

УДК 621.833

DOI: 10.18372/0370-2197.2(99).17622

П. Л. НОСКО<sup>1</sup>, О. В. БАШТА<sup>1</sup>, Г. О. БОЙКО<sup>2</sup>, А. О. БАШТА<sup>3</sup><sup>1</sup>Національний авіаційний університет, Україна<sup>2</sup>Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, Україна<sup>3</sup>Національний університет харчових технологій, Україна

## ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ТЕРТЯ КОВЗАННЯ В ЗУБЧАСТІЙ ПАРИ

Підвищення показників працездатності зубчастих приводів машин є актуальним завданням, тому для оцінки загальних втрат в зачепленні варто розглянути всі складові втрат. Для вирішення зазначеного завдання у статті запропоновано спосіб визначення втрат на тертя ковзання в зубчастій парі. На цей час вплив ковзання в напрямку лінії контакту зубців на коефіцієнт тертя та умови змазування вивчені недостатньо. В опублікованих роботах наявні дві групи напіваналітичних моделей. Перша група авторів досліджувала ефективність прямозубих передач, припускаючи, що коефіцієнт тертя постійний уздовж всієї поверхні контакту поверхонь тертя в будь-яких положеннях зубчастих коліс при їх обертанні. Друга група напіваналітичних моделей може розглядатися, як поліпшення моделей першої групи з постійним коефіцієнтом тертя. Точність опису за допомогою цих моделей обмежена точністю використаних в них емпіричних формул. Ці емпіричні формули не носять загальний характер і часто є функцією певних типів мастила, наявних температур, швидкісних і навантажувальних меж, чистоти поверхонь випробовуваних зразків. Коефіцієнт тертя ковзання залежить від швидкості руху сполучених зубців і властивостей мастильного матеріалу, також він може враховувати такі чинники, як величини нормального навантаження, шорсткість поверхонь зубців та радіуси кривизни профілів зубців. Отримано залежності, за якими можна визначити роботу, витрачену на тертя вздовж усієї лінії зачеплення, враховуючи при цьому коефіцієнти тертя в зубчастій парі при однопарному і двоохпарному зачепленні. При цьому коефіцієнт тертя в зубчастій передачі може бути змінний по швидкості спряжених поверхонь, але однаковий при двоохпарному та однопарному зачепленні. Отримано аналітичні залежності, що дають змогу розраховувати втрати потужності внаслідок тертя ковзання залежно від кінематичних, силових і міцнісних чинників, властивостей матеріалів мастильних матеріалів і матеріалів коліс.

**Ключові слова:** тертя ковзання; емпірико-аналітичне моделювання; коефіцієнт тертя; робота сил тертя; двоохпарне зачеплення; однопарне зачеплення; коефіцієнт втрат.

**Вступ.** Прийнято вважати, що загальні втрати потужності в зубчастих передачах можна розділити на втрати від тертя між зубцями, змащування (збовтування та/або струминне змащування, яке може спричинити захоплення мастила в проміжках між зубцями) та ефекти аеродинамічного навантаження на зубчасті колеса [1]. Незважаючи на свою практичну важливість, прогнозуванню втрат потужності в зубчастих передачах приділяється досить мало уваги.

Тертя ковзання між зубцями визнано одним з основних джерел втрат потужності в зубчастих передачах, а також потенційним джерелом вібрації та шуму [2, 3]. Тому його точне моделювання має першочергове значення для аналізу ефективності та вібрації механічних передач. Автори [4] підкреслили, що при конструюванні зубчастих передач необхідно знаходити компроміс між складністю конструкції і допустимими втратами на тертя.

Для змашених поверхонь в літературі можна знайти різні емпіричні закони тертя [3, 5], що базуються на результатах, отриманих за допомогою комп'ютерного моделювання.

**Аналіз останніх досліджень і літератури.** Загальні втрати потужності в зачепленні для широкого діапазону швидкостей, крутних моментів та в'язкості мастила проаналізовано [1, 6] враховуючи вплив розміру, кроку, ширини та передаточного відношення зубчастої передачі. Аналіз опублікованих джерел, присвячених дослідженню втрат потужності внаслідок тертя ковзання в зубчастому зачепленні показав [7], що найперспективнішим для аналізу чинників, які впливають на ККД зубчастої передачі, з метою подальшої оптимізації є емпірико-аналітичне моделювання зубчастої передачі з використанням попередньо заданих постійних коефіцієнтів тертя.

