

О.І. НАЗАРОВ, С.І. КРИВОШАПОВ, В.А. ЦИБУЛЬСЬКИЙ, М.Є. СЕРГІЄНКО

ОЦІНКА ЗНОСОСТІЙКОСТІ ФРИКЦІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Запропоновано математичну модель зношування поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів легкового автомобіля при гальмуваннях. Для легкових автомобілів розглянуто роботу створеного алгоритму, наведено результати роботи програми та аналіз результатів проведеного розрахункового експерименту. Також розглянуто перспективи подальших досліджень визначення коефіцієнта зносостійкості матеріалів сполучених деталей дискових гальмівних механізмів.

Ключові слова: легковий автомобіль, дисковий гальмівний механізм, фрикційна поверхня, зносостійкість.

А.И. НАЗАРОВ, С.И. КРИВОШАПОВ, В.А. ЦЫБУЛЬСКИЙ, Н.Е. СЕРГИЕНКО

ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ФРИКЦИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Предложена математическая модель изнашивания поверхностей трения дисковых тормозных механизмов легкового автомобиля при торможениях. Для легковых автомобилей рассмотрена работа созданного алгоритма, приведены результаты работы программы и анализ результатов проведенного расчетного эксперимента. Также рассмотрены перспективы дальнейших исследований для определения коэффициента износостойкости материалов сопряженных деталей дисковых тормозных механизмов.

Ключевые слова: легковой автомобиль, дисковый тормозной механизм, фрикционная поверхность, износостойкость.

A. NAZAROV, S. KRIVOSHAPOV, V. TSYBULSKY, N. SERGIENKO

EVALUATION OF WEAR RESISTANCE OF FRICTION SURFACES FOR DISC BRAKES OF PASSENGER CARS

A mathematical model of wear of friction surfaces of disc brake mechanisms of a passenger car during braking is proposed. For passenger cars, the work of the created algorithm is considered, the results of the program and the analysis of the results of the computational experiment are given. The prospects for further research to determine the wear resistance coefficient of materials for mating parts of disc brake mechanisms are also considered.

Keywords: passenger car, disc brake mechanism, friction surface, wear resistance.

Вступ. Важливим для оцінки ресурсу гальмівних систем легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, є встановлення не лише допустимого зносу спряжених деталей гальмівних механізмів, але й врахування зносостійкості їх фрикційних поверхонь.

Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи автомобіля, якою є гальмівний механізм, працює в більшості випадків в умовах абразивного зношування [1], то встановлення закономірності відносного зношування спряжених деталей в залежності від зміни швидкості гальмування автомобіля під час експлуатації є актуальним.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Для повної характеристики процесу зношування спряжених деталей дискових гальм, які утворюють фрикційну пару, необхідно знати закон розподілу зносу.

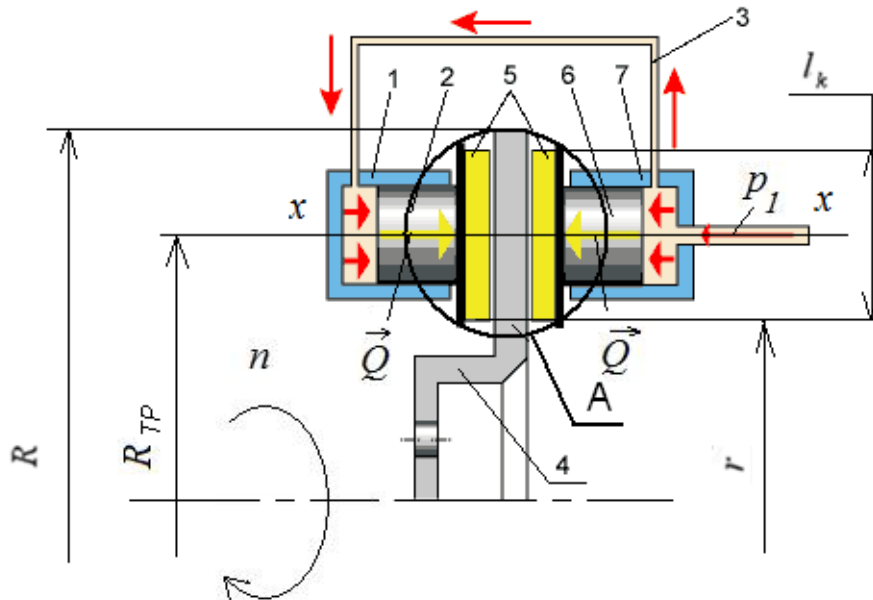
Щоб визначити параметри, якими можна характеризувати відносний знос спряження, розглянемо, до якої зміни взаємного положення може призвести знос їх поверхонь.

