

O.I. НАЗАРОВ, С.І. КРИВОШАПОВ, М.Є. СЕРГІЄНКО

ОЦІНКА ВІДНОСНОГО ЗНОСУ ФРИКЦІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

У статті проведено пошук та аналіз конструктивних параметрів дискових гальмівних механізмів, які забезпечують регламентовану ефективність гальмування та зносостійкість фрикційних пар з метою підвищення їх довговічності.

Для оцінки відносного зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів було надано оцінку параметрам, якими можна характеризувати знос спряження.

На прикладі легкових автомобілів Lanos розглянуто можливості перспектив подальшого розрахунку коефіцієнтів зносостійкості матеріалів тіл тертя за допомогою узагальнених математичних моделей, як моделі зношування фрикційних пар дискових гальм, яка включає конструктивні параметри фрикційних поверхонь, величину приводного тиску, початкову швидкість гальмування автомобіля та час гальмування, за якого відбувається знос.

Ключові слова: дисковий гальмівний механізм, диск, фрикційна накладка, зношування, відносний знос, зносостійкість, довговічність.

A. NAZAROV, S. KRIVOSHAPOV, N. SERGIENKO

EVALUATION OF RELATIVE WEAR OF FRICTION SURFACES OF DISC BRAKE MECHANISMS OF PASSENGER CARS

The article provides a search and analysis of the design parameters of disc brake mechanisms that provide regulated braking efficiency and wear resistance of friction pairs in order to increase their durability.

To assess the relative wear of the friction surfaces of the disc brake mechanisms of passenger cars, an assessment was made of the parameters that can characterize the wear of the interface.

On the example of Lanos passenger cars, the possibilities of prospects for further calculation of the coefficients of wear resistance of materials of friction bodies using generalized mathematical models, such as a model of wear of friction pairs of disc brakes, including the design parameters of friction surfaces, the magnitude of the drive pressure, the initial braking speed of the car and the braking time, are considered. wear occurs.

Key words: disc brake mechanism, disc, friction lining, wear, relative wear, wear resistance, durability.

Вступ. Практика експлуатації легкових автомобілів, а також аналіз причин виходу із ладу різних механізмів і вузлів достатньо впевнено свідчить про те, що більша їх частина втрачає працездатність не внаслідок поломок, а через зношування робочих поверхонь окремих деталей і спряжень. Багаточисленні дослідження [1–4] показали, що близько 70% виходу із ладу автомобілів під час експлуатації виникає через знос у вузлах тертя, особливо в гальмівних механізмах дискового типу, котрі в силу своєї високої швидкодії поглинають більшу частину кінетичної енергії автомобіля.

Важливим для оцінки довговічності гальмівних систем легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, являється встановлення допустимого відносного зносу окремих деталей і спряжень гальмівних механізмів. Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи автомобіля, якою є гальмівний механізм, працює в різних умовах зношування, то встановлення відносного зносу спряжених деталей, що створюють тертя, в залежності від зміни його геометричних параметрів і режимів роботи під час експлуатації є актуальним.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. В силу ряду причин (різні значення тисків та швидкостей відносного ковзання на поверхні тертя, неоднакове попадання абразиву під час експлуатації та ін.) знос деталей дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів не рівномірний. Тому для повної характеристики величини зносу деталей необхідно знати його інтенсивність [5].

В результаті зносу спряження «диск-колодка» виникає зміна відносного положення поверхні тертя, яку надалі будемо називати зносом спряження, що є тією геометричною характеристикою, яка безпосередньо пов'язана із втратою автомобілем або його механізмом початкових службових властивостей.

Мета та постановка задачі. Метою роботи є оцінка відносного зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів. Для реалізації останнього слід оцінити параметри, якими можна характеризувати знос спряження.

Математична модель та алгоритм рішення задачі. Для визначення параметрів, якими можна характеризувати відносний знос спряження, розглянемо, до якої зміни взаємного положення може призвести зношування їх поверхонь.

При цьому велике значення мають конструктивні та кінематичні особливості даної пари, так як вони визначають характер і напрям можливого переміщення деталей при зносі [6].

На рис. 1 показано схему для визначення відносного зносу фрикційних поверхонь дискового гальмівного механізму, умовно розглядаючи знос спряжень з однієї поверхні тертя диска.

