

УДК 629.4.014.2:621.89

**УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСУ  
МОТОРНО-ОСЬОВИХ ПІДШИПНИКІВ ЛОКОМОТИВІВ ІЗ ГІДРАВЛІЧНОЮ  
СИСТЕМОЮ ЗМАЩУВАННЯ**

Канд. техн. наук В. О. Стефанов, асп. А. Д. Савченко

**IMPROVEMENT OF THE MATHEMATICAL MODEL FOR DETERMINING THE  
SERVICE LIFE OF LOCOMOTIVE MOTOR-AXLE BEARINGS WITH HYDRAULIC  
LUBRICATION SYSTEM**

PhD (Tech) V. Stefanov, postgraduate student A. Savchenko

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.215.2026.358863>



***Анотація.** У статті подано удосконалену математичну модель визначення ресурсу моторно-осьових підшипників локомотивів з урахуванням нестаціонарних режимів роботи, змінності швидкісних характеристик і особливостей змащування. Запропоновано узагальнений підхід щодо визначення інтенсивності зносу, що поєднує граничний і гідродинамічний режими тертя і враховує вплив контактних навантажень, температури та властивостей мастильного матеріалу. Встановлено швидкісну залежність інтенсивності*

ISSN (p) 1994-7852

ISSN (online) 2413-3795

© Стефанов В. О., Савченко А. Д., 2026.

зношування та визначено найбільш несприятливі режими експлуатації. Отримано аналітичну залежність ресурсу моторно-осьового підшипника за шляхом тертя, що дає змогу виконувати прогнозування довговічності та обґрунтовувати заходи з удосконалення системи змащування.

**Ключові слова:** моторно-осьовий підшипник, інтенсивність зносу, граничне тертя, гідродинамічне мащення, гідравлічна система, ресурс, локомотив, мастильний матеріал.

**Abstract.** This paper presents an improved mathematical model for determining the service life of locomotive axle journal bearings operating under non-stationary loading and lubrication conditions. Unlike conventional stationary approaches, the proposed model accounts for variable speed regimes, fluctuating contact pressures, changes in lubrication modes, and temperature-dependent lubricant properties.

A generalized wear intensity model has been developed by combining a modified Archard-type relationship for boundary lubrication with a viscosity-dependent expression for hydrodynamic lubrication. The overall wear rate is defined as a weighted function of boundary and hydrodynamic regimes, where the weighting coefficient reflects the proportion of boundary friction occurring under specific operating conditions. This approach allows a more realistic description of wear evolution in locomotive axle bearings, which operate under alternating traction, transient, and steady-speed regimes.

The study demonstrates that wear intensity exhibits a pronounced dependence on locomotive speed. The most severe wear conditions occur in the low-speed range (10–20 km/h), where boundary and mixed lubrication dominate. In contrast, at higher speeds (40–70 km/h), stabilization of the hydrodynamic lubrication regime significantly reduces wear intensity—by more than an order of magnitude compared to low-speed operation.

It has been established that increasing the diametral clearance shifts operating conditions toward more severe friction regimes, leading to higher friction coefficients and accelerated wear. Optimal clearance values promote stable hydrodynamic film formation and improved load distribution.

An analytical expression for bearing life based on sliding distance has been derived, linking permissible wear, sliding velocity, and total wear intensity. The proposed model enables quantitative assessment of the influence of operating speed, material properties, lubricant viscosity, additive concentration, and temperature on bearing durability.

The developed methodology provides a scientific basis for predicting overhaul intervals of locomotives, optimizing lubrication systems, and selecting advanced lubricants with enhanced tribological performance.

**Keywords:** axle journal bearing, wear intensity, boundary lubrication, hydrodynamic lubrication, hydraulic system, service life, locomotive, tribology, lubricant properties.

**Вступ.** Надійність і довговічність моторно-осьових підшипників є одним із визначальних чинників безпечної та ефективної експлуатації локомотивів. У процесі роботи ці підшипники зазнають дії значних змінних навантажень, ударних і вібраційних впливів, підвищених температур, а також складних трибологічних процесів у зоні контакту. Саме тому інтенсивність зносу моторно-

осьових підшипників переважно визначає ресурс колісно-моторного блока та міжремонтні пробіги локомотивів у цілому.

Існуючі математичні моделі визначення ресурсу моторно-осьових підшипників зазвичай базовані на класичних уявленнях теорії тертя і зношування та використовують спрощені залежності, що не повною мірою враховують реальні умови експлуатації.

