

УДК 621:62-762

**РЕСУРСНІ ВИПРОБУВАННЯ УЩІЛЬНЕНЬ ЗВОРОТНОГО РУХУ  
ПРИ ЗАБЕЗПЕЧЕННІ СТАЛИХ УМОВ НАВАНТАЖЕННЯ**

Д-р техн. наук М. П. Ремарчук, канд. техн. наук О. О. Суранов,  
аспіранти С. О. Стефанов, Р. С. Васянович, зав. навч. лаб. О. В. Кебко

**RESOURCE TESTS OF REVERSE SEALS PROVIDING CONSTANT LOAD  
CONDITIONS**

Dr. Sc. (Tech.) M. Remarchuk, PhD (Tech.) O. Suranov,  
postgraduate student S. Stefanov, postgraduate student R. Vasianovych,  
the head of the educational laboratory O. Kebko

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.209.2024.314342>



***Анотація.** До найбільш розповсюджених конструктивних елементів у структурі сучасних технічних систем, зокрема землерийних, підйомно-транспортних і залізничних машин, належать різні ущільнення, що забезпечують герметизацію рухомих і нерухомих спряжень таких машин.*

*На підставі досліджень виявлені фактори, що мають найбільший вплив, до яких можна віднести величину дії тиску рідини, її температуру, швидкість поступального або обертального руху, геометричні розміри поверхні герметизації та інші. Результати виконаних робіт дали змогу створити удосконалений імітатор-стенд для випробування ущільнення з дотриманням сталих факторів у процесі дослідження, стенд для проведення ресурсних випробувань ущільнень, максимально наближених до режиму їхнього функціонування в експлуатаційних умовах роботи.*

***Ключові слова:** ущільнення, випробування, тиск, швидкість, температура, сила тертя, стенд, імітатор, гідроциліндр.*

***Abstract.** The most widespread structural elements in the structure of modern technical systems, in particular, in earthmoving, lifting and transport and railway machines, include various seals that provide sealing of moving and stationary couplings of these machines. Losses of working fluids during the operation of the above-mentioned machines require daily refueling of the working containers with fluids. External fluid losses significantly affect the ecological state of nature and especially soil fertility. Internal fluid losses affect the productivity of these machines, as well as inefficient fuel consumption during the operation of these machines.*

*On the basis of the above, the process of a comprehensive study of the performance of seals to determine their characteristics, in particular, the resource of their work and the establishment of external and internal liquid losses, is a very relevant direction today. The number of factors that affect the performance of the seal is more than thirty factors. Of all these factors, the most influential were identified, which include the magnitude of the effect of liquid pressure and its temperature, the speed of translational or rotational movement, the geometric dimensions of the sealing surface, and others. The sealing test process can be classified into tests in simulators, on specialized stands, and in real working conditions of sealing in the structure of the above machines. One of the most effective*

directions for establishing the efficiency of the seal is tests in simulators and when tests are carried out on specialized stands.

Bench tests require careful preparation and the use of high-precision devices for recording the studied parameters and at the same time require compliance with stable research conditions that significantly affect the performance of the seal. The results of experimental studies in the created simulator made it possible to reveal the patterns of changes in the frictional force in the sealing zone depending on the geometric dimensions of the seal, the effect of liquid pressure and its temperature, and the speed of movement of the seal relative to the fixed surface being sealed.

The conducted research made it possible to create a more advanced simulator for compaction testing with the observance of constant factors in the research process. Also, create a stand for carrying out resource tests of compaction as close as possible to the mode of their operation in operational working conditions.

**Key words:** compaction, test, pressure, speed, temperature, friction force, stand, simulator, hydraulic cylinder.

**Вступ.** До найбільш розповсюджених конструктивних елементів у структурі сучасних технічних систем, зокрема землерийних, підйомно-транспортних і залізничних машин, належать різні ущільнення, що забезпечують герметизацію

рухомих і нерухомих спряжень таких машин [1]. Конструктивні виконання різних за формою виконання ущільнень для забезпечення герметизації рухомих спряжень, подано на рис. 1.

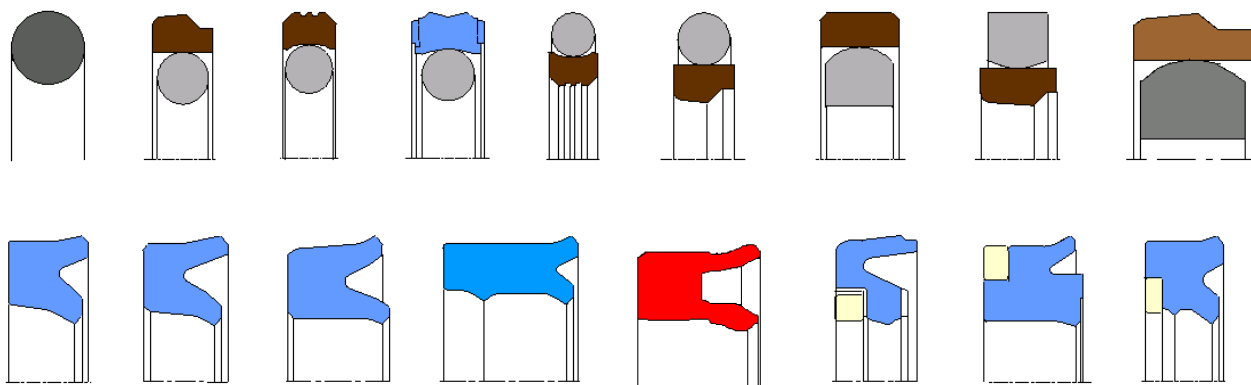


Рис. 1. Загальний вигляд ущільнень

Такі ущільнення широко застосовують переважно в рухомих і нерухомих спряженнях силових гідроциліндрів, як це зображено на рис. 2. Ущільнення запобігають проникненню частинок бруду і вологи з навколишнього середовища [2, 3].