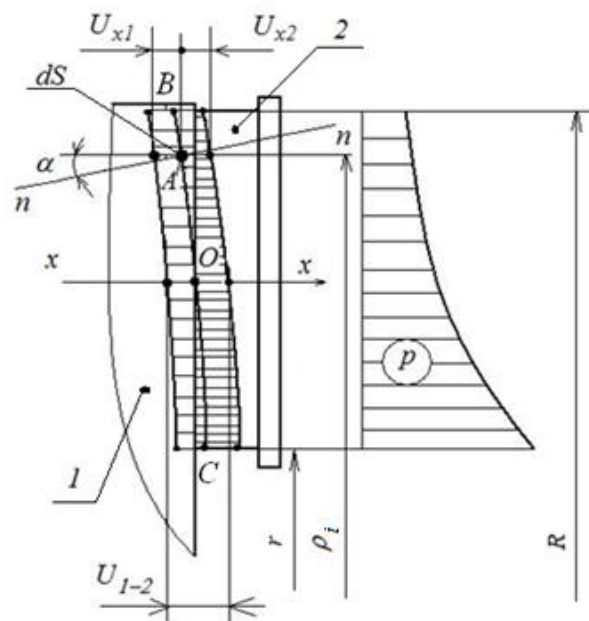


Рис. 1 – Схема для визначення відносного зносу поверхонь тертя
1 – гальмівний диск; 2 – гальмівна колодка

Перший випадок (див. рис.1, а) характерний тим, що в деталях є напрямні елементи, які визначають напрям $x-x$ можливого зближення спряжених деталей. Тому в даному випадку знос спряження може характеризуватись одним параметром U_{1-2} – величиною відносного зближення зношених деталей 1 і 2 в напрямку $x-x$.

Для того, щоб знайти залежність між зносом спряження U_{1-2} та лінійним зносом кожної деталі (гальмівного диска U_1 і накладки гальмівної колодки U_2) в період експлуатації, розглянемо схему взаємного положення зношених деталей в період нормального зносу, коли має місце повне прилягання поверхонь.

Умовно зображено загальний випадок спряження поверхонь тертя після експлуатації з одного боку диску, що мають криволінійну твірну BOC із встановленою нормаллю до неї в точці A (див. рис.1, б).

Якщо зближення деталей можливе лише в напрямі $x-x$, то сума зносів деталей, виміряна в напрямку можливого зближення, повинна бути постійною та дорівнювати зносу всього спряження

$$U_{1-2} = U_{x1} + U_{x2} = const \quad (1)$$

Цю залежність [6] будемо називати умовою контакту деталей, так як вона характеризує одну важливу особливість протікання процесу зношування спряження під час експлуатації.

Ця особливість полягає в тому, що при будь-якій формі зношеної поверхні деталей має місце повний контакт спряжених поверхонь. В силу цієї умови для будь-якої точки на поверхні тертя повинно бути справедливим співвідношення [6]

$$U_{1-2} = \frac{U_1 + U_2}{\cos \alpha}, \quad (2)$$

де α – кут між нормаллю до поверхні тертя та напрямом можливого зближення деталей.

Якщо зобразити положення деталей після їх зношування, то графічно знос кожної з деталей буде представлено епюром, розташованою в «тілі» другої деталі (див. рис. 1). Сумарний епюр буде являти собою деяку область взаємного врзання, обмежену кривими, які визначають форму спряжених поверхонь, а її площа характеризуватиме кількість зношеного матеріалу.

Область розділена на дві частини площиною, яка визначає форму поверхні тертя обох деталей до зношування, що дозволяє визначити величину зносу кожного тіла після експлуатації.

Залежність [6] між швидкостями зношування спряження γ_{1-2} та швидкостями зношування поверхонь тертя γ_1, γ_2 слідує із (1) і (2)

$$\gamma_{1-2} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\cos \alpha}. \quad (3)$$

Властивість пари матеріалів під час зношування характеризуються співвідношенням їх швидкостей зношування $\psi = \gamma_1 / \gamma_2 = U_1 / U_2$, значення якого залежить від закону зношування та є функцією швидкостей ковзання й контактної тиску на поверхнях тертя.

Наступні залежності, одержані з урахуванням (3), враховують спільну дію спряжених поверхонь тертя та законів зношування матеріалів пари та є основними під час розрахунку швидкості зношування диска і колодки відповідно [6]

$$\gamma_1 = \gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha \frac{\psi}{1 + \psi}; \quad (4)$$

$$\gamma_2 = \gamma_{1-2} \cdot \cos \alpha \frac{1}{1 + \psi}. \quad (5)$$

Закони зношування, знання яких необхідні для рішення поставленої задачі, повинні за даних умов визначати співвідношення між швидкістю зношування кожної із спряжених деталей, контактним тиском на поверхні тертя p та швидкістю відносного ковзання \mathcal{G} .

