

УДК 621.891:621.431

DOI: 10.18372/0370-2197.3(112).21620

В.І. КУБІЧ¹, О.Г. ЧЕРНЕТА²¹Національний університет «Запорізька політехніка», м. Запоріжжя, Україна²Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське, Україна

МОДЕЛЮВАННЯ ТИСКУ МОТОРНОЇ ОЛИВИ У ПІДШИПНИКАХ КОВЗАННЯ МЕХАНІЗМІВ ДВЗ

Наведено результати аналітичних досліджень, які дозволили отримати математичний вираз для розрахунку тиску моторної оливи на вході у підшипник ковзання в залежності від його геометричних параметрів і продуктивності оливного насоса системи змащування двигуна. Моделювання впливу параметрів, що входять до отриманого математичного виразу, дозволило отримати графічні залежності, які за фізичним процесом дають можливість аналізувати картину зміни тиску потоку на вході у підшипник ковзання. Порівняння значення отриманого розрахункового тиску $p=0,14$ МПа оливи при номінальному зазорі та ексцентриситету із експлуатаційною документацією автомобілів у частині технічних характеристик двигуна вказало на те, що отримане значення знаходиться у регламентованих межах.

Ключові слова: тиск, моторна олива, суцільність потоку, параметри підшипника, діаметральний зазор.

Вступ. Відомо, що підшипники ковзання колінчастого, розподільного валів двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) є трибоз'єднаннями, які лімітують їх ресурс. При цьому режими швидкісного, силового, температурного навантаження поверхонь шийок та вкладишів через шари із компонентів моторної оливи визначають інтенсивність їх зношування та досягнення граничного зазору тощо. Динаміка процесу надходження компонентів мастильного матеріалу в зони контактної взаємодії елементів топографії зазначених поверхонь та їх рух з урахуванням властивостей найтонших пружно-деформованих захисних плівок, які при цьому формуються, визначає рівень схильності трибоз'єднання до прояву в ньому режиму мастильного голодування при терті. Виникнення такого режиму має місце у підшипниках ковзання колінчастого, розподільного валів, валу турбокомпресора ДВЗ при недостатньому тиску подачі моторної оливи.

При недостатньому тиску моторної оливи, а також при роботі у момент пуску двигуна може виникати зрив потоку моторної оливи, порушення його суцільності, що обумовлює безпосередньо контактну взаємодію мікропрофілів поверхонь деталей і прогресивний приріст їх зносу. Особливо це є актуальним для розгляду та врахування, коли номінальний зазор у підшипниках нормально експлуатаційно збільшується за допустимою інтенсивністю зношування, наприклад у межах $0,15...0,23 \text{ мкм} \cdot 1000 \text{ км}^{-1}$, і досягає певної допустимої величини у межах досягнення відповідного напрацювання до досягнення граничного стану. Однак при цьому за створеною геометрією контакту поверхонь взаємодії та особливостей їх кінематики та динаміки руху, наприклад, шатунної шийки колінчастого валу, подача моторної оливи за частотою обертання колінчастого

валу масляним насосом, залишається синхронізованою та визначеною його технічним станом. Виходячи із зазначеного, визначення оптимального розрахункового тиску моторної оливи у підшипниках ковзання з урахуванням зміни параметрів зазору у підшипниках ковзання для забезпечення надійного мащення поверхонь тертя представляється актуальною прикладною задачею трибологічного спрямування.

Аналіз публікацій та постановка мети досліджень. Питанням особливостей конструктивного виконання підшипників ковзання, впливу процесів мащення та зношування їх робочих поверхонь у наукових дослідженнях приділяється певна увага. При цьому авторами розглядаються умови і режими роботи, при яких шари мастильних утворень за своїми трибологічними властивостями є предметом досліджень як система «поверхня – продукт мащення – поверхня» [1-3 та інші]. При цьому зв'язку між джерелом, що забезпечує надходження мастильного матеріалу до зони тертя, підтримці певної його кількості для протидіянні порушенню суцільності з метою забезпечення надійного гідростатичного, гідродинамічного ефекту приділяється недостатньо уваги.

