

УДК 621.5

*А. Ю. ЛЕБЕДЕВ, П. М. АНДРЕНКО, О. В. ДМИТРІЄНКО***ВИЗНАЧЕННЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ ТОРЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОГО НАСОСА ПРИ ГАРМОНІЧНИХ ВИМУШЕНИХ КОЛИВАННЯХ КОРПУСА**

Розглянуто вимушені коливання і герметичність ущільнення лабиринтно-гвинтового насоса в лінійній постановці задачі при дії подовжніх і поперечних вібраційних навантажень. Отримані співвідношення для визначення межі віброгерметичності цього ущільнення, а саме залежність мінімального вібронавантаження, при якому відбувається порушення герметичності ущільнення, від частоти вібрації. Встановлено вплив амплітуди і частоти вібрацій корпусу лабиринтно-гвинтового насоса на стійкість його торцевого ущільнення. Отримані результати можуть бути використані для встановлення герметичності торцевих ущільнень інших гідравлічних пристроїв.

**Ключові слова:** торцеве ущільнення, лабиринтно-гвинтовий насос, вібраційні навантаження, герметичність, жорсткість пружини.

Рассмотрены вынужденные колебания и герметичность уплотнения лабиринтно-винтового насоса в линейной постановке задачи при действии продольных и поперечных вибрационных нагрузках. Получены соотношения для определения предела виброгерметичности этого уплотнения, а именно зависимость минимального вибронапряжения, при котором происходит нарушение герметичности уплотнения, от частоты вибрации. Установлено влияние амплитуды и частоты вибраций корпуса лабиринтно-винтового насоса на устойчивость его торцевого уплотнения. Полученные результаты могут быть использованы для установления герметичности торцевых уплотнений других гидравлических устройств.

**Ключевые слова:** торцевое уплотнение, лабиринтно-винтовой насос, вибрационные нагрузки, герметичность, жесткость пружины.

The forced oscillations and tightness of the sealing of the labyrinth-screw pump are considered in the linear formulation of the problem under the action of longitudinal and transverse vibrational loads. The relationships obtained are used to determine the vibration tightness limit of this seal, namely the dependence of the minimum vibration load, at which seal failure occurs, on the frequency of vibration. The influence of amplitude and frequency of vibrations of the labyrinth-screw pump body on the stability of its torzeve seal is established. The results obtained can be used to determine the tightness of the torzeve seals of other hydraulic devices.

**Keywords:** torzeve seal, labyrinth-screw pump, vibration loads, tightness, spring stiffness.

**Вступ.** Сучасний рівень і подальший розвиток техніки нерозривно пов'язані з інтенсифікацією роботи гідравлічних систем та агрегатів, підвищенням їх робочих характеристик, енергозбереженням. Лабіринтно-гвинтові насоси (ЛГН) знайшли широке застосування в гідравлічних системах для перекачування неоднорідних та агресивних середовищ, газорідних емульсій. Вони дозволяють отримувати великі напори при малих подачах, працювати на агресивних рідинах з малою в'язкістю, що особливо вигідно порівняно з відцентровими насосами. Крім того, такі насоси значно простіші у виготовленні ніж вихрові та завдяки відсутності механічного тертя деталей більш надійніші. Значною мірою технічний рівень ЛГН визначається його торцевими ущільненнями які працюють в несприятливих умовах оточуючого середовища та повинні забезпечити їх стійку роботу при вимушених коливаннях корпусу насоса.

**Аналіз літературних джерел.** Питанням проектування торцевих ущільнень присвячено достатня кількість наукових робіт. Так у роботі [1] наведено схеми торцевих ущільнень, описано особливості їх роботи. У роботі [2] наведена класифікація ущільнень для з'єднань пристроїв з обертовим рухом. Приведені залежності для визначення їх геометричних розмірів. Розглянуто тертя в них. Найбільш повно торцеві ущільнення розглянуто у довіднику [3] та роботі [4] де крім класифікації та конструкцій торцевих ущільнень докладно розглянуто фізичні процеси, що відбуваються в них, вплив конструктивних та режимних параметрів на їх характеристики. Визначено контактний тиск в ущільненні, витоки в

