

ня стаціонарних слабо формалізованих процесів з ефектом запізнення в n – вимірному просторі. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – № 37 (1010). – С. 90 – 104. **13.** Айвазян С.А., Мхитарян В.С. Прикладная статистика и основы эконометрики // М.: Юнити, 1998. – 1056с. **14.** INSEE. – <http://www.bdm.insee.fr/bdm2/index.action>.

Bibliography (transliterated): **1.** Kolemaev, V. A. *Matematicheskie metody v jekonomike*. Moscow: Juniti-Dana, 2005. Print. **2.** Ramsay, J. O., et al. "Parameter Estimation for Differential Equations: A Generalized Smoothing Approach." *J. of the Royal Stat. Society. Series B*. Vol. 5. No. 69. 2007. 741–796 Print. **3.** Gorchakov, A. A., and I. V. Orlova. *Komp'juternye jekonomiko-matematicheskie modeli: uchebnoe posobie*. Moscow: Komp'juter, Juniti, 1995. Print. **4.** Al'breht, Je. G. "Metodika postroenija i identifikacii matematicheskikh modelej makrojekonomicheskikh processov." *Jelektronnyj zhurnal «Issledovano v Rossii»*. No. 5. 2002. 54–86. Print. **5.** Juang, J. N. *Applied System Identification*. PTR Prentice Hall. Englewood Cliffs: NJ, 1994. Print. **6.** Nazarenko, O. M. *Osnovy ekonometriki. Vyd. 2nd, pererob.: pidruchnyk*. Kyiv: Centr navchal'noi' literatury, 2005. Print. **7.** Solow, R. M. "A Contribution to the Theory of Economic Growth." *Quarterly Journal of Economics*. No. 70. 1956. 65–94 Print. **8.** Bazilins'ka, O. Ja. *Makroekonomika. Vyd. 2nd, vypr.: navchal'nij posibnik*. Kyiv: Centr uchbovoi' literatury, 2009. Print. **9.** *Panorama jekonomicheskoy mysli konca XX stoletija*. Ed. D. Grinjeujej, M. Blini, and I. Stjuart. Perevod s anglijskogo. Ed. V. S. Avtonomova, and S. A. Afonceva. Vol. 1. 2002. Print. **10.** Leontief, W. *Input-Output Economics*. New York: Oxford University Press, 1986. Print. **11.** Korotajev, A. V., and S. V. Tsirel. "Spectral Analysis of World GDP Dynamics: Kondratieff Waves, Kuznets Swings, Juglar and Kitchin Cycles in Global Economic Development, and the 2008–2009 Economic Crisis." *Structure and Dynamics*. Vol. 4. No 1. 2010. 3–57. Print. **12.** Nazarenko, O. M. "Identifikacija ta prognozuvannja stacionarnyh slabo formalizovanyh procesiv z efektom zapiznennja v n – vymirnomu prostori." *Visnyk NTU«KhPI»*. Ser.: *Matematyчне modeljuvannja v tehniči ta tehnologijah*. No. 37 (1010). Kharkiv: NTU «KhPI», 2013. 90–104 Print. **13.** Ajvazjan, S. A., and V. S. Mhitarjan. *Prıkladnaja statistika i osnovy jekonomometriki*. Moscow: Juniti, 1998. Print. **14.** INSEE. "Banque de données macro-économiques." «INSEE». Web. 02 March 2015 <<http://www.bdm.insee.fr/bdm2/index.action>>.

Надійшло (received) 13.03.2015

УДК 629.083:621-113

О.І. НАЗАРОВ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харків;
Д.М. КЛЕЦ, канд. техн. наук, доц. ХНАДУ, Харків;
І.О. НАЗАРОВ, аспірант, ХНАДУ, Харків

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗНОШУВАННЯ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Запропоновано математичну модель зношування поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів легкового автомобіля під час екстрених гальмувань в експлуатаційних умовах. Для конкретних легкових автомобілів розглянуто роботу створеного алгоритму, наведено результати роботи програми та аналіз результатів проведеного обчислювального експерименту. Також розглянуто перспективи подальших досліджень для підвищення ресурсу дискових гальмівних механізмів.

Ключові слова: легковий автомобіль, дисковий гальмівний механізм, експлуатація.

© О. І. Назаров, Д. М. Клец, І. О. Назаров, 2015

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] 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.

Безперервно зростаючі вимоги до якості ремонту автомобілів визначають необхідність підвищення ресурсу їх спряжених деталей.