Зовнішні і внутрішні втрати робочих рідин у силових гідроциліндрах під час їхньої роботи на вказаних вище машинах

потребують проведення щоденного дозавправлення рідинами робочих ємностей.

Зовнішні втрати рідини суттєво впливають на екологічний стан природи і особливо родючість ґрунтів, а внутрішні втрати рідини – на зниження продуктивності вказаних машин, а також спричиняють неефективні витрати палива в процесі роботи таких машин.

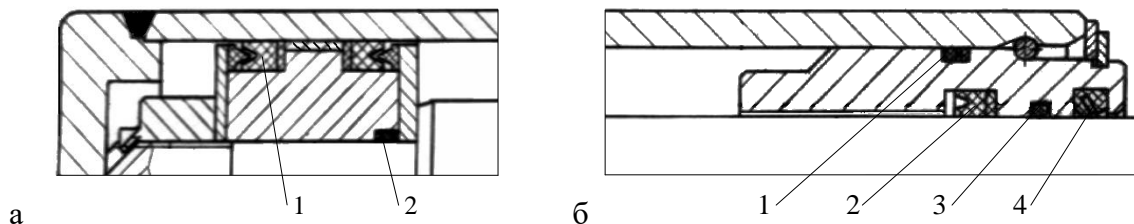


Рис. 2. Розташування ущільнень у рухомих і нерухомих спраженнях

На підставі наведеного процес всебічного дослідження працездатності ущільнення для визначення їхніх характеристик, зокрема ресурсу їхньої роботи, і встановлення зовнішніх і внутрішніх втрат рідини є на сьогодні досить актуальною проблемою.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Вирішенню проблеми підвищення працездатності ущільнення в складі силових гідроциліндрів присвячено ряд наукових джерел [4, 5].

За даними досліджень, у зоні контакту ущільнення з робочою поверхнею виникає сила тертя, яка залежить від великої кількості факторів, і аналітично описати її неможливо. Зокрема, на силу тертя ущільнення при герметизації спраження, крім тиску рідини та її температури, впливає відносна швидкість руху, геометричні параметри поверхні, яку герметизують, і багато інших факторів. Дослідженням втрат робочої рідини в процесі функціонування ущільнення і ресурсу роботи в структурі силових циліндрів присвячені джерела [6, 7]. Понад тридцять факторів впливають на працездатність ущільнення. Із усіх цих факторів виявлено ті, що впливають найбільше, до яких можна віднести величину дії тиску рідини, її температуру, швидкість поступального або обертального руху, геометричні розміри поверхні герметизації та інші. Аналітичного опису закономірностей впливу всіх факторів на величину зусилля при терті ущільнення в процесі герметизації в рухомому спраженні на сьогодні не існує.

У роботах [8, 9] подана інформація у вигляді часткового вирішення такого питання. Для розкриття повноти встановлення сили тертя в ущільненні, що виникає в зоні герметизації в рухомому спраженні, потрібно провести додаткові дослідження, базовані на застосуванні методології планування багатфакторних експериментів із виявленням особливостей їх виконання.

**Визначення мети та завдання дослідження.** Дослідити силу тертя, що виникає в зоні герметизації ущільнення в рухомому спраженні поршень – гільза циліндра на основі застосування методики планування багатфакторного експерименту. Базуючись на отриманих результатах дослідження, створити імітатор-стенд для визначення працездатності ущільнення при дотриманні високого рівня стабільності основних факторів і стенд для проведення ресурсних випробувань ущільнення в структурі силових гідроциліндрів, максимально наближених до експлуатаційних режимів їхньої роботи.

**Основна частина дослідження.** Проведені пошукові експерименти дали змогу виявити, що при установленому режимі в ущільненні сила тертя поршня нелінійно залежить від швидкості відносного переміщення. У зв'язку з цим для визначення сили тертя в ущільненнях поршня був прийнятий квадратичний поліном і використаний центральний композиційний рототабельний план (ЦКРП).

Кодування факторів, що мають найбільший вплив, зокрема швидкості руху ущільнення, тиску рідини і температури рідини, проводили за формулою [10]

$$x_{i\phi} = \frac{z_i - x_{i0}}{\delta_i}, \quad (1)$$

де  $x_{i\phi}$  – кодовані значення факторів (1, - 1, 0 та інші);

$z_i$  – натуральні значення факторів на  $i$ -му рівні;

$x_{i0}$  – значення  $i$ -го фактора на нульовому рівні;

$\delta_i$  – інтервал варіювання  $i$ -го фактора.

Значення факторів у кодовому та натуральному вираженні подано в табл. 1.

Таблиця 1

Впливові параметри та їхні значення при проведенні експериментів

Умови експериментів	Фактори		
	$z_1$ (v, м/с)	$z_2$ , (р, МПа)	$z_3$ (t, °С)
Нульовий рівень $x_{i0}$	0,22	7,6	45
Інтервал варіювання $\delta_i$	0,11	4,5	20
Нижній рівень $x_{i\phi} = - 1$	0,11	3,1	25
Верхній рівень $x_{i\phi} = + 1$	0,33	12,1	65
Зіркові плечі			
$x_{i\phi} = - 1,682$	0,036	0	11
$x_{i\phi} = + 1,682$	0,405	15,2	7

Під час дослідження для визначення сили тертя ущільнення при герметизації поршня була створена лабораторна установка (рис. 3). На ній можна дослідити процес герметизації з'єднання поступального руху та закономірності зміни величини зусилля на тертя за результатами впливу вказаних вище факторів на підставі методики планування багатофакторного експерименту, зокрема при використанні ЦКРП [10].

