднання.

Потрапляння абразивних часток в мінімальний зазор радіального з'єднання відбувається шляхом їх затягування шестернями, що обертаються. Невисока твердість корпусу, виготовленого з алюмінію (80...120 НВ), в першу чергу сприяє зношуванню самого корпусу, а також впровадженню абразивних часток в матеріал корпусу, що підвищує інтенсивність зношування шестерень насоса по зовнішньому діаметру закріпленими в матеріалі корпусу частками абразиву.

Таким чином, описаний процес викликає технічне протиріччя, суть якого в тому, що прагнення зменшити зазор в місці ущільнення вершин зубів шестерень з корпусом НШ підвищує інтенсивність абразивного зношування корпусу НШ і вершин зубів шестерень. Цим обґрунтовується низький рівень ресурсу НШ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Втрати робочої рідини в насосі через зазори в з'єднаннях корпусу та шестерень зменшують коефіцієнта подачі НШ. Постає питання про співвідношенні втрат через різні зазори шестеренного насоса. Дослідниками це питання вирішується по-різному.

На жаль, єдиної думки щодо втрат робочої рідини через радіальний зазор не існує.

Так, в роботах Т.М. Башти [1-5] стверджується, що на торцеві втрати робочої рідини припадає 75...80% сумарних втрат в шестеренному насосі.

В роботі Є.М. Юдін [6] вважається, що розподіл обсягу втрат робочої рідини за значимістю відбувається аналогічно Т.М. Башті: торцеві втрати, втрати через радіальні зазори і втрати через нещільність міжзубового контакту.

У роботі [7] Рибкіним Є.А. та Усов А.А. наведено результати експериментального визначення втрат робочої рідини.

В роботі Савунова М.П. [8] найбільш значимими вважаються втрати робочої рідини в місцях утворення торцевих і радіальних зазорів. При цьому, втрати робочої рідини в зоні міжзубового контакту, на його думку, невисокі, тому що в місцях контакту створюється високий тиск, який викликає деформацію і підвищує щільність прилягання профілів зубів. Також, герметичність зони міжзубового контакту в процесі функціонування насоса не погіршується, а може навіть покращуватися через процес припрацювання поверхонь зубів, які контактують.

В роботах Калашникова В.І. [9], ступінь значимості втрат робочої рідини в НШ встановлений в такому порядку: втрати через торцеві, радіальні зазори, через міжзубовий контакт та через радіальні зазори між втулками та цапфами шестерень.

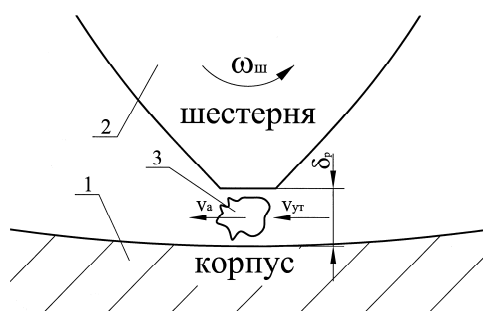
Однак, основна тенденція, і автори статті з цим згодні, полягає в тому, що зазначені втрати лежать в межах 20...25%. Більш докладно це питання викладено в публікаціях авторів [15, 16].

Постановка завдання. Метою даного дослідження є визначення раціонального радіального зазору, при якому буде відбуватися мінімальне зношування деталей, які утворюють радіальний зазор, що в кінцевому результаті забезпечить підвищення довговічності шестеренного насоса гідросистеми автотракторної техніки.

Викладення основного матеріалу. Аналізуючи механізм абразивного зношування, який приведений вище, можливо зазначити наступне. Відомо, що абразивному зношуванню піддаються будь-які матеріали, навіть ті, що були зміцнені сучасними методами до високої твердості. А тому, пошуки методів зміцнення деталей з'єднання «вершин зубів шестерень – корпус» на сучасному етапі розвитку технологій зміцнення не призведе до кардинального вирішення проблеми.

Природно припустити, що зношування деталей радіального з'єднання шестеренного насоса не буде відбуватись за умов, коли абразивні частки отримують можливість вільно проходити через радіальний зазор. Тобто, запобіганню явища абразивного зношування сприяє збільшення радіального зазору до розміру, при якому абразивні частки будь-якого розміру спроможні вільно пройти, не зачепивши стінок корпусу і вершин зубів корпусу.

Тобто, підвищення довговічності шестеренного насоса може бути досягнуте тим, що при його виготовленні і складанні забезпечують гарантований радіальний зазор між корпусом і вершинами зубів шестерень, чим забезпечується зменшення інтенсивності абразивного зношування деталей насоса за рахунок того, що даний зазор забезпечує вільне проходження абразивних часток. На рис. 1 представлена схема проходження абразивної частки через радіальний зазор шестеренного насоса.



1 – шестерня; 2 – корпус; 3 – абразивна частка, розміри якої менше ніж радіальний зазор;
 V_a – швидкість абразивної частки; $V_{рт}$ – швидкість руху робочої рідини через радіальний зазор;
 δ_p – радіальний зазор.

Рисунок 1 – Схема проходження абразивних часток через радіальний зазор

Джерело: розроблено авторами

З вищенаведеного витікає, що підвищення довговічності НШ досягається за рахунок того, що виконання обробки шестерень і наступне складання шестеренного насоса здійснюють з гарантованим радіальним зазором в з'єднанні деталей «вершини зубів шестерень – корпус», що виключає початкове зношування корпусу шестеренного насоса при його обкатуванні.

Таким чином, виникає питання чи можливо це, адже відомо, що збільшення зазорів сприяє суттєвому збільшенню втрат робочої рідини через зазори, та знижує коефіцієнт подачі насоса.

Відомо, що втрати робочої рідини через радіальний зазор можливо описати наступною формулою [13]

$$q_p = \left(\frac{\Delta P \cdot \delta_p^3}{12 \cdot \mu \cdot l_z} - \frac{r_a \cdot \omega \cdot \delta_p}{2} \right) \cdot b, \quad (1)$$

де δ_p – радіальний зазор, м;

ΔP – перепад тиску між камерами всмоктування і нагнітання, Па;

μ – в'язкість робочої рідини, Па·с;

l_z – довжина зони ущільнення вершин зубів шестерень корпусом, м;

r_a – зовнішній радіус шестерні, м;

ω – кутова швидкість обертання шестерень насоса, с⁻¹;

b – ширина шестерень, м.