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

Мета роботи і постановка задачі. Метою роботи є оцінка зносостійкості фрикційних

поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів за відносним зносом їх фрикційних пар.

Математична модель та алгоритм рішення задачі. Прийmemo допущення, що зношування фрикційних поверхонь відбувається рівномірно (рис. 1).



- 1 – зовнішній робочий циліндр (лівого) гальма; 2, 6 – поршень;
 3 – з'єднувальна трубка; 4 – гальмівний диск переднього (лівого) колеса;
 5 – гальмівні колодки з фрикційними накладками;
 7 – внутрішній робочий циліндр (лівого) гальма

Рис. 1 – Схема для визначення зносу дискового гальма

Тоді, в результаті зносу спряження «диск-накладка» виникає зміна їх відносного положення, яка є тією геометричною характеристикою, що безпосередньо пов'язана із втратою гальмівним механізмом їх початкових службових властивостей.

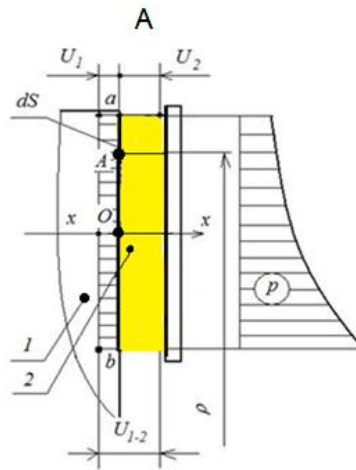
Оскільки дискові гальмівні механізми сучасних легкових автомобілів конструктивно мають напрямні елементи [2, 3], то вони й визначають напрям x - x можливого зближення спряжених деталей.

Тому в даному випадку знос фрикційного спряження може характеризуватись лише параметром U_{1-2} – величиною відносного зближення спряжених деталей 1 і 2 в напрямку x - x (див. А, рис.1).

Спочатку відтворимо залежність між зносом спряження U_{1-2} та лінійним зносом кожної деталі (гальмівного диска U_1 і гальмівної колодки U_2) в нормальний період експлуатації, розглянувши схему взаємного положення зношених деталей в період нормального зносу, коли має місце повне прилягання поверхонь по прямій ab (див. А, рис. 2).

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

$$U_{1-2} = U_1 + U_2 = const. \quad (1)$$



1 – гальмівний диск; 2 – гальмівна колодка;

Рис. 2 – Схема для визначення зносу дискового гальмівного механізму

Ця залежність [4] є умовою контакту деталей, так як вона характеризує одну важливу особливість протікання процесу зношування спряження під час експлуатації, яка полягає в тому, що за будь-якої форми зношеної поверхні деталей має місце повний контакт спряжених поверхонь.

Якщо зобразити положення деталей після їх зношування, то графічно знос кожної з деталей буде представлено епюром, розташованим в «тілі» другої деталі (див. рис. 1).

Сумарний епюр буде являти собою деяку область взаємного врізання, обмежену лініями, які визначають форму спряжених поверхонь, а її площа характеризуватиме величину зношеного матеріалу.

Область розділена на дві частини площиною ab , яка визначає форму поверхні тертя обох деталей до зношування, що дозволяє визначити величину зносу кожного тіла після експлуатації (див. рис. 1).

Відомо, що залежність між швидкостями зношування поверхонь тертя γ_i та швидкістю зношування спряження γ_{1-2} [4]

$$\gamma_i = \gamma_{1-2} \cdot \frac{\psi}{1 + \psi}, \quad (2)$$

де $\psi = U_1/U_2$ – співвідношення зносів, значення якого залежить від закону зношування та є функцією швидкостей ковзання і тиску на поверхнях тертя.