Із формул (4) і (5) слідує, що форма зношених поверхонь спряжених деталей, яка визначається величинами зносів, які дорівнюють добутку швидкості та часу зношування кожної із спряжених деталей, в кожній точці поверхні тертя залежить від кута α та співвідношення зносів ψ .

Як показують дослідження [5, 6], в багатьох випадках можуть бути прийнятими степеневі закони зношування в загальному вигляді

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p^{m_{p1}} \cdot \mathcal{G}^{m_{v1}}; \quad (6)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p^{m_{p2}} \cdot \mathcal{G}^{m_{v2}}; \quad (7)$$

де k_1, k_2 – коефіцієнти, що характеризують швидкість зношування поверхонь тертя кожної з деталей.

Для випадку абразивного зношування величина зносу пропорційна тиску і шляху тертя, а показники степені $m_{pi} = m_{vi} = 1$ [6]. У такому випадку залежності (6) і (7) мають вигляд

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p \cdot \mathcal{G}; \quad (8)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p \cdot \mathcal{G}. \quad (9)$$

Тоді властивості матеріалів пари тертя під час зношування можуть характеризуватись співвідношенням швидкостей зношування

$$\psi = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{k_1}{k_2} = const. \quad (10)$$

Якщо показники степенів рівні для обох матеріалів, але не дорівнюють одиниці, то [6]

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p^{m_{p1}} \cdot \mathcal{G}^{m_v}; \quad (11)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p^{m_{p2}} \cdot \mathcal{G}^{m_v}. \quad (12)$$

В даному випадку співвідношення зносів матеріалів також зберігається постійним $\psi = const$.

Але можливий випадок, коли лише два показники рівні між собою, наприклад, $m_{p1} = m_{p2} = m_p$, тоді маємо

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p^{m_p} \cdot \mathcal{G}^{m_{v1}}; \quad (13)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p^{m_p} \cdot \mathcal{G}^{m_{v2}}. \quad (14)$$

В такому разі співвідношення зносів матеріалів являється змінним та залежить від швидкості відносного ковзання.

Наприклад, якщо $m_{v1} = m_{v2} = m_v$, то співвідношення зносів матеріалів також не є постійним та залежить від контактного тиску p на поверхні тертя.

Для заданої швидкості відносного переміщення спряжених деталей кожна точка A на поверхні тертя має свою кругову швидкість ковзання (див. рис. 1)

$$\mathcal{G} = \omega \cdot \rho_i, \quad (15)$$

де ω – кутова швидкість однієї з спряжених деталей (диск гальмівний) відносно іншої деталі (гальмівна колодка) на момент початку гальмування автомобіля; ρ_i – радіус обертання i -ої точки, яка розглядається (див. рис. 1).

Підставляючи (15) в (6) і (7), одержимо закон зношування спряжених деталей у вигляді функціональної залежності $\gamma_i = f_i(\rho, p)$, а використавши вираз (3), маємо залежність швидкості зношування всього спряження $\gamma_{1-2} = F_1(p, \rho)$.

Якщо закон зношування відповідає (8) і (9), то враховуючи залежність швидкості ковзання (15) від радіуса тертя та числа обертів, одержимо

$$\gamma_1 = \omega \cdot \rho_i \cdot k_1 \cdot p_{1n}; \quad (16)$$

$$\gamma_2 = \omega \cdot \rho_i \cdot k_2 \cdot p_{2n}. \quad (17)$$

Використовуючи формулу (3) та враховуючи, що для дискового гальмівного механізму $\alpha = 0$, одержимо

$$\gamma_{1-2} = \omega \cdot \rho_i \cdot (k_1 + k_2) \cdot p_{in}. \quad (18)$$

Звідки вираз для епюри контактної тиску на поверхні колодки

$$p_{in} = \frac{\gamma_{1-2}}{\omega \cdot \rho_i \cdot (k_1 + k_2)}. \quad (19)$$

Залежність між притисковою силою Q колодок до диска та епюрним тиском p і тиском гальмівної рідини p_1 в колісному циліндрі діаметром d_y передніх коліс знайдемо, використовуючи формулу

$$Q = \int_s p_{in} \cdot dS = \frac{\pi d_y^2 \cdot p_{iu}}{4}. \quad (20)$$

Підставляючи значення тиску із (19) та замість $dS = \alpha \cdot \rho \cdot d\rho$, маємо

$$Q = \frac{\gamma_{1-2}}{\omega \cdot \rho_i \cdot (k_1 + k_2)} \int_r^R \alpha \cdot \rho \cdot d\rho = \gamma_{1-2} \cdot \frac{\alpha \cdot (R^2 - r^2)}{2\omega \cdot \rho_i \cdot (k_1 + k_2)}, \quad (21)$$

де R, r – зовнішній і внутрішній радіуси гальмівного диску; α – кут обмеження фрикційної накладки.