**Метою даного дослідження** є теоретичне визначення втрат тертя ковзання в зубчастій парі.

**Теоретичні дослідження.** Зачеплення пари зубів починається в точці  $A$ , де коло вершин веденого колеса перетинає лінію зачеплення  $N_1N_2$  і закінчується в точці  $C$ , де цю саму лінію зачеплення перетинає коло вершин ведучого колеса (рис. 1). Точка дотику профілів розглянутої пари зубців за час їхнього зачеплення проходить по лінії зачеплення  $N_1N_2$  активну ділянку  $AC$ .

Потужність сил тертя на ділянці  $EC$  зачеплення зубців. Ця ділянка відповідає деякому періоду, після закінчення якого в точці  $M$  увійде, зачеплення наступна пара зубців.

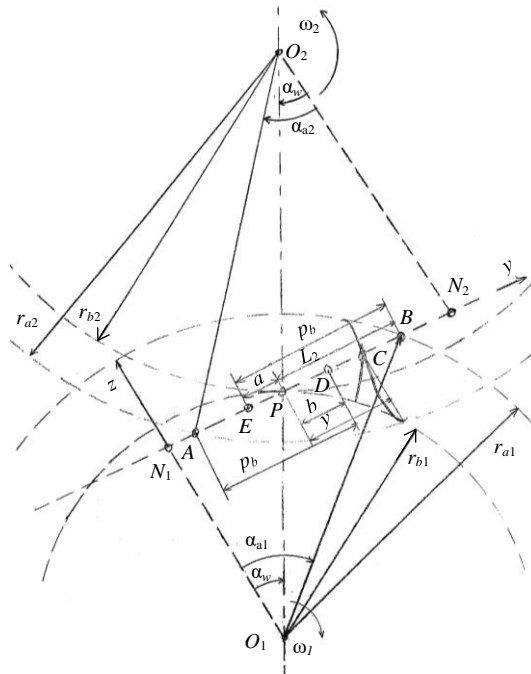


Рис. 1. Схема переміщення точки зачеплення коліс за кутом повороту

Рис. 1 відображає момент контакту зубців у точці  $C$ , що перебуває на відстані  $y$  від полюса зачеплення  $P$ . На ділянках лінії зачеплення  $AE$  і  $DB$  у зачепленні беруть участь дві пари зубців (двохпарне зачеплення), а на ділянці  $ED$  – одна пара

зубців (однопарне зачеплення). Відрізки  $AD$  і  $EB$  дорівнюють основному кроку зубчастого зачеплення  $AD = EB = p_b$ .

Позначимо  $AP = L_1$ ;  $PB = L_2$ ;  $EP = a$ ;  $PD = b$ .

Позначені довжини відрізків можуть бути визначені з геометрії евольвентного зубчастого зачеплення, представленого на рис. 1.

$$AP = L_1 = AN_2 - PN_2 = r_{b_2} \cdot (\tan \alpha_{a_2} - \tan \alpha_w) = r_{b_2} \cdot \tau_2 \cdot \chi_2; \quad (1)$$

$$PB = L_2 = BN_1 - PN_1 = r_{b_1} \cdot (\tan \alpha_{a_1} - \tan \alpha_w) = r_{b_1} \cdot \tau_1 \cdot \chi_1; \quad (2)$$

$$EP = a = p_b - L_2 = r_{b_1} \cdot (\tau_1 \cdot \tan \alpha_{a_1} + \tan \alpha_w) = r_{b_1} \cdot \tau_1 \cdot (1 - \chi_1); \quad (3)$$

$$PD = b = p_b - L_1 = r_{b_2} \cdot (\tau_2 \cdot \tan \alpha_{a_2} + \tan \alpha_w) = r_{b_2} \cdot \tau_2 \cdot (1 - \chi_2); \quad (4)$$

де  $\chi_2 = \frac{\tan \alpha_{a_2} - \tan \alpha_w}{\tau_2} = \tan \alpha_{a_2} - u \cdot \tan \alpha_w$  та  $\chi_1 = \frac{\tan \alpha_{a_1} - \tan \alpha_w}{\tau_1} = \tan \alpha_{a_1} - \tan \alpha_w$