або через частоту обертання враховуючи, що

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n, \quad (2)$$

де n – частота обертання шестерень насоса, об/с,

виводимо вираз для встановлення втрат робочої рідини через радіальний зазор між корпусом і вершинами зубів шестерень через частоту обертання шестерень n

$$q_p = \left(\frac{\Delta P \cdot \delta_p^3}{12 \cdot \mu \cdot l_z} - r_a \cdot \pi \cdot n \cdot \delta_p \right) \cdot b. \quad (3)$$

Тоді, загальні втрати робочої рідини через зони радіальних зазорів для ведучої і веденої шестерень НШ за один оберт насоса мають вигляд [15]

$$q_{1p} = \left(\frac{\Delta P \cdot \delta_p^3}{6 \cdot \mu \cdot l_z \cdot n} - 2 \cdot r_a \cdot \pi \cdot \delta_p \right) \cdot b. \quad (4)$$

При русі робочої рідини в радіальному зазорі, який утворюється корпусом і шестернею, вона підпорядкована двом протилежно діючим силам. З одної сторони, в напрямку з камери нагнітання до камери всмоктування впливає сила гідравлічного тиску, а з іншого, в протилежний бік, на цю ж робочу рідину діє сила тертя, яка створюється через рух шестерень у в'язкій робочій рідині.

З залежностей (1), (3) і (4) бачимо, що втрати робочої рідини складаються з двох доданків: перший напірна складова і другий фрикційна. При цьому фрикційна складова спрямована в сторону протилежну напірній складовій, а тому існує можливість зменшення [15] втрат робочої рідини завдяки використанню відповідних параметрів зубчастого зачеплення і режимів роботи шестеренного насоса. До цих параметрів слід віднести величину радіального зазору δ_p , частоту обертання шестерень n , довжину зони ущільнення вершин зубів шестерень корпусом l_z та зовнішній радіус шестерень r_a .

Звісно, що на втрати робочої рідини найбільш впливає величина радіального зазору δ_p , оскільки цей параметр входить в залежність (1) в третьому ступеню,

Зменшити втрати робочої рідини через радіальний зазор можливо б було збільшивши частоту обертання шестерень. Адже, з залежностей (1) і (3) бачимо, що при цьому збільшується фрикційна складова, а з залежності (4), що напірна складова зменшується пропорційно частоті обертання шестерень насоса. Але, на перешкоді до цього стоять наступні фактори. Частота обертання шестерень насоса лежить в межах $n = 40 \dots 60$ об/с, що відповідає частоті обертання колінчастого вала більшості дизелів. Створювати для насосів окремий привід немає сенсу. З іншого боку збільшення частоти обертання призводить до виникнення проблем з всмоктуванням робочої рідини і появою кавітації.

Аналогічно, збільшення зовнішнього радіусу шестерень r_a сприяє збільшенню фрикційної складової (див. (1), (3), (4)), але при цьому збільшуються передумови для виникнення кавітації, адже при цьому пропорційно зростає лінійна швидкість вершин зубів шестерень.

Найбільш суперечливим є параметр, який визначає довжину зони ущільнення вершин зубів шестерень корпусом l_z . Дослідники по-різному її визначають: від

товщини зубів шестерень, що знаходяться в зоні ущільнення до всього периметра колодязів корпусу, з яким контактують шестерні насоса [15].

Зона ущільнення вершин зубів шестерень корпусом l_z двох шестерень визначається у відповідності з виразом

$$l_z = 2 \cdot S_a, \quad (5)$$

де d_a – зовнішній діаметр шестерень, м;

z – кількість зубів шестерень;

S_a – товщина зуба шестерні на його вершині, м.

Це пояснюється тим, що в момент перекриття вхідного отвору вершиною зуба шестерні тиск робочої рідини в міжзубовій западині дорівнює атмосферному. В процесі подальшого обертання відбувається підвищення тиску робочої рідини в міжзубовій западині. Період по куту обертання, в якому відбувається підвищення тиску робочої рідини, становить $\frac{2 \cdot \pi}{z}$ радіан.

Збільшення тиску в міжзубовій западині визначають у відповідності із залежністю

$$\Delta P = \frac{\Delta V}{V} E, \quad (6)$$

де ΔP – змінення (збільшення) тиску в міжзубовій западині, Па;

ΔV – змінення об'єму робочої рідини в міжзубовій западині, м³;

V – об'єм міжзубової западини, м³;

$\frac{\Delta V}{V}$ – відносна зміна об'єму робочої рідини в міжзубовій западині;

E – об'ємний модуль пружності робочої рідини, $E = 1,3 \cdot 10^9$ Па.

З залежності (6) можна визначити на скільки необхідно змінити об'єм робочої рідини в міжзубовій западині, щоб тиск робочої рідини збільшився на ΔP , а саме

$$\Delta V = \frac{\Delta P \cdot V}{E}, \quad (7)$$

Об'єм міжзубової западини визначають за формулою [6]

$$V = b \cdot \left\{ r_a^2 \left[\frac{\pi}{z} + \text{inv} \alpha_a - \left(\frac{\varphi}{2} + \text{inv} \alpha_\omega \right) \right] - r_b^2 \cdot \frac{\text{tg}^3 \alpha_a}{3} - r_f^2 \cdot \left[\frac{\pi}{z} - \frac{\varphi}{2} - \text{inv} \alpha_\omega \right] \right\}, \quad (8)$$

де b – ширина шестерень, м;

r_a – зовнішній радіус шестерень, м;

z – кількість зубів шестерень;

α_a – кут вершини евольвенти, рад;

φ – кут дуги зуба по начальному колу, рад;

α_ω – кут зачеплення зубчастого зачеплення, рад;

r_b – радіус початкового кола, м;

r_f – радіус кола западин, м;

Кут дуги зуба по начальному колу визначають із залежності

$$\varphi = \frac{\pi}{z} - \frac{\Delta s}{r}, \quad (9)$$

де r – радіус початкового кола, м

$\Delta s = 0,08 \cdot m$ - боковий зазор, м.

m - модуль зачеплення.

Розрахуємо об'єм міжзубової западини для зубчастого зачеплення шестеренного насоса НШ-32 УК, при цьому маємо: ширина шестерень $b = 22$ мм, зовнішній радіус шестерень $r_a = 27,5$ мм; кількість зубів $z = 8$, кут вершини евольвенти, $\alpha_a = 0,818$ рад; кут зачеплення зубчастого зачеплення $\alpha_\omega = 0,582$ рад, рад; радіус кола западин, $r_f = 17,25$ мм, мм; радіус початкового кола $r = 22,5$ мм. Тоді об'єм міжзубової западини для зубчастого зачеплення шестеренного насоса НШ-32УК, розрахований за формулами (8) і (9) становить $V_{M3} = 2244$ мм³.