За рис. 3 досліджено роботу двох ущільнень 1, розміщених на поршнях 2, які з'єднані штоком 3, довжина якого менше довжини циліндра 4.

Складові лабораторної установки подано у вигляді привідного гідроциліндра 12, який жорстко з'єднаний із силовим вимірювальним циліндром 8 через

кульковий шарнір 7, який з'єднаний зі штоком 3 і двома поршнями 2 з розміщеними на них дослідними ущільненнями 1, вмонтованими в полуму циліндрі 4. Усі складові розташовані на монтажному столі універсального стенда 10 конструкції НДІбуддормаш.

Процес навантаження ущільнювачів 1 тиском рідини в полуму циліндрі 4 забезпечений подаванням рідини від ручної насосної установки 15 через канал у центрі по довжині гільзи циліндра 4. Переміщення обох поршнів 2 з ущільнювачами 1 з заданою швидкістю руху здійснюється привідним гідроциліндром 12 через універсальний кульковий шарнір 7 і силовий вимірювальний циліндр 8 з вмонтованим у його порожнину датчиком тиску 9.

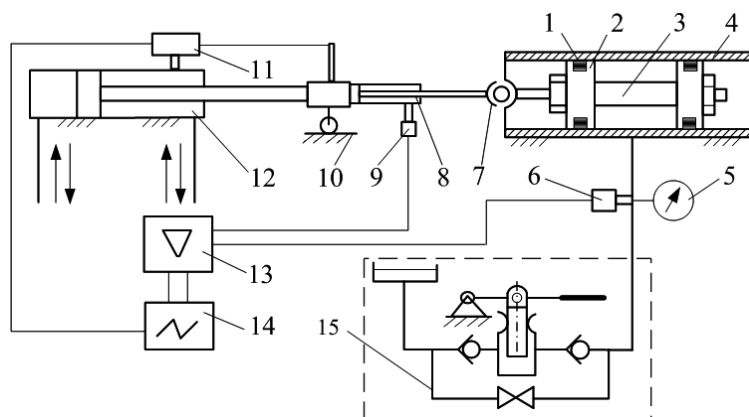


Рис. 3. Загальний вигляд лабораторної установки

Вимірювання величини зусилля на тертя в ущільненнях 1 з підвищенням тиску рідини при застосуванні ручної насосної установки 15 забезпечено за рахунок контролю за зростанням тиску рідини у штоковій порожнині силового вимірювального циліндра 8 і реєстрації

зміни величини цього тиску рідини датчиком тиску 9. Контроль швидкості руху забезпечено створеним датчиком 11 реєстрації шляху і реєстрації часу при проходженні цього шляху, конструкція якого наведена на рис. 4.

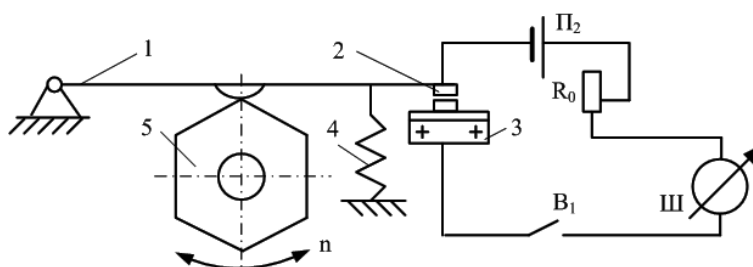


Рис. 4. Датчик контролю шляху проходження ущільненнями

Регулювання величини швидкості руху ущільнювачів 1 на поршнях 2 забезпечено за рахунок зміни подавання рідини до гідроциліндра 12 від насосної установки стенда конструкції НДІбуддормаш (на рис. 3 не показано).

Температурне навантаження для ущільнювачів 1 у полуму циліндрі 4 створено гарячим повітряним потоком, направленим по периметру і довжині цього циліндра 4 завдяки використанню кожуха спеціальної форми (на рисунку не показаний), який забезпечував рівномірне нагрівання всіх складових включаючи

ущільнення 1. Контролювали температуру рідини між поршнями за зовнішніми торцевими поверхнями поршнів 2 і циліндра 4.

Для реєстрації тиску рідини між ущільненнями 1 у замкнутій порожнині полого циліндра 4 використали датчик тиску рідини 6, а для реєстрації зусилля на подолання тертя в ущільненнях – датчик тиску 9, інформація від яких направляється на підсилювач 13 і осцилограф 14.

Інформація від датчика контролю шляху, пройденого штоком гідроциліндра 12, та інша інформація направляються від

підсилювача 13 на осцилограф 14 (рис. 5). Отже, факторами для дослідження роботи ущільнення, що мають найбільший вплив, є тиск, температура рідини, швидкість переміщення ущільнення та його

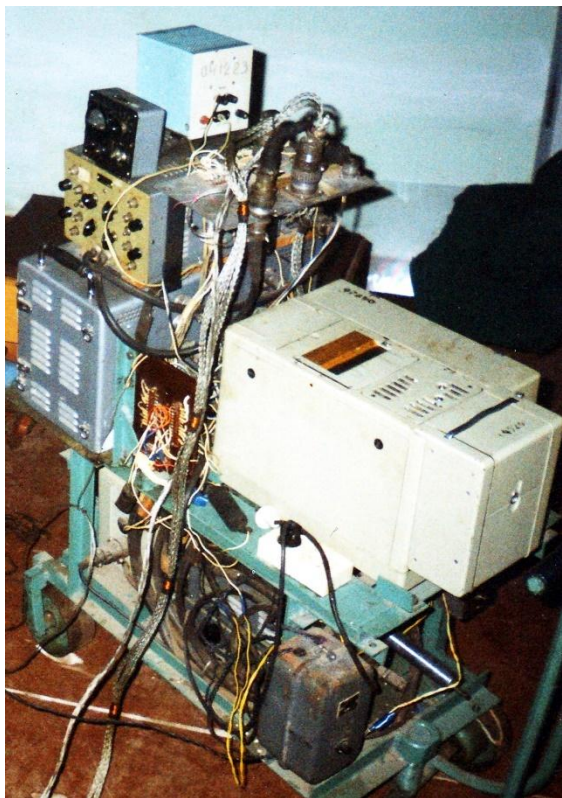


Рис. 5. Дослідна апаратура

Цифри на рис. 6 позначають таке: 1 – шлях; 2 – час; 3 – тиск рідини; 4 – зусилля на тертя в ущільненнях при герметизації спряження поршень - гільза циліндра. Зусилля 4, що виникає в зоні тертя ущільнення, є для них загальним, причому

конструктивний параметр у вигляді зовнішнього діаметра для ущільнення поршня.