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

Із формул (1) і (2) слідує, що форма зношених поверхонь спряжених деталей, яка визначається значеннями зносів U_i в кожній точці поверхні тертя, залежить від співвідношення зносів ψ (відносного зносу).

Як показують дослідження [4], в багатьох випадках можуть бути прийнятими степеневі закони зношування в загальному вигляді

$$\gamma_i = k_i \cdot p^{m_{pi}} \cdot \mathcal{G}^{m_{vi}}. \quad (3)$$

де k_i – коефіцієнт, що має розмірність (с^2) та характеризує стійкість до зношування спряжених деталей.

Для визначення k_i розгляданого випадку абразивного зношування величина зносу

пропорційна тиску і шляху тертя, тобто $m_{p_i} = m_{v_i} = 1$ [4].

Тоді залежність (3) має вигляд [4]

$$\gamma_i = k_i \cdot p \cdot \mathcal{G}. \quad (4)$$

В даному випадку властивості пари матеріалів під час зношування можуть характеризуватись співвідношенням швидкостей зношування [4], тобто

$$\psi = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{k_1}{k_2} = const. \quad (5)$$

Для заданої швидкості відносного переміщення спряжених деталей кожна точка A на поверхні тертя з координатами (ρ, x) має свою кругову швидкість ковзання (див. рис. 2), яка визначається

$$\mathcal{G} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \rho = \omega \cdot \rho, \quad (6)$$

де $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ – кутова швидкість диска гальмівного відносно гальмівної колодки на момент початку гальмування автомобіля;

ρ – радіус обертання точки, яка розглядається (див. рис. 2).

Після підстановок одержимо закон зношування спряжених деталей у вигляді функціональної залежності $\gamma_i = f_i(\rho, p)$, а використавши вираз (4), маємо залежність швидкості зношування спряження $\gamma_{1-2} = F_1(p, \rho)$ у вигляді

$$\gamma_i = \omega \cdot \rho \cdot k_i \cdot p; \quad (7)$$

$$\gamma_{1-2} = \omega \cdot \rho \cdot (k_1 + k_2) \cdot p. \quad (8)$$

Звідки вираз для епюри тиску на поверхні колодки

$$p = \frac{\gamma_{1-2}}{\omega \cdot \rho \cdot (k_1 + k_2)}. \quad (9)$$

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

$$Q = \int_s p \cdot dS = \frac{\pi d_u^2 \cdot p_1}{4}. \quad (10)$$

Вирішуючи спільно (10) із (9), одержимо

$$Q = \frac{\gamma_{1-2}}{\omega \cdot (k_1 + k_2)} \int_r^R \frac{\rho \cdot d\rho}{\rho} = \gamma_{1-2} \cdot \frac{R-r}{\omega \cdot (k_1 + k_2)}, \quad (11)$$

де R, r – зовнішній і внутрішній радіуси гальмівного диску (див. рис. 1).

Вирішуючи відносно γ_{1-2} , одержимо формулу для визначення швидкості зношування спряження в такому разі

$$\gamma_{1-2} = \frac{(k_1 + k_2) \cdot \omega}{R-r} \cdot Q. \quad (12)$$

На підставі теорії зношування Крагельського І.В. [5-12] величина зносу фрикційних тіл (див. рис. 2), що забезпечують тертя, може бути представлена у вигляді

$$U_i = k_i \cdot \frac{Q \cdot \omega}{R-r} \cdot T_i, \quad (13)$$

де $k_{1(2)}$ – коефіцієнт, що характеризує зносостійкість матеріалів диска і фрикційної накладки;

ω – кутова швидкість обертання диску;

R, r – зовнішній і внутрішній діаметри гальмівного диску, які визначають ширину поверхні тертя;

T_i – час тертя фрикційних поверхонь диска і колодки (час гальмування, протягом якого відбувається зношування)

$$T_i = \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (14)$$

де g_a – початкова швидкість гальмування транспортного засобу;

$[j]$ – максимальне уповільнення;

s_T – гальмівний шлях автомобіля.