Вирішуючи відносно γ_{1-2} , одержимо формулу для визначення швидкості зношування спряження в разі $m_{pi} = m_{vi} = 1$

$$\gamma_{1-2} = \frac{2(k_1 + k_2) \cdot \omega \cdot \rho_i \cdot Q}{\alpha \cdot (R^2 - r^2)}. \quad (22)$$

Після підстановки (22) у (19) та перетворень одержимо залежність розподілу контактного тиску на поверхні тертя в разі $m_{pi} = m_{vi} = 1$, що має вигляд гіперболи (див. рис. 1)

$$P_{in} = \frac{2Q}{\alpha \cdot (R^2 - r^2)}. \quad (23)$$

Значення зносів спряжених деталей (1 – диск, 2 – колодка, див. рис. 1) в кожній точці поверхні тертя та форму кривої одержимо за умови $m_{pi} = m_{vi} = 1$, $\psi = k_1/k_2 = const$, $\alpha = 0$, приймаючи до уваги, що величина зносу пропорційна швидкості зносу,

$$U_i = k_i \cdot \frac{2Q \cdot \omega \cdot \rho_i}{\alpha \cdot (R^2 - r^2)} \cdot T_i, \quad (24)$$

де T_i – час зношування i -ої фрикційної поверхні (час гальмування до моменту блокування коліс автомобіля).

Кутова швидкість обертання гальмівного диска на момент гальмування без блокування коліс може бути визначена, як

$$\omega = \frac{\mathcal{G}_a}{r_k}, \quad (25)$$

де \mathcal{G}_a – початкова швидкість гальмування легкового автомобіля; r_k – кінематичний радіус колеса.

Отже, з урахуванням (24) значення зносів спряжених деталей в кожній точці поверхні тертя дискового гальма визначимо за залежністю

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi d_{\text{дв}}^2 \cdot P_{\text{дв}} \cdot \rho_i \cdot \mathcal{G}_a}{2\alpha \cdot (R^2 - r^2) \cdot r_k} \cdot T_i, \quad (26)$$

де R, r – зовнішній і внутрішній радіуси гальмівного диску, що обмежують поверхню тертя.

Одержана закономірність (26) для визначення граничного зносу i -го тіла тертя дискового механізму дозволяє оцінювати його за будь-який період експлуатації за певних режимів роботи при екстрених гальмуваннях.

Час гальмування автомобіля визначається за умови погашення інерції поступального і обертального руху мас легкового автомобіля за рахунок гальмівних сил з урахуванням аеродинамічної сили опору

$$0,5 \cdot (m_a \cdot \mathcal{G}_a^2 + \sum I_i \cdot \omega^2) = (P_{T1} + P_{T2} + P_{\text{вх}}) \cdot s_T, \quad (27)$$

де $\sum I_i$ – сумарний інерційний момент обертальних мас на осях; m_a – маса легкового автомобіля; \mathcal{G}_a – початкова швидкість гальмування автомобіля; P_{T1}, P_{T2} – осьові гальмівні

сили; s_T – гальмівний шлях автомобіля; P_{wx} – сила лобового опору автомобіля, яка визначається як [4]

$$P_{wx} = K_0 \cdot F_w \cdot g_a^2, \quad (28)$$

де K_0 – коефіцієнт обтічності кузова легкового автомобіля; F_w – площа лобового опору легкового автомобіля (площа Міделя).

Враховуючи те, що осьові гальмівні сили легкового автомобіля визначаються через конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів K_1, K_2 і тиски гальмівної рідини у відповідних контурах, як $P_{T1} = p_1 \cdot K_1$ і $P_{T2} = p_2 \cdot K_2$, то, гальмівний шлях (шлях, за який відбувається зношування поверхонь тертя) автомобіля із (27)

$$s_T = \frac{0,5 \cdot (m_a \cdot g_a^2 + \sum I_i \cdot \omega^2)}{p_1 \cdot K_1 + p_2 \cdot K_2 + K_0 \cdot F_w \cdot g_a^2}, \quad (29)$$

де p_1 – тиск, створюваний гальмівним приводом (в контурах передніх коліс).