Результати експериментів, отриманих за дослідною апаратурою, подано у вигляді типових осцилограм (рис. 6).

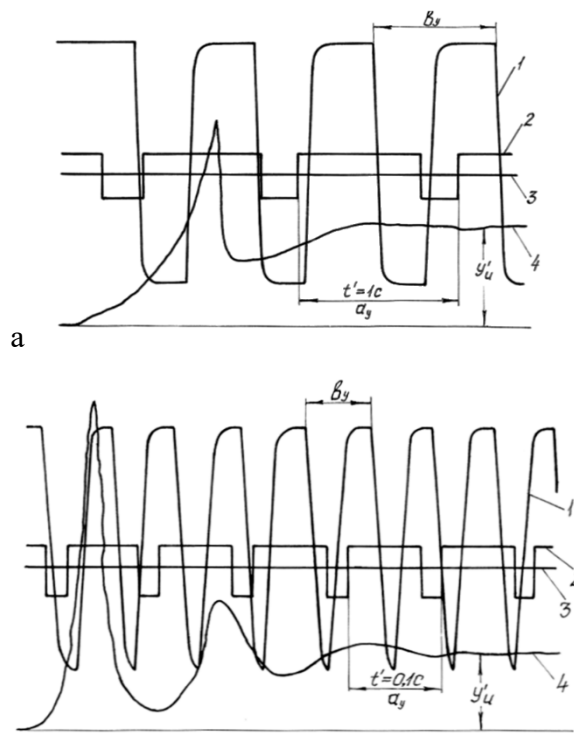


Рис. 6. Осцилограми тертя в ущільненнях:  
 а –  $v = 0,035 \text{ м/с}$ ;  $p = 7,6 \text{ МПа}$ ;  $t = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  
 б –  $v = 0,405 \text{ м/с}$ ;  $p = 7,6 \text{ МПа}$ ;  $t = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

величина зусилля на тертя для одного ущільнення складає половину загального зусилля на тертя.

Дослідження проводили за матрицею ЦКРП, результати яких подано в табл. 2.

Таблиця 2

Матриця проведення експериментів і їхні результати

Дослід	План				Результати дослідження	
	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	експеримент	розрахунок
					$Y_u$	$\bar{Y}_u$
1	2	3	4	5	6	7
1	+1	-1	-1	-1	220	218,5
2	+1	+1	-1	-1	140	141,1
3	+1	-1	+1	-1	530	533,6

Продовження табл. 2

1	2	3	4	5	6	7
4	+1	+1	+1	-1	410	416,1
5	+1	-1	-1	+1	250	248,5
6	+1	+1	-1	+1	180	170,9
7	+1	-1	+1	+1	610	613,5
8	+1	+1	+1	+1	500	495,9
9	+1	-1,682	0	0	460	457,0
10	+1	+1,682	0	0	290	293,0
11	+1	0	-1,682	0	70	75,9
12	+1	0	+1,682	0	620	614,2
13	+1	0	0	-1,682	300	293,9
14	+1	0	0	+1,682	380	386,2
15	+1	0	0	0	335	330,04
16	+1	0	0	0	330	330,04
17	+1	0	0	0	335	330,04
18	+1	0	0	0	325	330,04
19	+1	0	0	0	325	330,04
20	+1	0	0	0	330	330,04

Опускаючи всі проміжні результати обчислень і статистичних перевірок, отримаємо математичну модель, яка

адекватно описує результати експериментів у кодованих змінних [10],

$$y_u = 330,04 - 48,76 \cdot x_1 + 160,0 \cdot x_2 + 27,42 \cdot x_3 - 10,0 \cdot x_{12} + 12,5 \cdot x_{23} + 15,92 \cdot x_1^2 + 5,32 \cdot x_2^2 + 3,55 \cdot x_3^2, \quad (2)$$

Зусилля на тертя для одного ущільнення в натуральних значеннях факторів за усталеного режиму роботи з урахуванням ще додаткового фактора у

вигляді діаметра ущільнювача, прийнятого на підставі проведення однофакторного експерименту, визначено за формулою

$$P_{tr} = 0,33 \exp(0,014 \cdot d) \cdot [206,21 - 868,64 \cdot v + 29,8 \cdot p - 0,46 \cdot t + 1315,7 \cdot v^2 + 0,26 \cdot p^2 + 0,0088 \cdot t^2 - 20,0 \cdot p \cdot v + 0,14 \cdot p \cdot t], \quad (3)$$

де  $d$  – зовнішній діаметр ущільнень для поршня, мм;

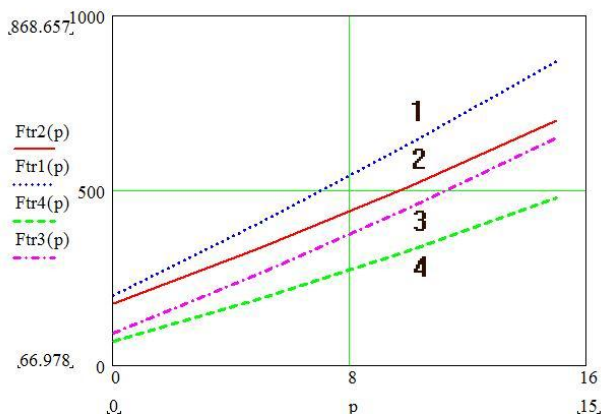
$v$  – швидкість переміщення поршня разом з ущільненням, м/с;

$p$  – робочий тиск, МПа;

$t$  – температура робочої рідини, яка сприймається ущільненням у зоні герметизації спряження поршень – гільза циліндра, °С.