Важливим для оцінки надійності гальмівних систем легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, являється встановлення допустимого зносу окремих деталей і спряжень гальмівних механізмів із врахуванням їх довговічності. Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи автомобіля, якою є гальмівний механізм, працює в різних умовах зношування, то встановлення закономірності зносу спряжених деталей в залежності від зміни його геометричних параметрів і режимів роботи під час експлуатації являється 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 може бути не рівномірним. Тому для повної характеристики величини зносу деталей необхідно знати його розподіл по поверхні тертя [2].

В результаті зносу спряження першої групи (накладка-диск) виникає зміна їх відносного положення, яку надалі будемо називати зносом спряження. Він є тією геометричною характеристикою, яка безпосередньо пов'язана із втратою автомобілем або його механізмом їх початкових службових властивостей.

Мета роботи і постановка задачі. Метою роботи є підвищення зносостійкості дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів, що експлуатуються. Для реалізації останнього слід оцінити параметри, якими можна характеризувати знос спряження, та зміну взаємного положення, до якого може призвести зношування їх поверхонь.

Математична модель та алгоритм рішення задачі. Щоб визначити параметри, якими можна характеризувати 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 (зближення) деталей при зносі [2].

На рис. 1 показано схему для визначення зносу дискового гальмівного механізму, умовно розглядаючи знос спряжених деталей на одній поверхні тертя.

Перший випадок (рис. 1, *a*) характерний тим, що в деталей є напрямні,

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 $x-x$.

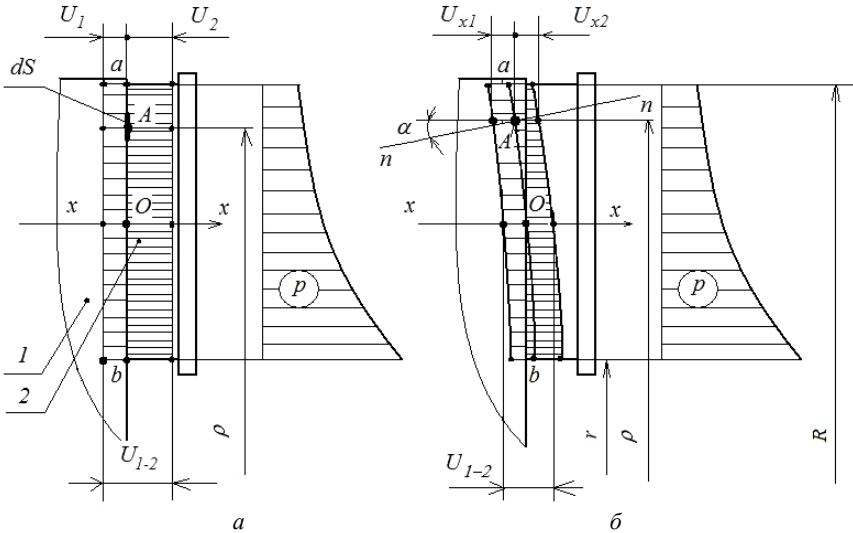


Рис. 1 – Схема для визначення зносу дискового гальмівного механізму: 1 – гальмівна колодка, 2 – гальмівний диск; а – перший випадок, б – загальний випадок.

Для того, щоб знайти залежність між зносом спряження U_{1-2} та лінійним зносом кожної деталі (гальмівного диска U_1 і 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 $a-b$ із встановленою нормаллю до неї в точці A (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

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

Цю залежність [3] 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 поверхні повинно бути справедливим співвідношення [3]

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

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 епюрою, розташованою в «тілі» другої деталі (рис. 1). Сумарна епюра буде являти собою деяку область взаємного врізання, 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 [3] між швидкостями зношування спряження γ_{1-2} та швидкостями зношування поверхонь тертя γ_1, γ_2 слідує із (1) і (2):

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

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 і тиску на поверхнях тертя.

Тоді наступні залежності, одержані з урахуванням (3), враховуючі спільну дію спряжених поверхонь тертя та законів зношування матеріалів пари, будуть являтися основними під час розрахунку спряжень на знос [3]:

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

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

Закони зношування, знання яких необхідні для рішення поставленої задачі, повинні для даних умов визначати співвідношення між швидкістю зношування кожної із спряжених деталей γ_1, γ_2 , 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 значеннями зносів $U_i = \gamma_i \cdot T$ в кожній точці поверхні тертя, залежить від кута α та співвідношення зносів ψ .