В роботі [4] авторами відмічається, що стан зон контакту поверхонь при режимі мастильного (плівкового) голодування обумовлено: руйнуванням трибологічних структур вторинних мастильних утворень (вуглець, кисень, водень) з компонентів моторної оливи на тлі подолання в них сил пружності та розпакування молекул тонких плівок; досягненням межі значущості прояву в'язкісних показників при критичних миттєвих температурах. Позначені процеси супроводжуються зміною стану потоку мастильного матеріалу (ламінальний, турбулентний) в мікронах зміни режимів мащення. Розрахункова оцінка чисельного значення критерію Рейнольдса визначає можливість прояву тимчасового ефекту турбулізації потоку моторної оливи залежно від швидкості зближення поверхонь, обумовленого впливом трьох незалежних параметрів: в'язкість мастильного матеріалу; частота обертання валу (цапфи); зазор у з'єднанні, змінюваний у процесі експлуатації у міру витрати ресурсу. Для вирішення зазначеної задачі авторами в роботі [5, 6] використаний метод факторного експерименту в теоретичній частині дослідження, за яким визначені режими роботи підшипника ковзання турбокомпресора, при яких здійснюється перехід від гідродинамічного мащення до граничного мащення та його відсутності. В роботі [7] авторами визначені відповідні в'язкісно-температурні умови руйнування шарів оливи у підшипниках ковзання малолітражного ДВЗ за параметрами силового та швидкісного навантаження. У зазначених роботах також мастильні шари розглядаються як складова системи «поверхня – продукт мащення – поверхня», які змінюють свої товщину, забезпечуючи відповідний режим мащення не враховуючі надійне доставлення до зон тертя, що забезпечується тиском подачі з мінімально допустимим значенням, наприклад, $0,5 \dots 0,7 \text{ кгс} \cdot \text{см}^{-2}$.

Для оцінки зриву потоку мастильного матеріалу в підшипниках ковзання в роботі [4] пропонується використовувати підхід, що враховує зв'язок гідродинамічних параметрів прокачуваної мастильно-охолоджуючої рідини (тиску і швидкості набігаючого потоку рідини у вхідній камері підшипникового вузла) з навантажувально-швидкісними параметрами підшипника. При цьому акцентується увага на порушеннях у суцільності потоку мастильного матеріалу, а значить і на характері відновлення мастильного ефекту. Однак це питання поки залишається констатованим і подальшого розвитку для прикладного використання для підшипників ковзання механізмів ДВЗ повно не розвинуто.

Метою роботи є моделювання теоретичного тиску потоку моторної оливи на вході в підшипник ковзання колінчастого, розподільного валів ДВЗ в залежності від його геометричних параметрів та продуктивності масляного насосу.

Методика проведення досліджень. В основу аналітичних досліджень покладено відомі рівняння безперервності потоку [9] та методика розрахунку його витрати через торці підшипника ковзання [10]. Створення необхідного тиску моторної оливи у вхідній камері підшипника ковзання необхідно для забезпечення значної її кількості в зазорі, що зумовлює гідродинамічний ефект при великих швидкостях обертання цапфи (колінчастого валу) та граничне мащення поверхонь при пуску двигуна.

Моделювання тиску в залежності від режимів навантаження та геометричних параметрів підшипників, наприклад, корінних (шатунних), становиться можливим на підставі отримання математичного виразу, який пов'язує зазначене між собою.

Результати дослідження та їх обговорення. Схема для визначення тиску моторної оливи на вході у підшипник наведено на рисунку 1.

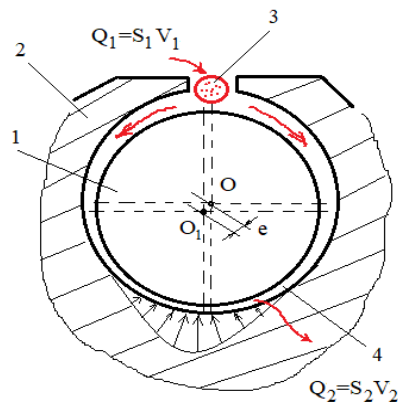


Рис. 1. Схема руху потоку моторної рідини через підшипник ковзання колінчастого валу ДВЗ: 1 – цапфа (корінна шийка колінчастого валу); 2 – опора валу (корінний вкладиш);

3 – вхідний отвір для подачі оливи; 4 – зазор; → – рух потоку моторної оливи;

Q_1 – витрата оливи на вході у підшипник, $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$; Q_2 – витрата оливи із зазору через торці підшипника, $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$; S – площа перетину потоку, м^2 ; V – середня швидкість руху оливи у потоці, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$

У запропонованих дослідженнях зроблено припущення, що в зоні звуження зазору між поверхнею цапфи та вкладиша гідродинамічний тиск у мастильному шарі рівноважується тиском потоку моторної оливи.