Для підвищення тиску в міжзубовій западині до значення P необхідно змінити об'єм робочої рідини в міжзубовій западині до значення, яке визначається за залежністю (7). Результати розрахунку наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати розрахунку зміни об'єму робочої рідини для підвищення тиску до значення P

| Тиск, що створює насос P , МПа | 16 | 20 | 32 | 50 |
|---|-------|-------|-------|-------|
| Зміна об'єму робочої рідини в міжзубовій западині ΔV , мм ³ | 27,62 | 34,53 | 55,24 | 86,33 |
| Зміна об'єму робочої рідини в міжзубовій западині в % від першопочаткового об'єму міжзубової западини | 1,23 | 1,54 | 2,46 | 3,85 |

Джерело: розроблено авторами

Також, з табл. 1 бачимо, що навіть при повній відсутності втрат робочої рідини через зазори в з'єднаннях деталей насоса, об'єм робочої рідини, що подається через напірний отвір насоса завжди буде менший об'єму, що подається через отвір всмоктування. І пояснюється це тим, що робоча рідина стискається внаслідок підвищення тиску. Це зауваження важливо тим, що доволі часто в рекламних матеріалах в якості маркетингового прийому вказують коефіцієнт подачі насоса в межах 98...99%, що як ми бачимо з табл. 1 неможливо.

Графіки залежності (4) представлені на рис. 2. З рис. 2 видно, що при радіальному зазорі $\delta_p = 0...0,12$ мкм і $S_{a1} = 1$ мм, при $\delta_p = 0...0,15$ мкм і $S_{a2} = 2$ мм і при $\delta_p = 0...0,20$ мкм і $S_{a1} = 3$ мм втрати робочої рідини через радіальні зазори не тільки відсутні, а й мають від'ємне значення. При цьому вони співпадають з напрямком подачі шестеренного насоса, що й сприяє підвищенню, як подачі, так і коефіцієнту подачі насоса. І, лише при радіальному зазорі, що перевищує величину $\delta_p > 0,12$ мкм при $S_{a1} = 1$ мм, $\delta_p > 0,15$ мкм і $S_{a2} = 2$ мкм і при $\delta_p > 0,20$ мкм при $S_{a1} = 3$ мм втрати робочої рідини приймають від'ємні значення. З рис. 2 видно, що існує раціональне значення радіального зазору, при якому від'ємні втрати робочої рідини максимальні [15].

З вищенаведеного випливає, що підвищити довговічність шестеренного насоса можливо за рахунок того, що обробку шестерень і наступне складання шестеренного насоса здійснюють з гарантованим радіальним зазором в з'єднанні деталей «корпус – шестерні», що не допускає початковий знос корпусу НШ на при його обкатуванні.

Звертаючи увагу на процес абразивного зношування, що викладений вище,

встановлюємо наступне. Спрацьовування поверхонь деталей радіального з'єднання НШ не буде за умов, якщо абразивні частки матимуть можливість вільно проковзувати крізь радіальний зазор. Тобто, попередженню явища абразивного зношування буде сприяти підвищення радіального зазору до значень, при яких можливо вільно проходити абразивним часткам будь-якого розміру не зачепивши стінок корпусу і вершин зубів шестерень.

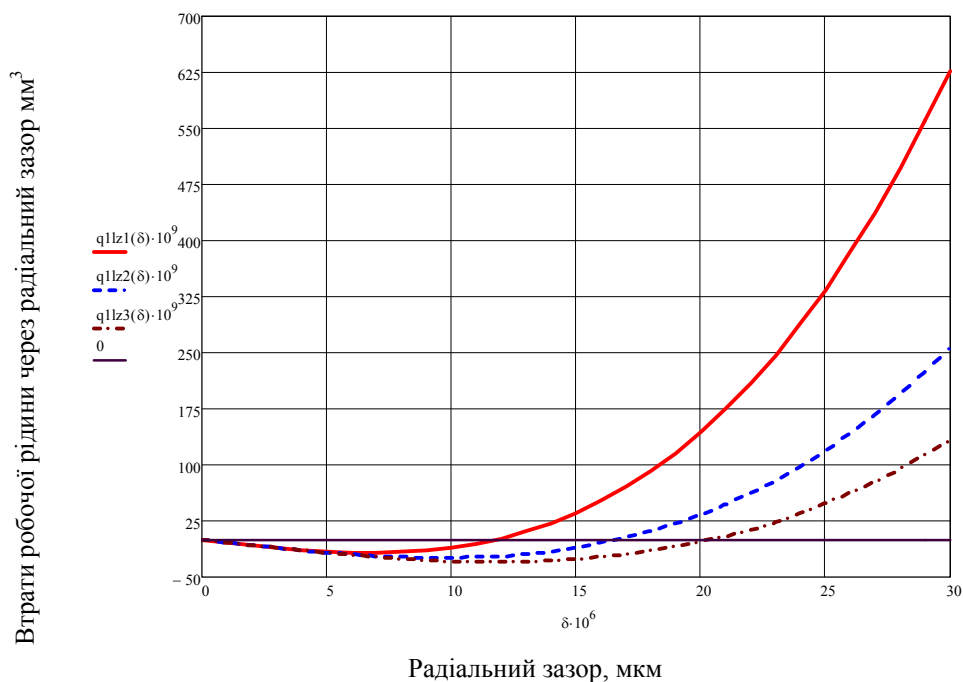


Рисунок 2 – Графічна залежність втрат робочої рідини через радіальний зазор при $S_{a1} = 1$ мм, $S_{a2} = 2$ мм і $S_{a3} = 3$ мм і $n = 40$ об/с.

Джерело: розроблено авторами

Тобто, гарантований радіальний зазор повинен бути більшим за експериментальними даними у 2,5 рази ніж середньозважений розмір часток забруднень d_z , які присутні в робочій рідині. Це відбувається завдяки тому, що в радіальному зазорі при умові $\delta_p < 2,5 \cdot d_z$ у взаємодію з корпусом і шестернями вступають декілька абразивних часток, утворюючи конгломерати, які заклинюються між корпусом і вершинами зубів шестерень, що призводить до інтенсивного зношування деталей насоса. При збільшенні радіального зазору до величини

$$\delta_p > 2,5 \cdot d_z. \quad (10)$$

ймовірність такої взаємодії різко знижується. Умова (10) являється нижньою границею гарантованого радіального зазору.

При цьому, якщо радіальний зазор перевищує середньозважену величину абразивних часток 3 (рис. 1), тобто при виконанні умови (10), останні можуть без перешкод, не торкаючись корпусу 1 і шестерні 2 вільно проходити через радіальний зазор, що значно знижує зношування цих деталей і є передумовою суттєвого зростання довговічності шестеренного насоса.