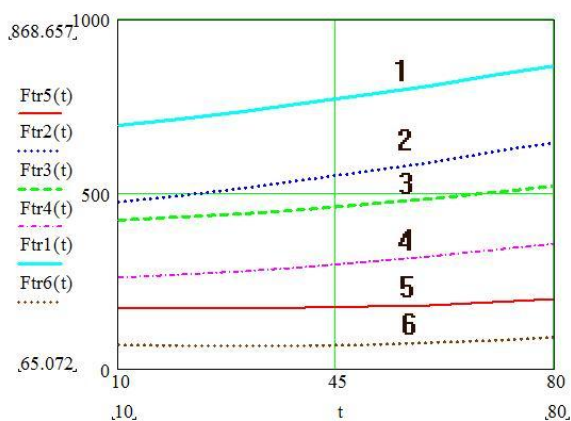
Зовнішній діаметр ущільнень для поршня (прийнято величини зі значеннями від 50 до 140 мм). Як основне дослідження ущільнення прийнято ущільнення з діаметром поршня 80 мм.

Результати розрахунків за формулою (3) наведено на рис. 7-10.



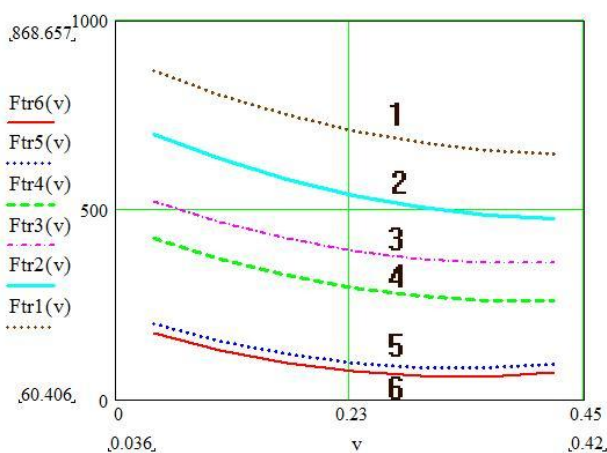
- 1 –  $t = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $v = 0,036\text{ м/с}$ ;  $d = 80\text{ мм}$ ;
- 2 –  $t = 11\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $v = 0,036\text{ м/с}$ ;  $d = 80\text{ мм}$ ;
- 3 –  $t = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $v = 0,405\text{ м/с}$ ;  $d = 80\text{ мм}$ ;
- 4 –  $t = 11\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $v = 0,405\text{ м/с}$ ;  $d = 80\text{ мм}$

Рис. 7. Зусилля тертя в ущільненнях залежно від рівня тиску рідини



- 1 –  $p = 15\text{ МПа}$ ;  $v = 0,036\text{ м/с}$ ;  $d = 80\text{ мм}$ ;
- 2 –  $p = 15\text{ МПа}$ ;  $v = 0,405\text{ м/с}$ ;  $d = 80\text{ мм}$ ;
- 3 –  $p = 7,6\text{ МПа}$ ;  $v = 0,036\text{ м/с}$ ;  $d = 80\text{ мм}$ ;
- 4 –  $p = 7,6\text{ МПа}$ ;  $v = 0,405\text{ м/с}$ ;  $d = 80\text{ мм}$ ;
- 5 –  $p = 0\text{ МПа}$ ;  $v = 0,036\text{ м/с}$ ;  $d = 80\text{ мм}$ ;
- 6 –  $p = 0\text{ МПа}$ ;  $v = 0,405\text{ м/с}$ ;  $d = 80\text{ мм}$

Рис. 8. Зусилля тертя в ущільненнях залежно від температури рідини



- 1 –  $t = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $p = 15\text{ МПа}$ ;  $d = 80\text{ мм}$ ;
- 2 –  $t = 11\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $p = 15\text{ МПа}$ ;  $d = 80\text{ мм}$ ;
- 3 –  $t = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $p = 7,6\text{ МПа}$ ;  $d = 80\text{ мм}$ ;
- 4 –  $t = 11\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $p = 7,6\text{ МПа}$ ;  $d = 80\text{ мм}$ ;
- 5 –  $t = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $p = 0\text{ МПа}$ ;  $d = 80\text{ мм}$ ;
- 6 –  $t = 11\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $p = 0\text{ МПа}$ ;  $d = 80\text{ мм}$

Рис. 9. Зусилля тертя залежно від швидкості руху ущільнення



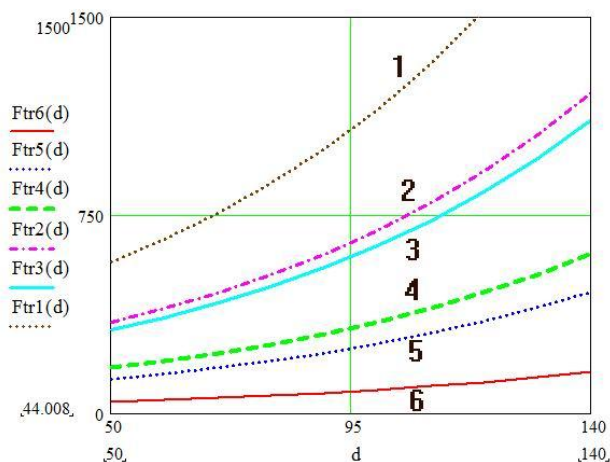


Рис. 10. Зусилля тертя залежно від величини діаметра ущільнення

Отримані результати дослідження, подані на рис. 7-10, потребують додаткового розгляду і аналізу.