Як показують дослідження [2], 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 контр тіл [2].

Для розгляданого випадку абразивного зношування величина зносу пропорційна тиску і шляху тертя, тобто $m_{pi} = m_{vi} = 1$ [3], тоді залежності (6) і (7) мають вигляд

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

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

В даному випадку властивості пари матеріалів під час зношування можуть характеризуватись співвідношенням швидкостей зношування

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

Якщо показники степенів ($m_{pi} = m_{vi} \neq 1$) рівні для обох матеріалів, але не дорівнюють одиниці, то [2]

$$\gamma_1 = k_1 \cdot p^{m_{p1}} \cdot \mathcal{G}^{m_{v1}} ; \quad (11)$$

$$\gamma_2 = k_2 \cdot p^{m_{p2}} \cdot \mathcal{G}^{m_{v2}} . \quad (12)$$

В даному випадку співвідношення зносів матеріалів також зберігається постійним: $\psi = \text{const}$.

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 $\psi = \text{var}$ зносів матеріалів являється змінним та залежить від швидкості відносного ковзання \mathcal{G} .

Коли, наприклад, $m_{v1} = m_{v2} = m_v$, то співвідношення $\psi = \text{var}$ зносів матеріалів також не є постійним та залежить від тиску p на поверхні тертя.

Для заданої швидкості відносного переміщення спряжених деталей кожна точка А на поверхні тертя з координатами (ρ, x) має свою кругову швидкість ковзання (рис. 1)

$$\mathcal{G} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \rho = \omega \cdot \rho , \quad (15)$$

де $\omega = d\varphi/dt$ – кутова швидкість однієї з спряжених деталей (диск гальмівний) відносно іншої деталі (гальмівна колодка) на момент початку гальмування автомобіля; ρ – радіус обертання точки, яка розглядається (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 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

$$\gamma_1 = \omega \cdot \rho \cdot k_1 \cdot p ; \quad (16)$$

$$\gamma_2 = \omega \cdot \rho \cdot k_2 \cdot p . \quad (17)$$

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

$$\gamma_{1-2} = \omega \cdot \rho \cdot (k_1 + k_2) \cdot p . \quad (18)$$

Звідки вираз для епюри тиску на поверхні колодки

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

Залежність між приводною силою Q та епюрним тиском p і тиском гальмівної рідини p_1 в колісному циліндрі діаметром d_u передніх коліс знайдемо, використовуючи формулу

$$Q = \int_S p \cdot dS = \frac{\pi d_u^2 \cdot p_1}{4}. \quad (20)$$

Підставляючи значення p із (19) та замість $dS = 2\pi \cdot \rho \cdot d\rho$, маємо

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

де R , r – зовнішній і внутрішній радіуси гальмівного диску.

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

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

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

$$p = \frac{Q}{R - r} \cdot \frac{1}{\rho}. \quad (23)$$

Значення зносів спряжених деталей (1 – колодка; 2 – диск, 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,

$$U_i = k_i \cdot T_i \cdot (Q \cdot \omega) / (R - r), \quad (24)$$

де T_i – час зношування або час гальмування до моменту блокування коліс автомобіля.

Кутова швидкість обертання гальмівного диска на момент початку гальмування може бути визначена за умови відсутності буксування колеса як

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

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

Отже, з урахуванням (20) значення зносів спряжених деталей в кожній точці поверхні тертя дискового гальма визначимо за залежністю

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi d_{ui}^2 \cdot p_1 \cdot \mathcal{G}_a}{2(D_i - d_i) \cdot r_{ki}} \cdot T_i, \quad (26)$$

де D_i , d_i – зовнішній і внутрішній діаметри гальмівного диску.

Одержана закономірність (26) для визначення граничного зносу i -го контртіла 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 обертowego руху мас легкового автомобіля за рахунок гальмівних сил з урахуванням сили лобового опору:

$$0,5(m_a \cdot g_a^2 + \sum I_i \cdot \omega^2) = (P_{T1} + P_{T2} + P_{wx}) \cdot s_T, \quad (27)$$

де $\sum I_i$ – сумарний інерційний момент обертowych мас на осях; m_a – маса легкового автомобіля; 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]

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

K_0 – коефіцієнт обтічності кузова легкового автомобіля (для седанів приймається рівним $0,35 \text{ кг/м}^3$); F_w – площа лобового опору легкового автомобіля (приймається рівна добутку відповідних його габаритних розмірів).

