

O.I. НАЗАРОВ, С.І. КРИВОШАПОВ, М.Є. СЕРГІЄНКО, Н.М. ПАВЛОВА, Є.І. ІВАНЧЕНКО, В.П. КУЛАЙ

МОДЕЛЮВАННЯ РЕСУРСУ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ЗА ВІДНОСНИМ ЗНОСОМ ЇХ ФРИКЦІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ

В роботі розглядається процес зношування фрикційних поверхонь дискових гальм з урахуванням їх конструктивних параметрів, коефіцієнта зносостійкості матеріалів, початкової швидкості гальмування автомобіля, величини пробігу та його гальмівного шляху за цей період, за якими проводиться оцінка ресурсу гальмівних механізмів.

Для цього використано системний підхід, раціональне поєднання експериментальних досліджень та аналізу відомих теоретичних наукових результатів І.В. Крагельського з теорії тертя й зношування.

Відомо, що для оцінки ресурсу гальмівних механізмів автотранспорту важливо встановити величину допустимого зношування поверхонь тертя, що утворюють фрикційний контакт.

Авторами встановлено закономірність зміни зносу поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів від радіуса тертя, кінематичного радіуса кочення колеса, величини приводного тиску і гальмівного шляху автомобіля.

Важливим для оцінки ресурсу гальмівних механізмів легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, є 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 утворюють тертя, в залежності від зміни його геометричних параметрів і режимів роботи під час експлуатації є актуальною задачею.

Надано прогнозну оцінку ресурсу гальмівних механізмів передньої та задньої осей легкових автомобілів, яку пропонується проводити за показником відносного зносу поверхонь тертя. Показано на прикладі легкових автомобілів Chevrolet Aveo, що відносний знос гальм передньої осі є максимальним та коливається в межах 22,5-26,1%, тоді, як відносний знос гальм задньої осі становить 21,0-22,5%. Ресурс гальмівного диску більший за ресурс фрикційної накладки у 4,44 рази, тоді, як для задньої осі цей показник становить 4,76.

Ключові слова: автомобіль, гальмівний механізм, поверхня тертя, знос.

O. NAZAROV, S. KRIVOSHAPOV, M. SERGIENKO, N. PAVLOVA, E. IVANCHENKO, V. KULAI

MODELING THE RESOURCE OF HAUL MECHANISMS OF PASSENGER VEHICLES WITH THE PROMINATION OF THEIR FRICTIONS

The article considers the process of wear of the friction surfaces of disc brakes, taking into account their design parameters, the coefficient of wear resistance of materials, the initial braking speed of the car, the amount of mileage and its braking distance during this period, which are used to estimate the resource of braking mechanisms.

For this, a systematic approach was used, a rational combination of experimental research and analysis of known theoretical scientific results of I.V. Kragelsky on the theory of friction and wear.

It is known that in order to estimate the resource of braking mechanisms of motor vehicles, it is important to establish the amount of permissible wear of friction surfaces that form frictional contact.

The authors established the regularity of changes in the wear of the friction surfaces of disc brake mechanisms depending on the friction radius, the kinematic rolling radius of the wheel, the amount of drive pressure and the braking distance of the car.

It is important to assess the service life of brake mechanisms of passenger cars in operation is to establish the permissible relative wear of individual parts and couplings of brake mechanisms. Since the most responsible part of the car's braking system, which is the brake mechanism, works in different conditions of wear, then establishing the relative wear of the coupled parts that create friction, depending on the change in its geometric parameters and operating modes during operation, is an urgent task.

A predictive assessment of the resource of brake mechanisms of the front and rear axles of passenger cars is provided, which is proposed to be carried out based on the indicator of the relative wear of the friction surfaces. It is shown on the example of Chevrolet Aveo passenger cars that the relative wear of the brakes of the front axle is maximum and varies between 22.5-26.1%, while the relative wear of the brakes of the rear axle is 21.0-22.5%. The resource of the brake disc is 4.44 times greater than the resource of the friction pad, while this indicator is 4.76 for the rear axle.

Key words: car, brake mechanism, friction surface, wear.

Вступ.