ньому. Наведено основи теорії розрахунку контактних ущільнень. А саме: визначено силові і гідродинамічні характеристики пари тертя; розглянуті сили тертя та теплоти яка виділяється в парі тертя; проведено оцінювання взаємодії елементів конструкції ущільнення, силових, температурних деформацій та нерівномірність розподілення температури в парі тертя, встановлення надійності. Однак в цих роботах не розглядаються торцеві ущільнення при дії гармонічних вимушених коливань. В роботі [5] наведено аналіз впливу шпарових (лабиринтних) ущільнень на вібраційні характеристики взаємозв'язаних радіально-кутових та радіально-осьових коливань динамічної системи ротор-ущільнення-зрівноважувальний пристрій відцентрової машини. Запропоновані методи статичного та динамічного розрахунків, принципи конструювання і конструкції вібростійких ущільнень і систем автоматичного зрівноважування осьових сил. Однак в цій роботі не розглядаються торцеві ущільнення. В проаналізованих нами літературних джерелах не виявлено робіт в яких розглядається робота торцевих ущільнень при дії гармонічних вимушених коливань. Таким чином можна констатувати важливу науково-практичну задачу визначення межі віброгерметичності торцевого ущільнення, вплив амплітуди і частоти вібрацій на його стійкість.

**Герметичність торцевого ущільнення ЛГН при гармонічних вимушених коливаннях корпусу.** Розглядалися явища, які виникають в торцевому ущільненні в процесі його роботи в ЛГН у свердловині, а також у процесі його випробування на вібростійкість при стаціонарних і нестаціонарних коливаннях. Наявність в торцевому ущільненні

© А. Ю. Лебедєв, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, 2018

*Bulletin of the National Technical University «KhPI».**Series: Hydraulic machines and hydraulic units, № 17 (1293) 2018*

пружних елементів (пружин, сифонів) призводить до того, що при вимушених коливаннях валу, обумовлених нерівномірністю обертання ротора електродвигуна і нестационарними гідродинамічними процесами, що відбуваються при обтіканні його робочою рідиною (РР), можливо значне коливання складових його частин (ущільнюючих кілець, пружин, опірних кілець тощо), особливо на частотах, близьких до власних частот пружно-рухомої системи. Таким чином, за певних умов може відбутися відрив одного від іншого ущільнюючих кілець, і як наслідок, його розгерметизація.

Приймали, що в розглянутому діапазоні характеристики рухомих елементів ущільнення лінійні, використовували принцип суперпозиції, тобто вважали, що вал нерухомий, а коливається корпус. Розрахункову схему торцевого ущільнення ЛГН представляли у вигляді системи яка складається з рухомого ущільнюючого кільця 2, що має можливість переміщуватись вздовж вала 5 і знаходиться між двома пружинами: механічною 1, з жорсткістю  $c_{пр}$ , та рідинною, утвореною шаром рідини, що знаходиться між двома ущільнюючими кільцями рухомим 2 і нерухомим 6, з жорсткістю  $c_{р пр}$ , рис. 1.

При розрахунках приймали, що: кутовий перекид поверхонь ущільнювачів малий; кутові переміщення кільця ущільнювачів не впливають на його осьові переміщення; торцеве биття обертового кільця ущільнювача відсутнє; корпус насоса здійснює осьові вимушені коливання, які передаються на кільце ущільнювача жорстко зв'язаного з ним.