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 автомобіля із (27)

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

де p_1 – тиск в контурі передніх коліс автомобіля, що визначається, як

$$p_1 = (m_a \cdot g \cdot \varphi) / (K_1 + K_2), \quad (30)$$

φ – коефіцієнт зчеплення коліс із опорною поверхнею дороги; K_1, K_2 – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів; p_2 – тиск в контурі задніх коліс автомобіля, що визначається, як

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

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

Враховуючи геометричні параметри дискових гальмівних механізмів, що застосовуються на передній осі, та параметри барабанних гальмівних механізмів, що застосовуються на задній осі легкових автомобілів, можна встановити, що визначені конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів становлять:

- для Lanos Daewoo $K_1 = 8,47 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $K_2 = 2,91 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
- для Lada Priora $K_1 = 9,53 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $K_2 = 2,93 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
- для Chevrolet Aveo $K_1 = 9,94 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $K_2 = 3,41 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
- для Kia Forza $K_1 = 9,94 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $K_2 = 3,40 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

З іншого боку гальмівний шлях автомобіля зв'язаний із часом гальмування та уповільненням відомою залежністю [4]

$$s_T = g_a \cdot T_i - 0,5j \cdot T_i^2, \quad (32)$$

де j – величина вповільнення легкового автомобіля в даних експлуатаційних умовах, що характеризуються коефіцієнтом зчеплення φ коліс із опорною поверхнею дороги,

$$j = \frac{1}{m_a} \cdot \left[p_1 \cdot K_1 + p_2 \cdot K_2 + K_0 \cdot F_w \cdot g_a^2 \right]. \quad (33)$$

Вирішуючи (32) відносно T_i , одержимо залежність для часу гальмування у вигляді

$$T_i = (g_a \pm \sqrt{g_a^2 - 2j \cdot s_T}) / j, \quad (34)$$

причому повинна виконуватись нерівність $s_T \leq g_a^2 / 2\varphi \cdot g$.

В нашому випадку практичний інтерес має найбільше значення T_i .

Результат моделювання. Для порівнювання відносних зносів спряжених поверхонь дискових гальмівних механізмів двох різних моделей легкових автомобілів з різними законами регулювання приводного тиску застосуємо одержану формулу

$$\delta_i = \left(1 - \frac{U_{1i}}{U_{2i}} \right) \cdot 100\% = \left(1 - \left(\frac{d_{u1}}{d_{u2}} \right)^2 \cdot \frac{k_{1i}}{k_{2i}} \cdot \frac{T_{1i}}{T_{2i}} \cdot \frac{D_2 - d_2}{D_1 - d_1} \right) \cdot 100\%, \quad (35)$$

де U_{1i}, T_{1i} – знос та час зношування i -го елемента дискового гальмівного механізму легкового автомобіля, що порівнюється; U_{2i}, T_{2i} – знос та час зношування i -го елемента дискового гальмівного механізму легкового автомобіля, з яким порівнюється.

Таблиця 1 – Параметри легкових автомобілів

Автомобіль	Значення параметрів						
	m_a , кг	d_{ui} , мм	$\sum I_i$, кг · м ²	r_k , мм	d_i , мм	D_i , мм	F_w , м ²
Daewoo Lanos	1595	48	0,654	313	198	256	2,136
Lada Priora	1578	50			174	260	2,118
Chevrolet Aveo	1455	52			156	236	2,225
Kia Forza	1575	54			162	256	2,249

Оскільки на даний момент часу не існує точних значень коефіцієнтів k_i , що характеризують швидкість зношування контртіл дискових гальмівних механізмів, то будемо визначати, застосовуючи одержану залежність (35), відносні зноси їх однойменних поверхонь тертя для автомобілів однієї моделі, але з різними законами регулювання приводного тиску, за спрощеною формулою

$$\delta_i = (1 - (T_{1i} / T_{2i})) \cdot 100\%. \quad (36)$$

Умови зношування: екстремне гальмування на сухій горизонтальній асфальтобетонній дорозі $\varphi = 0,8$ при початковій швидкості гальмування 10 –

35 м/с.

В якості досліджуваних автомобілів приймемо Daewoo Lanos, Lada Priora, Chevrolet Aveo і Kia Forza з повною масою, обладнаними шинами 185/70 R14 та конструктивними параметрами, поданими у табл. 1, та розрахунковими значеннями зміни приводного тиску в залежності від застосованого закону розподілу гальмівних сил.