Отже, з урахуванням рівняння безперервності потоку моторної оливи будемо мати [9]:

$$Q_1 = Q_2, S_1 V_1 = S_2 V_2, \quad (1)$$

де Q_1 – витрата оливи на вході у підшипник, $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$; Q_2 – витрата оливи із зазору через торці підшипника, $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$.

Витрата оливи на вході у підшипник визначиться з урахуванням продуктивності $V_{\text{м.н.}}$ масляного насоса системи змащування конкретної марки двигуна та часткою розподілу потоків оливи до трибоз'єднань в системі змащування двигуна. Тоді витрату оливи на вході у підшипник можливо виразити як:

$$Q_1 = V_{\text{м.н.}} \alpha_j, \quad (2)$$

де α_j – коефіцієнт частки розподілу потоків оливи в системі змащування двигуна до місця входу до підшипника.

Витрата моторної оливи через торці підшипника визначиться як [10]:

$$Q_2 = 0,5 \psi \omega l d^2 q, \quad (3)$$

де q – безрозмірний коефіцієнт: $q = q_1 + q_2 + q_3$; q_1 – коефіцієнт витрати оливи через торці навантаженої зони, визначається за довідковими даними; q_2 – коефіцієнт витрати оливи через торці ненавантаженої зони, визначається за математичним виразом; q_3 – коефіцієнт, що враховує витікання оливи через канавки змащування, в дослідженнях не враховується; ω – кутова швидкість обертання цапфи (шийки), рад/с ; ψ – відносний зазор у підшипнику: $\psi = \Delta d^{-1}$, Δ – діаметральний зазор у підшипнику, м ; d – діаметр цапфи (шийки), м .

$$q_2 = \beta \Phi_p \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{p_e}{p}, \quad (4)$$

де p_e – тиск примусової подачі оливи у підшипник, МПА ; β – безрозмірний коефіцієнт, визначається за довідковими даними; Φ_p – коефіцієнт напруженості, що є функцією положення цапфи у підшипнику і границі зони несучого шару оливи, визначається за довідковими даними; p – механічний тиск у зоні контакту: $p = P l^{-2} d^{-2}$, де P – силове навантаження в зоні контакту, Н ; l – довжина цапфи (шийки), м ; d – діаметр цапфи (шийки), м .

Виконав математичне перетворення виразів (1-4) отримуємо вираз (6) для визначення теоретичного тиску p_e примусової подачі моторної оливи у підшипник:

$$V_{\text{м.н.}} \alpha_j = 0,5 \Delta d l \omega \left[q_1 + \beta \Phi_p \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{p_e l d}{p} \right]; \quad (5)$$

$$p_e = \frac{R_{cp} \left(\frac{2 \cdot V_{mi} \cdot \alpha_j}{\Delta \cdot d \cdot l \cdot \omega} - q_1 \right)}{\beta \cdot \Phi_p \cdot \left(\frac{d}{e} \right)^2 \cdot l \cdot d}, \quad (6)$$

де R_{cp} – нормальне навантаження (притискна сила), наприклад, на шийку валу, Н; $R_{cp}=P$, щодо виразу (4), визначається відповідно із динамічних розрахунків двигуна.

Для перевірки виразу (6) та моделювання теоретичного тиску потоку моторної оливи на вході в підшипник ковзання колінчастого валу використані його параметри навантаження (табл. 1), геометричні розміри контакту поверхонь (табл. 2) та продуктивність оливного насоса (табл. 3), що притаманне двигуну ЗМЗ-406. При цьому в таблиці 2 для діаметрального зазору (Δ_1 , Δ_2 , Δ_3) у підшипнику та ексцентриситету (e_1 , e_2 , e_3) шийки наведені номінальні, середні та граничні значення з відповідними індексами (Δ_1 , Δ_2 , Δ_3).