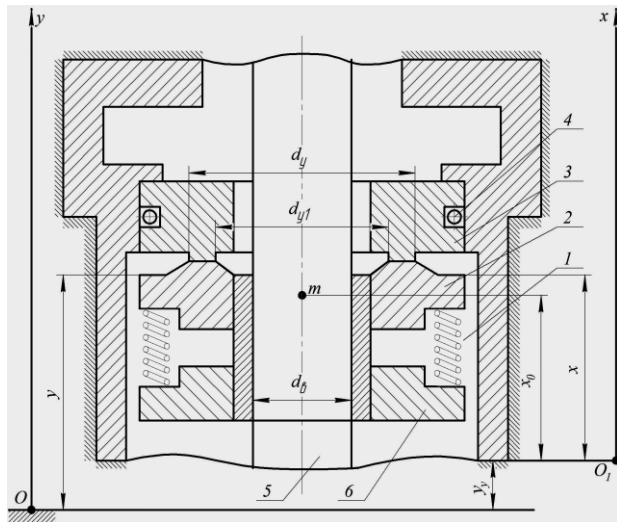


Рис. 1 – Розрахункова схема торцевого ущільнення:  
1 – механічна пружина; 2 – рухоме кільце; 3 – ущільнювач;  
4 – кільце ущільнювача; 5 – вал; 6 – нерухоме кільце

Вважали, що корпус ЛГН здійснює періодичні коливання за законом

$$y_{кор}(t) = a_{кор} \cos(\omega_{кор} t), \quad (1)$$

де  $a_{кор}$  і  $\omega_{кор}$  – відповідно амплітуда і частота коливання корпусу.

Обирали нерухому систему координат  $oxy$  і рухому систему, зв'язану з корпусом пристрою,  $O_1x$ , як це показано на рис. 1. Тоді

$$y(t) = x(t) + y_{кор}(t), \quad (2)$$

де  $y(t)$  – координата ущільнюючого кільця в нерухомій системі координат;  
 $x(t)$  – координата ущільнюючого кільця відносно корпусу.

Рівняння руху ущільнюючого кільця для цього випадку має вигляд:

$$m\ddot{y}(t) = (c_{пр} + c_{р пр})[x(t) - x_0] + F_{гд}(t) + F_{\Delta p}(t), \quad (3)$$

де  $m$  – маса рухомого кільця з приведеної до нього маси всіх рухомих елементів;

$F_{гд}(t)$  і  $F_{\Delta p}(t)$  – відповідно сила гідродинамічного опору, викликана переміщенням (обтіканням) рухомого ущільнюючого кільця РР та сила, що діє на це кільце, обумовлена перепадом тиску.

Сила гідродинамічного опору може бути розрахована за відомою залежністю

$$F_{гд}(t) = C_d A_0 \rho \frac{v^2}{2}, \quad (4)$$

де  $C_d$  – коефіцієнт опору тиску, лобового опору, який залежить від форми тіла, що обтікається і числа Рейнольдса, для пластини круглої форми,  $C_d = 1,11$ ;

$A_0$  – площа мідієвого перерізу, тобто площа проекції тіла  $A$  на площину нормалі вектора швидкості  $v_0$ .

Позначали  $\Delta x(t) = x(t) - x_0$  і використовували принцип суперпозиції, тоді рівняння (4) прийме вид

$$F_{гд}(t) = C_{гд} \Delta \dot{x}(t), \quad (5)$$

де  $C_{гд} = C_d A_0 \rho \frac{\Delta \dot{x}(t)}{2}$ .

Сила, що діє на рухоме кільце, обумовлена перепадом тиску, враховується в рівнянні (3) фіктивною масою  $m_{\phi}$

$$F_{\Delta p} = A_k p_{вс} = m_{\phi} g,$$

та  $m_{\phi} = \frac{A_k p_{вс}}{g}$  (7)

де  $A_k$  і  $p_{вс}(t)$  – відповідно ефективна площа ущільнюючого кільця 2 і зміна тиску в камері ЛГН, в якій встановлено торцеве ущільнення.

Маса рухомого ущільнюючого кільця 2 дорівнює приведеній масі всіх рухомих елементів торцевого ущільнення і, у загальному випадку, розраховується за залежністю

$$m = m_{ук} + \frac{1}{3} m_{пр} + m_{рр}, \quad (8)$$

де  $m_{\text{ук}}$  і  $m_{\text{пр}}$  – відповідно маси ущільнюючого кільця і пружини;

$m_{\text{пр}}$  – приведена до ущільнюючого кільця маса РР, що знаходиться в камері, в якій встановлено ущільнююче кільце, розрахована з умови рівності кінетичної енергії [6]

$$m_{\text{пр}} = \frac{\rho l_{\text{к}} q_{\text{н}}^2}{A_{\text{к}} \Delta \dot{x}(t)^2}, \quad (9)$$

де  $l_{\text{к}}$  – довжина камери в якій встановлено торцеве ущільнення.