При застосуванні регуляторів величина тиску в контурах передніх коліс автомобіля на момент блокування задніх коліс, визначається, як

$$p_1 = p_2 = p_{10} = \frac{m_a \cdot g \cdot \phi_i - K_0 \cdot F_w \cdot g_a^2}{K_1 + K_2}, \quad (30)$$

де ϕ_i – коефіцієнт зчеплення коліс i -ої осі із опорною поверхнею дороги; K_1, K_2 – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів.

Тиск у контурах задніх коліс автомобіля визначається, як [2, 4]

$$p_2 = p_{10} + (p_1 - p_{10}) \cdot k_0, \quad (31)$$

де p_{10} – тиск в першій точці характеристики регулювання; k_0 – коефіцієнт підсилення тиску.

У разі застосування АБС тиск у контурах передніх і задніх коліс на момент блокування коліс якої-небудь осі визначається, як

$$p_1 = \frac{R_1 \cdot \phi_1}{K_1}, \quad (32)$$

$$p_2 = \frac{R_2 \cdot \phi_2}{K_2}, \quad (33)$$

де R_1 і R_2 – нормальні динамічні реакції на осях автомобіля [8, 9].

Для розрахунку зносу поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів приймалися наступні закони зміни приводного тиску в контурах:

а) для легкового автомобіля з регуляторами тиску [10, 11] – зміна за законом [12], що забезпечує тиск в контурах задніх гальмівних механізмів, визначений за залежностями (30) і (31) при коефіцієнті підсилення тиску $k_0 = 0,1$;

б) для легкового автомобіля з АБС тиск, визначений за залежностями (32) і (33) на момент блокування коліс якої-небудь осі.

Враховуючи геометричні параметри дискових гальмівних механізмів, що застосовуються на передній осі, та параметри барабанних гальмівних механізмів, що застосовуються на задній осі досліджуваних легкових автомобілів Lanos Daewoo, можна встановити, що визначені конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів становлять: $K_1 = 8,47 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $K_2 = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ [7].

Гальмівний шлях автомобіля пов'язаний із часом гальмування та уповільненням відомою залежністю [5]

$$s_T = \frac{(g_a - g_o)^2}{2j}, \quad (34)$$

де \mathcal{G}_a – початкова швидкість гальмування автомобіля; \mathcal{G}_o – кінцева швидкість гальмування автомобіля (у разі екстреного гальмування $\mathcal{G}_o = 0$); j – величина вповільнення легкового автомобіля з урахуванням дії аеродинаміки автомобіля визначається, як [7]

$$j = \frac{1}{m_a} \cdot [p_1 \cdot K_1 + p_2 \cdot K_2 + K_0 \cdot F_w \cdot \mathcal{G}_a^2]. \quad (35)$$

Вирішуючи відносно T_i , одержимо залежність для часу гальмування у вигляді

$$T_i = \frac{\mathcal{G}_a - \mathcal{G}_o}{j}. \quad (36)$$

Для моделювання зміни зносу поверхонь тертя дискових гальм при теоретичних дослідженнях приймалися легкові автомобілі Daewoo Lanos, обладнані АБС та регуляторами тиску [10], із передніми дисковими та задніми барабанными гальмівними механізмами, з шинами 185/70 R14, що здійснювали екстрені гальмування в безвітряну погоду на сухій горизонтальній асфальтобетонній дорозі.

Відносний знос спряжених поверхонь тертя в однойменних точках виміру будемо знаходити за формулою

$$\delta_{li} = \frac{U_{1p}}{U_{1k}} \cdot 100\%, \quad (37)$$

де U_{1p} – знос поверхні тертя диска гальмівного механізму передньої осі легкового автомобіля; U_{1k} – знос поверхні тертя колодки гальмівного механізму передньої осі легкового автомобіля.

Розрахункові значення параметрів гальмування та відносного зносу елементів спряження «диск – колодка», одержані за допомогою вище поданих залежностей, зведено до табл. 3.