**Результати та обговорення.** За дії тиску рідини на рівні атмосферної величини і мінімальної швидкості руху поршня з ущільненням на рівні  $v = 0,036$  м/с і температури рідини на рівні  $80$  °С і  $11$  °С величина закономірності зміни зусилля на тертя при герметизації ущільненням поверхні гільзи циліндра, за рис. 7, що позначені, як 1 і 2, складають вищі значення порівняно з результатами за дії тієї самої температури і швидкості руху  $v = 0,405$  м/с, що позначені як 3 і 4 на цьому ж рисунку.

Підвищення температури в зоні тертя ущільнення викликає, з одного боку, зниження змащувальної здатності рідин, а з іншої – збільшення еластичності матеріалу ущільнювача. З урахуванням зростання тиску рідини в порожнині полого циліндра 4 підвищується площа контакту і глибина деформаційного шару ущільнювача, що призводить до зростання величини зусилля на тертя, обумовлене зростання дії адгезійної та гістерезисної складових тертя (подано на рис. 8 як закономірності, позначені лініями 1-6).

Зростання швидкості руху ущільнення в спряженні поршень-гільза циліндра призводить до виявлення закономірності як

- 1 –  $t = 80$  °С;  $p = 15$  МПа;  $v = 0,036$  м/с;
- 2 –  $t = 80$  °С;  $p = 7,6$  МПа;  $v = 0,036$  м/с;
- 3 –  $t = 11$  °С;  $p = 15$  МПа;  $v = 0,405$  м/с;
- 4 –  $t = 11$  °С;  $p = 7,6$  МПа;  $v = 0,405$  м/с;
- 5 –  $t = 80$  °С;  $p = 0$  МПа;  $v = 0,036$  м/с;
- 6 –  $t = 11$  °С;  $p = 0$  МПа;  $v = 0,405$  м/с

зниження величини зусилля тертя, що свідчить про виникнення сприятливих умов для створення гідродинамічного ефекту в зоні контакту ущільнення в усьому діапазоні зміни температури і тиску рідини (на рис. 9 позначено кривими 1-6).

Збільшенням зовнішнього діаметра ущільнювача за незмінних інших умов проведення досліджень виявлено закономірність про суттєве зростання зусилля на тертя (на рис. 10 подано як криві 1-6). Причиною цього є збільшення фактичної площі контакту ущільнювача з герметизованою поверхнею.

Наведені результати з урахуванням відомих досліджень [11, 12] показують складність дотримання в сталому режимі факторів, що впливають на результати визначення зусилля на тертя, що виникає в зоні герметизації рухомого спряження. Для усунення цього недоліку розроблено імітатор-стенд, принципова схема якого наведена на рис. 11.

Основними елементами імітатора-стенда для випробування ущільнення, наведеного на рис. 11, є чотири складові: I – імітатор-стенд із рамою; II – насосна установка привода гідроциліндра; III – насосна установка для навантаження ущільнення в імітаторі; IV – система охолодження імітатора.

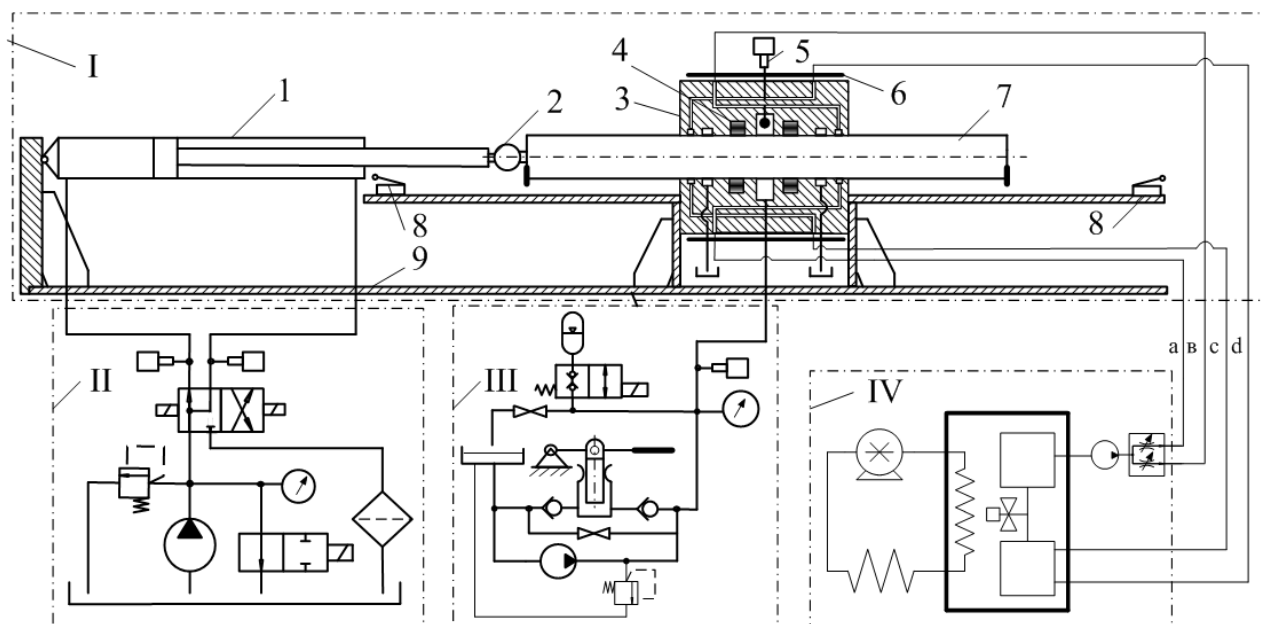


Рис. 11. Схема імітатора-стенда для дослідження зусилля тертя при герметизації рухомого спряження шток-напрямна поверхня