Сумарна маса рухомого кільця

$$m_{\Sigma} = m + m_{\text{ф}}. \quad (10)$$

За результатами попередніх розрахунків приведеної до ущільнюючого кільця маси РР  $m_{\text{пр}}$ , встановлено, що нею можна знехтувати, причому похибка не перевищить 1 %.

Жорсткість механічної пружини розраховується за залежністю [7]

$$c_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр}} d_{\text{пр}}^4 h_{\text{пр}}}{8 D_{\text{пр}}^3 n_{\text{пр}}}, \quad (11)$$

де  $G_{\text{пр}}$  – модуль зсуву метала, з якого виготовлена пружина;

$d_{\text{пр}}$  і  $D_{\text{пр}}$  – відповідно діаметр дроту та середній діаметр вітка пружини;

$h_{\text{пр}}$  – висота стиснутої пружини;

$n_{\text{пр}}$  – кількість робочих витків пружини.

Формула (11) справедлива при  $n_{\text{пр}} \geq 2 \dots 3$  [7], що для торцевого ущільнення виконується. У разі використання в конструкції ущільнення як пружного елемента пружини і сільфона, жорсткість  $c_{\text{пр}}$  визначається як їх сумарна жорсткість.

Жорсткість рідинної пружини визначається за залежністю [8]

$$c_{\text{р.пр}} = \frac{A_{\text{к}} E(p)}{l_0}, \quad (12)$$

де  $A_{\text{к}}$  – площа контакту ущільнюючих кілець 2 і 6;

$l_0$  – максимальна висота шару РР між ущільнюючими кільцями 2 та 6.

У торцевих ущільненнях пари тертя в статичі являють собою дві шорсткі поверхні (звичай  $Ra = 0,08 \dots 0,16$  мкм), контактують виступами мікронерівностей. Інший простір, утворений западинами мікронерівностей, заповнений робочим середовищем [3]. За даними наведеними в роботі [3] зазори в працюючих торцевих ущільненнях різні і для звичайних для пар тертя складають  $0,5 \dots 2$  мкм. Таким чином, максимальна висота шару рідини між ущільнюючими кільцями 2 та 6 –  $l_0$  знаходиться в цьому проміжку.

Для знаходження модуля пружності РР в функції від тиску  $E(p)$ , необхідно знайти контактний тиск який розраховували за залежністю [3]

$$p_{\text{к}} = \frac{F_{\text{пр}} - F_{\text{тр}} + \pi p_0 (d_{y1}^2 + d_y d_{y1} + d_y^2 - 3d_b^2)/12}{\pi (d_y^2 - d_{y1}^2)/4}, \quad (13)$$

де  $F_{\text{пр}}$  – сила пружини;

$F_{\text{тр}}$  – сила тертя ущільнюючого кільця 2;

$p_0$  – тиск РР в проточній частині ЛГН, де встановлене торцеве ущільнення;

$d_b$ ,  $d_y$ ,  $d_{y1}$  – діаметри валу і контактної поверхні (див. рис. 1).

Сила пружини

$$F_{\text{пр}} = c_{\text{пр}} x_{\text{пр}0}, \quad (14)$$

де  $x_{\text{пр}0}$  – попереднє стискання пружини.