Таблиця 3 – Результати проведених розрахунків

Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, \mathcal{G}_a							
	10 м/с (36 км/год)				15 м/с (54 км/год)			
	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo	6,69	6,25	1,30	21,0	6,75	13,95	2,05	21,0
Lanos	8,04	7,50	1,58	22,5	8,09	16,74	2,50	21,2
Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, \mathcal{G}_a							
	20 м/с (72 км/год)				25 м/с (90 км/год)			
	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo	6,83	24,56	2,85	21,0	6,94	37,88	3,68	21,2
Lanos	8,18	29,40	3,47	21,1	8,28	45,23	4,50	22,5
Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, \mathcal{G}_a							
	30 м/с (108 км/год)				35 м/с (126 км/год)			
	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo	7,07	53,7	4,56	22,3	7,12	71,8	5,48	22,3
Lanos	8,40	63,95	5,58	24,3	8,57	85,2	6,72	23,0
Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, \mathcal{G}_a							
	40 м/с (144 км/год)				45 м/с (162 км/год)			
	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$	$j, \text{ м/с}^2$	$st, \text{ м}$	$T_i, \text{ с}$	$\delta_{li}, \%$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo	7,17	53,7	4,56	21,0	7,22	71,8	5,48	21,3
Lanos	7,81	63,95	5,58	24,3	7,97	85,2	6,72	26,1

Закінчення таблиці 3

Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, v_a							
	50 м/с (180 км/год)				55 м/с (198 км/год)			
	j , м/с ²	st , м	T_i , с	δl_i , %	j , м/с ²	st , м	T_i , с	δl_i , %
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo	7,22	53,7	4,56	22,5	7,25	71,8	5,48	22,3
Lanos	8,21	63,95	5,58	25,3	8,57	85,2	6,72	24,3

Примітки. У чисельнику вказано значення параметрів для автомобілів із АБС, а в знаменнику – для автомобілів із регуляторами тиску [10].

У відповідності до табл. 3 побудовано гістограми (рис. 2, рис. 3) розподілу відносного зносу поверхонь тертя дискових гальм у залежності від початкової швидкості гальмування легкових автомобілів Daewoo Lanos, обладнаних АБС і регуляторами.

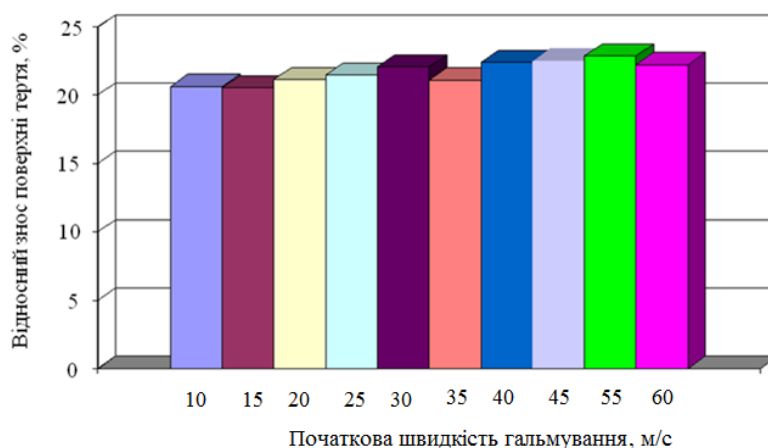


Рис. 2 – Діаграма відносного зносу спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів Daewoo Lanos, обладнаного АБС.

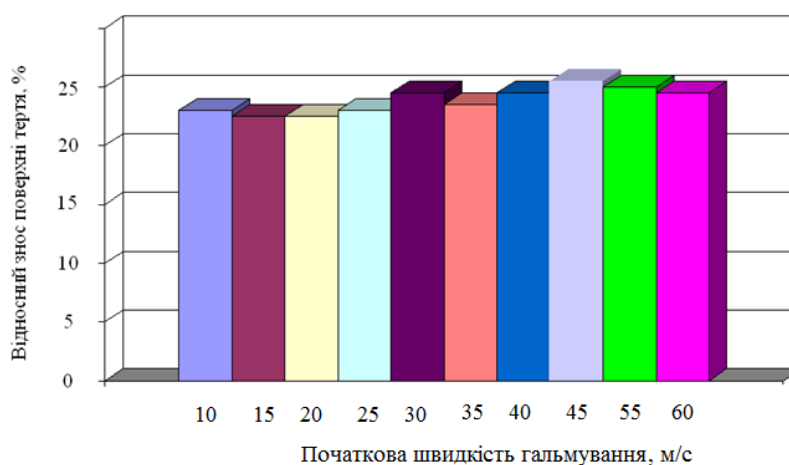


Рис. 3 – Діаграма відносного зносу спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів Daewoo Lanos, обладнаних регуляторами тиску [11].

Аналіз гістограми (див. рис. 2 і рис. 3) показує, що за рівних умов експлуатації легкових автомобілів Daewoo Lanos, гальмівні системи яких обладнано регуляторами тиску [11], відносний знос спряжених поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі, коливається в межах 22,5 – 26,1%, а для автомобілів, обладнаних АБС, він

становить 21 – 22,5%.