До основних складових імітатора-стенда належать: 1 – гідроциліндр привода штока імітатора; 2 – пристрій для вимірювання сили тертя в процесі роботи ущільнення; 3 – імітатор для дослідження роботи ущільнення; 4 – канали в імітаторі для охолодження ущільнення; 5 – пристрій для вимірювання тиску рідини; 6 – кожух імітатора; 7 – шток імітатора; 8 – вимикачі для реверсування рухом штоком гідроциліндра 1; 9 – рама імітатора-стенда.

Для дотримання однакової швидкості руху штока силового циліндра 1 (рис. 11) необхідні дві умови. Перша – особливе проєктування і виготовлення силового гідроциліндра, при якому співвідношення між діаметром штока  $d$  і поршнем  $D$  має бути

$$d/D = 0,707. \quad (4)$$

Друга умова – необхідність застосування в гідросистемі привода руху штока гідроциліндра спеціального гідророзподільника з диференційною схемою підключення обох порожнин цього гідроциліндра. Дотримання цих умов дасть

зможу забезпечити однакові швидкості прямого і зворотного напрямків руху штока гідроциліндра 1 і високу якість вимірювання зусилля тертя при герметизації рухомого спряження в імітаторі.

Для проведення прискорених ресурсних досліджень працездатності ущільнення в структурі силового циліндра створено стенд [13], що забезпечує максимальне наближення до режиму, характерного для експлуатаційних умов роботи (рис. 12).

Характерною відмінністю цього стенда є застосування двох циліндрів привідного 1 і навантаженого 18 (дослідного) силового гідроциліндрів. Причому дослідний силовий гідроциліндр 18, крім навантаження від привідного циліндра, також може сприймати тиск рідин на трьох різних рівнях, створений спеціальними навантажувальними клапанами 6-8. Крім того, на досліджуваній гідроциліндр можуть діяти вібраційне навантаження завдяки застосуванню вібратора 23 і радіальне навантаження через застосування спеціального пристрою 19.

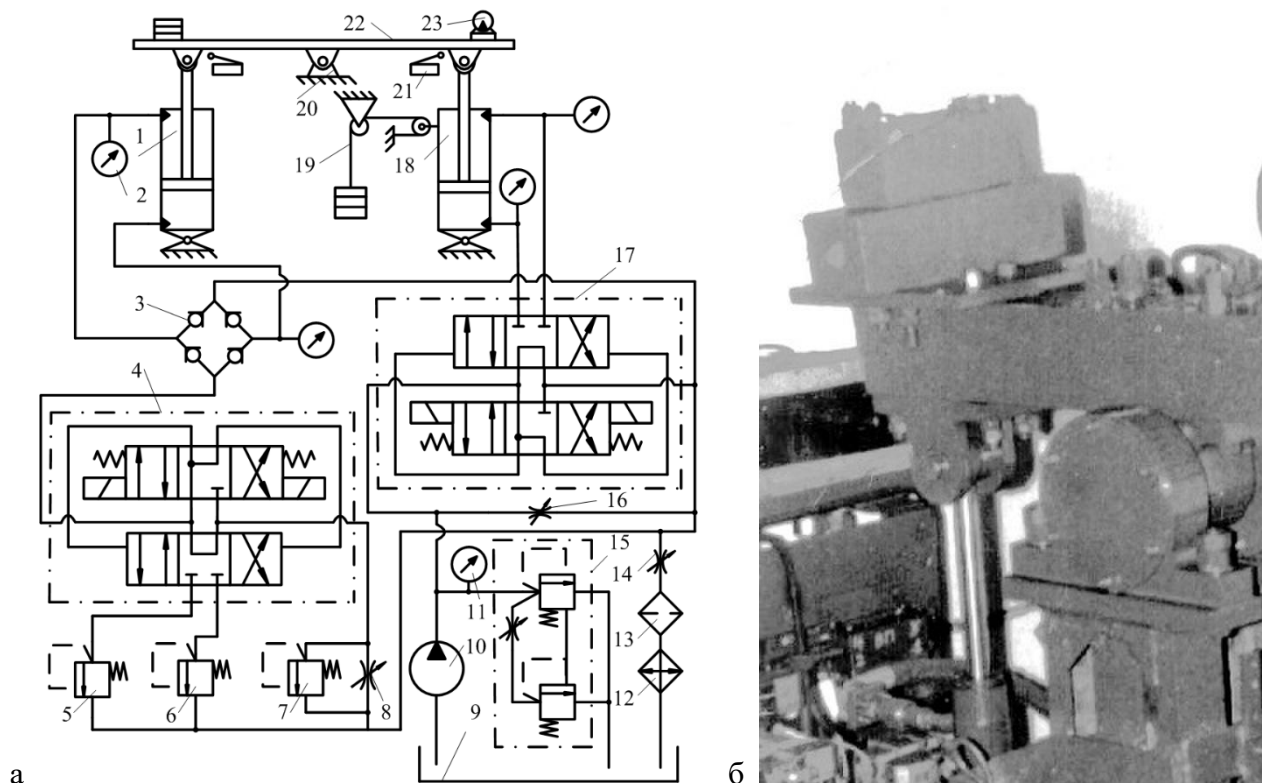


Рис. 12. Стенд для прискорених випробувань працездатності ущільнення в складі силового циліндра [13]: а – гідросхема стенда; б – реалізація стенда

До основних складових стенда для ресурсних випробувань силових циліндрів належать: 1, 18 – циліндри привідний і випробувальний; 2, 11 – манометри; 3 – блок зворотних клапанів; 4, 17 – двокаскадні електрогідравлічні гідророзподільники; 5, 6, 7 – однокаскадні запобіжні клапани; 8, 14, 16 – регульовані дроселі; 9 – масляний резервуар; 10 – гідравлічний насос; 12 – масляний радіатор; 13 – фільтр; 15 – двокаскадний запобіжний клапан; 19 – система радіального навантаження гідроциліндра; 20 – рама стенда; 21 – вимикачі для реверсування рухом штоків гідроциліндрів; 22 – коромисло для

з'єднання штоків гідроциліндрів; 23 – вібратор для навантаження гідроциліндра.