безрозмірні коефіцієнти, сума яких дорівнює коефіцієнту перекриття зубчастої передачі:

$$\varepsilon = \frac{L_1 + L_2}{p_b} = \chi_1 + \chi_2 = \frac{\tan \alpha_{a_2} - \tan \alpha_w}{\tau_2} + \frac{\tan \alpha_{a_1} - \tan \alpha_w}{\tau_1} = \tan \alpha_{a_2} + \tan \alpha_{a_1} - (1 + u) \cdot \tan \alpha_w \quad (5)$$

Робота сил тертя може бути визначена наступним чином:

$$A_f = \int F_f \cdot V_s \cdot dt = \int F_f \cdot \frac{V_s}{V_t} \cdot dy, \quad (6)$$

де  $V_s = u \cdot (\omega_1 + \omega_2)$  – відносна миттєва швидкість ковзання сполучених профілів зубців, м/с;  $F_f = f \cdot F_n$  – сила тертя, що визначається за законом Кулона-Амонтона, Н;  $V_1 = \omega_1 \cdot r_{w_1} \cdot \cos \alpha_w$  – швидкість точки зачеплення бічних поверхонь зубців, м/с;  $F_n = \frac{T_1}{r_{w_1} \cdot \cos \alpha_w}$  – нормальне зусилля, яке діє на зубці передачі, Н;  $f$  – коефіцієнт тертя в зубчастій парі, який визначається експериментально різними авторами.

Мішарін Ю.А. запропонував залежність коефіцієнта тертя в діапазоні  $0,02 < f < 0,08$  [8]

$$f = \frac{0,325}{(u \cdot V_s \cdot V_r)^{0,25}} \quad (7)$$

де  $V_r$  – відносна миттєва швидкість кочення сполучених профілів зубців, м/с;  $u$  – кінематична в'язкість мастильного матеріалу, сСт.

Також для обчислення коефіцієнта тертя  $f$  відомі залежності в яких присутні величини нормального навантаження  $F_n$ , шорсткості поверхонь, твердість матеріалу та радіуси кривизни профілів зубців [9, 10, 11, 12, 13].

Практично всі емпіричні залежності показують, що коефіцієнт тертя залежить від швидкостей ковзання і кочення поверхонь, які сполучаються із зубцями, а також конструктивних параметрів [14]. Причому зі збільшенням швидкостей коефіцієнт тертя знижується. Крім цього автори роботи [2] відмічають, що форма профілю може суттєво впливати на механізм дисипації через тертя зубців, зменшуючи навантаження на ті частини бічних поверхонь, де швидкості ковзання є високими.

Коефіцієнт тертя в зубчастій передачі може бути постійний, але різний для двохпарного та однопарного зачеплення, або змінний по швидкості спряжених поверхонь, але однаковий при двохпарному та однопарному зачепленні.

Роботу, витрачену на тертя вздовж усієї лінії зачеплення визначаємо

$$A_f = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{T_1 \cdot r_{w_1}^2 \cdot \tau_1^2}{4 \cdot r_{w_1}^2 \cdot \cos^2 \alpha_w} \cdot [f_1 \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) - (2 \cdot f_1 - f_2) \cdot (\varepsilon - 1)] \quad (8)$$

де  $f_1$  – коефіцієнт тертя в зубчастій парі при однопарному і  $f_2$  – двохпарному зачепленні.

Робота, яка передається зубчастою передачею визначається добутком

$$A_3 = F_n \cdot p_b = \frac{T_1 \cdot r_{b1} \cdot \tau_1}{4 \cdot r_{w1} \cdot \cos \alpha_w} \quad (9)$$

$p_b = r_{b1} \cdot \tau_1$  - крок зубців по основному колу зубчастої передачі, м.

Остаточний коефіцієнт втрат унаслідок тертя ковзання сполучених поверхонь зубів визначиться відношенням

$$\psi_f = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{r_{b1} \cdot \tau_1}{2 \cdot r_{w1} \cdot \cos \alpha_w} \cdot [f_1 \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) - (2 \cdot f_1 - f_2) \cdot (\varepsilon - 1)] \quad (10)$$

За рівності коефіцієнтів тертя в однопарному і двопарному зачепленнях  $f_1 = f_2 = f$  в нульових зубчастих колесах  $r_{w1} = r_1$  і  $\cos \alpha_w = \cos \alpha$  вираз (10) набуває вигляду

$$\psi_f = \frac{A_f}{A_3} = f \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \frac{\pi}{z_1} \cdot [(\chi_1^2 + \chi_2^2) - (\varepsilon - 1)] \quad (11)$$