Поява гальмівних систем з використанням дискових гальм на передніх колесах і барабанних гальм на задніх колесах призвело до різкого збільшення навантажувальних характеристик передніх (дискових) гальм, які, маючи меншу масу, зношуються інтенсивніше, ніж барабанні, що призводить до підвищеного зносу накладок і гальмівного диска [1].

Ця відмінність обумовлена не тільки характерними відомими і конструктивно заданими параметрами, але і функціональними особливостями різних типів гальмівних механізмів, об'єднаних в загальну гальмівну систему і керованих без урахування цих особливостей.

Широке розповсюдження гальмівних систем з дисковими передніми та барабанними задніми гальмівними механізмами, багатоваріантність схем відокремлення гальмівного приводу та способи її конструктивної реалізації висунули низку науково-технічних проблем, вирішення яких дозволить визначити можливі напрямки вдосконалення існуючих конструкцій, щоб збільшити ресурс.

Важливим для оцінки ресурсу гальмівних механізмів легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, є 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 утворюють тертя, в залежності від зміни його геометричних параметрів і режимів роботи під час експлуатації є актуальною задачею.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Оцінка ресурсу фрикційних поверхонь гальмівних дискових механізмів дуже важлива задач а, як для легкових [2], так і інших машин та механізмів.

Методика визначення зносу фрикційних пар гальмівних механізмів, а також рушія ходової системи особливо тягових машин [3], повинна мати результати наближені до реальних експлуатаційних даних.

При моделюванні, особливо екстреного гальмування, треба враховувати різні взаємодіючі системи [4]. Характеристики водія, систем приводу гальм впливають не тільки на процес гальмування, а також на ресурс фрикційних пар.

Енергонавантаженість гальмівних механізмів [5] фактично задає темп зносу фрикційних пар гальмівних механізмів. Це дає дані як для проектування гальмівної системи, так і для рекомендацій для оптимальної експлуатації автомобілів.

Для забезпечення необхідного ресурсу гальмівних механізмів потрібно розробити методику оцінки зносу гальм [6] і визначити цю залежність від гальмівного шляху [7] або може і від пробігу автомобіля.

Гальмівні системи оснащуються різноманітними регуляторами для покращення показників гальмування автомобіля. Характеристики регуляторів [8] впливають на їх функціональну здібність і на навантаженість гальмівних механізмів передньої та задньої осей.

Для наближення результатів теоретичних досліджень до реальних даних треба постійно удосконалювати методику оцінки гальмівних властивостей як легкових автомобілів [9], так і вантажних.

Визначення потрібного розподілу тормозних зусиль в залежності від наближення до оптимальної характеристики конструкції гальм [10] дуже важливо як для забезпечення динамічної стійкості автомобіля так і для рівномірного зносу фрикційних пар механізмів осей. Тому треба враховувати при моделюванні тип автомобіля, схему руху та інші параметри.

Розглянемо схему можливого руху легкового автомобіля під час гальмування без блокування коліс з вимкненою трансмісією (рис. 1) та визначимо величину гальмівного шляху.

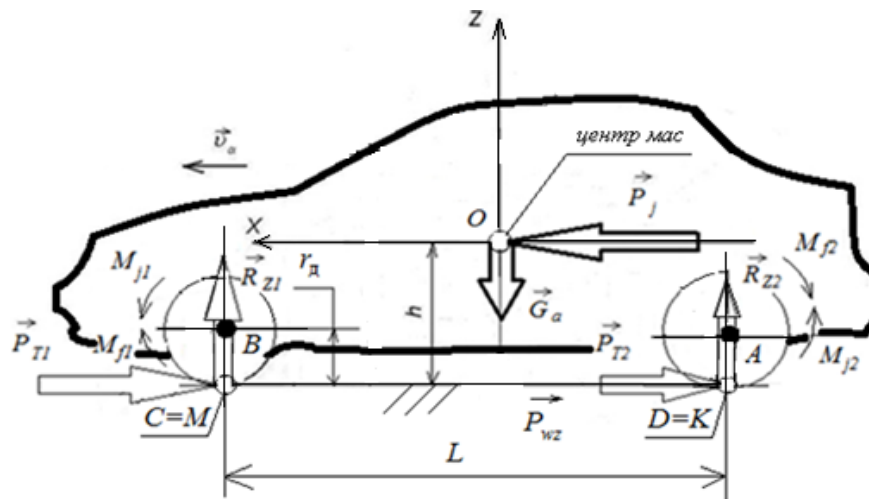


Рис. 1 – Схема дії сил і моментів на автомобіль під час гальмування

Розглянемо роботу сумарної гальмівної сили автомобіля $P_{\Sigma T}$ на нескінченно малому гальмівному шляху ds_T без блокування коліс [11]