Після математичних перетворень одержимо вираз для зносу i -ої фрикційної поверхні (диск-накладка)

$$U_i = k_{1(2)} \cdot \frac{2\pi \cdot n \cdot M_{T_i}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (15)$$

де n – частота обертання гальмівного диска;

l_k – ширина фрикційного контакту.

У разі, коли гальмівні моменти на лівому та правому колесах однакові, залежність зносу i -ої фрикційної поверхні від осьового гальмівного момента:

– на передній осі

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot M_{T1}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right]_i, \quad (16)$$

– на задній осі

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot M_{T2}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right]. \quad (17)$$

Величину зносу спряжених деталей в кожній точці поверхні тертя дискового гальма можна визначити з урахуванням (10) за

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi d_{ш}^2 \cdot p_{1(2)} \cdot g_i^2}{(R-r) \cdot r_k} \cdot \frac{1}{j_i}, \quad (18)$$

де g_i – i -а початкова швидкість гальмування легкового автомобіля;

r_k – кінематичний радіус колеса;

j_i – i -а величина уповільнення автомобіля

$$j_i = g_i^2 / 2s_{T_i}, \quad (19)$$

де s_{T_i} – i -ий максимальний гальмівний шлях, який визначається за умови погашення інерції поступального руху маси легкового автомобіля та інерції обертального руху коліс за рахунок реалізації максимальних осьових гальмівних сил

$$s_{T_i} = \frac{m_a \cdot g_i^2 + \sum I_i \cdot \left(\frac{g_i}{r_k} \right)^2}{2(p_1 \cdot K_1 + p_2 \cdot K_2^2)}, \quad (20)$$

де K_1, K_2 – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів [13].

Одержана закономірність (15) із врахуванням (16) і (17) для визначення зносу i -го тіла дискового механізму за будь-який період експлуатації за певних режимів роботи дозволяє оцінювати граничний знос.

Отже, з'являється можливість визначити коефіцієнти, що характеризують інтенсивність зношування i -ої поверхні тертя спряжених деталей дискового гальма.

Результати роботи. Для оцінки зміни в часі запасу матеріалу по зносу спряжених деталей, які утворюють поверхню тертя дискового гальмівного механізму передньої осі легкового автомобіля, авторами запропоновано залежність, яка пов'язує різницю між зносом диска і зносом фрикційної накладки колодки, віднесена до зносу фрикційного матеріалу колодки за певний час гальмування

$$\delta_i = \left(\frac{U_{1i}}{U_{2i}} - 1 \right) \cdot 100\%, \quad (21)$$

де U_{1i} – знос диска дискового гальмівного механізму i -го легкового автомобіля;

U_{2i} – знос накладки колодки дискового гальмівного механізму i -го легкового автомобіля.

У разі граничного зносу матеріалів тіл, які утворюють поверхню тертя дискового гальма, можна оцінити коефіцієнти зносостійкості фрикційної пари.

В якості досліджуваних автомобілів були Daewoo Lanos, Lada Priora, Chevrolet Aveo і Kia Forza з повною масою, обладнаними шинами 185/70 R14 та конструктивними параметрами, поданими у табл. 1.

Таблиця 1 – Параметри досліджуваних легкових автомобілів

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

Для визначення величини коефіцієнтів зносостійкості фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів досліджуваних легкових автомобілів будемо приймати максимальний тиск у гальмівному приводі:

– передніх гальм

$$p_1 = \frac{m_a \cdot g \cdot \beta \cdot \varphi}{K_1}, \quad (22)$$

– задніх гальм

$$p_2 = \frac{m_a \cdot g \cdot (1 - \beta) \cdot \varphi}{K_2}, \quad (23)$$

де β – коефіцієнт гальмівної сили на передній осі автомобіля;

$\varphi = 0,8$ – коефіцієнт зчеплення коліс із опорною поверхнею дороги;

K_1, K_2 – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів:

а) для Lanos Daewoo $K_1 = 8,47 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $K_2 = 2,91 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

б) для Lada Priora $K_1 = 9,53 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $K_2 = 2,93 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

в) для Chevrolet Aveo $K_1 = 9,94 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $K_2 = 3,41 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

г) для Kia Forza $K_1 = 9,94 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $K_2 = 3,40 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

На прикладі гальмувань легкових автомобілів при початковій швидкості руху 108 і 126 км/год показано розрахункові дані гальмування та коефіцієнтів зносостійкості фрикційних поверхонь дискових гальм (табл. 2).