Таблиця 1

Значення притискної сили на підшипник колінчастого валу ЗМЗ-406 [7]

n, хв ⁻¹	1000	3500	5000
R _{cp} , Н	4800	7500	20200

Таблиця 2

Геометричні розміри контакту поверхонь у підшипниках ковзання та параметри розподілу оливи двигуна ЗМЗ-406

Параметр	Найменування, чисельні значення
α_j	коефіцієнт частки розподілу потоків оливи у системі змащування двигуна до місця входу у підшипник; $\alpha_j=0,9$
Δ	діаметральний зазор, м; $\Delta_1=0,02 \cdot 10^{-3}$ м; $\Delta_2=0,076 \cdot 10^{-3}$ м; $\Delta_3=0,15 \cdot 10^{-3}$ м
ω	кутова швидкість обертання колінчастого валу, рад/с; $\omega_1=104,6$ рад/с; $\omega_2=366,3$ рад/с; $\omega_3=523,3$ рад/с
d	діаметр шийки валу, м; d=0,062 м (корінна шийка), d=0,056 м (шатунна шийка)
l	довжина шийки валу, м; l=0,040 м (корінна шийка), d=0,036 м (шатунна шийка)
q_1	коефіцієнт витрати оливи скрізь торці навантаженої зони підшипника; $q_1=0,19$
Φ_p	коефіцієнт напруженості, що є функцією положення шийки валу в підшипнику та меж зони несучого шару мастильного матеріалу; $\Phi_p=2,2$
β	безрозмірний коефіцієнт; $\beta=0,352$
e	ексцентриситет, $e_1=0,008 \cdot 10^{-3}$ м; $e_2=0,028 \cdot 10^{-3}$ м; $e_3=0,065 \cdot 10^{-3}$ м

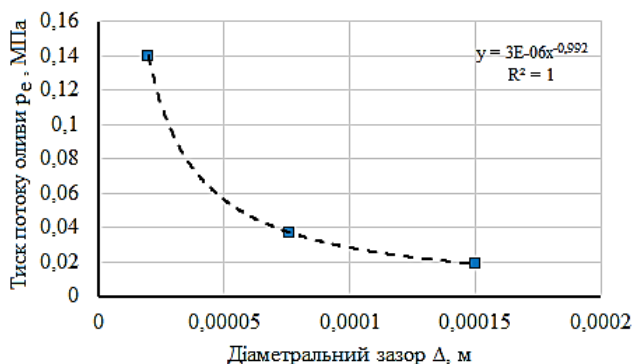
Таблиця 3

Продуктивність масляного насосу двигуна ЗМЗ-406

$n, \text{хв}^{-1}$	1000	3500	5000
$V_{\text{MH}}, \text{л/хв}$	10	35	50

В результаті проведених розрахунків отримані значення теоретичного тиску потоку моторної оливи, на підставі яких побудовані деякі графічні залежності, рисунок 2. В даній роботі в основу моделювання тиску покладене його визначення при мінімальних обертах колінчастого валу $n_1=1000 \text{ хв}^{-1}$ та зміни діаметрального зазору за умовами експлуатаційного зносу поверхонь шийки та вкладиша. Тобто при фіксованому значенні частоти обертання колінчастого валу моделювалося зміна діаметрального зазору при мінімальному значенні ексцентриситету шийки e_1 під час її обертання під дією розрахункової притискної сили $R_{\text{cp}}=4800 \text{ Н}$. Така закономірність визначена та наведена на рисунку 2 а). Отримане вказує: по-перше, на достовірність апроксимації значень тиску; по-друге, на відтворення фізичного сенсу модельованого процесу – збільшення діаметрального зазору обумовлює збільшення витрати оливи, і як наслідок зменшення тиску. Порівняння значення розрахункового тиску $p=0,14 \text{ МПа}$ ($1,4 \text{ кгс/см}^2$), рисунок 2 а), оливи при номінальному зазорі та ексцентриситету із експлуатаційною документацією автомобілів у частини технічних характеристик двигуна вказує на те, що отримане значення знаходиться у регламентованих межах.

Характер зміни тиску, наведений на рисунку 2 б), теж відтворює фізичний сенс модельованого процесу, оскільки збільшення величини відхилення від геометричної осі обертання шийки, що викликається динамікою силового навантаження по куту обертання колінчастого валу, збільшує миттєвий опір витіканню оливи підшипника.