$$P_{\Sigma T} \cdot ds_T = d \left(\frac{m_a v^2}{2} + \sum \frac{J_i v^2}{2r_k^2} \right) \quad (1)$$

де v – швидкість руху автомобіля на момент гальмування; m_a – маса автомобіля; r_k – кінематичний радіус колеса; $\sum J_i$ – сумарний інерційний момент обертових мас на осях.

Гальмівний шлях, за якого відбувається знос гальмівних механізмів

$$ds_T = \frac{\left(m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \right) \cdot v \cdot dv}{P_{\Sigma T}} \quad (2)$$

де $P_{\Sigma T} = P_{T1} + P_{T2}$ – сумарна гальмівна сила автомобіля.

Інтегруючи вираз з межами інтегрування від v_0 до v_a , одержимо залежність

$$S_T = \left(m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \right) \cdot \int_{v_0}^{v_a} \frac{v \cdot dv}{P_{T1} + P_{T2}} \quad (3)$$

де v_0 – початкова швидкість гальмування легкового автомобіля; v_a – кінцева швидкість гальмування автомобіля; P_{T1} – гальмівна сила на передній осі автомобіля; P_{T2} – гальмівна сила на задній осі автомобіля,

$$S_T = \frac{\left(m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \right) \cdot (v_0^2 - v_a^2)}{2(K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2)} \quad (4)$$

де K_1 і K_2 – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів, застосовуваних на передній та задній осях автомобіля [12, 13].

За теорією І.В. Крагельського [14] форма зношених поверхонь спряжених деталей визначається величинами зносів, які дорівнюють добутку коефіцієнта зносостійкості

поверхонь тертя, контактного тиску та швидкості зношування кожної із спряжених деталей в кожній точці поверхні тертя.

Як показують дослідження [14], в багатьох випадках можуть бути прийнятими наступні закони зношування, тоді залежності приймають вигляд

$$u_{1(2)i} = k_{1(2)} \cdot p_i \cdot v_i \cdot T_i \quad (5)$$

де k_1, k_2 – коефіцієнти зносостійкості, що характеризують інтенсивність зношування поверхонь тертя кожної з деталей; p_i – тиск на i -ій фрикційній поверхні; v_i – кругова швидкість обертання i -ої поверхні тертя; T_i – час зношування i -ої фрикційної поверхні, що дорівнює часу гальмування без блокування коліс автомобіля, на протязі якого здійснюється гальмівний шлях.

Для заданої швидкості відносного ковзання спряжених поверхонь кожна точка на поверхні тертя має власну лінійну швидкість ковзання, в якій приложена сила тертя ковзання

$$v_i = w_i \cdot \rho_i \quad (6)$$

де w_i – кутова швидкість однієї з спряжених деталей (диск гальмівний) відносно іншої деталі (гальмівна колодка); ρ_i – радіус обертання i -ої точки.

Отже, значення зносів кожної із фрикційних поверхонь (диск–колодка) в i -ій точці поверхні тертя, приймаючи до уваги, що величина зносу пропорційна швидкості зносу, остаточно визначається як

$$U_i = k_i \cdot \frac{2Q}{\alpha(R^2 - r^2)} \cdot w_i \cdot \rho_i \cdot T_i \quad (7)$$

де R, r – зовнішній і внутрішній радіуси гальмівного диска, які обмежують поверхню тертя; α – кут обмеження фрикційної накладки, рад; Q – притискна сила колодок до диска.

Мета та постановка задачі.

Метою даної роботи є встановлення залежності ресурсу дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів від зносу поверхонь тертя, що утворюють фрикційну пару.