Далі, встановимо середньозважений розмір абразивних часток, які надходять до НШ з робочою рідиною. Гідравлічні системи автомобілів, сільськогосподарських та промислових тракторів функціонують на робочій рідині 12 класу чистоти згідно ДСТУ

ГОСТ 17216:2004 «Чистота промислова. Класи чистоти рідин». В табл. 2 представлено гранулометричний склад абразивних часток, які мають місце в робочій рідині і який обмежується ДСТУ ГОСТ 17216:2004 [14].

Як бачимо з табл. 2 середньозважений розмір абразивної частки, які згідно технічним вимогам ДСТУ ГОСТ 17216:2004 [14] зустрічаються в робочій рідині шестеренних насосів становить $d_{св} = 12,1$ мкм. Тоді, мінімальне значення гарантованого радіального зазору у відповідності з (10) становить: $\delta_{p\min} = 30$ мкм.

Таблиця 2 – Гранулометричний склад робочої рідини 12 класу чистоти, який лімітується ДСТУ ГОСТ 17216:2004 «Чистота промислова. Класи чистоти рідин»

| Границі гранулометричних інтервалів, мкм | 5...10 | 10...25 | 25...50 | 50...100 | 100...200 | Середньозважений розмір абразивної частки, мкм |
|---|--------|---------|---------|----------|-----------|--|
| Кількість часток в 100 мм ³ робочої рідини | 63000 | 31500 | 3150 | 400 | 100 | 12,092 |

Джерело: розроблено авторами

Визначимо об'єм втрат робочої рідини через радіальні зазори у відсотках від загальних втрат робочої рідини через зазори насоса за формулою.

$$V_{p3\%} = \frac{V_{p3}}{V_0 \cdot (1 - \eta_v)} \cdot 100, \quad (11)$$

де V_{p3} – об'єм втрат робочої рідини через радіальні зазори, мм³;

V_0 – об'єм робочої камери насоса, $V_0 = 32000$ мм³;

η_v – коефіцієнт подачі шестеренного насоса, зазвичай $\eta_v = 0,94$.

Результати розрахунків за формулами (4) і (11) для різних зазорів і ширини вершин зубів шестерень наведені в табл. 3.

З табл. 3 бачимо, що радіальний зазор $\delta_{p\min} = 30$ мкм дозволяє отримати цілком задовільний результат, щодо об'єму втрат через радіальний зазор при $S_{a2} = 2$ мм 13,38% від загального об'єму втрат і відмінний результат при $S_{a1} = 3$ мм 6,93% від загального об'єму втрат.

При радіальному зазорі $\delta_{p\min} = 40$ мкм задовільний результат, щодо об'єму втрат через радіальний зазор можна отримати лише при $S_{a3} = 3$ мм - 22,6% від загального об'єму втрат.

З результатів наведених в табл. 3 бачимо, що при суттєвому збільшенні радіального зазору втрати робочої рідини можуть бути цілком задовільні. З цього витікає, що підвищити довговічність шестеренного насоса можливо за рахунок того, що при його виготовленні і складанні забезпечується гарантований радіальний зазор між корпусом і вершинами зубів шестерень. Внаслідок цього, відбувається зменшення інтенсивності абразивного зношування деталей насоса через те, що такий зазор забезпечує вільне проходження через нього практично всіх абразивних часток (рис. 1), що і забезпечує підвищення довговічності шестеренного насоса.

Забезпечити зазначений вище гарантований радіальний зазор можливо при механічній обробці шестерень 2 (рис. 1), якщо поле допуску на зовнішній діаметр шестерень змістити в сторону зменшення діаметру шестерень («в мінус»).

Таблиця 3 –Результати розрахунків втрат робочої рідини через радіальний зазор для різних зазорів і ширини вершин зубів шестерень при частоті обертання $n = 40$ об/с (2400 об/хв.)

| Радіальний зазор δ_p , мкм | Ширина вершини зубів шестерень S_a мм, | | |
|-----------------------------------|--|----------------------|---------------------|
| | 1 | 2 | 3 |
| | Втрати робочої рідини, мм ³ | | |
| 0 | 0 | 0 | 0 |
| 7 | -17,0 (-0,90%) | -22,0 (-1,140%) | -23,5 (-1,220%) |
| 11 | -5,260 (0,270%) | -23,50 (-1,230%) | -29,60 (-1,540%) |
| 16 | 51,70 (2,690%) | -4,570 (-0,2380%) | -23,30 (-1,220%) |
| 20 | 143,70 (7,480%) | 33,80 (1,760%) | -2,780 (-0,145%) |
| 25 | 334,0 (17,40%) | 120,0 (6,240%) | 48,0 (2,510%) |
| 30 | 628,0 (32,70%) | 257,0 (13,380%) | 133,0 (6,940%) |
| 40 | 1606,0 (83,630%) | 727,0 (37,860%) | 434,0 (22,6%) |
| 45 | 2332,0 (121,40%) | 1080,0 (56,30%) | 663,0 (34,5%) |

Джерело: розроблено авторами

Так, наприклад в серійному насосі НШ-32, шестерні виготовляють з допусками на зовнішній діаметр 55_{-60}^{-30} мм і, при цьому, в момент обкатування відбувається врізання шестерень в корпус на величину 15...55 мкм [16]. При виготовленні шестерень з допусками на зовнішній діаметр 55_{-170}^{-140} мм, буде забезпечений радіальний зазор в межах 0...40 мкм. При цьому, 95% насосів будуть мати радіальний зазор в межах 5...35 мкм, а 70% насосів в межах 10...30 мкм, що майже відповідає визначеним вимогам.

В табл. 4 наведені результати втрат робочої рідини через радіальний зазор для рекомендованих зазорів і ширини вершин зубів шестерень при різній частоті обертання шестерень. З табл. 4 бачимо, що цілком прийнятний результат, щодо об'єму втрат через радіальний зазор можна досягти при величині зазору $\delta_p = 10...30$ мкм при частоті обертання $n = 40$ об/с. При збільшенні частоти обертання до $n = 50$ об/с, радіальний зазор можна збільшити до значень $\delta_p = 40$ мкм при $S_a = 2$ мм і до значень $\delta_p = 45$ мкм при $S_a = 3$ мм, при цьому об'єм втрат через радіальний зазор не перевищує 26% від загального об'єму втрат.

