

УДК 62-822:621.891

МОДЕЛЮВАННЯ ВИДІВ МАЩЕННЯ ПЛУНЖЕРНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ АГРЕГАТИВ СИСТЕМ ПРИВОДІВ І ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ МОБІЛЬНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН

Доктори техн. наук С. В. Панченко, А. О. Ловська, Д. А. Пługін

MODELING OF LUBRICATION TYPES OF PLUGGING HYDRAULIC UNITS OF DRIVE SYSTEMS AND INTERNAL COMBUSTION ENGINES OF MOBILE TECHNOLOGICAL MACHINES

Dr. Sc. (Tech.) S. Panchenko, Dr. Sc. (Tech.) A. Lovska, Dr. Sc. (Tech.) S. Plugin

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.215.2026.359034>



Анотація. У статті запропонована методика моделювання видів мащення плунжерних пар об'ємних гідравлічних агрегатів – насосів і моторів, паливних насосів високого тиску, які є головними агрегатами систем приводів або живлення мобільних технологічних машин. Моделювання видів мащення ґрунтовано на встановленні граничної в'язкості робочої рідини, за якої відбувається перехід від граничного або еластогідродинамічного мащення до стійкого гідродинамічного мащення плунжерної пари.

Ключові слова: мобільні машини, двигун, гідравлічний привод, паливний насос, гідравлічний насос, гідравлічний мотор, плунжерна пара, енергозбереження, надійність, довговічність, мащення.

Abstract. The article proposes a methodology for modeling the types of lubrication of plunger pairs of volumetric hydraulic units - pumps and motors, high-pressure fuel pumps, which are the main units of drive systems or power supply of mobile technological machines. Modeling the types of lubrication is based on establishing the limiting viscosity of the working fluid, at which the transition from the limiting or elasto-hydrodynamic lubrication to the stable hydrodynamic lubrication of the plunger pair occurs. The criterion for the transition from one type of lubrication to another is the relative thickness of the lubricating film, which is defined as the ratio of the actual minimum film thickness to the sum of the average values of the deviations of the microprofile of the contacting surfaces from the center line.

The resulting mathematical model has the form of a dependence for determining the limiting transient viscosity, which takes into account the geometric and kinematic parameters of the plunger pair, the force acting on the plunger from the fluid pressure in the hydraulic system, as well as the condition of transition from limiting to liquid lubrication with a set value of the relative thickness of the lubricating film at level 5. For the selected initial data for the axial plunger pump, numerical verification of the mathematical model was carried out. The dependence of the plunger speed at half a revolution of the pump shaft on the fluid injection stroke, as well as the limiting viscosity, depending on the plunger stroke and the shaft rotation frequency, at constant fluid pressure, was established.

In order to provide an example of modeling the types of lubrication of the proposed hydraulic unit, the values of the limiting viscosity obtained in the calculations were compared with the actual values of the dynamic viscosity of three hydraulic fluids of viscosity classes according to ISO VG-15,

ISSN (p) 1994-7852

ISSN (online) 2413-3795

© Панченко С. В., Ловська А. О., Пługін Д. А., 2026.

VG-22 and VG-46 at a temperature of 60 °C. The result of such a comparison was an assessment of the type of lubrication of the plunger pair when using working fluids of low and high viscosity. These actions established the transition points from limiting to stable hydrodynamic lubrication for different fluids, thereby proving the operability of the resulting model.

Keywords: *mobile machines, engine, hydraulic drive, fuel pump, hydraulic pump, hydraulic motor, plunger pair, energy saving, reliability, durability, lubrication.*

Вступ. Мобільні технологічні машини, до яких відносимо будівельні, колійні, видобувні машини, спеціальні рейкові та колісні засоби, складаються з енергетичного обладнання, зазвичай двигуна внутрішнього згорання, ходового обладнання та робочого обладнання, яке має систему гідравлічного привода [1, 2]. Загальною конструктивною ознакою перелічених видів обладнання є застосування в їхніх системах плунжерних агрегатів (паливних насосів високого тиску, гідравлічних насосів і моторів), які призначені для перетворення механічної енергії в енергію потоку робочої рідини, або навпаки. Ці агрегати є найбільш коштовними та відповідальними елементами систем, тому їхній технічний стан визначає енергоефективність і надійність окремого обладнання або машини в цілому [3, 4].

Технічний стан плунжерних гідравлічних агрегатів у процесі їхньої роботи поступово погіршується, він залежить від інтенсивності зношування головних деталей тертя, до яких слід віднести такі елементи і кінематичні пари: «плунжер – блок або втулка блока плунжерів», підшипники вала, сферичні шарніри плунжерів, «блок плунжерів – розподільчий диск» [3, 4]. Переважними видами зношування вказаних елементів є втомне зношування та механічне зношування за пластичного відтиснення або абразивної дії твердих частинок у робочій рідині [4, 5]. Якщо відкинути розгляд абразивного зношування, що можна зробити для випадку чистої робочої рідини, тоді головними видами зношування є втомне та механічне.