Силу тертя розраховували згідно залежності [9]

$$\begin{aligned} F_{\text{тр}}(t) &= F_{\text{трп}} && \text{при } \dot{x} = 0, \\ F_{\text{тр}}(t) &= F_{\text{трв}}(t) \text{sign } \dot{x} && \text{при } \dot{x} \neq 0 \end{aligned} \quad (15)$$

де  $F_{\text{трп}}$  і  $F_{\text{трв}}(t)$  – відповідно сила тертя при знаходженні рухомого елемента в стані спокою та при його русі;  $x$  і  $\dot{x}$  – відповідно переміщення і швидкість переміщення ущільнюючого кільця 2;

$t$  – час;

$\text{sign } \dot{x}$  – функція Кронекера від  $\dot{x}$

$$\text{sign } \dot{x} = \begin{cases} 0 & \text{при } \dot{x} = 0 \\ 1 & \text{при } \dot{x} \neq 0 \end{cases}$$

Модуль пружності рідини залежно від тиску визначається за формулою з роботи [10]. Вводили наступні позначення:

$$c = c_{\text{р.пр}} + c_{\text{пр}}; \quad \Delta x(t) = x(t) - x_0; \quad a = a_{\text{кор}} \omega_{\text{кор}}^2.$$

З урахуванням яких рівняння (1) та рівняння руху ущільнюючого кільця (3) можна записати у вигляді:

$$\Delta \ddot{x}(t) + 2\beta \Delta \dot{x}(t) + \omega_0 \Delta x(t) = a \cos(\omega_{\text{кор}} t), \quad (17)$$

де  $a = a_{\text{кор}} \omega_{\text{кор}}^2$  – вимушене перевантаження, що діє на корпус ЛГН;

$\beta = k_{\text{тр}}/2m$  – коефіцієнт демпфірування;

$\omega_0 = \sqrt{c/m}$  – частота, з якою система здійснює вільні коливання при відсутності втрат.

Рівняння (17) збігається з диференціальним рівнянням, що описує малі вимушені коливання системи, рішення якого відповідає усталеним коливанням та має вигляд [11]

$$\Delta x(t) = a_{\text{ук}} \cos(\omega_{\text{кор}} t - \varphi), \quad (18)$$

$$\text{де } a_{\text{ук}} = \frac{a}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega_{\text{кор}}^2)^2 + 4\beta^2 \omega_{\text{кор}}^2}}; \quad (19)$$

$$\varphi = \arctg \frac{2\omega_{\text{кор}}\beta}{\omega_0^2 - \omega_{\text{кор}}^2}. \quad (20)$$

З рівнянь (18)–(20) витікає, що вимушені малі коливання є гармонійними коливаннями з частотою  $\omega_{\text{кор}}$ . Амплітуда коливань  $a_{y_k}$  пропорційна амплітуді  $a_{\text{кор}}$  і є функцією частоти  $a_{y_k} = a_{y_k}(\omega_{\text{кор}})$ . Вимушені коливання торцевого ущільнення відстають по фазі від вимушених коливань корпусу ЛГН на величину  $\varphi$ , яка також є функцією частоти  $\omega_{\text{кор}}$ , тобто  $\varphi = \varphi(\omega_{\text{кор}})$ .

При відсутності вібрації рівняння рівноваги сил, що діють на ущільнююче кільце, має вигляд:

$$F_{\text{пр}0} - mg + A_{y_k} p_n - A_{y_n} p_k - c_{\text{р пр}} x_{20} = 0, \quad (21)$$

де  $F_{\text{пр}0}$  – сила підтискання пружини;

$A_{y_k}$  – площа ущільнюючого кільця, на яку діє

тиск в проточній камері ЛГН;

$A_{y_n}$  – площа ущільнюючої поверхні;

$x_{20}$  – підтискання пари рухливе ущільнююче

кільце - нерухоме ущільнююче кільце.

З рівняння (21) знаходили

$$x_{20} = \frac{F_{\text{пр}0} - mg - A_{y_k} p_n + A_{y_n} p_k}{c_{\text{р пр}}}. \quad (22)$$

Величина питомого тиску в ущільнюючій парі ущільнюючий шар – метал ущільнюючого кільця

$$\tilde{p} = \frac{x_{20} c_{\text{р пр}}}{A_{y_n}}. \quad (23)$$

Очевидно, що при деякій величині питомого тиску порушується герметичність торцевого ущільнення ЛГН. Необхідна величина питомого тиску, при якій торцеве ущільнення буде герметично, залежить від багатьох параметрів. Проте визначальними параметрами є характеристики ущільнюючого шару (рапід) і металу, з якого виготовлено ущільнююче кільце, ширина ущільнюючого шару, а також рівень тиску в камері ЛГН, де встановлено ущільнення.