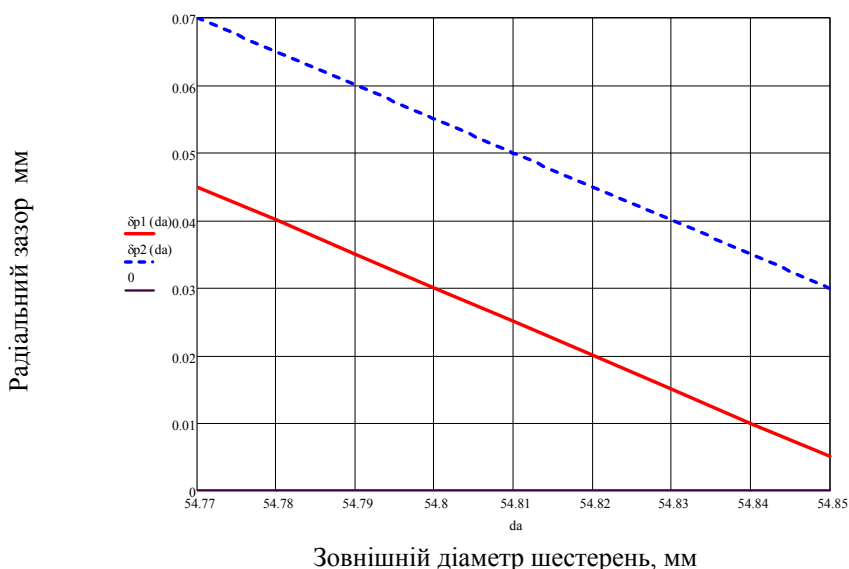
Тобто, за результатами, що наведені в табл. 4 видно, що для забезпечення гарантованого радіального зазору $\delta_p = 10...30$ мкм можливо рекомендувати допуски на виготовлення шестерень 55_{-170}^{-140} мм. В цьому випадку, у 70% насосів радіальний зазор в 0,82...2,47 рази більший ніж розмір середньозваженої частки абразиву 3 (рис. 1). При цьому, частка абразиву може рухатись майже без перешкод через радіальний зазор, не торкаючись ні стінок корпусу 1, ні вершин зубів шестерень 2 (рис. 1), що забезпечує суттєве зменшення зношування деталей, що утворюють радіальний зазор, що може бути використано для значного збільшення довговічності шестеренного насоса.

Таблиця 4 – Результати розрахунків втрат робочої рідини через радіальний зазор для різних зазорів і ширини вершин зубів шестерень при різній частоті обертання

| Радіальний зазор δ_p , мкм | Ширина вершини зубів шестерень S_a мм, | |
|-----------------------------------|--|------------------------------------|
| | 2 | 3 |
| | Втрати робочої рідини, мм ³ , (%) | |
| 0 | Частота обертання 40 об/с (2400об/хв.) | |
| 0...40 | 0...726,80 (0...37,90%) | -23,30...433,90 (0...22,60%) |
| 10...30 | -24,30...256,70 (-1,270...13,40%) | -28,90...133,20 (-1,50...9,90%) |
| 30...50 | 256,70...1527,0 (13,40...79,50%) | 133,20...954,30 (9,90...49,70%) |
| | Частота обертання 50 об/с (3000об/хв.) | |
| 0...40 | 0...551,1 (0...28,1%) | 0...316,7 (0...16,5%) |
| 10...30 | -27,0...182,6 (-1,41...9,5%) | -30,7...83,7 (-1,6...4,36%) |
| 30...50 | 182,60...1183,0 (9,50...61,60%) | 83,7...725,50 (4,36...37,80%) |
| 45 | - | 496,40 25,9% |

Джерело: розроблено авторами

На рис. 3 представлені графіки радіального зазору від зовнішнього діаметру шестерень. Керуючись представленими графічними залежностями можливо визначити необхідний діаметр шестерень для наперед заданого радіального зазору.



$\delta_p 1(d_a)$ - залежність радіального зазору від зовнішнього діаметра шестерень для випадку, коли врізання в корпус насоса максимальні; $\delta_p 2(d_a)$ - залежність радіального зазору від зовнішнього діаметра шестерень для випадку, коли врізання в корпус насоса мінімальні.

Рисунок 3 – Графічна залежність радіального зазору від розмірів зовнішнього діаметра шестерень d_a

Джерело: [16]

Тобто, збільшення довговічності НШ добиваються тим, що при його виробництві та складанні створюють гарантований радіальний зазор між корпусом насоса і вершинами зубів шестерень, чим досягається зменшення інтенсивності абразивного зношування деталей насоса. Раціональний радіальний зазор забезпечує вільне проходження практично всіх абразивних часток що підвищує довговічність шестеренного насоса.

Цей метод підвищення довговічності шестеренного насоса відрізняється надзвичайною простотою впровадження у виробництво. Для його реалізації слід змістити поле допуску зовнішнього діаметру шестерень в бік зниження цього діаметру («в мінус»). Зазначимо також, що при цьому не пропонується збільшити точність обробки зовнішнього діаметру шестерень.

В разі технологічної можливості збільшити точність виготовлення деталей можна майже зовсім виключити зношення деталей радіального зазору.

Запропонований метод підвищення довговічності шестеренного насоса був реалізований при виготовленні шестеренного насоса типу НШ-32УК.

Як зазначено вище запропоновані допуски на виконання зовнішнього діаметра шестерень 55_{-170}^{-140} мм забезпечує проходження частки абразиву 3 без дотикань, що не допускає абразивне зношування корпусу 1 і вершин зубів шестерень 2 (рис. 1).

Для порівняння довговічності шестеренних насосів виготовлених за способом, що пропонується, з серійними насосами були проведені їх ресурсні стендові прискорені випробування.

Ресурсні стендові прискорені випробування НШ здійснювалися на випробувальному стенді СИН – 7. Процес прискорення випробувань НШ забезпечується методом підвищення частоти циклів експлуатаційного навантаження і впровадження в робочу рідину штучного забруднювача. Повний цикл проведення випробувань має 2...4 етапи тривалістю по 6 годин кожен.

Перший етап – режим обкатування і випробовування НШ за основними технічними параметрами, а саме визначення коефіцієнту об'ємної подачі. Обкатування та випробовування насосів проводили на стенді КПД-6 у ВАТ «Гідросила» м. Кропивницький.

Після обкатування проводили замірювання коефіцієнт подачі η_v . Визначення коефіцієнта подачі η_v приводили при номінальному режимі: тиск 16,0 МПа, частота обертання 40 об/с і температура робочої рідини $50 \pm 5^\circ\text{C}$.

Наступні етапи проведення випробовувань тривалістю 6 годин проводилися наступним чином. До робочої рідини додавали абразив у вигляді кварцового пилу з питомою площею $5600 \text{ см}^2/\text{г}$ у відповідності до ГОСТ 8002 – 74. НШ випробовували при циклічному навантаженні з частотою 600 вмикань на годину та часом циклового навантаження 1,0...1,5 с. Коефіцієнт прискорення ресурсних при таких випробуваннях складає $K_p = 200$.

Для проведення ресурсних випробовувань було використано 6 насосів, вироблених за методом, що пропонується. Заздалегідь були отримані коефіцієнт подачі η_v НШ, що підлягають випробуванням.