Зношування деталей гідравлічних агрегатів призводить до зменшення їхнього

коефіцієнта корисної дії внаслідок зростання технологічних зазорів і витоків робочої рідини, а також зменшення імовірності безвідмовної роботи і продуктивності. Це, зокрема, призводить до зменшення енергоефективності системи привода або паливної системи, а також погіршення показників надійності технологічних машин.

Із робіт із трибології відомо, що інтенсивність зношування суттєво залежить від виду мащення, що має місце в області контакту деталей тертя [5]. Наприклад, із тертям із мастильним матеріалом для граничного мащення характерні максимальні втрати на тертя і високий знос. Навпаки, із рідинним мащенням, до якого відносять гідростатичне, гідродинамічне та еластогідродинамічне, значно менші втрати на тертя і знос [5]. Саме тому, проєктуючи плунжерні гідромашини, виробники прагнуть забезпечити рідинне мащення деталей тертя як номінальний вид мащення. З іншого боку, реалізація того чи іншого виду мащення залежить від декількох головних параметрів: кінематики руху, площі контакту, тиску в контакті, в'язкості робочої рідини, температури.

У плунжерних гідравлічних агрегатах усі перелічені вище елементи, окрім підшипників кочення, проєктують з урахуванням їхнього гідродинамічного та, рідше, еластогідродинамічного мащення [3, 5]. Однак для кінематичної пари «плунжер – блок або втулка блока плунжерів» забезпечити таке рідинне мащення протягом одного циклу (оберту) вала неможливо, оскільки плунжер здійснює зворотно поступальний рух і проходить через «мертві» точки, тобто змінює напрямок руху за швидкості ковзання, близької до

нуля. Якщо швидкість ковзання близька або дорівнює нулю, головна умова реалізації гідродинамічного мащення відсутня, тобто в області «мертвих» точок завжди має місце граничне мащення, як наслідок, високий коефіцієнт тертя і знос.

Описана вище проблема є загальною для всіх типів плунжерних гідравлічних агрегатів. Тому для прогнозування їхньої енергоефективності та надійності актуальним науково-практичним завданням є моделювання видів мащення плунжерних пар з урахуванням їхніх геометрії, кінематики та реологічних властивостей робочої рідини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Загальні проблеми забезпечення енергоефективності та довговічності гідравлічних приводів на основі плунжерних насосів і моторів висвітлені в огляді роботи [6], у якій зроблено висновок про необхідність забезпечення рідинного мащення елементів гідромашин як головної умови підтримки їхньої працездатності. Хоча робота присвячена авіаційним гідромашинам, її результати можна проєціювати на наземні мобільні технологічні машини. Метод проєктування та випробування нового радіально-поршневого насоса [7] базований на положенні про досягнення максимального коефіцієнта корисної дії як критерію енергоефективності за рахунок забезпечення гідродинамічного мащення деталей тертя і мінімізації зносу і витоків рідини. У роботі [8] запропонована модель оптимізації енергоспоживання для об'ємного гідравлічного привода з урахуванням технологічних зазорів у плунжерних парах насосів і моторів, а також реологічних властивостей робочої рідини. Робота [9] присвячена дослідженню впливу трибологічних властивостей робочої рідини на підвищення зносостійкості плунжерних пар насосів за рахунок додавання в рідину протизадірної присадки. Усі ці роботи висвітлюють базові положення для моделювання видів мащення плунжерних

гідравлічних агрегатів і прогнозування на цій основі показників їхньої енергоефективності та надійності. Розглянемо більш детально попередні дослідження, спрямовані на моделювання видів мащення плунжерних пар і їх випробування.

За загальноприйнятою методикою, види мащення класифікують за критерієм відносної товщини мастильної плівки, яку розраховують за формулою [5, 10]

$$h_{wzg} = \frac{h}{R_{a1} + R_{a2}}, \quad (1)$$

де R_{a1} і R_{a2} – середні відхилення від центральної лінії нерівностей поверхонь, які контактують із тертям, мкм;

h – фактична товщина мастильної плівки, мкм.

Значення відносної товщини мастильної плівки h_{wzg} для граничного мащення встановлюють у межах $0 < h_{wzg} < 1$, для перехідного напіврідинного та еластогідродинамічного мащення $1 < h_{wzg} < 5$, для рідинного гідродинамічного мащення $h_{wzg} > 5$.