Зокрема, у багатьох моделях недостатньо враховано вплив режимів тертя, властивостей мастильного матеріалу, температурних чинників, концентрації присадок, а також особливостей системи змащення. Це зумовлює обмежену точність прогнозування ресурсу підшипників і ускладнює обґрунтування технічних рішень щодо їхньої модернізації та обслуговування.

У сучасних умовах підвищення вимог щодо надійності тягового рухомого складу та зниження експлуатаційних витрат актуальним є завдання удосконалення математичних моделей, спрямованих на більш точне визначення ресурсу моторно-осьових підшипників. Таке удосконалення має ґрунтуватися на врахуванні реальних трибологічних процесів, режимів змащення та експлуатаційних чинників, що дасть змогу наблизити розрахункові оцінки до фактичних умов роботи підшипникових вузлів.

Метою цієї наукової статті є удосконалення математичної моделі визначення ресурсу моторно-осьових підшипників локомотивів через врахування впливу основних трибологічних та експлуатаційних чинників, що визначають інтенсивність зносу, а також підвищення точності прогнозування їхньої довговічності.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проблема підвищення точності визначення ресурсу моторно-осьових підшипників локомотивів останніми роками набула особливої актуальності у зв'язку зі зростанням швидкостей руху, навантажень і вимог щодо експлуатаційної надійності тягового рухомого складу. Сучасні дослідження спрямовані на вдосконалення математичних моделей довговічності через врахування динамічних, контактних і трибологічних чинників.

У роботі [1] запропоновано підхід для оцінювання ресурсу тягових підшипників у складному вібраційному середовищі локомотива. Автори розробили динамічну модель, яка враховує вплив збурень від нерівностей колії та змінних навантажень на

контактні напруження в підшипнику. Показано, що традиційні розрахунки довговічності за статичними навантаженнями можуть суттєво недооцінювати реальну інтенсивність пошкоджень.

Подальший розвиток динамічних моделей показано в дослідженні [2], у якому проаналізовано роботу підшипників осьових букс швидкісного поїзда з урахуванням збудження «колесо-рейка». Запропонована математична модель допомагає визначати зміну контактних параметрів у часі та оцінювати вплив динамічних ударів на втому матеріалу. Отримані результати підтверджують необхідність інтегрування динамічної складової в моделі прогнозування ресурсу.

Важливим напрямом сучасних досліджень є поєднання механічного моделювання з інструментальним контролем стану підшипників. Так, у роботі [3] досліджено механічні характеристики буксових підшипників із сенсорними елементами. Авторами створено розрахункову модель напружено-деформованого стану з урахуванням конструктивних змін, пов'язаних із вбудованими датчиками. Результати показують, що навіть незначні зміни геометрії впливають на розподіл контактних напружень і, відповідно, довговічність.

Перспективним є напрям інтеграції фізичних моделей із методами аналізу експлуатаційних даних. У статті [4] запропоновано гібридний підхід для прогнозування залишкового ресурсу підшипників ковзання на основі поєднання фізично обґрунтованих моделей з алгоритмами обробки експлуатаційних параметрів (температури, навантаження, швидкості). Такий підхід дає змогу суттєво підвищити точність прогнозування ресурсу в реальних умовах роботи.

Значний внесок у розвиток трибологічного моделювання зроблено українськими дослідниками. Зокрема, автори роботи [5] розробили методику розрахунку основних характеристик

підшипників ковзання з урахуванням режимів змащення та фізико-механічних властивостей матеріалів. Запропоновані залежності можуть бути використані як основа для вдосконалення моделей інтенсивності зносу моторно-осьових підшипників локомотивів.

Аналіз наведених робіт свідчить, що сучасні дослідження спрямовані на деталізацію динамічних і контактних процесів у підшипникових вузлах, інтеграцію трибологічних параметрів і застосування методів моніторингу технічного стану. Разом із тим більшість моделей або зосереджена переважно на динамічній складовій, або розглядає підшипники кочення без урахування специфіки моторно-осьових підшипників ковзання локомотивів, зокрема особливостей системи змащення, температурних режимів і складу мастильного матеріалу.

Отже, існує наукова необхідність створення комплексної математичної моделі визначення ресурсу моторно-осьових підшипників локомотивів, яка б поєднувала динамічні, трибологічні та експлуатаційні чинники і забезпечувала підвищення точності прогнозування їхньої довговічності.