Після кожного етапу ресурсних випробувань шестеренні насоси знов досліджувалися на забезпечення ними коефіцієнта подачі.

Випробування насосів закінчували при досягненні насосом граничного стану. У відповідності з ГСТУ 3-25-180-97 [17] граничним станом шестеренного насоса слід

вважати такий стан, при якому його коефіцієнт подачі досягає граничного рівня $\eta_{v22} = 80\%$.

Середній ресурс напрацювання шестеренного насоса \bar{T}_n визначали за формулою:

$$\bar{T}_n = \frac{\sum_{i=1}^n T_{ni}}{n}, \quad (12)$$

де T_{ni} – напрацювання i -го насоса на ресурсну відмову, тобто до того моменту коли його коефіцієнт подачі досягне граничного значення $\eta_{v22} = 80\%$.

При цьому, при встановленні ресурсу окремих насосів, які за час випробовувань напрацювали певну кількість годин T , слід застосовувати інтерполяцію для тих насосів, які дійшли стану, при якому коефіцієнт подачі сягне значення $\eta_v < 80\%$.

НШ, які отримали граничний стан підлягали розбиранню і встановленню величини зносів корпусів в зоні контакту з шестернею і зносів шестерень по зовнішньому діаметру.

Отримані результати прискорених випробувань серійних НШ і насосів, які вироблені за способом, що пропонується, вказані в табл. 5.

Таблиця 5 – Результати випробувань серійних НШ і насосів, які вироблені за способом, що пропонується.

| Технічні показники насоса | Результати досліджень технічних характеристик насосів | |
|--|---|--|
| | серійного насоса | виготовленого за способом, що пропонується |
| Тривалість випробувань насосів на довговічність, годин | 15 | 24 |
| Коефіцієнт прискорення випробування $K_{ГР}$ | 200 | 200 |
| Коефіцієнт об'ємної подачі насоса в кінці випробувань η_v , % | 71,7 | 82,5 |
| Середній ресурс шестеренного насоса, год | 3000 | 4800 |
| Середній знос корпусу насоса в зоні контакту з шестернями, мм | 0,52 | 0,025 |
| Середня швидкість зношування корпусу насоса в зоні контакту з шестернями, мм/год | $173,4 \cdot 10^{-6}$ | $5,2 \cdot 10^{-6}$ |
| Середня зносостійкість корпусу насоса в зоні контакту з шестернями, год/мм | 5769,23 | 192000 |
| Середній знос шестерень по зовнішньому діаметру, мм | 0,40 | 0,018 |
| Середня швидкість зношування шестерень по зовнішньому діаметру, мм/год | $133,3 \cdot 10^{-6}$ | $3,75 \cdot 10^{-6}$ |
| Середня зносостійкість шестерень по зовнішньому діаметру, год/мм | 7500 | 266666,67 |

Джерело: розроблено авторами

З наведених результатів видно, що запропоновані заходи сприяють підвищенню довговічності шестеренного насоса завдяки зниженню, як початкового зносу корпусу, так і наступного виключення зносу деталей радіального з'єднання завдяки тому, що абразивні частки без перешкод проходять через радіальний зазор. Зокрема, довговічність шестеренного насоса підвищилася в 1,6 рази, середній знос корпусу зменшився в 20,8 раз, а шестерень в 22,2 рази.

З наведеного бачимо, що запропоновані заходи сприяють підвищенню довговічності шестеренного насоса також завдяки використанню ефекту фрикційного руху робочої рідини, а також зниження як початкового зносу корпусу, так і подальшого виключення зносу деталей радіального з'єднання.

Окрім того, з рис. 2 і табл. 2 і 3 бачимо, що існує раціональний зазор, при якому втрати робочої рідини через радіальний зазор набувають від'ємного значення, що сприяє підвищенню коефіцієнта подачі шестеренного насоса.

Цей зазор можна визначити з залежності [15]

$$\delta_p = 2 \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot n \cdot \mu \cdot l_p \cdot r_a}{\Delta P}} \quad (14)$$

Розрахунок у відповідності з залежністю (14) наведені в табл. 6.

Таблиця 6 – Значення раціонального радіального зазору, при якому досягається максимальне значення коефіцієнту подачі насоса (для шестеренного насоса НШ- 32УК)

| Частота обертання шестерень об/с (об/хв) | 32 (1920) | 40 (2400) | 50 (3000) | 60 (3600) | 70 (4200) | 100 (6000) |
|--|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|---------------|
| Рекомендована величина радіального зазору δ_p , мкм, при ширині вершини зубів шестерень S_a , мм | | | | | | |
| 1 | 6,0 | 6,8 | 7,6 | 8,3 | 9,0 | 10,7 |
| 2 | 8,6 | 9,6 | 10,7 | 11,8 | 12,7 | 15,2 |
| 3 | 10,5 | 11,8 | 13,2 | 14,4 | 15,6 | 18,6 |

Джерело: розроблено авторами

З вищенаведеного пропонується для отримання гарантованого радіального зазору при механічній обробці шестерень 2 (рис. 1) поле допуску змістити в бік зменшення діаметру шестерень щонайменше на величину, при якій коефіцієнт подачі шестеренного насоса буде максимальним, тобто у відповідності з розрахунками наведеними в табл. 6.

Так, як і в попередньому випадку для забезпечення необхідного зазору необхідно змістити поле допуску у відповідності до результатів, що наведені в табл. 6. Однак, поле допуску в цьому випадку повинно бути суттєво вужчим, а найкраще точне виконання розміру у відповідності до результатів, що наведені в табл. 6.

Розрахунки за формулами (1) і (8) з радіальним зазором, що наведено в табл. 6 представлені в табл. 7.

Таблиця 7 – Результати розрахунків максимальних від’ємних втрат робочої рідини через радіальний зазор

| Розрахунковий радіальний зазор δ_p , мкм | Ширина вершини зубів шестерень S_a мм, | | |
|--|--|----------------|----------------|
| | 1 | 2 | 3 |
| | Втрати робочої рідини, мм ³ , (%) | | |
| | Частота обертання 32 об/с (1920 об/хв.) | | |
| 6 | -15,4 (-0,8%) | | |
| 8,6 | | -21,8 (-1,13%) | |
| 10,5 | | | -26,7 (-1,39%) |
| | Частота обертання 40 об/с (2400 об/хв.) | | |
| 6,8 | -17,2 (-0,90%) | | |
| 9,6 | | -24,3 (-1,27%) | |
| 11,8 | | | -29,9 (-1,6 %) |
| | Частота обертання 50 об/с (3000 об/хв.) | | |
| 7,6 | -19,3 (-1,0%) | | |
| 10,7 | | -27,2 (-1,47%) | |
| 13,2 | | | -33,3 (-1,74%) |
| | Частота обертання 60 об/с (3600 об/хв.) | | |
| 8,3 | -21,0 (-1,1%) | | |
| 11,8 | - | -29,8 (-1,55%) | |
| 14,4 | | | -36,51 (-1,9%) |

Джерело: розроблено авторами

Слід зазначити, що результати розрахунків, що наведені в табл. 7 були отримані для певного розміру радіального зазору. Однак, від’ємними втратами робочої рідини через радіальний зазор в межах 1...1,9 % нехтувати теж не варто.