Щодо плунжерних гідравлічних агрегатів, то аналіз видів мащення за товщиною мастильної плівки виконано в роботі [10]: запропоновано метод оцінювання виду мащення між плунжером і циліндром (блоком) в аксіально-поршневому насос-моторі з похилою шайбою; проведено числовий аналіз для отримання тиску в контакті між плунжером і циліндром; показано, що для досліджуваних умов відносна товщина мастильної плівки відповідала умові змішаного напіврідинного мащення як для насоса, так і мотора. Товщину мастильної плівки також встановлювали експериментально, а кінцевий результат виражений залежністю між відносною товщиною плівки та співвідношенням динамічного тиску до тиску подачі. У цій роботі, хоча і наведені цікаві експериментальні результати, не розв'язано повністю проблему моделювання видів

мащення для кінематичної пари «плунжер – блок або втулка блока плунжерів», оскільки не враховувано кінематику руху з оцінюванням області переходу від граничного до рідинного мащення з урахуванням реологічних властивостей робочої рідини. Однак загальний підхід щодо моделювання в цій роботі можна брати за основу подальшого дослідження.

Найбільш складними для врахування з моделюванням видів мащення плунжерних пар є визначення розподілу та величини тиску в контактній зоні залежно від тиску рідини в напірній магістралі та кута повороту вала гідромашини.

Вивченню цих питань присвячені роботи [11-13]. Наприклад, у роботі [11] досліджували мінімальну товщину мастильної плівки та види мащення плунжерних пар авіаційних плунжерних насосів, які працюють в умовах дуже високих швидкостей обертання. Були також ураховані деформація деталей із тертям, розподіл тиску в контактній зоні та їхній вплив на товщину мастильної плівки, однак не

врахована динамічна в'язкість робочої рідини. У роботі [12] дослідили вплив в'язкості робочої рідини (і вплив на неї температури) на товщину та розподіл мастильної плівки в контактній зоні плунжера та втулки блока циліндрів. Проте розглядали лише варіант реалізації гідродинамічного та еластогідродинамічного мащення без урахування області існування граничного мащення. У роботі [13] запропоновано математичну залежність для визначення сили тертя між плунжером і гільзою, яка враховує коефіцієнт тертя, площу контакту, тиск робочої рідини на плунжер, товщину мастильної плівки як фактор зазора. Отримана залежність справедлива для рідинного мащення і також не враховує вплив в'язкості рідини на вид мащення плунжерної пари. Метод інтегрального оцінювання показників надійності плунжерної пари наведено в роботі [14]. Важливим результатом цієї роботи є визначений розподіл тиску в контактній зоні плунжера та втулки блока, значення якого наведені на рис. 1.

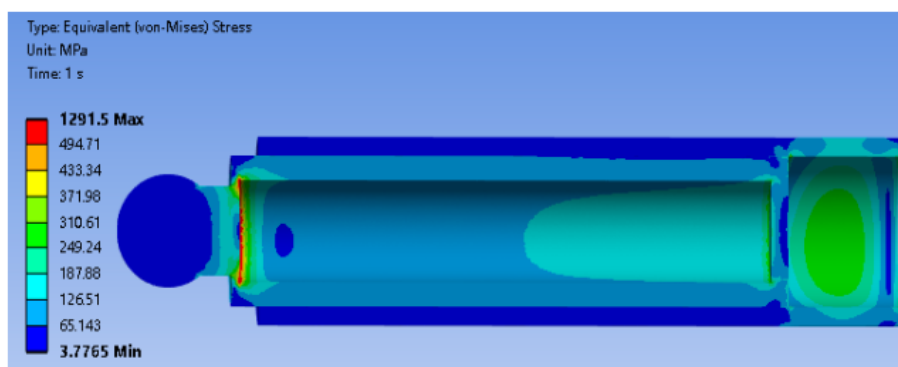


Рис. 1. Еквівалентні напруження в контактній зоні плунжера всередині отвору циліндра (взято з роботи [14])

Результати, наведені на рис. 1, показують області поблизу «мертвих» точок, у яких виникають максимальні напруження в деталях, що контактують в умовах тертя. Якщо прийняти такий розподіл напружень, то за мінімальних швидкостей руху плунжера слід очікувати

реалізацію граничного мащення в цих областях, як наслідок, підвищений знос плунжера та гільзи.

Аналізуючи результати попередніх досліджень, можна стверджувати, що найменш вивченим критерієм, що обумовлює вид мащення плунжерних пар, є

в'язкість робочої рідини. Саме тому з подальшим моделюванням видів мащення слід ураховувати в'язкість, при цьому саме моделювання корисно спрямувати на пошук такої в'язкості робочої рідини, за якої буде мати місце гідродинамічне мащення.