Основний матеріал дослідження

Для повної характеристики величини ресурсу дискових гальмівних механізмів необхідно знати їх абсолютний та відносний зноси їх фрикційних поверхонь.

Для визначення параметрів, якими можна характеризувати відносний знос фрикційних поверхонь, розглянемо, до якої зміни взаємного положення може призвести зношування їх поверхонь під час екстреного гальмування.

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

$$w_i = \frac{v_0}{r_k} \quad (8)$$

Отже, з урахуванням значення зносів спряжених фрикційних поверхонь в кожній точці визначимо за залежністю

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi \cdot d_u^2 \cdot p_{ui} \cdot \rho_i \cdot v_0^2}{2\alpha(R^2 - r^2) \cdot r_k} \cdot T_i \quad (9)$$

Гальмівний шлях автомобіля, що визначається за умови погашення інерції поступального і обертового руху мас легкового автомобіля за рахунок осьових гальмівних сил, буде визначати і час зношування фрикційних поверхонь гальмівних механізмів.

Враховуючи, що час гальмування пов'язаний з уповільненням автомобіля за відомою залежністю [15, 16], то після математичних перетворень одержимо залежність величини зносу

i -ої фрикційної поверхні дискового гальмівного механізму від гальмівного шляху автомобіля під час екстреного гальмування, яка має вигляд

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi \cdot d_u^2 \cdot \rho_i}{\alpha (R^2 - r^2) \cdot r_k} \cdot p_{ци} \cdot S_{Ti} \quad (10)$$

Враховуючи те, що осеві гальмівні сили легкового автомобіля пов'язані з конструктивними коефіцієнтами гальмівних механізмів K_i і тисками гальмівної рідини у відповідних контурах, то гальмівний шлях (шлях, за який відбувається зношування поверхонь тертя) автомобіля визначається з урахуванням рівняння (6).

Тиск у контурах передніх і задніх коліс на момент блокування коліс якої-небудь осі визначається, як

$$p_{ци} = \frac{N_i}{K_i} \cdot \varphi_i \quad (11)$$

де N_i – нормальна динамічна реакція на осі автомобіля [15]; φ_i – коефіцієнт зчеплення коліс i -ої осі автомобіля з опорною поверхнею; K_i – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів передньої та задньої осей [15].

Враховуючи геометричні параметри дискових гальмівних механізмів, що застосовуються на передній осі, та параметри барабанних гальмівних механізмів, що застосовуються на задній осі досліджуваного легкового автомобіля, дорожні умови та інтенсивність гальмування, можна встановити відповідні величини приводного тиску гальм, які створюють гальмівні моменти на колесах [17, 18].

Аналіз результатів теоретичних досліджень.

Для моделювання ресурсу дискових гальм за відносним зносом поверхонь тертя під час теоретичних досліджень приймалися легкові автомобілі, які обладнано антиблокувальними системами.

Приймалися умови, за яких екстрені гальмування досліджуваних автомобілів здійснювалися при відсутності вітру, на сухій горизонтальній асфальтобетонній дорозі при однаковій початковій швидкості гальмування. Кількість виконуваних екстрених гальмувань відповідала однаковому сумарному гальмівному шляху для всіх досліджуваних легкових автомобілів.

Теоретичні значення відносного зносу поверхонь спряження «фрикційна накладка-диск» для гальм досліджуваних легкових автомобілів (рис. 2), одержані за допомогою вище поданих залежностей, показано у вигляді гістограм відносного зносу фрикційних поверхонь.

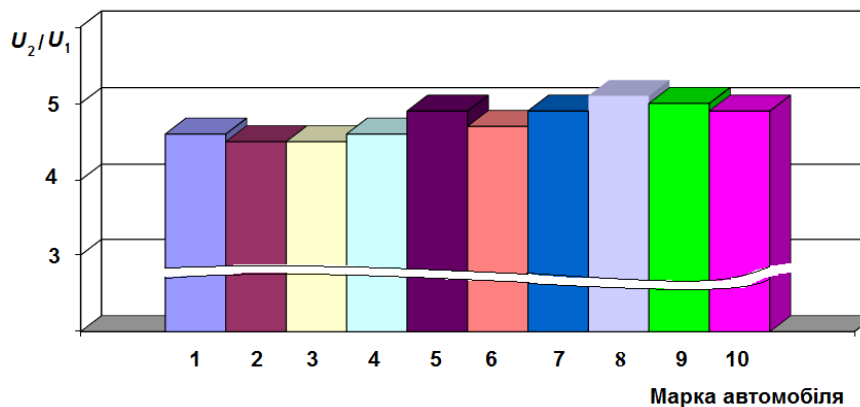


Рис. 2 – Діаграма залежності відносного зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів

1 – Fiat; 2 – Toyota; 3 – Hyundai; 4 – Mazda; 5 – Chevrolet; 6 – Audi; 7 – Daewoo;
8 – Kia; 9 – Skoda; 10 – Ford

Ресурс дискових гальм будемо оцінювати за відносним зносом спряжених поверхонь тертя в однойменних точках виміру дискових гальм j -ої осі легкового автомобіля

$$\left(\frac{D_1}{D_2} \right)_j = \left(\frac{U_1}{U_2} \right)_j \quad (12)$$

де U_1 – знос поверхні тертя диска гальмівного механізму; U_2 – знос фрикційної накладки колодки гальмівного механізму; D_1 – ресурс (строк служби) гальмівного диску; D_2 – ресурс (строк служби) фрикційної накладки.

Аналіз гістограм (див. рис. 2) показує, що за однакових умов випробувань легкових автомобілів, гальмівні системи яких обладнано АБС, відносний знос дискових гальмівних механізмів (передньої осі) коливається в межах 4,5-5,1.

Оскільки, згідно з запропонованою залежністю (12) відносний ресурс гальмівних механізмів досліджуваних легкових автомобілів є величиною, оберненою до відносного зносу їх фрикційних поверхонь, то можна сказати, що за даних умов дослідження найменший строк служби дискових гальм, що становить 180000 км для автомобілів Toyota і Hyundai, характеризується значенням 0,222, а найбільший 204000 км для автомобілів Kia відповідатиме меншому значенню, 0,196.

Отже, за строку служби фрикційної накладки, рівному 40000 км пробігу автомобіля, обладнаного АБС, ресурс диску гальмівних механізмів автомобілів Fiat і Mazda становить 184000 км, для Toyota і Hyundai – 180000 км, для Audi – 188000 км, для Chevrolet, Daewoo і Ford – 196000 км, для Skoda – 200000 км, для Kia – 204000 км.

Висновки.

Відносний ресурс гальмівних механізмів досліджуваних легкових автомобілів є величиною, оберненою до відносного зносу їх фрикційних поверхонь.

За даних умов дослідження найменший відносний ресурс дискових гальм для автомобілів Toyota і Hyundai характеризується більшим значенням 0,222, а найбільший ресурс для автомобілів Kia значенням меншим, 0,196.

Перспективи подальших досліджень

Результати роботи можуть бути використані для дослідження та прогнозування ресурсу дискових гальм легкових автомобілів з урахуванням умов експлуатації автомобілів