Остаточна втрата роботи внаслідок сил тертя ковзання в зубчастій передачі

$$A_f = \frac{0,325 \cdot T_1 \cdot \left(\frac{1+u}{u}\right)^{0,75} \cdot \tau_1^{1,75} \cdot [(\chi_1^{1,75} + \chi_2^{1,75}) + [(1-\chi_1)^{1,75} + (1-\chi_2)^{1,75}]]}{7 \cdot v^{0,25} \cdot r_{b1}^{0,5} \cdot \omega_1^{0,5} [2 \cdot \tan \alpha_w + \pi \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot \frac{u-1}{z_2}]^{0,25}}$$

$$= \frac{0,325 \cdot T_1 \cdot \left(\frac{1+u}{u}\right)^{0,75} \cdot \tau_1^{1,75} \cdot [(\chi_1^{1,75} + \chi_2^{1,75}) + [(1-\chi_1)^{1,75} + (1-\chi_2)^{1,75}]]}{7 \cdot v^{0,25} \cdot v_{\text{окр}}^{0,5} [2 \cdot \tan \alpha_w + \pi \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot \frac{u-1}{z_1 \cdot u}]^{0,25}} \quad (12)$$

З урахуванням виразу (9) для визначення роботи, яка передається зубчастою передачею, коефіцієнт втрат визначається наступним чином

$$\psi_f = 0,0464 \cdot \frac{\left(\frac{1+u}{u}\right)^{0,75} \cdot \tau_1^{0,75} \cdot [(\chi_1^{1,75} + \chi_2^{1,75}) + [(1-\chi_1)^{1,75} + (1-\chi_2)^{1,75}]]}{v^{0,25} \cdot v_{\text{окр}}^{0,5} [2 \cdot \tan \alpha_w + \pi \cdot (\chi_1^2 + \chi_2^2) \cdot \frac{u-1}{2 \cdot u}]^{0,25}} \quad (13)$$

Для визначення меж застосування формули (13) необхідно скористатися рекомендаціями роботи [8], в якій зазначено, що емпірична залежність отримана за значень коефіцієнта тертя в межах  $0,02 < f < 0,08$ .

**Висновки.** Проведено аналіз впливу геометричних характеристик зубчастої передачі на втрати потужності внаслідок тертя ковзання в зубчастій парі. Показано, що коефіцієнт тертя ковзання залежить від швидкості руху сполучених зубців і властивостей мастильного матеріалу. При цьому, якщо вплив експлуатаційних чинників (окружна швидкість у зубчастій передачі та кінематична в'язкість мастила) описується виразом (13), то вплив геометричних і кінематичних характеристик не є очевидним.

Отримано аналітичні залежності, що дають змогу розраховувати втрати потужності внаслідок тертя ковзання залежно від кінематичних, силових і міцнісних чинників, властивостей матеріалів мастильних матеріалів і матеріалів коліс.

### Список літератури

1. Anderson N.E., and Loewenthal S.H. (1981). Effect of Geometry and Operating Conditions on Spur Gear System Power Loss. ASME. J. Mech. Des.; 103(1): 151–159.
2. Diab Y., Ville F., Velex P. (2006). Investigations on power losses in high-speed gears. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology.; 220(3): 191-198.
3. Diab Y., Ville F., Velex P. (2006). Prediction of Power Losses Due to Tooth Friction in Gears. Tribology Transactions. 49(2): 260-270.
4. Csobán, Attila & Kozma, Mihály (2010). Investigation of the energy losses generated by the oil churning, the bearing and the tooth friction in planetary gear drives. 17th International

Colloquium Tribology 2010 - Solving Friction and Wear Problems. 2. 1487-1492.

5. Шишов В.П. О характере контакта зубьев цилиндрических передач / В.П. Шишов, О.А. Ревякина, П.Н. Ткач // Вісник Нац. Техн. ун-ту «ХП». 36. наук. праць тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». – Харків: НТУ «ХП», №21. – 2007. – С. 110-119.

6. Justino Cruz, Pedro M.T. Marques, Jorge Seabra, J. Castro (2022). No-Load Power Loss of a Rear Axle Gear Transmission: Measurement and Validation. *Journal of Tribology*. 144(9): 1-19.

7. Башта О.В. Дослідження втрат потужності внаслідок тертя ковзання і кочення в зубчастому зачепленні. Огляд / О.В.Башта, П.Л.Носко, О.В.Радько, О.В.Герасимова, А.О.Башта // Проблеми тертя та зношування, 4 (89).- 2020. – pp.47-57.