Для порівняння відносних зносів контртіл дискових гальмівних механізмів приймемо наступні закони зміни приводного тиску в контурах:

а) для легкового автомобіля з повною масою, що порівнюється, – новий закон [5], що забезпечує тиск в контурах гальмівного привода $p_1 = p_2$ (табл. 2), визначений за (30);

б) для легкового автомобіля з повною масою, з яким порівнюється, – існуючий закон [6], що забезпечує зменшений тиск p_2 в контурах задніх гальмівних механізмів, визначений за (31) при тиску в першій точці характеристики регулювання $p_{10} = 3$ МПа і коефіцієнту підсилення тиску $k_0 = 0,1$ (табл. 2).

Таблиця 2 – Розрахункові значення приводного тиску легкових автомобілів

Закон зоподілу гальмівних сил	Легковий автомобіль			
	Daewoo Lanos	Lada Priora	Chevrolet Aveo	Kia Forza
	Тиск у контурах гальмівного привода, МПа			
новий	$p_1 = p_2 = 11,2$	$p_1 = p_2 = 10,1$	$p_1 = p_2 = 8,7$	$p_1 = p_2 = 9,5$
існуючий	$p_1 = 11,2$ $p_2 = 3,82$	$p_1 = 10,1$ $p_2 = 3,71$	$p_1 = 8,7$ $p_2 = 3,57$	$p_1 = 9,5$ $p_2 = 3,65$

Розрахункові значення, одержані за допомогою залежностей (32), (33), (34) і (36), зведено до табл. 3, де в чисельнику вказано значення параметрів з новим законом регулювання приводного тиску, а в знаменнику – за існуючим.

Таблиця 3 – Розрахункові дані

Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, g_a							
	10 м/с (36 км/год)				15 (54 км/год)			
	j , м/с ²	s_T , м	T_i , с	δ_i , %	j , м/с ²	s_T , м	T_i , с	δ_i , %
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo Lanos	8,04	6,25	1,30	17,7	8,09	13,95	2,05	18,0
	6,69	7,50	1,58		6,75	16,74	2,50	
Lada Priora	8,02	6,26	1,30	16,1	8,08	13,98	2,06	15,6
	6,84	7,35	1,55		6,89	16,39	2,44	
Chevrolet Aveo	8,04	6,25	1,31	16,0	8,10	13,95	2,07	15,9
	6,83	7,35	1,56		6,90	16,38	2,46	
Kia Forza	8,05	6,23	1,31	16,0	8,12	13,92	2,06	16,6
	6,80	7,38	1,56		6,86	16,46	2,47	

Продовження табл. 3

Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, g_a							
	20 м/с (72 км/год)				25 м/с (90 км/год)			
	j , м/с ²	s_T , м	T_i , с	δ_i , %	j , м/с ²	s_T , м	T_i , с	δ_i , %
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo Lanos	8,18	24,56	2,85	17,9	8,28	37,88	3,68	18,2
	6,83	29,40	3,47		6,94	45,23	4,50	
Lada Priora	8,16	24,6	2,85	15,9	8,27	37,95	3,69	15,9
	6,98	28,8	3,39		7,08	44,31	4,39	
Chevrolet Aveo	8,20	24,5	2,87	16,3	8,32	37,75	3,72	16,4
	6,99	28,7	3,43		7,11	44,12	4,45	
Kia Forza	8,20	24,48	2,85	16,9	8,32	37,74	3,69	16,9
	6,95	28,9	3,43		7,06	44,4	4,44	

Закінчення табл. 3

Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, g_a							
	30 м/с (108 км/год)				35 м/с (126 км/год)			
	j , м/с ²	s_T , м	T_i , с	δ_i , %	j , м/с ²	s_T , м	T_i , с	δ_i , %
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo Lanos	8,41	53,7	4,56	18,3	8,57	71,8	5,48	18,5
	7,07	63,95	5,58		7,22	85,2	6,72	
Lada Priora	8,40	53,8	4,57	16,1	8,56	71,93	5,49	16,3
	7,21	62,67	5,45		7,36	83,53	6,56	
Chevrolet Aveo	8,46	53,41	4,62	16,5	8,64	71,23	5,56	16,5
	7,26	62,25	5,53		7,44	82,7	6,66	
Kia Forza	8,45	53,46	4,58	17,0	8,62	71,39	5,51	17,0
	7,20	62,75	5,52		7,36	83,5	6,64	

За даними табл. 3 побудовано гістограму розподілу відносного зносу δ_i , %, контртіл дискових гальм легкових автомобілів (рис. 2).