а)

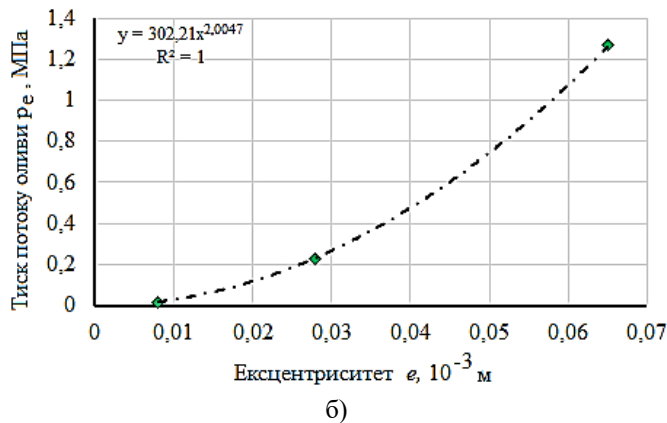


Рис. 2. Закономірності зміни тиску потоку моторної оливи:

- а) – за зміною діаметрального зазору при постійному ексцентриситеті $e_1 = 0,008 \cdot 10^{-3}$ м;
 б) – за зміною значень ексцентриситетів при граничному діаметральному зазорі $\Delta_3 = 0,15 \cdot 10^{-3}$ м

Аналогічне моделювання можливо провести і з урахуванням інших силових, швидкісних режимів навантаження та геометричних параметрів контакту поверхонь тертя. Але це в даній роботі не показано з метою виключення інформаційного перенавантаження.

Наведені результати, що отримані за допомогою виразу (6) відносяться до вирішення прямої задачі, тобто визначення тиску при моделюванні зазначених у таблицях 1-3 параметрів. Однак, математичне перетворення виразу (6) відносно визначення діаметрального зазору Δ дає можливість вирішувати іншу, зворотню задачу. Тобто прогнозовано визначати зазор у підшипнику на стадіях експлуатації двигуна автомобіля з урахуванням експериментально визначеного тиску у системі двигуна. Але це окрема складова розглянутого дослідження та її слід також приділити увагу як окремій триботехнічній задачі.

Поряд із зазначеним слід відмітити, що у представлених дослідженнях не врахований в'язкісно-температурний стан моторної оливи, який безумовно змінюється на режимах роботи двигуна і буде вносити відповідні корективи в отриманий математичний вираз (6). Зазначене розглядається як напрямок подальших аналітичних досліджень.

Висновки. Результати проведених аналітичних досліджень дозволили отримати математичний вираз для розрахунку тиску моторної оливи на вході у підшипник ковзання в залежності від його геометричних параметрів та продуктивності масляного насоса системи змащування двигуна. При цьому окреме моделювання впливу параметрів, що входять до отриманого математичного виразу, дозволило отримати графічні залежності, які за фізичним процесом дають можливість аналізувати картину зміни тиску потоку на вході у підшипник ковзання.

Список літератури

1. Аулін В. В. Методика розрахунку основних характеристик підшипників ковзання системі агрегатів автомобілів та аналізу їх трибологічної ефективності / О. В. Кузик, С. В.

Лисенко, А. Б. Гупка, А. В. Гриньків, І. В. Жилова // Центральнотуркранський наук. вісник. Технічні науки. 2024. № 9(40). Ч. 1. С. 151-164. DOI:[https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9\(40\).1.151-164](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9(40).1.151-164).

2. Яйчук О. О., Поворотній В. В. Конструкційні особливості та новітні технології підшипників ковзання в сучасній промисловості / О. О. Яйчук, В. В. Поворотній // Вісник ПДТУ. Серія : Технічні науки. 2024. № 49. Т. 1. С. 127-142. DOI: <https://doi.org/10.31498/2225-6733.49.1.2024.321228>.

3. Зінченко Д. О., Тулученко Г. Я., Онацький М. В. Особливості моделювання робочих процесів підшипників кривошипно-шатунного механізму суднових двигунів. *Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування (СЕУТТОО-2024)* : матеріали 15-ї Міжнар. наук.-практ. конф., 13-15 берез. 2024 р. Херсон : ХДМА, 2024. С. 247-250.