**Визначення мети та завдання дослідження.** Метою цього дослідження є удосконалення математичної моделі визначення ресурсу моторно-осьових підшипників локомотивів на основі комплексного врахування динамічних, трибологічних та експлуатаційних чинників, що визначають інтенсивність зносу і довговічність підшипникового вузла в реальних умовах роботи.

**Основна частина дослідження.** У теорії надійності та трибології машинних вузлів ресурс пари тертя традиційно визначають як відношення допустимого зносу до інтенсивності процесу зношування. В узагальненому вигляді цей підхід описано співвідношенням

$$R = \frac{U}{I}, \quad (1)$$

де  $U$  – граничний лінійний знос поверхонь тертя;

$I$  – інтенсивність лінійного зношування.

Наведена залежність є методологічною основою більшості інженерних методик оцінювання довговічності підшипникових вузлів. Разом із тим її застосування до моторно-осьових підшипників (МОП) локомотивів потребує суттєвого уточнення та розвитку. Це зумовлено складними умовами їх експлуатації – нестаціонарністю навантажень, змінністю швидкісних режимів, широким діапазоном температур і нестабільністю умов змащування.

Класична модель не враховує, по-перше, змінний характер вантажно-швидкісних режимів, унаслідок чого інтенсивність зносу не є сталою величиною в часі. По-друге, вона не відображає еволюцію властивостей мастильного матеріалу в процесі експлуатації, зокрема зміну в'язкості, зниження протизносних властивостей і деградацію присадок. Разом це призводить до заниження прогнозованої інтенсивності зносу  $i$ , відповідно, переоцінювання ресурсу МОП.

Зношування є визначальним механізмом втрати працездатності моторно-осьових підшипників, тому подовження їхнього ресурсу має бути базоване на зменшенні інтенсивності цього процесу. При цьому сам процес зношування є багатофакторним і визначений взаємодією механічних, трибологічних і теплових явищ, які реалізовані в умовах граничного, змішаного та гідродинамічного тертя.

З урахуванням фізичних закономірностей теорії тертя і зношування запропоновано фізико-математичну модель базового ресурсу МОП:

$$R_{\text{баз}} = \frac{U}{I_{\text{баз}}}, \quad (2)$$

де  $I_{\text{баз}}$  – чинники, що залежать від зовнішніх навантажень на поверхні тертя, виду режиму змащення з характером взаємодії

поверхонь тертя, властивості матеріалів поверхонь тертя.

Розрахунок [6] питомих параметрів тиску в МОП у режимі тяги виконано з урахуванням:

- дуги контакту  $\phi_0$ , кута охопту  $2\phi_0$ ;
- максимальної величини тиску  $p_m$ ;
- розподілу питомого тиску  $p(\phi)$ .

Аналіз розрахунку демонструє, що зі збільшенням діаметрального зазору від монтажного до гранично допустимого різко зменшується тривалість гідродинамічного змащування та зростає частка змішаного і граничного режимів. У кількісному відношенні це проявляється у зростанні часу роботи в умовах граничного тертя від приблизно 40 % до практично 100 % загального часу руху локомотива. Така трансформація режимів змащування супроводжена підвищенням коефіцієнта

тертя, зростанням температури контактних зон і прискоренням процесів зношування.

Найбільш несприятливі умови для зносостійкості МОП мають місце під час руху локомотива з тяговим електродвигуном попереду, що обумовлено перерозподілом навантажень і зростанням контактних напружень. У зв'язку з цим підвищення ресурсу МОП доцільно забезпечувати через реалізацію технічних рішень, спрямованих на прискорення переходу від граничного до гідродинамічного тертя і стабілізацію мастильного шару.

*Модель коефіцієнта зовнішнього тертя*

Коефіцієнт сили зовнішнього тертя на поверхнях МОП визначали з урахуванням адгезійної та деформаційної складових:

$$f_{\text{зов}} = (\tau_0/HB) + \beta + 0,52\sqrt{\Delta} \cdot (p_c/HB)^{0,25}, \quad (3)$$

де  $\tau_0$  – дотична напруга від сил міжмолекулярної взаємодії в умовах тертя з мастилом;

$HB$  – твердість матеріалу тертя;

$\beta$  – коефіцієнт зміцнення адгезійного зв'язку;

$\Delta$  – безрозмірний комплекс, що характеризує геометричний профіль поверхонь тертя;

$p_c$  – контурний тиск.