Аналіз гістограми (рис. 2) показує, що за рівних умов експлуатації легкових автомобілів при введенні регулювання гальмівних сил по новому закону в порівнянні із існуючим (компенсацією приводного тиску), відносний знос однойменних контртіл дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі, може бути зниженим на 16,3 – 18,5%.

Отже, що є можливості для підвищення ресурсу дискових гальм легкових автомобілів, необладнаних протиблокувальними системами, із збереженням необхідної ефективності гальмування.

Перспективи подальших досліджень. Автори вважають перспектив-

ними напрямки досліджень, пов'язані зі збільшенням ресурсу контртіл дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів, що експлуатуються.

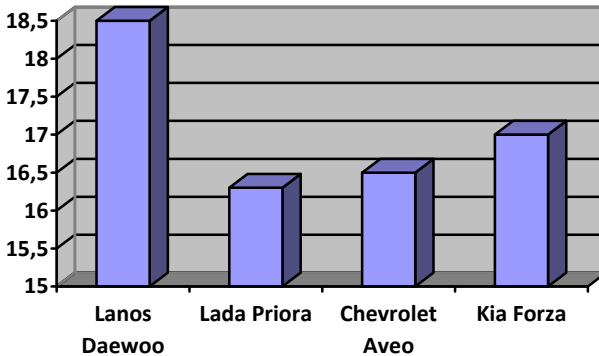


Рис. 2 – Гістограма розподілу відносного зносу контртіл дискових гальм легкових автомобілів.

Висновки. Отже, строк служби контртіл дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів, що експлуатуються, можна підвищити за рахунок установки динамічних регуляторів гальмівних сил, які реалізують новий спосіб [5] регулювання гальмівних сил між осями автомобіля, на 16,3 – 18,5%.

Список літератури: 1. *Людченко О.А.* Технічне обслуговування та ремонт автомобілів: Підручник. – К.: Знання-Прес, – 2003. – 511 с. 2. *Хрущов М.М.* Повышение износостойкости и срока службы машин. Новые методы определения износа деталей машин. – М.: Машгиз, – 1953. – С. 22 – 26. 3. Расчетные методы оценки трения и износа: сб. научн. трудов. [ред. Крагельский И.В. и др.]. – Брянск: Приокское книжное изд-во, – 1975. – 234 с. 4. *Агейкин Я.С., Вольская Н.С.* Теория автомобиля: учеб. пособ. – М.: МГИУ, – 2008. – 318 с. 5. *Подригало М.А., Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О.* Спосіб регулювання гальмівних сил між осями легкового автомобіля. ХНАДУ. Україна. Патент на корисну модель. №75406. В60Т 11/00. Опубл. 26.11.12. – 4с. 6. *Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А.* и др. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, – 2003. – 614 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Ludchenko, O. A.* *Tekhnichne obslugovuvannya ta remont avtomobiliv: pidruchnik.* Kyiv: Znannya-Pres, 2003. Print. 2. *Hrushchov, M. M.* "Povyshenie iznosostojkosti i stroka sluzhby mashin. Nove metody opredelenija iznosa detalej mashin." Moscow: Mashgiz, 1953. 22–26. Print. 3. *Raschetnye metody ocenki trenija i iznosa: sb. nauchn. trudov.* Ed. I. V. Kragel'skij, et al. Bryansk: Priokskoe knizhnoe izd-vo, 1975. Print. 4. *Agejkin, Ya. S., and N. S. Vol'skaja.* *Teorija avtomobilja: ucheb. posob.* Moscow: MGIU, 2008. Print. 5. *Podrygalo, M. A., et al.* "Sposib reguljuvannja gal'mivnyh syl mizh osjamy legkovogo avtomobilja." Ukrai'na, assignee. Patent na korisnu model' UA № 75406. V60T 11/00. Opubl. 26 November 2012. 6. *Podrygalo, M. A., et al.* *Stabilnost' jekspluatacionnyh svojstv koljosnyh mashin.* Ed. M. A. Podrygalo. Kharkov: HNADU, 2003. Print.

Надійшла (received) 14.11.2014