Використовуючи дані розрахунків, можна за (16) і (17) визначити значення коефіцієнтів стійкості до зношування матеріалів фрикційних пар.

Аналіз гістограми (див. рис.3) показує, що найбільший відносний знос спряжених

поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній осі досліджуваних легкових автомобілів, коливається в межах 17-18,5%.

При цьому розрахункове значення коефіцієнта зносостійкості матеріалу диска становить $0,045 \text{ с}^2$, в той час, коли розрахункове значення коефіцієнта зносостійкості матеріалу накладки дорівнює $0,158 \text{ с}^2$. Це говорить про те, що стійкість до зносу матеріалу диска більша від стійкості до зносу накладки майже в 3,5 рази.

Таблиця 2 – Розрахункові дані

Автомобіль	Початкова швидкість гальмування автомобіля, ϑ_a							
	30 м/с (108 км/год)				35 м/с (126 км/год)			
	j , м/с ²	s_T , м	k_i , г/м·с ²	δ_i , %	j , м/с ²	s_T , м	k_i , г/м·с ²	δ_i , %
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Daewoo Lanos	7,07	63,95	0,045 0,158	18,3	7,22	85,2	0,045 0,158	18,5
Lada Priora	7,21	62,67	0,044 0,155	16,1	7,36	83,53	0,044 0,155	16,3
Chevrolet Aveo	7,26	62,25	0,045 0,156	16,5	7,44	82,7	0,045 0,156	16,5
Kia Forza	7,20	62,75	0,045 0,156	17,0	7,36	83,5	0,045 0,156	17,0

Примітка. У чисельнику вказано значення коефіцієнтів зносостійкості для матеріалу гальмівного диску, а у знаменнику – для фрикційного матеріалу колодки.

За даними табл. 2 побудовано гістограму (рис. 3) розподілу відносного зносу δ_i (запасу матеріалу по зносу) поверхонь тертя дискових гальм легкових автомобілів.

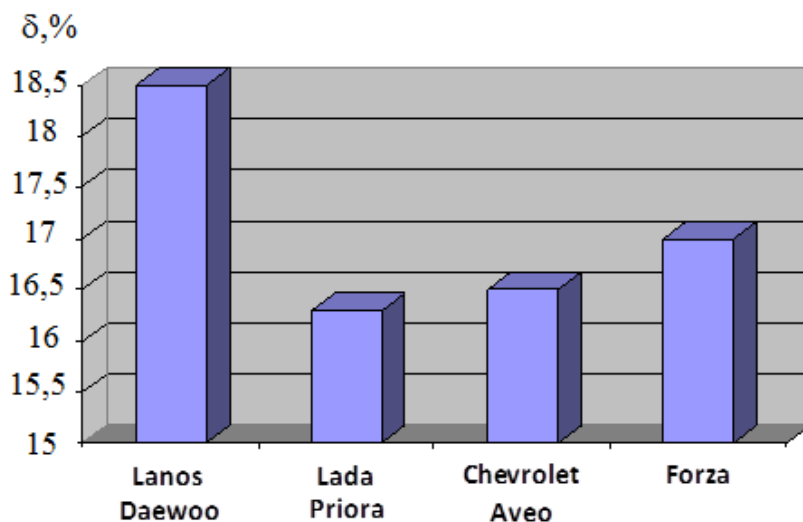


Рис. 3 – Теоретичні значення відносного зносу спряжених поверхонь

Аналіз гістограми (див. рис. 3) показує, що за рівних умов гальмування, відносний знос фрикційної пари дискових гальм досліджуваних легкових автомобілів Daewoo Lanos є найбільший і становить 18,5%, а для автомобілів Lada Priora і Chevrolet Aveo – найменший і коливається в межах 16,3-16,5%. Очевидно, що вплив на такий розподіл теоретичних значень відносного зносу фрикційної пари, здійснюють різні за значенням конструктивні коефіцієнти

K_1 і K_2 застосовуваних гальм на осях автомобіля.