З залежності (23), підставляючи в якості питомого тиску його мінімальну величину  $\tilde{p}_{\text{min}}$ , знаходили величину підтискання, при якій починаються витoki РР крізь ущільнення

$$x_{\text{пв}} = \tilde{p}_{\text{min}} A_{y_n} / c_{\text{р пр}}. \quad (24)$$

Величина

$$x_{\text{min}} = x_{20} - x_{\text{пв}}. \quad (25)$$

характеризує мінімально допустиме зміщення ущільнюючого кільця торцевого ущільнення ЛГН до початку витоків крізь нього. Запас герметичності ущільнення розраховували за залежністю

$$k_{\text{гер}} = \frac{x_{20} - x_{\text{пв}}}{x_{20}}. \quad (26)$$

Тоді

$$x_{\text{min}} = k_{\text{гер}} x_{20}. \quad (27)$$

При періодичних коливаннях корпусу ЛГН ущільнююче кільце торцевого ущільнення коливається з деякою амплітудою зміщення  $x_3$ , яка дорівнює  $a_{y_k}$ , яка визначається з (19),  $x_3 = a_{y_k}$ . Тоді очевидно, що при  $x_3 < x_{\text{min}}$  герметизація торцевого ущільнення ЛГН не порушується. При  $x_3 > x_{\text{min}}$  відбувається порушення герметичності. Границя початку витоків крізь ущільнення визначається залежністю

$$x_3 = x_{\text{min}}. \quad (28)$$

Вводили перевантаження  $p_p = a/g$  і враховуючи залежності (27) та (28) отримали перевантаження від частоти вібрації корпусу ЛГН, при якому почнуться витoki крізь торцеве ущільнення

$$p_p = \frac{k_{\text{гер}} x_{20}}{g} \sqrt{(\omega_0^2 - \omega_{\text{кор}}^2)^2 + 4\beta^2 \omega_{\text{кор}}^2} \quad (29)$$

Мінімальне навантаження, при якому можлива розгерметизація торцевого ущільнення ЛГН визначається наступною залежністю

$$p_{p \text{ min}} = \frac{2k_{\text{гер}} x_{20} \beta}{g} \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2} \quad (30)$$

Для торцевого ущільнення ЛГН яке має наступні геометричні розміри: діаметр вала  $d_b = 19$  мм, зовнішній діаметр ущільнюючого кільця  $d_y = 62$  мм, внутрішній діаметр ущільнюючого кільця  $d_{y1} = 52$  мм; вага ущільнюючого кільця  $m_{y_k} = 0,15$  кг, кількість робочих витків пружини  $n_{\text{р}} = 3$ ; будували графічні залежності, рис. 2, 3, які характеризують вплив амплітуди і частоти вібрацій корпусу ЛГН на стійкість його торцевого ущільнення.

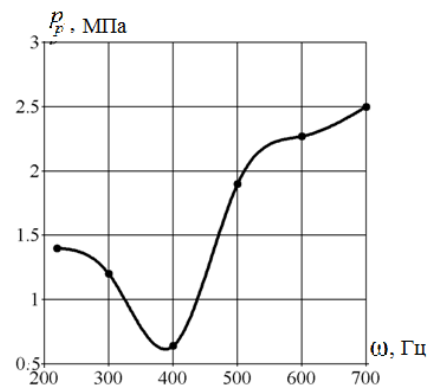


Рис. 2 – Залежність допустимого перевантаження торцевого ущільнення від частоти вібрацій корпусу ЛГН

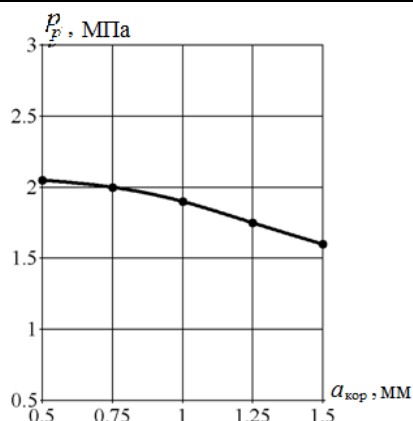


Рис. 3 – Залежність допустимого перевантаження торцевого ущільнення від амплітуди вібрацій корпусу ЛГН