На підставі цього можна зробити висновок про те, що знос фрикційних накладок, у порівнянні зі зносом диску гальмівних механізмів, встановлених на передній осі автомобіля Daewoo Lanos, за певний період експлуатації є величиною, оберненою до їх відносного зносу та більший у 3,83 – 4,76 рази.

Отже, довговічність дискових гальм, встановлених на передній осі автомобіля Daewoo Lanos, можна подовжити за рахунок зниження відносного зносу, який, в першу чергу, залежить від величини контактної тиску, розподіленого по поверхні тертя, та, у другу, – від зносостійкості матеріалів деталей, які утворюють фрикційний контакт. Крім того, застосування АБС забезпечує не тільки більшу ефективність гальмування (більше вповільнення та менший гальмівний шлях), але й відносно менший знос фрикційних поверхонь.

Перспективи подальших досліджень. Автори вважають перспективними напрямки досліджень, пов'язані з оцінкою відносного зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів, що експлуатуються, який веде до встановлення зміни значень коефіцієнтів зносостійкості матеріалів, з яких виготовлені диск і фрикційні накладки.

Висновки. Встановлено, що відносний знос спряжених поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів, розміщених на передній осі, є величиною оберненою до їх відносного зносу та для легкових автомобілів Lanos коливається в межах 21,0 – 26,1%, тобто величина зносу фрикційної накладки більша за величину зносу гальмівного диску у 3,83 – 4,76 рази.

За рахунок зниження відносного зносу, який, в першу чергу, залежить від величини контактної тиску, розподіленого по поверхні тертя, та, у другу, – від зносостійкості матеріалів деталей, які утворюють фрикційний контакт, при застосуванні АБС забезпечується не тільки більша ефективність гальмування (менший гальмівний шлях), але й відносно менший знос фрикційних поверхонь за певний термін експлуатації автомобіля, а отже, – підвищення їх довговічності.

Список літератури:

1. Лудченко О.А. Технічне обслуговування та ремонт автомобілів: Підручник / Лудченко О.А. – К.: Знання-Прес, 2003. – 511 с.
2. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 614с.
3. Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей / Говорущенко Н.Я. – К.: Выща школа, 1971. – 232с.
4. Сахно В.П. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів: навчальний посібник. – Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (донецьке відділення), 2014. – 444 с.
5. Расчетные методы оценки трения и износа: сб. научн. трудов; под. ред. И.В. Крагельского]. – Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. – 234 с.
6. Хрущов М.М. Повышение износостойкости и срока службы машин. Новые методы определения износа деталей машин / Хрущов М.М. – М.: Машгиз, 1953. – С. 22-26.
7. Назаров О.І. Потенційна можливість реалізації прирощення вповільнення легковими автомобілями під час екстреного гальмування в різних експлуатаційних умовах / Назаров О.І., Шпінда Є.М. // Наукові нотатки: [міжвуз. зб. наук. праць]. – Луцьк, 2019. – №64. – С.81-86.
8. Назаров В.І. Математичне моделювання перерозподілу реакцій на осях під час екстреного гальмування на дорозі з нахилом / Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О. // Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – Харків, 2014. – №39(1082). – С. 134-140.
9. Назаров А.І. Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны / Назаров А.И., Назаров И.А., Назаров В.И. // Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Автомобіле- і тракторобудування». – Харків, 2015. – №8(1117). – С. 57-65.
10. Пат. №76189 Україна, МПК 2006.01, В60Т 8/24. Пристрій для підвищення ефективності гальмування легкових автомобілів / [Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.]; заявник і патентотримач Харків, Національний автомобільно-дорожній університет №u201207284; заявл. 15.06.2012; опубл. 25.12.2012, Бюл. №24.

11. Papashev, O.Kh. Regulators of brake forces of passenger automobiles / Papashev, O.Kh., Filipenko, S.V., Podrigalo, M.A., Volkov, V.P., Nazarov, A.I. // Avtomobilnaya Promyshlennost, – M., 2004. – №12. – Pp. 17-19.
12. Пат. №75406 Україна, МПК 2012.01, В60Т 11/00. Спосіб регулювання гальмівних сил між осями легкового автомобіля / [Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.]; заявник і патентотримач Харків, Національний автомобільно-дорожній університет №u201207282; заявл. 15.06.2012; опубл. 26.11. 2012, Бюл. №22.