8. Misharin Y.A. (1958). Influence of the friction condition on the magnitude of the friction coefficient in the case of rollers with sliding. *Proc. Int. conf. on gearing., Inst, Mech. Eng., London*, 159-164.

9. O'Donoghue J.P., Cameron A. (1966). Friction and temperature in rolling sliding contacts. *ASLE Transactions*. 9: 1639-1664.

10. Crook A.W. (1961). A theoretical discussion of friction and the temperatures in the oil film. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Ser. A. Vol. 254*: 237-258.

11. Kelley B.W., Kelley B.W., Lemanski A.J. (1967-1968). Lubrication of involute gearing. *Proc. Inst. Mech. Engrs. Vol. 182*: 173-184.

12. Кузьо І.В. Визначення втрат потужності на тертя кочення в опорних вузлах обертових агрегатів неперервної дії / І.В.Кузьо, В.М.Гурський, Т.М.Сорокіна, П.Л.Носко, О.В. Башта // Проблеми тертя та зношування, 1 (90).- 2021. – с.55-65.

13. Tkach P. Gearing with increased teeth wear resistance / P.Tkach, P.Nosko, G.Boyko, O.Bashta, Yu.Tsybrii, O.Gerasimova // *Problems of Friction and Wear*, 2 (79).- 2018. – pp.86-92.

14. Jin Yang, Tengjiao Lin, Lidong Jiang (2023). Experimental and Simulation Analysis on Windage Power Loss of Herringbone Gear Pair. *Journal of Tribology*. 145(8): 1-12.

Стаття надійшла до редакції 29.05.2023.

**Носко Павло Леонідович** – д.т.н., проф., професор кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету, пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел. 406-78-42, E-mail: nau12@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-4792-6460>.

**Башта Олександр Васильович** – к.т.н., доц., доцент кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету, пр. Любомира Гузара, 1, м. Київ, Україна, 03058, E-mail: oleksandr.bashta@npp.nau.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0001-7914-897X>.

**Бойко Григорій Олексійович** – к.т.н., доц., доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля, вул. Іоанна Павла II, 17, м. Київ, Україна, 01042, E-mail: ednil-uni@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-5065-3200>.

**Башта Алла Олексіївна** – к.т.н., доц., доцент кафедри технології оздоровчих продуктів Національного університету харчових технологій, вул. Володимирська 68 м. Київ, Україна, 01601, тел. 289-54-72, <https://orcid.org/0000-0003-0310-3788>.

*P. L. NOSKO, O. V. BASHTA, G. O. BOYKO, A. O. BASHTA*

## **DETERMINATION OF SLIDING FRICTION LOSSES IN A GEAR PAIR**

Increasing the performance of gear drives of machines is an urgent task, so to estimate the total losses in engagement, it is worth considering all components of losses. To solve this problem, the article proposes a method for determining the sliding friction losses in a gear pair. At present, the effect of sliding in the tooth's direction contact line on the friction coefficient and lubrication conditions has not been studied sufficiently. There are two groups of semi-analytical models in the published works. The first group of authors studied the efficiency of spur gears, assuming that the friction coefficient is constant along the entire contact surface of the friction surfaces in any position of the gears during their rotation. The second group of semi-analytical models can be considered as an improvement of the models of the first group with a constant friction coefficient. The accuracy of the empirical formulas used in them limited the accuracy of the description using these models. These empirical formulas are not general and are often a function of certain types of lubricant, available temperatures, speed and load limits, and surface fineness of the test specimens. The coefficient of sliding friction depends on the speed of the mating teeth and the properties of the lubricant; it can also consider such factors as the values of the normal load, the roughness of the tooth surfaces, and the radii of curvature of the tooth profiles. The dependencies have been got to determine the work consumed by friction along the entire meshing line, considering the friction coefficients in the tooth pair for single and double meshing. In this case, the friction coefficient in the gear transmission can be variable by the speed of the mating surfaces, but is the same for two-pair and single-pair meshing. Analytical dependencies have been obtained that make it possible to calculate power losses because of sliding friction depending on kinematic, force, and strength factors, properties of lubricants and gear materials.

**Keywords:** sliding friction, empirical and analytical modeling, friction coefficient, work of friction forces, two-pair engagement, single-pair engagement, losses coefficient.