Мета дослідження. Метою дослідження є розроблення математичної моделі для визначення граничної в'язкості робочої рідини, яка обумовлює перехід від граничного до гідродинамічного мащення в плунжерних парах, а також чисельна верифікація розробленої моделі.

Розробка математичної моделі. На першому етапі необхідно вибрати умову для мінімальної товщини граничної плівки, за якої надійно забезпечено рідинне гідродинамічне мащення. Згідно з аналізом попередніх досліджень, така умова має вигляд

$$h_{\min} \geq (R_{a1} + R_{a2}) \cdot 5. \quad (2)$$

$$\mu_{zp} = \frac{h_{\min}^2 \cdot p_k}{2 \cdot r \cdot U_{II}} = \frac{25 \cdot p_k \cdot (R_{a1} + R_{a2})^2}{2 \cdot r \cdot U_{II}}. \quad (4)$$

Для подальшого розкриття математичної моделі (4) необхідно визначити максимальний тиск плунжера на стінку гільзи, розрахункова схема якого наведена на рис. 2, а також лінійну швидкість плунжера у функції кута оберту вала гідромашини на такті нагнітання. Схема для розрахунку швидкості наведена на рис. 3.

Точне аналітичне визначення тиску в контактї є дуже складною задачею, однак з урахуванням результатів роботи [14] для наближеної оцінки можна застосувати залежність

$$p_k = \frac{F_T}{S_\phi}, \quad (5)$$

За теорією гідродинамічного мащення Рейнольдса, мінімальну товщину мастильної плівки для плунжерної пари будь-якого гідравлічного агрегату можна визначити за формулою

$$h_{\min} = \sqrt{\frac{\mu \cdot r \cdot U_{II}}{p_k}}, \quad (3)$$

де r – радіус плунжера, м;

μ – динамічна в'язкість робочої рідини, Па·с;

U_{II} – швидкість плунжера, м/с;

p_k – тиск у контактї плунжера та гільзи, Па.

Ураховуючи умову (2), встановлюємо залежність для граничної в'язкості робочої рідини, за якої забезпечено перехід до стабільного гідродинамічного мащення:

де F_T – вертикальна складова реакції F , Н;

S_ϕ – фактична площа контакту плунжера і гільзи, м².

Вертикальна складова

$$F_T = \frac{pS(h \cdot \sin \beta / 2) \sin \alpha}{O_c}, \quad (6)$$

де p – тиск рідини в гідравлічній системі, МПа;

S – площа плунжера, м²;

h – хід плунжера (відстань між крайніми положеннями), м;

β – кут нахилу диска;

α – кут повороту вала;

O_c – винос точки кріплення плунжера до башмака (рис. 3).

$$x = h/2 - O_c = (D/2)tg\beta - (D/2)\cos\alpha \cdot tg\beta = (D/2)tg\beta(1 - \cos\alpha), \quad (9)$$

тоді швидкість плунжера

$$U_{II} = \frac{x}{t}, \quad (10)$$

де t – час одного оберту, с.

Час одного оберту визначають через кутову швидкість ω або частоту обертання вала n :

$$t = \frac{1}{\omega}, \quad (11)$$

де ω – кутова швидкість, рад/с.

$$\omega = 2\pi n, \quad (12)$$

де n – частота обертання, c^{-1} .

У кінцевому вигляді час оберту

$$t = \frac{1}{2\pi n}. \quad (13)$$

Підставимо вирази (9) і (13) у формулу (10) та отримаємо для швидкості плунжера

$$U_n = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot (D/2) \cdot tg\beta(1 - \cos\alpha). \quad (14)$$

Ураховуючи залежності (7) і (14), у залежності (4) отримаємо розкрити математичну модель для граничної в'язкості робочої рідини

$$\mu_{zp} = \frac{12,5 \cdot (R_{a1} + R_{a2})^2}{r \cdot \pi \cdot n \cdot D \cdot tg\beta(1 - \cos\alpha)} \cdot \frac{pS(h \cdot \sin\beta/2) \sin\alpha}{S_n O_c}. \quad (15)$$

Отримана модель (15) для розрахунку граничної в'язкості робочої рідини враховує геометричні та кінематичні параметри плунжерного блока гідромашини, а також умову стійкого гідродинамічного мащення плунжерної пари за умови $h_{wzg} = 5$. Трактувати поняття граничної в'язкості рідини можна так: це теоретична в'язкість, вище якої реалізовано стійке гідродинамічне мащення, а нижче – напіврідинне або граничне мащення.