Висновки. Одержано залежність для оцінки зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів, яка дозволяє визначити величину коефіцієнта стійкості до зношування, що характеризує інтенсивність зношування i -ої поверхні тертя спряжених деталей, який за фізичним змістом являє собою величину, обернену кутовому прискоренню диска.

На підставі одержаної залежності встановлено, що для досліджуваних автомобілів зносостійкість матеріалу диска більша за зносостійкість фрикційної накладки колодки майже в 3,5 рази.

Перспективи подальших досліджень. Автори вважають перспективними напрямки досліджень, пов'язані із визначенням коефіцієнтів зносостійкості поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів, що впливають на їх довговічність.

Список літератури

1. Канарчук В.Є. Експлуатаційна надійність автомобілів: в 4-х кн. / В.Є. Канарчук, О.А. Лудченко, А. Чигринець. – Кн.2. – К.: Вища шк., 2000. – 446 с.
2. Сафонов А.И. О развитии тормозных систем [Текст] / А.И. Сафонов // Вестник машиностроения. – М.: Машиностроение, 2011. – №12. – С. 37-44. – ISSN 0042-4633.
3. Агейкин Я.С. Теория автомобиля: учеб. пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с.
4. Хрущов М.М. Повышение износостойкости и срока службы автомобилей. Новые методы определения износа деталей автомобилей / Хрущов М.М. – М.: Машгиз, 1953. – С. 22-26.
5. Тюрин С.В. Исследования изменения эффективности торможения между очередными техническими обслуживаниями / Тюрин С.В., Касимов Р.К., Ревин А.А. и др. // Известия ВОЛГГТУ. – Вып.21(124). – т.7. – 2013. – С. 41-44.
6. Гудз Г.С. Сравнительный анализ теплонагруженности дисковых тормозных механизмов автобусов при различных типах испытаний / Г.С. Гудз, Я.П. Яворский // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 2001. – №7. – С. 50-52.
7. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. – 3. – uberarb. und erw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).
8. Shang M. Braking force dynamic coordinated control for hybrid electric vehicles / [M. Shang, L. Chu, J. Guo, Y. Fang, F. Zhou] // in Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Advanced Computer Control (ICACC '10). - vol. 4. - pp. 411–416. - Shenyang, China. - 2010.
9. Клименко В.И. К методике анализа и выбора распределения тормозных сил между осями двухосного транспортного средства / Клименко В.И., Леонтьев Д.Н., Ломака С.И. Рыжих А.А. // Известия МГТУ МАМИ. – №1(11). – 2011. – С. 31-36.
10. Расчетные методы оценки трения и износа: [сб. научн. трудов; под. ред. И.В. Крагельского]. – Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. – 234 с.
11. Дмитриев А.И. Компьютерное моделирование локальных трибологических контактов на примере пары трения автомобильного тормоза / Дмитриев А.И., Смолин А.Ю., Псахье С.Г. и др. // Физическая мезомеханика. – Вып. №2. – Т. 10. – 2007. – С. 15-28.
12. Заболотный Р.В. К определению времени и пути трения тормозных механизмов и шин автомобилей с АБС // Известия ВОЛГГТУ, Вып.2. – Т.8. – 2007. – С. 121-122.
13. Nazarov, Alexander Investigation of the Rational Area of Friction Surfaces in Contact of Friction Linings for Disc Brakes of Passenger Cars / Nazarov Alexander, Krivoshepov Sergy, Misyura Nikolay, Belov Valentin, Zuyev Vladimir, Nazarov Ivan, Nikolay Sergienko. – SAE Technical Paper 2021-01-1295, 2021, doi:10.4271/2021-01-1295. – 11 pp.