Список літератури

1. Nazarov A., ShpindaYe, Sergienko N., Pogorilyi I. Relative increase of the resource of disc brakes of motor vehicles. Матеріали XXVI міжнародної науково-технічної конференції «Транспорт, екологія – стійкий розвиток», (8-10 жовтня 2020 г.), Варна. – С. 91- 99.
2. Назаров О.І. Оцінка зносостійкості фрикційних поверхонь дискових гальм легкових автомобілів: зб. наук. праць / О.І. Назаров, С.І. Кривошапов, В.А. Цибульський, М.Є. Сергієнко. – Вісник НТУ «ХПІ». Серія Автомобіле та тракторобудування. №2. – 2021. – С. 34-42.
3. Sergienko N., Medvediev N., Grabovskiy A., Sergienko A., Pavlova N., Basova Ye., Gubskiy S. Load and wear of the open hinge of the tractor caterpillar drive // International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics, 2022, Issue 12, pp.12-20. dx.doi.org/10./ijomam/issue12.2.
4. Кондрашов С.И., Сергиенко Н.Е., Маренич А.Н., Павлова Н.Н. Взаимодействие систем оценки состояния водителя и экстренного торможения автомобиля // Вестник ХНАДУ и Северо-Восточного научного центра Транспортной академии Украины. Сборник научных трудов. – Харьков, ХНАДУ. – 2016. – Вып. 75. – С. 63-67.
5. Назаров О.І., Назаров І.О., Волощук В.В., Сергієнко М.Є. Оценка энергонагруженности тормозных механизмов легкового автомобиля // Вестник НТУ „ХПІ”. Сборник научных трудов. Тематический выпуск „Автомобиле- и тракторостроение”. – Харьков: НТУ „ХПІ”. – 2012. – №60(966). – С.112-119.
6. Назаров О.І., Кривошапов С.І., Сергієнко М.Є. Оцінка відносного зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів // Вісник НТУ „ХПІ”. Зб. н. праць. Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – 2022. – №1. – С. 26-34. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.1.04.
7. Назаров О.І., Кривошапов С.І., Сергієнко М.Є. Залежність зносу дискових гальм від величини гальмівного шляху легкових автомобілів // Науковий журнал Луцького національного технічного університету. Серія:

- Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – Луцьк: ЛНТУ, 2022. - Т.2 №19(2022). – С.131-140. DOI: 10.36910/automash.v2i19.911.
8. Подригало М.А., Назаров А.И., Назаров И. А., Сергиенко Н.Е. Оценка функциональной способности регуляторов тормозных сил с «восходящей» характеристикой в стендовых условиях // Вестник НТУ „ХПИ”. Сборник научных трудов. Тематический выпуск „Автомобиле- и тракторостроение”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2012. – №60(966). – С.112-119.
 9. Назаров И.А., Сергиенко Н.Е. Усовершенствование методики оценки тормозных свойств легковых автомобилей // Вісник НТУ „ХПІ”. 36. н. праць. Серія: Транспортне машинобудування. – 2017. – №14 (1236). – С. 41-50.
 10. Banik, I., Nandi, A.K. and Mondal, B. (2023), "Finding a generic fixed brake force distribution through optimizing hydraulic brake system parameters to prevent wheel lock", World Journal of Engineering, Vol. ahead-of-print No. ahead-of-print. <https://doi.org/10.1108/WJE-04-2023-0106>.
 11. Н. Ярещенко, «Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах»: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми», Харків. нац. техн. ун-т, Харків, 1999.
 12. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N, і O стосовно гальмування (Правила ЕЭК ООН N 13-09:2000, IDT): ДСТУ UN/ECER 13-09-2002. [Чинний від 01.07.2005]. Офіц. вид. (Державний стандарт України).
 13. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання (БЗ №11-12-2010/436): ДСТУ 3649: 2010. – Офіц. вид. – [Чинний від 28.11.2010]. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 26 с. – (Національний стандарт України).
 14. Конструктивна зносостійкість вузлів тертя гідромашин. – Ч. 2. – Методологія моделювання межового змашування в гідромашинах: Монографія /В.А. Войтов. – Харків: Центр Леся Курбаса, 1997. – 152 с.
 15. Потенційна можливість реалізації прищощення 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.
 16. 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). – Shenyang, China. – 2010. – vol. 4. – Pp. 411–416.
 17. Nazarov A., Krivoshepov S., Misyura N., Belov V., Zuiev V., Nazarov I., Sergiyenko N. Investigation of the Rational Area of Friction Surfaces in Contact of Friction Linings for Disc Brakes of Passenger Cars, SAE Technical Paper 2021-01-1295, 2021, <https://doi.org/10.4271/2021-01-1295>.
 18. Назаров О.І. Залежність зносу дискових гальм від величини гальмівного шляху легкових автомобілів: [збірник н. праць «Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті»] / О.І. Назаров,
 1. С.І. Кривошапов, М.Є. Сергієнко – Луцьк: ЛНТУ, 2022. – СТМТ. – №2(19). – С. 131-140.