За результатами розрахунків встановлено, що для реальних умов роботи ЛГН на тисках 0,2...0,5 МПа торцеве ущільнення має високу надійність зберігаючи герметичність на тиску, що в 2,5 ... 3 рази перевищує максимальний тиск насоса, тобто торцеве ущільнення є високонадійним елементом ЛГН. Проте, для виключення імовірності розгерметизації торцевого ущільнення при роботі ЛГН треба уникати режимів роботи ЛГН, коли частота вібрацій його корпусу становить близько 400 Гц (співпадає з власною частотою коливань ущільнення). Слід зазначити, що амплітуда вібрацій корпусу ЛГН, яка знаходиться в діапазоні 0,5 ... 1,5 мм, що відповідає реальним умовам роботи, не може бути причиною розгерметизації його торцевого ущільнення.

**Висновки.** Уперше отримані аналітичні залежності: для визначення запасу герметичності торцевого ущільнення ЛГН, перевантаження від частоти вібрації його корпусу, при якому почнуться витіки крізь нього, та мінімальне навантаження, при якому можлива розгерметизація ущільнення. За результатами розрахунків встановлено, що для реальних умов роботи ЛГН торцеве ущільнення має високу надійність зберігаючи герметичність по тиску, що в 2,5 ... 3 рази перевищує його максимальне значення. Для виключення імовірності розгерметизації торцевого ущільнення треба уникати режимів роботи ЛГН, коли частота коливання його корпусу складає близько 400 Гц. Встановлені параметри герметичності торцевого ущільнення ЛГН при гармонічних вимушених коливаннях. Доведено, що в усіх робочих режимах коливань ЛГН торцеве ущільнення витримує робочий тиск насоса і забезпечує його герметичність. Отримані результати можуть бути використані для встановлення

герметичності торцевих ущільнень інших гідравлічних пристроїв.

#### Список літератури

1. Башта Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учеб. для машиностр. вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов [и др.] – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Макаров Г. В. Уплотнительные устройства / Г. В. Макаров. – Л.: Машиностроение, 1973 – 232 с.
3. Кондаков Л. А. Уплотнение и уплотнительная техника: справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер [и др.] – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
4. Майер Э. Торцевые уплотнения: пер. с нем. / Э. Майер – М.: Машиностроение, 1978. – 288 с.
5. Марцинковский В. А. Динамика роторов центробежных машин : монография / В. А. Марцинковский. – С.: СумГУ, 2012. – 562 с.
6. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К. Л. Навроцкий – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.
7. Хвингия М. В. Вибрация пружин / М. В. Хвингия. – М.: Машиностроение, 1969. – 287 с.
8. Хохлов В. А. Электрогидравлический следящий привод / В. А. Хохлов. – М.: Наука, 1964. – 231 с.
9. Шамберов В. Н. Фрикционные колебания в гидравлических системах / В. Н. Шамберов // Гидравлика и Пневматика. Информ.-техн. журнал. – 2005. – № 21. – С. 15–17.
10. Андренко П. М. Лабіринтно-гвинтові насоси: монографія / П. М. Андренко, А. Ю. Лебедєв // Х.: Видавництво ФОП Панов, 2017. – 156 с.
11. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти томах. Т. 3. Колемание машин, конструкций и их элементов. / Под ред. Ф. М. Дименберга и К. С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544 с.