Чисельна верифікація математичної моделі. Розрахуємо кінематичні параметри – швидкість плунжера за формулою (14) і граничну в'язкість робочої рідини за формулою (15)

для аксіально-плунжерного насоса, вибравши такі вихідні дані:

- винос точки кріплення плунжера до башмака $O_c = 0,02$ м;
- діаметр плунжера $d_{II} = 0,02$ м;
- діаметр кола кріплення плунжерів $D = 0,08$ м;
- хід плунжера $h = 0,05$ м;
- кут нахилу диска $\beta = 20^\circ$;
- тиск рідини в гідросистемі $p = 25$ МПа;
- частота обертання вала $n = 16,67, 25$ і $33,33$ c^{-1} ;
- кут повороту вала $\alpha = 0 \dots 3$ рад.

Результати розрахунку швидкості плунжера залежно від кута повороту вала наведені на рис. 4.

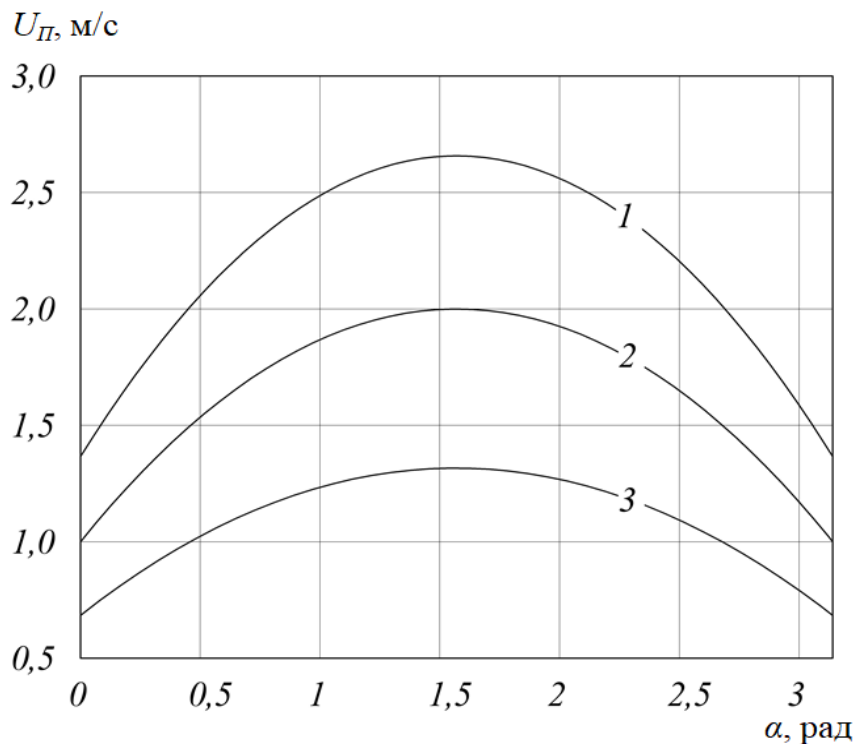


Рис. 4. Залежність швидкості плунжера від кута повороту вала насоса:
 1 – $n = 16,67 \text{ с}^{-1}$; 2 – $n = 25 \text{ с}^{-1}$; 3 – $n = 33,33 \text{ с}^{-1}$

За рис. 4, швидкість плунжера на половині оберту вала на такті нагнітання рідини в крайніх положеннях має мінімальні значення, а в центральному положенні проходить через максимум. Це говорить про зміни умов мащення плунжерної пари на досліджуваному шляху, коли в крайніх точках умова стійкого гідродинамічного мащення може не бути виконана. З іншого боку, для виконання цієї умови потрібно, крім швидкості, забезпечити також відповідну в'язкість робочої рідини за сталого навантаження на плунжер, що залежить від тиску нагнітання рідини.

Розрахунок граничної в'язкості робочої рідини виконаємо за формулою (15) із використанням наведених вище вихідних даних. Результати розрахунку наведені на рис. 5.

Як видно з рис. 5, максимальних значень гранична в'язкість досягає в крайніх положеннях плунжера, а мінімуму – у центральному положенні. При цьому зі

зростанням частоти обертання вала гранична в'язкість зменшується. Отримані дані дають змогу моделювати види мащення плунжерних пар з урахуванням їхньої геометрії кінематики та діючих сил.