References (transliterated)

1. Nazarov A., Shpinda Ye., Sergiyenko N., Pogoriliy I. Otnositel'noye povysheniye resursa diskovykh tormozov avtomobiley. Materialy KHKHVI mezhnatsional'noy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Transport, ekologiya – stiykiy razvitok», (8-10 oktyabrya 2020 g.), Varna. – S. 91- 99.
2. Nazarov O.I. Otsenka prochnosti friktsionnykh poverkhnostey diskov legkovykh avtomobiley: zb. nauk. prats' / O.Í. Nazarov, S.I. Krivoshepov, V.A. Tsibul'skiy, M.É. Sergiêenko. – Вісник НТУ «ХПІ». Seriya Avtomobil' i traktorostroyeniye. №2. – 2021. – S. 34-42.
3. Sergiyenko N., Medvedev N., Grabovskiy A., Sergiyenko A., Pavlova N., Basova Ye., Gubskiy S. Nagruzka i iznos otkrytogo sharnira gusenichnogo privoda traktora // Mezhdunarodnyy zhurnal mekhatroniki i prikladnoy mekhaniki. 2022, Vypusk 12, str.12-20. [dx.doi.org/10.ijomam/issue12.2](https://doi.org/10.ijomam/issue12.2).
4. Kondrashov S.I., Sergiyenko N.Ye., Marenich A.N., Pavlova N.N. Sistemy vzaimnogo vozdeystviya otslezhivayut sostoyaniye voditelya i ekstreynoye tormozheniye avtomobilya // Vestnik KHNADU i Severo-Vostochnogo nauchnogo tsentra Transportnoy akademii Ukrainy. Sbornik nauchnykh trudov. – Khar'kov, KHNADU. – 2016. – Vyp. 75. – S. 63-67.
5. Nazarov O.I., Nazarov I.O., Voloshchuk V.V., Sergiêenko M.E. Otsenka energonagruzhennosti tormoznykh pokazateley legkovogo avtomobilya // Vestnik NTU «KHPI». Sbornik nauchnykh trudov. Tematicheskyy vypusk «Avtomobile- i traktorostroyeniye». – Khar'kov: NTU «KHPI». – 2012. – №60(966). – S.112-119.
6. Nazarov O.I., Krivoshepov S.I., Sergiêenko M.É. Otsenka vneshnego iznosa friktsionnykh poverkhnostey diskovykh tormozov legkovykh avtomobiley // Вісник НТУ «ХПІ». Zb. n. prats'. Seriya: Avtomobil' i traktorostroyeniye. – 2022. – №1. – S. 26-34. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.1.04.
7. Nazarov O.I., Krivoshepov S.I., Sergiêenko M.E. Zalezhnost' nosa diskovykh avtomobiley ot krupnykh gal'movykh shlyakh legkovykh avtomobiley // Nauchnyy zhurnal Lutskogo natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Chastnyye tekhnologii v mashinostroyenii i transporte. – Lutsk: LNTU, 2022. – Т.2 №19(2022). – S.131-140. DOI: 10.36910/automash.v2i19.911.