Таким чином, з проведеного аналізу технічних параметрів серійних НШ і виготовлених за способом, що пропонується, встановлено, що використання запропонованого методу у виробництво надасть можливість істотно підвищити довговічність шестеренного насоса, а також, його коефіцієнт подачі.

Спосіб виготовлення шестеренного насоса з підвищеним коефіцієнтом подачі може бути ефективно використаний у галузі машинобудування та ремонту гідромашин. Спосіб, що пропонується, може бути просто впроваджений у виробництво.

Висновки.

1. Огляд науково-технічних джерел інформації показав, що стан деталей, що утворюють радіальний зазор відіграє першорядну роль щодо довговічності шестеренного насоса.

2. Визначено умови, при яких втрати робочої рідини через радіальні зазори будуть мінімальними. Зазначені моделі враховують наявність напірної і фрикційної складової втрат.

3. Встановлені основні параметри, що надають можливість керувати втратами робочої рідини через радіальні зазори. Серед них: ширина вершин зубів шестерень l_z , частота обертання шестерень n і зовнішній радіус шестерень r_a .

4. Результати досліджень визначення раціонального радіального зазору дозволяють покращити ефективність технології виробництва НШ за рахунок раціоналізації допусків на виготовлення шестерень, що дозволяє підвищити

довговічність шестеренного насоса.

5. Порівняльний аналіз технічних характеристик серійних шестеренних насосів і виготовлених за способом, що пропонується дає змогу:

- підвищити довговічність шестеренного насоса у 1,6 рази за рахунок зниження зносів деталей, що утворюють радіальний зазор;
- знизити зношування корпусу шестеренного насоса в 20,8 раз за рахунок недопущення умов для абразивного зношування деталей радіального з'єднання;
- знизити зношування шестерень насоса по зовнішньому діаметру в 22,2 рази за рахунок усунення умов для абразивного зношування деталей радіального з'єднання;
- підвищити коефіцієнт подачі шестеренного насоса.

Список літератури

1. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропневмопривід. Ч. I. Гідравліка і гідравлічні машини у стислому викладі : навчальний посібник 2-е вид. перепрацьоване і доповнене . К.: НУХТ, 2008. 194 с.
2. Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика : підручник / Л. Є. Пелевін та ін. К. : КНУБА, 2015. 340 с.
3. Башта Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств . 3-е изд. перераб. и доп. М.: Гос. научно-технич. издат. Оборонгиз, 1961. 475 с.
4. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: спр. пособ. М.: Машиностроение, 1977. 672 с.
5. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: учеб. для вузов. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.
6. Панченко А. И., Дворников В. А., Кюрчев С. В. Теоретические основы управления надежностью гидроприводов сельскохозяйственных машин . *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*; відп. за вип. В. Т. Надикто. 2007. Вип. 7, т. 1. С. 221 - 231.
7. Іскович-Лотоцький Р.Д., Севостьянов І.В. Приводи автоматизованого устаткування: навч. посіб. Вінниця: "УНІВЕРСУМ-Вінниця", 2004. 205 с.
8. Гидрообъемный привод тракторов / А. И. Панченко и др. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наукове фахове видання* ; відп. за вип. А. І. Панченко. 2008. Вип. 8, т. 8. С. 38 - 44.
9. Калашников В.И. Исследование эксплуатационной надежности гидронасосов типа НШ 32: дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1968. 167 с.
10. Ибрагимов Р.А. Повышение работоспособности отремонтированных насосов гидросистем машин, эксплуатируемых в условиях хлопководства: дис. канд. технич. наук. Янгиюль , 1984 . 252 с.
11. Кулешков Ю.В., Саловский В. С. Оценка влияния зазоров в сопряжениях шестеренного насоса на величину его внутренних утечек. *Конструирование и технология производства с.х. машин: республ. межвед. науч.-техн. сб.* 1993. Вип. 23. С. 28 – 32.
12. Матвієнко О.О. Математична модель втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ . *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоградського нац. техн. ун-ту.* 2005. Вип. 16. С.235-240.
13. Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О. Аналіз математичних моделей втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ . *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоградського нац. техн. ун-ту.* 2006. Вип. 17. С. 205 - 207.
14. ДСТУ ГОСТ 17216: 2004 . Чистота промислова. Класи чистоти рідин . Київ ДЕРЖСПОЖИВСТАНДАРТ УКРАЇНИ, 2004. 11 с. (НАЦІОНАЛЬНИЙ СТАНДАРТ УКРАЇНИ).
15. Визначення раціонального радіального зазору в шестеренному насосі гідросистем автотракторної техніки / Ю.В. Кулешков та ін. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки: зб. наук. праць* . 2022. Вип. 5 (36), ч. II. С. 86 - 96.
16. Особливості утворення радіального зазору в шестеренному насосі / Ю.В. Кулешков та ін. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки: зб. наук. праць*. 2022. Вип.6 (37), ч. I. С. 168 -173.