Для прикладу оцінювання виду мащення, який може бути реалізований у плунжерній парі на досліджуваному ході поршня, на графіках рис. 5 нанесли пунктирні лінії, які відповідають фактичній в'язкості гідравлічних олиव класів в'язкості за ISO VG-15, VG-22 і VG-46 за температури $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Бачимо, що для частоти обертання $33,33 \text{ с}^{-1}$ застосування оливи із класом в'язкості VG-46 і VG-22 повністю задовольняє умову стійкого гідродинамічного мащення (крива 3, прямі 4 і 5). Для цієї частоти обертання застосування оливи з класом в'язкості VG-15 умова гідродинамічного мащення виконується лише в центральній зоні – приблизно від 0,8 до 2,3 рад повороту вала (крива 3, пряма 6). Тобто поблизу крайніх положень плунжера

можлива реалізація лише граничного або, у найкращому випадку, еластогідродинамічного мащення. Аналогічну картину можна спостерігати для менших значень частоти обертання вала, наприклад за мінімальної частоти $16,67 \text{ c}^{-1}$ жодна із запропонованих олив не забезпечує стійкого гідродинамічного мащення на всьому ході плунжера (крива 1, прями 4, 5 і

б), а олива з класом в'язкості VG-15 взагалі не забезпечує гідродинамічного мащення в будь-кому положенні, оскільки її в'язкість набагато менша за граничну в'язкість кривої 1. Ці дані підтверджують експериментальні результати з дослідження зношування плунжерних пар, яке відбувається більш інтенсивно в крайніх точках контакту плунжера та гільзи.

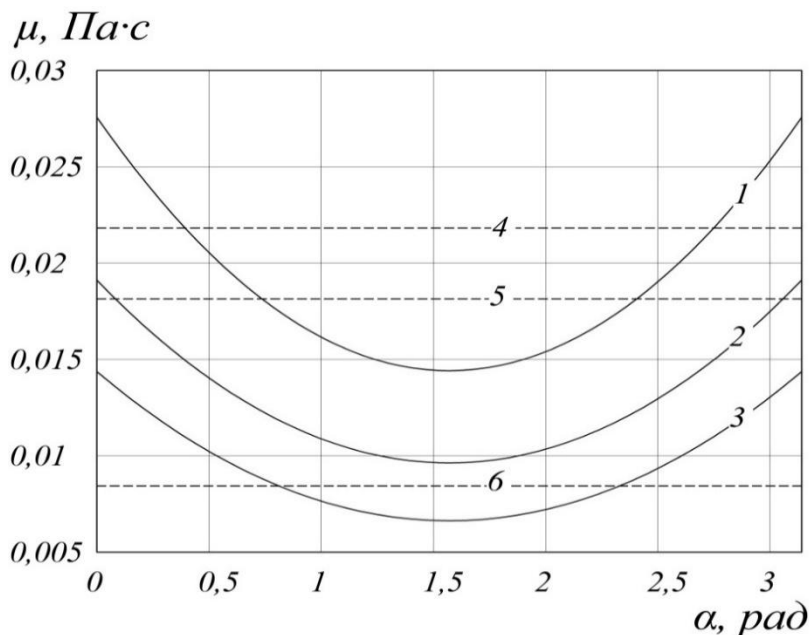


Рис. 5. Залежність граничної в'язкості рідини від кута повороту вала насоса:
 1 – $n = 16,67 \text{ c}^{-1}$; 2 – $n = 25 \text{ c}^{-1}$; 3 – $n = 33,33 \text{ c}^{-1}$; 4 – в'язкість робочої рідини VG-46;
 5 – в'язкість робочої рідини VG-22; 6 – в'язкість робочої рідини VG-15

Висновки. 1. Для моделювання видів мащення плунжерних гідравлічних агрегатів отримали залежність для розрахунку граничної динамічної в'язкості робочої рідини, за якої відбувається перехід із граничного мащення до стійкого гідродинамічного мащення плунжерної пари. Отримана залежність враховує геометричні та кінематичні параметри плунжерних пар, а також сили, які діють на плунжер від тиску робочої рідини.

2. Розрахунки для отриманої математичної моделі показали, що в широкому діапазоні частоти обертання вала

гідравлічного агрегату швидкість плунжера змінюється від мінімальної в крайніх положеннях до максимальної в центральному положенні, тобто умови мащення змінюються з рухом плунжера в гільзі. У крайніх точках такі умови не відповідають стійкому гідродинамічному мащенню, що погіршує характеристики тертя і зношування плунжерних пар.

3. Збільшення динамічної в'язкості робочої рідини розширює діапазон існування гідродинамічного мащення плунжерної пари. Це призводить до позитивних наслідків, пов'язаних зі

зменшенням часу роботи для граничного мащення та зменшенням зносу деталей і витоків рідини по зазору. З іншого боку, підвищення динамічної в'язкості в гідравлічній системі призводить до підвищення втрат потужності. Тобто подальші дослідження енергоефективності

та довговічності гідравлічних приводів і паливних систем потрібно спрямувати на оптимізацію параметрів в'язкості за декількома критеріями, наприклад ресурс гідравлічного агрегату та енерговитрати в гідравлічній системі.