8. Podrigalo M.A., Nazarov A.I., Nazarov I. A., Sergienko N.Ye. Otsenka funktsional'noy sposobnosti regulyatorov tormoznykh sil s «vosstanovleniyem» kharakteristiki v stendovykh usloviyakh // Vestnik NTU «KHPÍ». Sbornik nauchnykh trudov. Tematicheskyy vypusk «Avtomobile- i traktorostroyeniye». – Khar'kov: NTU «KHPÍ». – 2012. – №60(966). – S.112-119.
9. Nazarov I.A., Sergienko N.Ye. Usovershenstvovaniye metodiki otsenki tormoznykh svoystv legkovykh avtomobiley // Vísnik NTU «KHPÍ». Zb. n. prats'. Seriya: Transportne mashinostroyeniye. – 2017. – №14 (1236). – S. 41-50.
10. Banik I., Nandi A.K. i Mondal, B. (2023), «Nakhozhdeniye obshchego fiksirovannogo raspredeleniya tormoznykh sil posredstvom optimizatsii parametrov gidravlicheskoj tormoznoy sistemy dlya predotvrashcheniya blokirovki koles», World Journal of Engineering, Vol. Pered pechat'yu Net. Pered pechat'yu. <https://doi.org/10.1108/WJE-04-2023-0106>.
11. N. Yarechenko, «Dovgostrokove prognozirovaniye skorosti dvizheniya rukhu na avtomobil'nykh dorogakh»: avtoref. dis. na stupen'ke kand. tekhn. nauk: spets. 22.05.11 «Avtomobil'nyye shlyakhi ta aerodromy», Khar'kov. nats. tekhn. un-t, Khar'kov, 1999.
12. Ėdini tekhnicheskkiye pripisi o ofitsial'nom utverzhdenni dorozhnykh transportnykh sredstv kategoriy M, N, i O stosovno gal'muvannya (Pravila YEEK OON N 13-09:2000, IDT): DSTU UN/ECER 13-09-2002. [Chinniy ot 01.07.2005]. Ofits. vid. (Derzhavniy standart Ukrainy).
13. Kollektivnyye transportnyye sredstva. Vozmozhnyye prichiny beznadezhnosti tekhnicheskogo stana i metodov kontrolya (BZ №11-12-2010/436): DSTU 3649: 2010. – Ofits. vid. – [Chinniy ot 28.11.2010]. – K.: Gospozhivstandart Ukrainy, 2011. – 26 s. – (Natsional'nyy standart Ukrainy).
14. Konstruktivnaya prochnost' uzlov tertya gidromashin. – CH. 2. – Metodologiya modelirovaniya mezhhovogo izmereniya v gidromashinakh: Monografiya /V.A. Voytov. – Khar'kov: Tsentri Lesya Kurbas, 1997. – 152 s.
15. Potentsial'naya vozmozhnost' realizatsii prirashcheniya povysheniya legkovykh avtomobiley vo vremya ekstrennogo otpuska v razlichnykh ekspluatiruyemykh umakh / Nazarov O.I., Shpinda I.M. // Naukoví notki: [mízhvuz. zb. nauk. prats']. – Lutsk, 2019. – №64. – S.81-86.
16. Shan M. Dinamicheskoye koordinirovannoye upravleniye tormoznoy siloy dlya gibridnykh elektromobiley / [M. Shan, L. Chu, Dzh. Go, YU. Fan, F. Chzhou] // V materialakh 2-y Mezhdunarodnoy konferentsii IEEE po usovershenstvovannomu komp'yuternomu upravleniyu (ICACC '10). – Shen'yan, Kitay. – 2010. – vyp. 4. – S. 411–416.
17. Nazarov A., Krivoschapov S., Misyura N., Belov V., Zuyev V., Nazarov I., Sergiyenko N. Issledovaniye ratsional'noy ploshchadi poverkhnostey treniya pri kontakte friktsionnykh nakladok diskovykh tormozov legkovykh avtomobiley, SAE. Tekhnicheskyy dokument 2021-01-1295, 2021, <https://doi.org/10.4271/2021-01-1295>.
18. Nazarov O.I. Zalezhnost' diskovykh avtomobiley ot krupnykh avtomobil'nykh shlyakh legkovykh avtomobiley: [zbírník n. prats' «Sluchaynyye tekhnologii v mashinostroyenii i transporte» / O.I. Nazarov, S.Í. Krivoschapov, M.Ė. Sergiĕnko – Lutsk: LNTU, 2022. – STMT. – №2(19). – S. 131-140.

Надійшла (received) 01.11.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Назаров Олександр Іванович (Nazarov Aleksandr) – к.т.н., доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна <https://orcid.org/0000-0002-9214-7506>, e-mail: hefer64@ukr.net

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

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

Павлова Наталія Миколаївна (Pavlova Nataliya) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри інформаційно-вимірювальних технологій і систем; м. Харків, Україна; <https://orcid.org/0000-0002-0621-1365>; e-mail: npavlovann@gmail.com

Іванченко Євген Іванович (Ivanchenko Evgeny) – магістр, автомобільний факультет, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна; e-mail: jeka131305@gmail.com

Кулай Володимир Павлович (Kulai Volodymyr) – аспірант кафедри Галузевого машинобудування та мехатроніки, Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки «Полтавська політехніка ім. Ю. Кондратюка», м. Полтава, Україна; e-mail: LuKum339@gmail.com