References

1. Kulinchenko, V.R. (2008). Hidravlika, hidravlichni mashyny i hidropnevmpopyvid . Hidravlika i hidravlichni mashyny u styslomu vykladi [Hydraulics, hydraulic machines and hydropneumatic drive. Hydraulics and hydraulic machines in a nutshell]. Part. I. (2-d ed). Kyiv : NUKhT [in Ukrainian].
2. Pelevin, L.Ye., Mischuk, D.O., Rashkivs'kyj, V.P., Horbatiuk, Ye.V., Arzhaiev, H.O. & Krasnikov, V.F. (2015). *Hidravlika, hidromashyny ta hidropnevmoavtomatyka* [Hydraulics, hydraulic machines and hydropneumatic automation]. Kyiv : KNUBA [in Ukrainian].
3. Bashta, T.M. (1961). *Raschety y konstruksyia samoletnykh hidravlycheskykh ustroystv* [Calculations and design of aircraft hydraulic devices]. (3-d ed.). Moskow : Gos. nauchno-tehnich. izdat. Oborongiz [in Russian].
4. Bashta, T.M. (1977). *Mashynostroytelnaia hidravlika* [Mechanical engineering hydraulics] . Moskow : Mashynnostroenye [in Russian].
5. Bashta T.M. (1974). *Obemnye nasosy y hidravlycheskye dvyhately hydrosystem* [Displacement pumps and hydraulic motors for hydraulic systems] . Moskow : Mashynostroenye [in Russian].
6. Panchenko, A.I., Dvornikov, V.A., Kjurchev, S.V. (2007). Teoreticheskie osnovy upravlenija nadezhnost'ju gidroprivodov sel'skohozjajstvennyh mashin . [Theoretical Foundations of Reliability Control of Hydraulic Drives of Agricultural Machines]. *Praci Tavrijs'koï derzhavnoi agrotehnicnoi akademii – Practice of the Taurian State Agrotechnical Academy. Issue 7, Vol. 1, 221 - 231.*
7. Iskovich-Lotoc'kij, R.D. & Sevost'janov, I.V (2004). *Privodi avtomatizovanogo ustatkuvannja* [Bring automated installation]. Vinnicja: “UNIVERSUM- Vinnicja” [in Ukrainian].
8. Panchenko, A. I. et al. (2008). Hidroob#emnyj privod traktorov [Hydrostatic drive of tractors.]. *Praci Tavrijs'kogo derzhavnogo agrotehnologichnogo universitetu: naukove fahove vidannja – Proceedings of the Tavri State Agro-Technological University: scientific specialist publication, Issue. 8, Vol. 8, 38 – 44 .*
9. Kalashnykov, V.Y. (1968 *Issledovanie jekspluatacionnoj nadezhnosti gidronasosov tipa NSh 32. Candidate's thesis.* Kyev [in Russian].
10. Ybrahymov, R.A. (1984). *Povyshenye rabotosposobnosti otremonirovannykh nasosov hydrosystem mashyn, ekspluatiruemykh v uslovyakh khlopkovodstva. Candidate's thesis.* Yanhyiul [in Russian].
11. Kuleshkov, Yu.V. & Salovskiy, V. S. (1993). Otsenka vlyianiya zazorov v sopriazheniyakh shesterennogo nasosa na velychynu eho vnutrennykh utechek [Evaluation of the effect of gaps in the interfaces of a gear pump on the magnitude of its internal leaks]. *Konstruirovaniye i tehnologiya proizvodstva s.h. mashin: respubl. mezhved. nauch.-tehn. sb. – Design and production technology of s.kh. machines: republican interdepartmental scientific and technical collection, Issue 23, 28 – 32* [in Russian].
12. Matviienko, O.O. (2005). Matematychna model vrat robochoi ridyny cherez radialnyi zazor shesterennogo nasosa typu NSh [Mathematical model of the inlet of the working rod through the radial clearance of a gear pump type NSh] . *Tekhnika v sil's'kohospodars'komu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia: zb. nauk. pr. Kirovohrads'koho nats. tekhn. un-tu – Machinery in agricultural production, industrial engineering, automation: coll. of science avenue of Kirovohrad National Technical University, Issue 16, 235-240* [in Ukrainian].
13. Kulieshkov, Iu.V. & Matviienko, O.O. (2006). Analiz matematychnykh modelei vrat robochoi ridyny cherez radialnyi zazor shesterennogo nasosa typu NSh [Analysis of mathematical models of losses of the working fluid due to the radial clearance of the gear pump of the NSh type]. *Tekhnika v sil's'kohospodars'komu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia: zb. nauk. pr. Kirovohrads'koho nats. tekhn. un-tu – Machinery in agricultural production, industrial engineering, automation: coll. of science avenue of Kirovohrad National Technical University, Issue 17, 205 - 207* [in Ukrainian].
14. Industrial cleanliness. Liquid purity classes . (2004). DSTU HOST 17216:2004. Kyiv NATsIONAL'NYJ STANDART UKRAYNY.
15. Kuleshkov, Iu.V., Krasota, M.V., Rudenko, T.V., Osin, R.A. & Yevseichyk, Yu.B. (2022). Vyznachennia ratsional-noho radialnoho zazoru v shesterennomu nasosi hydrosystem avtotraktornoï tekhniki [Determination of the rational radial gap in the gear pump of the hydraulic systems of the auto-tractor machinery]. *Tsentrāl'noukrains'kyj naukovyj visnyk. Tekhnichni nauky – Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences, Issue 5 (36), part. II , 205 - 207* [in Ukrainian].
16. Kuleshkov, Iu.V., Krasota, M.V., Rudenko, T.V., Osin, R.A. & Yevseichyk, Yu.B. (2022). Osoblyvosti utvorennia radialnoho zazoru v shesterennomu nasosi [Peculiarities of the formation of a radial gap in a gear pump]. *Tsentrāl'noukrains'kyj naukovyj visnyk. Tekhnichni nauky – Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences, Issue 5 (36), part. II , 168 -173* [in Ukrainian].

Yuriy Kuleshkov, Prof., DSc., **Mykhailo Chernovol**, Prof., DSc., **Mykhailo Krasota**, Assoc. Prof., Phd tech. sci., **Timofey Rudenko**, Assoc. Prof., Phd tech. sci., **Ruslan Osin**, Assoc. Prof., Phd tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Increasing gear Pump Hydraulic Systems of Car and Tractor Machinery Durability by Decreasing Details Attrition, Which Create Radial Clearance

The research goal is the determination of rational radial clearance, with what details, which create radial clearance, attrition will be minimal and eventually provides gear pump hydraulic systems of car and tractor machinery durability increasing.

Research gives the results of the dependence of working liquid losses through radial clearance. Determined main parameters, which have an influence on them, and conditions due to which working liquid losses will be minimal, which corresponds to the rational value of radial clearance and provides decreasing of details attrition, which creates radial clearance. Were found as the main parameters, which allow managing working liquid losses through radial clearances. They consist of gear tooth tops width, gear rotation frequency, and outer gear radius.

Offered a new conditions determination method, in which working liquid losses through radial clearances will be minimal. Mentioned models include the presence of pressurized and frictioned losses compounds.

Was found that increasing gear pump durability is able due to gears processing and further gear pump assembling made with guaranteed radial clearance in connection «body - gears» details, which excludes initial attrition of gear pump body in time of its enabling. Increasing radial clearance to sizes, in which abrasive parts of any sizes are able to frequently walk through avoiding body walls and gear teeth tops, helps to prevent the abrasive attrition phenomenon. Rational radial clearance provides free passage for almost all abrasive parts, which increases gear pump durability.

Rational radial clearance determination allows for increasing the efficiency of technology of gear pump manufacturing by rationalizing tolerances for gears manufacturing, which allows for increasing gear pump durability.

gear pump, radial clearance, working liquid losses, hydraulic system

Одержано (Received) 05.10.2022

Прорецензовано (Reviewed) 26.10.2022

Прийнято до друку (Approved) 26.12.2022