Результати розрахунків (таблиця) показали, що з діаметральним зазором 0,50 мм забезпечено найбільш сприятливі умови роботи, тоді як збільшення зазору до 1,0–2,0 мм призводить до тривалого існування напружених режимів тертя. Перехід до стійкого гідродинамічного режиму відбувається за швидкості 40–50 км/год, де коефіцієнт тертя досягає мінімального значення.

Таблиця

Розрахунок коефіцієнта тертя в МОП залежно від швидкості руху та діаметрального зазору під час руху тяговим електродвигуном вперед

Швидкість тепловоза, км/год	Характеристика режиму $\lambda$	Коефіцієнт тертя $f_i$		
		$\Delta = 0,50$ мм	$\Delta = 1,00$ мм	$\Delta = 2,00$ мм
0-10	135	0,1196	0,1196	0,1196
10-20	236			
20-30	202	0,1130	0,1182	0,1182
30-40	292	0,0987	0,1182	0,1182
40-50	371	0,0786	0,1173	0,1173
50-60	471	0,0720	0,1106	0,1170
60-70	484	0,0368	0,1040	0,1169
70-80	560	0,0315	0,0975	0,1168

Узагальнена модель інтенсивності зносу

Інтенсивність зносу в граничному режимі описано модифікованою залежністю Архарда:

$$I_{гр} = k_{гр} \cdot \left( P \cdot \frac{v}{H} \right) \cdot \Phi_{гр}, \quad (4)$$

де  $k_{гр}$  — коефіцієнт зносу для граничного тертя;

$P$  — питомий контактний тиск, МПа;

$v$  — відносна швидкість ковзання, м/с;

$H$  — твердість матеріалу вкладишів МОП, МПа;

$\Phi_{гр}$  — функція впливу трибологічних характеристик мастильного матеріалу.

У гідродинамічному режимі інтенсивність зносу визначають як

$$I_{гд} = k_{гд} \cdot \frac{\sigma}{(\eta(T) \cdot v)} \cdot \Psi_{гд}, \quad (5)$$

де  $k_{гд}$  — коефіцієнт зносу за гідродинамічного тертя;

$\sigma$  — ефективне навантаження на підшипник, МПа;

$\eta(T)$  — динамічна в'язкість мастильного матеріалу за робочої температури;

$v$  — швидкість ковзання.

З урахуванням чергування режимів тертя сумарну інтенсивність зносу визначають як

$$I = \theta \cdot I_{гр} + (1 - \theta) \cdot I_{гд}, \quad (6)$$

де  $\theta$  — коефіцієнт частки граничного тертя, який залежить від режиму руху локомотива, навантаження і температурного стану мастильного матеріалу.

Інтенсивність зносу на одиницю шляху тертя

$$I_L = \frac{d_L}{d_h} = \frac{I}{v}. \quad (7)$$

Аналіз швидкісної залежності (рисунок) показав, що в зоні 10–20 км/год інтенсивність зносу є максимальною через домінування граничного режиму, тоді як у діапазоні 40–70 км/год спостерігають зменшення інтенсивності зносу більш ніж у дев'ять разів завдяки стабілізації гідродинамічного режиму.