**Висновки.** На підставі проведених досліджень можна зробити такі висновки. Отримані результати повністю узгоджені з характерними закономірностями, виявленими на підставі відомих досліджень [5]. Виконані експериментальні дослідження дають змогу сформулювати умови для проектування різних систем у вигляді імітатор-стенд і стенд для проведення довготривалих ресурсних випробувань ущільнень у режимі зворотно-поступального руху, характерного для експлуатаційних умов роботи.

### Список використаних джерел

1. Каталог ущільнень. Профіль ущільнення поршня. URL: <https://sju.ua/katalog-uplotnenij/profil/uplotnenija-porshnja> (дата звернення: 24.12.2023).

2. Группа компаний ЭЛКОНТ™. Эффективные уплотнения и опорные элементы для подвижных соединений гидросистем. *Строительные и дорожные машины*. 2003. № 6. С. 31–33.
3. Онищенко О. Г., Дураченко Г. Ф. Гідро- та пневмоприводи: навч. посіб. Полтава: ПолтНТУ, 2009. 202 с.
4. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. Москва: Машиностроение, 1966. 172 с.
5. Кондаков Л. А. Уплотнения гидравлических систем. Москва: Машиностроение, 1972. 240 с.
6. Музыкин Ю. Д., Мироненко Ю. Д. Измерение утечки через уплотнения возвратно-поступательных соединений силовых гидроцилиндров. *Вестник НТУ Украины «КПИ»: Машиностроение*. Киев: НТУУ «КПИ», 2002. Вып. 42, Т. 2. С. 34–37.
7. Состояние уплотнений определяет срок службы гидроцилиндров. *Строительные и дорожные машины*. 2003. № 2. С. 26–28.
8. Ремарчук М. П. Гідромеханічний і загальний ККД «гідромотор-колесо» механізму переміщення тихохідної машини. *Наук. вісник будівництва, ХДТУБА*. Харків, 2006. Вип. 35. С. 174–183.
9. Визначення стану рухомих ущільнень за величиною зусилля на тертя в залежності від рівня навантаження / М. П. Ремарчук, Я. В. Чмуж, О. О. Суранов та ін. *The 11th International scientific and practical conference «Modern problems of science, education and society». January 8-10, 2024 SPC «Sciconf.com.ua»*. Kyiv, Ukraine. 2024. С. 477-483.
10. Винарский М. С., Лурье М. В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях. Киев: Техніка, 1975. 167 с.
11. Симак Э. Л. Универсальный стенд для испытаний гидро-распределителей. *Строительные и дорожные машины*. 1989. № 2. С. 9–10.
12. Тарнопольский В. М., Лопата В. П., Ремарчук Н. П. Режимы работы и испытаний гидроцилиндров строительных и дорожных машин. *Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. Республ. межвед. науч.-техн. сб.* Киев: Техніка, 1986. Вып. 39. С. 106–109.
13. А. с. 1550235 СССР, МКИ F 15 В 19/00. Способ ресурсных испытаний гидроцилиндров / В. В. Ничке, А. Ф. Момот, Н. П. Ремарчук, В. Ф. Быканов, Е. В. Волянский. № 4357438/31–29; заявл. 04.01.88; опубл. 15.03.90, Бюл. № 10. 3 с.

---

Ремарчук Микола Парфенійович, доктор технічних наук, професор кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0002-4003-5107. Тел.: +38 (057) 730-10-72. E-mail: remarchuk@ukr.net.

Суранов Олексій Олексійович, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0001-8449-2038. Тел.: +38(093) 69-58-907. E-mail: lhornet.hneu@gmail.com.

Стефанов Сергій Олександрович, аспірант кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0003-4686-1757. Тел.: +38 (099) 566-07-46. E-mail: sergey\_stefanov@ukr.net.

Васянович Роман Сергійович, аспірант кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0009-0003-8582-151X. Тел.: 38 (095) 372-37-32. E-mail: vas.romuch@gmail.com.

Кебко Олександр Вікторович, завідувач навчальної лабораторії кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0002-6292-1505. Тел.: +38 (099) 034-76-07. E-mail: kebko.a@ukr.net.

Remarchuk Mykola, Dr. Sc. (Tech.), professor, department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-4003-5107. Tel.: +38 (057) 730-10-72. E-mail: remarchuk@ukr.net.

---

Suranov Oleksii, PhD (Tech), Sr. lecturer, department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0001-8449-2038. Tel.: +38(093) 69-58-907. E-mail: lhornet.hneu@gmail.com.

Stefanov Serhii, postgraduate student, department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0003-4686-1757. Tel.: +38 (099) 566-07-46. E-mail: sergey\_stefanov@ukr.net.

Vasianovych Roman, postgraduate student, department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0009-0003-8582-151X. Tel.: +38 (095) 372-37-32. E-mail: vas.romuch@gmail.com.

Kebko Oleksandr, the head of the educational laboratory, department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-6292-1505. Tel.: +38 (099) 034-76-07. E-mail: kebko.a@ukr.net.

Статтю прийнято 18.08.2024 р.