References (transliterated)

1. Kanarchuk V.Ie. Ekspluatatsiina nadiinist avtomobiliv: v 4-kh kn. / V.Ie. Kanarchuk, O.A. Ludchenko, A. Chyhrnets. – Kn.2. – K.: Vyshcha shk., 2000. 446s.
2. Safonov A.Y. O razvytyu tormoznykh system [Tekst] / A.Y. Safonov // Vestnyk mashynostroeniya. – M.: Mashynostroeniye, 2011. – №12. – S. 37-44. – ISSN 0042-4633.
3. Aheikyn Ya.S. Teoryia avtomobyliya: ucheb. posob. / Ya.S. Aheikyn, N.S. Volskaia. – M.: MHYU, 2008. – 318 s.

4. Khrushchov M.M. Povyshenye yznosostoikosty y stroka sluzhby avtomobylei. Novye metody opredeleniya yznosa detalei avtomobylei / Khrushchov M.M. – M.: Mashhyz, 1953. – s. 22-26.
5. Tiurn S.V. Yssledovaniya yzmeneniya efektyvnosti tormozheniya mezhdru ocherednyimi tekhnicheskimi obsluzhivaniyami / Tiurn S.V., Kasymov R.K., Revyn A.A. y dr. // Yzvestiya VOLHHTU. – Vyp.21(124). – t.7. – 2013. – s. 41-44.
6. Hudz H.S. Sravnytelnyi analiz teplonahruzhennosti diskovykh tormoznykh mekhanizmov avtobusov pry razlychnykh tyпах yspytaniy / H.S. Hudz, Ya.P. Yavorskyi // Avtomobylnyi transport. – Kharkov: RYO KhHADTU, 2001. – №7. – S. 50-52.
7. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funktion; Prüf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. – 3. – uberarb. und erw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).
8. Shang M. Braking force dynamic coordinated control for hybrid electric vehicles / [M. Shang, L. Chu, J. Guo, Y. Fang, F. Zhou] // in Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Advanced Computer Control (ICACC 10). – vol. 4. – pp. 411–416. – Shenyang, China. – 2010.
9. Klymenko V.Y. K metodyke analiza y vybora raspredeleniya tormoznykh syl mezhdru osiami dvukhosnogo transportnogo sredstva / Klymenko V.Y., Leontev D.N., Lomaka S.Y. Ryzhykh A.A. // Yzvestiya MHTU MAMY. – №1(11). – 2011. – s. 31-36.
10. Raschetnye metody otsenky treniya y yznosa: [sb. nauchn. trudov; pod. red. Y.V. Kraheleskoho]. – Briansk: Pryokskoe knyzhnoe yzd-vo, 1975. – 234 s.
11. Dmytryev A.Y. Kompiuternoe modelirovaniye lokalnykh trybolohicheskikh kontaktov na primere pary treniya avtomobylnogo tormoza / Dmytryev A.Y., Smolyn A.Iu., Psakhe S.H. y dr. // Fyzycheskaia mezomekhanika. – Vyp. №2. – T. 10. – 2007. – s. 15-28.
12. Zabolotnyi R.V. K opredeleniyu vremeny y puty treniya tormoznykh mekhanizmov y shyn avtomobylei s ABS // Yzvestiya VOLHHTU, Vyp.2.- T.8. -2007. –s. 121-122
13. Nazarov, Alexander Investigation of the Rational Area of Friction Surfaces in Contact of Friction Linings for Disc Brakes of Passenger Cars / Nazarov Alexander, Krivoshepov Sergiy, Misyura Nikolay, Belov Valentin, Zuyev Vladimir, Nazarov Ivan, Nikolay Sergienko. – SAE Technical Paper 2021-01-1295, 2021, doi:10.4271/2021-01-1295. – 11 pp.

Надійшла (received) 07.11.2021 р.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

Кривошапов Сергій Іванович (Кривошапов Сергей Иванович, Krivoshepov Sergey) – кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>; e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua

Цибульський Вадим Анатолійович (Цыбульский Вадим Анатольевич, Tsybulsky Vadim) – кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8102-5239>; e-mail: tsybulsky@ukr.net

Сергієнко Микола Єгорович (Сергиенко Николай Егорович, 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