4. Кубіч В. І. Термодинамічний аспект плівкового голодування у трибоз'єднаннях / В. І. Кубіч, В. М. Юров // Проблеми тертя та зношування. 2016. № 70. С. 58-66.

5. V.I. Kubich E. A. Zadorozhnaya O. G. Cherneta. Forming a laminar flow of engine oil under the conditions of high-speed sliding friction. [Lecture Notes in Mechanical Engineering](#). Springer International Publishing AG. 2019. Vol. 1. P. 1137-1153.

6. Курликов Д. Н., Кубіч В. І. Вплив явища турбулізації моторного масла на ресурс роботи підшипника ковзання. *Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика* : щоріч. наук.-практ. конф., 11-12 трав. 2017 р. : зб. тез допов. Маріуполь : ДВНЗ «ПДТУ», 2017. С. 37-38.

7. Слинько Г. І. Вплив навантаження бензинового чотиритактного двигуна на критерій мащення шатунного підшипника колінчастого валу / Г. І. Слинько, В. І. Кубіч, В. І. Бокарев // Вісник двигунобудування. Запоріжжя : АО «Мотор Сич», 2019. Т.1. С. 18-28.

8. Бойченко С., Пушак А., Топільницький П., Любінін Й., Лейда К. Оливи. Моторні, турбінні, гідравлічні та трансмісійні: властивості та якість : підручник ; за ред. С. Бойченка. К. : Центр учбової літератури, 2019. 323 с.

9. Гідравліка : підручник / В. А. Дідур, Д. П. Журавель та ін. ; за ред. В. А. Дідура. Херсон : ОЛДІ-ПЛЮС, 2015. 546 с.

10. Коновалюк Д. М. Деталі машин : підручник для студентів вищих навчальних закладів машинобудівного профілю / Д. М. Коновалюк, Р. М. Ковальчук. Київ : Кондор, 2021. 582 с.

Отримано: 09 вересня 2026

Прийнято: 21 вересня 2026

Опубліковано: 18 жовтня 2026

V. I. KUBICH, O. G. CHERNETA

MODELING OF ENGINE OIL PRESSURE IN SLIDING BEARINGS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE MECHANISMS

The results of analytical studies are presented, which allowed to obtain a mathematical expression for calculating the pressure of engine oil at the entrance to the sliding bearing depending on its geometric parameters and the performance of the oil pump of the engine lubrication system. The basis of the analytical studies is the well-known equations of flow continuity and the method of calculating its flow rate through the ends of the sliding bearing. Creating the necessary pressure of engine oil in the entrance chamber of the sliding bearing is necessary to ensure a significant amount of it in the gap, which causes a hydrodynamic effect at high speeds of rotation of the journal (crankshaft) and boundary lubrication of the surfaces when starting the engine. Modeling the influence of the parameters included in the obtained mathematical expression allowed to obtain graphical dependencies, which, according to the physics of the process, make it possible to analyze the pattern of changes in flow pressure at the entrance to the sliding bearing. The obtained results indicate, firstly, the reliability of the approximation of the pressure values, and secondly, the reproduction of the physical meaning of the modeled process – an increase in the diametrical gap causes an increase in oil flow rate, and as a consequence, a decrease in pressure. Comparison of the obtained calculated pressure value of oil $p=0.14$ MPa at the nominal gap and eccentricity with the operational documentation of cars regarding the technical characteristics of the engine indicated that the obtained value is within the regulated limits. The presented studies did not take into account the viscosity-temperature state of the engine oil, which certainly changes under different engine operating modes and will make appropriate adjustments to the obtained mathematical expression.

Key words: pressure, engine oil, flow continuity, bearing parameters, diametrical clearance.