#### References (transliterated)

1. Bashta, T. M., et al. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* : *ucheb. dlya mashinostr. vuzov*. Moscow: Mashinostroenie, 1982. Print.
2. Makarov, G. V. *Uplotnitelnyie ustroystva*. Leningrad: Mashinostroenie, 1973. Print.
3. Kondakov, L. A., et al. *Uplotnenie i uplotnitelnaya tehnika: spravochnik*. Moscow: Mashinostroenie, 1986. Print.
4. Mayer, E. *Tortseyvye uplotneniya*: per. s nem. Moscow: Mashinostroenie, 1978. Print.
5. Martsinkovskiy, V. A. *Dinamika rotorov tsentrobezhnykh mashin : monografiya*. Sumy: Sumskiy gosudarstvennyy universitet. 2012. Print.
6. Navrotsky, K. L. *Teoriya i proektirovanie gidro- i pnevmoprivodov: ucheb.* Moscow: Mashinostroenie, 1991. Print.
7. Hvingiya, M. V. *Vibratsiya pruzhin*. Moscow: Mashinostroenie, 1969. Print.
8. Hohlov, V. A. *Elektrogidravlicheskiy sledyaschiy privod*. Moscow: Nauka, 1964. Print.
9. Shamberov, V. N. "Friktsionnyie kolebaniya v gidravlicheskiy sistemah." *Gidravlika i Pnevmatika. Inform.-tehn. zhurnal*. 21. (2005): 15–17. Print.
10. Andrenko, P. M. and A. Yu. Lebedev *Labirintno-gvintovi nasosi: monografiya*. Kharkiv: Vidavnitstvo FOP Panov, 2017. Print.
11. *Vibratsiya v tehnike: Spravochnik. V 6-ti tomah. T. 3. Kolebaniya mashin, konstruktsey i ih elementov.* / Pod red. F. M. Dimenberga i K. S. Kolesnikova. – Moscow: Mashinostroenie, 1980. Print.

Надійшла (received) 20.05.2018

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

**Визначення герметичності торцевого ущільнення лабіринтно-гвинтового насоса при гармонічних вимушених коливаннях корпусу / А. Ю. Лебедєв, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко // Вісник НТУ «ХП».** Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХП», 2018. – № 17 (1293). – С. 66–71. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

**Определение герметичности торцевого уплотнения лабиринтного-винтового насоса при гармонических вынужденные колебания корпуса/ А. Ю. Лебедев, П. Н. Андренко, О. В. Дмитриенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 17 (1293). – С. 66–71. – Библиогр.: 11 назв. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).**

**Determination of the tightness of the torzeve seal of the labyrinth-screw pump at harmonic forced oscillations of the corps / A. Yu. Lebedev, P. M. Andrenko, O. V. Dmitrienko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machinery and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2018. – No. 17 (1293). – P. 66–71. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).**

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Лебедев Антон Юрійович** – кандидат технічних наук, інженер ТОВ «ХЗТФ «Моторімпекс»; тел.: (050) 842-14-04; e-mail: anton.kh@ukr.net.

**Лебедев Антон Юрьевич** – кандидат технических наук, инженер ООО «ХВТФ «Моторімпекс»; тел.: (050) 842-14-04; e-mail: anton.kh@ukr.net.

**Lebedev Anton Yuriyevych** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Engineer at the LLC «KFTC «Motorimpex»; tel.: (050) 842-14-04; e-mail: anton.kh@ukr.net.

**Андренко Павло Миколайович** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Деталі машин та мехатронні системи»; тел.: (067) 103-88-83; e-mail: andrenko1947@gmail.com.

**Андренко Павел Николаевич** – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Детали машин та мехатронные системы»; тел.: (067) 103-88-83; e-mail: andrenko1947@gmail.com.

**Andrenko Pavlo Mykolayevich** – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Professor at the Department of «Machine components and mechatronics systems», Kharkiv; tel.: (067) 103-88-83; e-mail: andrenko1947@gmail.com.

**Дмитрієнко Ольга Вячеславівна** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини» ім. Г. Ф. Проскури; тел.: (097) 338-39-09; e-mail: olga\_dm@meta.ua.

**Дмитриенко Ольга Вячеславовна** – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины» им. Г. Ф. Проскуры; тел.: (097) 338-39-09; e-mail: olga\_dm@meta.ua.

**Dmitrienko Olga Vyacheslavivna** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic Machines" by G. F. Proskura; tel.: (097) 338-39-09; e-mail: olga\_dm@meta.ua.