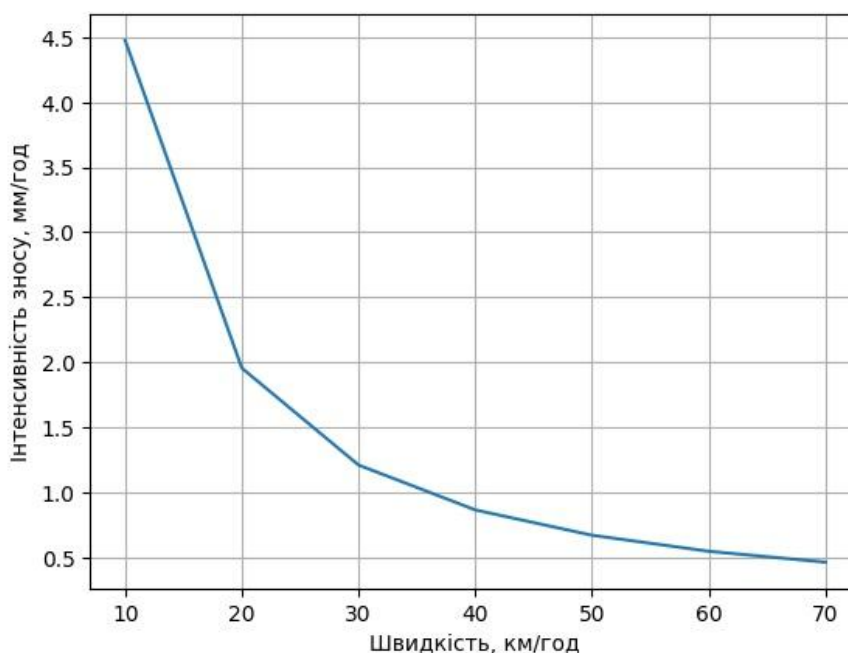


Рис. Залежність інтенсивності зносу поверхонь МОП від швидкості руху локомотива

*Визначення ресурсу МОП*

Ресурс підшипника за шляхом тертя визначають як

$$R = \frac{U}{I_L} \quad (8)$$

з урахуванням співвідношення

$$I = I_L \cdot v, \quad (9)$$

де  $v$  — відносна швидкість ковзання в зоні контакту шийки осі та вкладиша МОП.

Тоді остаточно залежність для ресурсу МОП має вигляд

$$R = \frac{U \cdot v}{I}. \quad (10)$$

Отримана модель дає змогу визначати ресурс моторно-осьового підшипника як функцію швидкості руху локомотива, інтенсивності зношування, режиму змащення та властивостей мастильного матеріалу. Запропонований підхід забезпечує можливість кількісного оцінювання впливу присадок, температури та геометричних параметрів на довговічність МОП і може бути використаний для обґрунтування заходів модернізації системи змащення та прогнозування міжремонтних пробігів локомотивів.

**Висновки.** У роботі розглянуто проблему зношування моторно-осьових підшипників локомотива як один з основних чинників, що визначає надійність і довговічність колісно-моторного блока в умовах інтенсивної експлуатації залізничного рухомого складу. Показано, що процеси зношування МОП мають складний багатофакторний характер і формуються за сукупної дії механічних навантажень, швидкісних і температурних впливів, режимів тертя, а також фізико-

хімічних і трибологічних властивостей мастильного матеріалу.

На основі аналізу сучасних наукових досліджень встановлено, що більшість наявних моделей зношування орієнтовані на стаціонарні умови роботи або підшипники з відносно меншими навантаженнями та не враховують повною мірою специфіку моторно-осьових підшипників локомотивів, для яких характерне чергування граничного, змішаного та гідродинамічного режимів тертя. Це зумовлює необхідність розроблення узагальнених математичних моделей, здатних адекватно відображати реальні експлуатаційні умови.

У статті обґрунтовано вибір інтенсивності лінійного зносу як основного кількісного показника деградації поверхонь тертя МОП і встановлено її залежність від сукупності експлуатаційних і трибологічних чинників. Запропоновано математичні залежності для опису інтенсивності зношування в граничному та гідродинамічному режимах тертя з урахуванням контактного тиску, швидкості ковзання, твердості матеріалів, температурного режиму, в'язкісних характеристик мастильної оливи, шорсткості поверхонь і концентрації протизноєвих присадок.

Запропонована узагальнена модель, яка враховує частку часу роботи підшипника в різних режимах тертя, допомагає більш повно та коректно описати реальні процеси зношування моторно-осьових підшипників. Використання шляху тертя як інтегрального параметра дає можливість безпосередньо пов'язати інтенсивність зносу з умовами руху локомотива та його експлуатаційним пробігом.

Отримані результати створюють наукове підґрунтя для прогнозування ресурсу моторно-осьових підшипників, обґрунтування раціональних параметрів системи змащення, вибору складу і властивостей мастильних матеріалів, а також розроблення технічних заходів, спрямованих на зниження інтенсивності

знос. Практичне застосування запропонованої моделі сприятиме підвищенню експлуатаційної надійності та

довговічності колісно-моторних блоків локомотивів і зменшенню витрат на їхнє технічне обслуговування та ремонт.