References

1. Aulin V. V. Metodyka rozrakhunku osnovnykh kharakterystyk pidshypnykiv kovzannia systemi ahrehativ avtomobiliv ta analizu yikh trybolohichnoi efektyvnosti / O. V. Kuzyk, S. V. Lysenko, A. B. Hupka, A. V. Hrynkiv, I. V. Zhylova // *Tsentrálnoukraiński nauk. visnyk. Tekhnichni nauky*. 2024. № 9(40). Ch. 1. S. 151-164. DOI:[https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9\(40\).1.151-164](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9(40).1.151-164).
2. Yaichuk O. O., Povorotnii V. V. Konstruktsiini osoblyvosti ta novitni tekhnolohii pidshypnykiv kovzannia v suchasni promyslovosti / O. O. Yaichuk, V. V. Povorotnii // *Visnyk PDTU. Seriia : Tekhnichni nauky*. 2024. № 49. T. 1. S. 127-142. DOI:<https://doi.org/10.31498/2225-6733.49.1.2024.321228>.
3. Zinchenko D. O., Tuluchenko H. Ya., Onatskyi M. V. Osoblyvosti modeliuvannia robochych protsesiv pidshypnykiv kryvoshypno-shatunnoho mekhanizmu sudnovych dvyhuniv. Suchasni enerhetychni ustanovky na transporti i tekhnolohii ta obladnannia dlia yikh obsluhovuvannia (SEUTTOO-2024) : materialy 15-yi Mizhnar. nauk.-prakt. konf., 13-15 berez. 2024 r. Kherson : KhDMA, 2024. S. 247-250.
4. Kubich V. I. Termodynamichnyi aspekt plivkovoho holoduvannia u tryboziednanniakh / V. I. Kubych, V. M. Yurov // *Problemy tertia ta znoshuvannia*. 2016. № 70. S. 58-66.
5. V.I. Kubich E. A. Zadorozhnaya O. G. Cherneta. Forming a laminar flow of engine oil under the conditions of high-speed sliding friction. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer International Publishing AG. 2019. Vol. 1. P. 1137-1153.
6. Kurlykov D. N., Kubych V. I. Vplyv yavlyshcha turbulizatsii motornoho masla na resurs roboty pidshypnyka kovzannia. Problemy enerhoresursozberezhennia v promyslovomu rehi-oni. Nauka i praktyka : shchorich. nauk.-prakt. konf., 11-12 trav. 2017 r. : zb. tez dopov. Ma-riupol : DVNZ «PDTU», 2017. S. 37-38.
7. Slynko H. I. Vplyv navantazhennia benzynovoho chotyrytaktynoho dvyhuna na kry-terii mashchennia shatunnoho pidshypnyka kolinchastoho valu / H. I. Slynko, V. I. Kubich, V. I. Bokarev // *Visnyk dvyhunobuduvannia. Zaporizhzhia : AO «Motor Sych»*, 2019. T.1. S. 18-28.

8. Boichenko S., Pushak A., Topilnytskyi P., Liubinin Y., Leida K. Olyvy. Motorni, turbinni, hidravlichni ta transmissiini: vlastyvoli ta yakist : pidruchnyk ; za red. S. Boichenka. K. : Tsentr uchbovoi literatury, 2019. 323 s.

9. Hidravlika : pidruchnyk / V. A. Didur, D. P. Zhuravel ta in. ; za red. V. A. Didura. Kherson : OLDI-PLIuS, 2015. 546 s.

10. Konovaliuk D. M. Detali mashyn : pidruchnyk dlia studentiv vyshchyykh navchalnykh za-kladiv mashynobudivnoho profilu / D. M. Konovaliuk, R. M. Kovalchuk. Kyiv : Kondor, 2021. 582 s.

Kubich Vadim Ivanovich – PhD, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automobiles, Heat Engines and Hybrid Power Plants, National University «Zaporizhzhia Polytechnic», 64-A Gogol Str., Zaporizhzhia, Ukraine, 69063, E-mail: schmirung@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6230-9263>.

Cherneta Oleg Georgievich – PhD, Associate Professor, Associate Professor of the Department of automobiles and automotive industry Dniprovsky State Technical University, 2 Dniprobudovskaya Str., Kamenske, Ukraine, 51918, E-mail: OCherneta@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-3871-6923>.

Кубіч Вадим Іванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів, теплових двигунів та гібридних енергетичних установок, Національний університет «Запорізька політехніка», вул. Гоголя, 64-А, м. Запоріжжя, Україна, 69063, E-mail: schmirung@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6230-9263>.

Чернета Олег Георгійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортно-логістичних систем, Дніпровський державний технічний університет, вул. Дніпробудівська, 2, м. Каменське, Україна, 51918, E-mail: OCherneta@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-3871-6923>.