References (transliterated):

1. Ludchenko O.A. Tekhnichne obsluhovuvannya ta remont avtomobiliv: Pidruchnyk / Ludchenko O.A. – K.: Znannia-Pres, 2003. – 511 s.
2. Stablynost ekspluatatsyonnykh svoystv kolesnykh mashyn / [Podryhalo M.A., Volkov V.P., Karpenko V.A. y dr.]; pod red. M.A. Podryhalo. – Kharkov: KhNADU, 2003. – 614s.
3. Hovorushchenko N.Ia. Osnovy teoryy ekspluatatsyy avtomobylei / Hovorushchenko N.Ia. – K.: Vyshcha shkola, 1971. – 232s.
4. Sakhno V.P. Ekspluatatsiyni vlastyvoli avtotransportnykh zasobiv: navchal'nyy posibnyk. – Donetsk: Vyd-vo «Noulidzh» (Donets'ke viddilennya), 2014. – 444 s.
5. Raschetnye metody otsenky treniya y yznosa: sb. nauchn. trudov; pod. red. Y.V. Krahelskoho]. – Briansk: Pryokskoe knyzhnoe yzd-vo, 1975. – 234 s.
6. Khrushchov M.M. Povyshenye yznosostoikosty y sroka sluzhby mashyn. Novye metody opredeleniya yznosa detalei mashyn / Khrushchov M.M. – M.: Mashhyz, 1953. – S. 22-26.
7. Nazarov O.I. Potentsiina mozhlyvist realizatsii pryroshchennia vprovilnennia lehkovymy avtomobiliamy pid chas ekstrenoho halmuvannia v riznykh ekspluatatsiinykh umovakh / Nazarov O.I., Shpinda Ye.M. // Naukovi notatky: [mizhvuz. zb. nauk. prats]. – Lutsk, 2019. – №64. – S.81-86.
8. Nazarov V.I. Matematychno modeliuвання pererozpodilu reaktsii na osiakh pid chas ekstrenoho halmuvannia na dorozhi z nakhylom / Nazarov V.I., Nazarov O.I., Nazarov I.O. // Visnyk NTU «KhPI»: Serii «Matematychno modeliuвання v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh». – Kharkiv, 2014. – №39(1082). – S. 134-140.
9. Nazarov A.I. Pereraspredelenye vertykalnykh reaktsiy na kolesakh lehkovo avtomobilya, dvyzhushchehosia v vozdushnom potoke po horizontalnoi dorozhe s fyksyrovannym radiusom kryvyzny / Nazarov A.I., Nazarov I.A., Nazarov V.I. // Visnyk NTU «KhPI»: Serii «Avtomobile- i traktorobuduvannia». – Kharkiv, 2015. – №8(1117). – S. 57-65.
10. Pat. №76189 Ukraina, МПК 2006.01, V60Т 8/24. Prystrii dlia pidvyshchennia efektyvnosti halmuvannia lehkovykh avtomobiliv / [Podryhalo M.A., Nazarov V.I., Nazarov O.I., Nazarov I.O.]; zaiavnyk i patentotrymach Kharkiv, natsionalnyi avtomobilno-dorozhnyi universytet №u201207284; zaiavl. 15.06.2012; opubl. 25.12. 2012, Biul. №24.
11. Papashev, O.Kh. Regulators of brake forces of passenger automobiles / Papashev, O.Kh., Filipenko, S.V., Podrigalo, M.A., Volkov, V.P., Nazarov, A.I. // Avtomobilnaya Promyshlennost, – M., 2004. – №12. – pp. 17-19.
12. Pat. №75406 Ukraina, МПК 2012.01, V60Т 11/00. Sposib rehuliuвання halmivnykh syl mizh osiamy lehkovo avtomobilya / [Podryhalo M.A., Nazarov V.I., Nazarov O.I., Nazarov I.O.]; zaiavnyk i patentotrymach Kharkiv, Natsionalnyi avtomobilno-dorozhnyi universytet №u201207282; zaiavl. 15.06.2012; opubl. 26.11. 2012, Biul. №22.

Надійшла (received) 01.12.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Назаров Олександр Іванович (Nazarov Alexander) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. проф. Говорушенко М.Я.», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9214-7506>; e-mail: hefer64@gmail.com

Кривошапов Сергій Іванович (Krivoshapov Sergey) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. проф. Говорушенко М.Я.», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>; e-mail: keat@khadi.kharkov.ua

Сергієнко Микола Єгорович (Sergienko Nikolay) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5168-1924>; e-mail: nesergienko@gmail.com