### Список використаних джерел

1. Liu Y., Chen Z., Ge X., Wang K. (2022). Service life evaluation of traction motor bearings in complicated vibration environment of a locomotive. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. Vol. 54 (7):1820–1829. DOI: 10.6052/0459-1879-21-545 (last access: 08.12.2025).
2. Ma Q., Yang S., Liu Y., Wang B., Liu Z. (2024). Dynamic analysis of axle box bearings on the high-speed train caused by wheel-rail excitation. *Applied Mathematics and Mechanics*. DOI: 10.1007/s10483-024-3097-7 (last access: 11.12.2025).
3. Wang L., Hu C., Hu L., Liu F., Tang H. (2025). An Investigation on the Mechanical Characteristics of Railway Locomotive Axle Box Bearings with Sensor-Embedded Slots. *Machines*. Vol. 13 (5). 358. DOI: 10.3390/machines13050358 (last access: 10.12.2025).
4. Method for On-Line Remaining Useful Life and Wear Prediction for Adjustable Journal Bearings Utilizing a Combination of Physics-Based and Data-Driven Models (2022). MDPI Lubricants. DOI: 10.3390/lubricants11010033 (last access: 12.12.2025).
5. Аулін В. В., Кузик О. В., Лисенко С. В. та ін. (2024). Методика розрахунку основних характеристик підшипників ковзання та аналіз їх трибологічної ефективності. *Центральноукраїнський науковий вісник*. Vol. 9 (40) I. P.151–164. DOI: 10.32515/2664-262X.2024.9(40).1.151-164 (last access: 12.12.2025).
6. Воронін С. В., Стефанов В. О., Савченко А. Д., Губін О. О. (2024). Вплив навантажень на моторно-осьовий підшипник локомотива на умови утворення мастильної плівки на поверхнях тертя. *Зб. наук. праць Укр. держ. ун-ту залізнич. трансп. Харків: УкрДУЗТ*, Вип. 208. С. 172-180. DOI: 10.18664/1994-7852.208.2024.308611.

### References

1. Liu, Y., Chen, Z., Ge, X., Wang, K. (2022). Service life evaluation of traction motor bearings in complicated vibration environment of a locomotive. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. Vol. 54 (7):1820–1829. DOI: 10.6052/0459-1879-21-545 (last access: 08.12.2025).
2. Ma, Q., Yang, S., Liu, Y., Wang, B., Liu, Z. (2024). Dynamic analysis of axle box bearings on the high-speed train caused by wheel-rail excitation. *Applied Mathematics and Mechanics*. DOI: 10.1007/s10483-024-3097-7 (last access: 11.12.2025).
3. Wang, L., Hu, C., Hu, L., Liu, F., Tang, H. (2025). An Investigation on the Mechanical Characteristics of Railway Locomotive Axle Box Bearings with Sensor-Embedded Slots. *Machines*. Vol. 13 (5). 358. DOI: 10.3390/machines13050358 (last access: 10.12.2025).
4. Method for On-Line Remaining Useful Life and Wear Prediction for Adjustable Journal Bearings Utilizing a Combination of Physics-Based and Data-Driven Models. (2022). MDPI Lubricants. DOI: 10.3390/lubricants11010033 (last access: 12.12.2025).
5. Aulin, V. V., Kuzyk, O. V., Lysenko, S. V. et al. (2024). Metodyka rozrakhunku osnovnykh kharakterystyk pidshypnykiv kovzannya ta analiz yikh trybolohichnoyi efektyvnosti. [Methodology for calculating the main characteristics of sliding bearings and analysis of their tribological efficiency]. *Central Ukrainian Scientific Bulletin*, No. 9 (40) I. Pp.151–164. DOI: 10.32515/2664-262X.2024.9(40).1.151-164 (last access: 12.12.2025) [in Ukrainian].
6. Voronin, S. V., Stefanov, V. O., Savchenko, A. D., Gubin, O. O. (2024). Vplyv navantazhen' na motorno-os'ovyy pidshypnyk lokomotyva na umovy utvorennya mastyl'noyi plivky

na poverkhnyakh tertya. [Influence of loads on the locomotive motor-axle bearing on the conditions of lubricant film formation on friction surfaces]. *Collection of scientific works of the Ukrainian State University of Railway Transport*, No. 208. Pp. 172-180. DOI: 10.18664/1994-7852.208.2024.308611. [in Ukrainian].

---

Стефанов Володимир Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту.

ORCID iD: 0000-0002-7947-2718. Тел.: +38 (068) 819-84-27. E-mail: vstef@ukr.net.

Савченко Андрій Дмитрович, аспірант кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0009-0005-0418-3945. Тел.: +38(050) 90-58-406.

E-mail: 0509058406a@gmail.com.

Stefanov Volodymyr, PhD (Tech.), Associate Professor, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0002-7947-2718.

E-mail: vstef@ukr.net.

Andrii Savchenko, postgraduate student, Department of Mechanical Engineering and Technical Service of Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0009-0005-0418-3945.

E-mail: 0509058406a@gmail.com.

Дата надходження статті 16.02.2026 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.