Список використаних джерел

1. Marek Sokolski. (2020). *Mining Machines and Earth-Moving Equipment: Problems of Design, Research and Maintenance*. Springer, 238 p. DOI: 10.1007/978-3-030-25478-0.
2. Стефанов Б. М., Кравець А. М., Кравець В. Г. (2013). *Будівельні та колійні машини*. Ч. 1. Колійні машини: навч. посіб. Харків: УкрДАЗТ, 130 с.
3. Фінкельштейн З. Л., Андренко П. М., Дмитрієнко О. В. (2014). *Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів*: навч. посіб. / за ред. П. М. Андренка. Харків: Видавничий центр НТУ «ХП», 308 с.
4. Juvinall R. C. & Marshek K. M. (2011). *Fundamentals of Machine Component Design*. 5th ed. Hoboken: John Wiley & Sons Inc., 928 p.
5. Диха О. В. (2013). *Вузли тертя машин. Розрахунки на зносостійкість*: навч. посіб. Хмельницький: ХНУ, 147 с.
6. Chenchen Zhang, Chenhang Zhu, Bin Meng and Sheng Li. (2021). Challenges and Solutions for High-Speed Aviation Piston Pumps: A Review. *Aerospace*. 8 (12). 392. <https://doi.org/10.3390/aerospace8120392>.
7. Zh. Shengdun, T. Guo, Y. Yu and oth. (2015). Design and experimental studies of a novel double-row radial piston pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. Vol. 231 (10). P. 1884–1896. <https://doi.org/10.1177/0954406215623309>.
8. Xu MingWei, Wang XueFeng, Voronin S., Ovchynnikov O. at all. (2025). Energy consumption optimization control of hydraulic transmission systems. *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп.* Харків: УкрДУЗТ, Вип. 211. С. 41-49. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.211.2025.327126>.
9. Marchenko D. D., Matvyeyeva K. S., Kurepin V. M. (2024). Increasing the wear resistance of plunger pairs of high-pressure fuel pumps using extreme pressure additives. *Problems of Tribology*. Vol. 29, No 4/114. P. 24-31. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-114-4-24-31>.
10. Yi Fang, Masataka Shirakashi. (1995). Mixed Lubrication Characteristics Between the Piston and Cylinder in Hydraulic Piston Pump-Motor. *Journal of Tribology*. 117 (1). P. 80-85. <https://doi.org/10.1115/1.2830610>.
11. Du Y. Y., Cao Q. X., Wang W. S., Li N. N., Liu X. Q. (2023). Lubrication and Leakage Characteristics of Piston Pair in Plunger Pump Considering Elastic Deformation. *Machine Tool & Hydraulics*. Vol. 51. P. 144–149. <https://doi.org/10.3969/j.issn.1001-3881.2023.16.022>.
12. Y. Du, H. Zhao, H. Ji, W. Wang, H. Wang, F. Xu (2024). Research on lubrication mechanism of plunger pair considering viscosity, temperature and pressure effect. *Physics of Fluids*. Vol. 36, Iss. 9. 097119. <https://doi.org/10.1063/5.0227691>.
13. Viunyk O., Komar A. S., Dyachenko I. (2025). Research into the influence of mechanical losses in the plunger pair on the performance of the hydraulic drive. *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали VII Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конф. (Запоріжжя, 03-28 листопада 2025 р.)*. Запоріжжя: ТДАТУ, 283-288.

14. Yanjie Li, Lu Yao, Xintian Liu, Yao Cui and Zhaoqiang Wang (2026). Degradation-Based Reliability Analysis of Plunger-Pair Structure via Distribution Interference Theory. *Lubricants*. 14 (2). 59. <https://doi.org/10.3390/lubricants14020059>.