### **References**

1. Anderson N.E., and Loewenthal S.H. (1981). Effect of Geometry and Operating Conditions on Spur Gear System Power Loss. *ASME. J. Mech. Des.*; 103(1): 151–159.
2. Diab Y., Ville F., Velex P. (2006). Investigations on power losses in high-speed gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology.*; 220(3): 191-198.
3. Diab Y., Ville F., Velex P. (2006). Prediction of Power Losses Due to Tooth Friction in Gears. *Tribology Transactions.* 49(2): 260-270.
4. Csobán, Attila & Kozma, Mihaly (2010). Investigation of the energy losses generated by the oil churning, the bearing and the tooth friction in planetary gear drives. *17th International Colloquium Tribology 2010 - Solving Friction and Wear Problems.* 2. 1487-1492.
5. Shyshov V.P. O kharaktere kontakta zubev tsylindrycheskykh peredach / V.P. Shyshov, O.A. Reviakyna, P.N. Tkach // *Visnyk Nats. Tekhn. un-tu «KhPI».* Zb. nauk. prats tematychnyi vypusk «Problemy mekhanichnoho pryvodu». – Kharkiv: NTU «KhPI», №21. – 2007. – S. 110-119.
6. Justino Cruz, Pedro M.T. Marques, Jorge Seabra, J. Castro (2022). No-Load Power Loss of a Rear Axle Gear Transmission: Measurement and Validation. *Journal of Tribology.* 144(9): 1-19.
7. Bashta O.V. Doslidzhennia vtrat potuzhnosti vnaslidok tertia kovzannia i kochennia v zubchastomu zacheplenni. *Ohliad / O.V.Bashta, P.L.Nosko, O.V.Radko, O.V.Herasymova, A.O.Bashta // Problemy tertia ta znoshuvannia,* 4 (89).- 2020. – pp.47-57.
8. Misharin Y.A. (1958). Influence of the friction condition on the magnitude of the friction coefficient in the case of rollers with sliding. *Proc. Int. conf. on gearing., Inst. Mech. Eng., London,* 159-164.
9. O'Donoghue J.P., Cameron A. (1966). Friction and temperature in rolling sliding contacts. *ASLE Transactions.* 9: 1639-1664.

10. Crook A.W. (1961). A theoretical discussion of friction and the temperatures in the oil film. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Ser. A. Vol. 254: 237-258.*
11. Kelley B.W., Kelley B.W., Lemanski A.J. (1967-1968). Lubrication of involute gearing. *Proc. Inst. Mech. Engrs. Vol. 182: 173-184.*
12. Kuzo I.V. Vyznachennia vtrat potuzhnosti na tertia kochennia v opornykh vuzlakh obertovykh ahrehativ neperervnoi dii / I.V.Kuzo, V.M.Hurskyi, T.M.Sorokina, P.L.Nosko, O.V. Bashta // *Problemy tertia ta znoshuvannia, 1 (90).- 2021. – s.55-65.*
13. Tkach P. Gearing with increased teeth wear resistance / P.Tkach, P.Nosko, G.Boyko, O.Bashta, Yu.Tsybrii, O.Gerasimova // *Problems of Friction and Wear, 2 (79).- 2018. – pp.86-92.*
14. Jin Yang, Tengjiao Lin, Lidong Jiang (2023). Experimental and Simulation Analysis on Windage Power Loss of Herringbone Gear Pair. *Journal of Tribology. 145(8): 1-12.*

**Nosko Pavlo Leonidovych** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, National Aviation University, 1, Lubomyr Huzar Ave. 1, Kyiv, Ukraine, 03058, tel. 406-78-42, E-mail: nau12@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-4792-6460>.

**Bashta Oleksandr Vasylovych** – PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Applied Mechanics and Materials Engineering, National Aviation University, 1, Lubomyr Huzar Ave. 1, Kyiv, Ukraine, 03058, E-mail: oleksandr.bashta@npp.nau.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0001-7914-897X>.

**Boyko Grygorii Oleksiiovych** – PhD in Engineering, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Railway, Road Transport and Hoisting and Transport Machines, V. Dahl East Ukrainian National University, 17 Ioann Pavlo II Str., Kyiv, Ukraine, 01042, E-mail: ednil-uni@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-5065-3200>.

**Bashta Alla Oleksiivna** – PhD, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Health Products Technology, National University of Food Technologies, 68 Volodymyrska str. Kyiv, Ukraine, 01601, tel. 289-54-72, <https://orcid.org/0000-0003-0310-3788>.