References

1. Marek Sokolski. (2020). *Mining Machines and Earth-Moving Equipment: Problems of Design, Research and Maintenance*. Springer, 238 p. DOI: 10.1007/978-3-030-25478-0.
2. Stefanov, B. M., Kravets, A. M., Kravets, V. G. (2013). *Budivel'ni ta kolyjni mashyny*. Part 1. *Kolyjni mashyny: navch. posib. [Construction and track machines. Part 1. Track machines: study guide]*. Kharkiv: UkrDAZT, 130 c. [in Ukrainian].
3. Finkelshtein, Z. L., Andrenko, P. M., Dmytrienko, O. V. (2014). *Ekspluatatsiya, obsluhovuvannya ta nadiynist' hidravlichnykh mashyn i hidropryvodiv: navch. posib. [Operation, maintenance and reliability of hydraulic machines and hydraulic drives: study guide]* / edited by P. M. Andrenko. Kharkiv: Publishing center of NTU "KhPI", 308 p.
4. Juvinall R. C. & Marshek K. M. (2011). *Fundamentals of Machine Component Design*. 5th ed. Hoboken: John Wiley & Sons Inc., 928 p.
5. Dykha O. V. (2013). *Vuzly tertya mashyn. Rozrakhunky na znosostiykist': navch. posib. [Friction units of machines. Calculations for wear resistance: a teaching manual]*. Khmelnytskyi: KhNU, 147 p.
6. Chenchen Zhang, Chenhong Zhu, Bin Meng and Sheng Li. (2021). Challenges and Solutions for High-Speed Aviation Piston Pumps: A Review. *Aerospace*. 8 (12). 392. <https://doi.org/10.3390/aerospace8120392>.
7. Zh. Shengdun, T. Guo, Y. Yu and oth. (2015). Design and experimental studies of a novel double-row radial piston pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. Vol. 231 (10). P. 1884–1896. <https://doi.org/10.1177/0954406215623309>.
8. Xu MingWei, Wang XueFeng, Voronin S., Ovchynnikov O. at all. (2025). Energy consumption optimization control of hydraulic transmission systems. *Collected scientific works of Ukrainian state university of railway transport*. No. 211. Pp. 41-49. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.211.2025.327126> [in English].
9. Marchenko D. D., Matvyeyeva K. S., Kurepin V. M. (2024). Increasing the wear resistance of plunger pairs of high-pressure fuel pumps using extreme pressure additives. *Problems of Tribology*. Vol. 29, No 4/114. Pp. 24-31. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-114-4-24-31> [in English].
10. Yi Fang, Masataka Shirakashi. (1995). Mixed Lubrication Characteristics Between the Piston and Cylinder in Hydraulic Piston Pump-Motor. *Journal of Tribology*. 117 (1). Pp. 80-85. <https://doi.org/10.1115/1.2830610>.
11. Du Y. Y., Cao Q. X., Wang W. S., Li N. N., Liu X. Q. (2023). Lubrication and Leakage Characteristics of Piston Pair in Plunger Pump Considering Elastic Deformation. *Machine Tool & Hydraulics*. Vol. 51. Pp. 144–149. <https://doi.org/10.3969/j.issn.1001-3881.2023.16.022>.
12. Y. Du, H. Zhao, H. Ji, W. Wang, H. Wang, F. Xu (2024). Research on lubrication mechanism of plunger pair considering viscosity, temperature and pressure effect. *Physics of Fluids*. Vol. 36, Iss. 9. 097119. <https://doi.org/10.1063/5.0227691>.
13. Viunyk O., Komar A. S., Dyachenko I. (2025). Research into the influence of mechanical losses in the plunger pair on the performance of the hydraulic drive. *Technical support of innovative technologies in the agro-industrial complex: materials of the VII International Scientific-Practical Internet Conference (Zaporizhzhya, November 3-28, 2025)*. Zaporizhzhia: TSATU, 283-288. [in English].

14. Yanjie Li, Lu Yao, Xintian Liu, Yao Cui and Zhaoqiang Wang (2026). Degradation-Based Reliability Analysis of Plunger-Pair Structure via Distribution Interference Theory. *Lubricants*. 14 (2). 59. <https://doi.org/10.3390/lubricants14020059>.

Панченко Сергій Володимирович, доктор технічних наук, професор, в. о. ректора Українського державного університету залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0002-7626-9933. Тел.: +38 (057) 730-10-00. E-mail: info@kart.edu.ua.

Ловська Альона Олександрівна, доктор технічних наук, професор, професор кафедри інженерії вагонів та якості продукції, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0002-8604-1764. Тел.: +38 (066) 338-19-46. E-mail: alyonaLovskaya.vagons@gmail.com.

Плугін Дмитро Артурович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри будівельних матеріалів, конструкцій та споруд, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0002-4359-4369. Тел.: +38 (057) 730-10-63. E-mail: plugin.da@kart.edu.ua.

Panchenko Serhii, Dr. Sc. (Tech.), professor, Acting rector of the Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-7626-9933. Tel.: +38 (057) 730-10-00. E-mail: info@kart.edu.ua.

Lovska Alyona, Dr. Sc. (Tech.), professor, Department of Wagon Engineering and Product Quality, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-8604-1764. Tel.: +38 (066) 338-19-46.

E-mail: alyonaLovskaya.vagons@gmail.com.

Plugin Dmytro, Dr. Sc. (Tech.), professor, Head of the Department of Building Materials and Structures, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-4359-4369. Tel.: +38 (057) 730-10-63.

E-mail: plugin.da@kart.edu.ua.

Дата надходження статті 03.02.2026 р.

Дата прийняття статті до друку 12.03.2026 р.

Дата публікації (оприлюднення) статті 4.05.2026 р.

Стаття поширюється на умовах ліцензії Creative Commons Attribution License International CC-BY.