

*М. Є. СЕРГІЄНКО, О. І. НАЗАРОВ, С. І. КРИВОШАПОВ, В. М. ПАВЛЕНКО, Є. Є. КАЛАШНИКОВ,
А. М. СЕРГІЄНКО, М. В. БУРНЯШЕВ*

ПІДВИЩЕННЯ КЕРОВАНOSTІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ПРИ КОМБІНОВАНОМУ ГАЛЬМУВАННІ

Безпека руху пов'язана у більшості випадків з втратою керованості автомобілів та інших швидкохідних машин. Особливо небезпечним є втрата траєкторної керованості при русі в режимі повороту на високих швидкостях на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення. Для цього використовуються різні автоматичні пристрої, але при екстремому гальмуванні на повороті можливо зменшення прискорення і збільшення гальмівного шляху. Підвищення керованості автомобіля, при збереженні необхідного уповільнення автомобіля можливо при комбінованому гальмуванні. Для реалізації підвищення керованості автомобіля в вказаному режимі руху необхідно встановлення залежностей його керованості з урахуванням змін ефективної потужності двигуна, деформації шин. У статті обрана схема моделювання руху автомобіля при комбінованому гальмуванні в повороті. Надається оцінка керованості легкового автомобіля, як об'єкта керування при гальмуванні в повороті, в якості якої може виступати величина передавальної функції системи керування автомобіля. Така функція розглядається як співвідношення між величиною кута повороту рульового колеса і кута повороту подовжньої осі автомобіля, який виконує екстремне гальмування, виходячи з повороту. Встановлено залежність яку потрібно виконати для підвищення керованості на прикладі повороту легкового автомобіля. Оцінку керованості виконано по відхиленню подовжньої осі автомобіля і відношення кутів повороту керованих коліс і кутів уводу шин до бази автомобіля. При цьому необхідно враховувати швидкість обертання рульового колеса. Практична реалізація поставленої задачі на легкових автомобілях можлива при використанні швидкодіючих мікропроцесорних систем керування з традиційним гідравлічним приводом як робочих гальмівних механізмів, так і гідропідсилювача рульового керування. Визначення показників керованості з використанням наведеної методики дозволить більш ретельно обгрунтувати параметри виконуючих пристроїв привода і елементів ходової системи та розробити ефективний алгоритм керування.

Ключові слова: легковий автомобіль, керованість, комбіноване гальмування, поворот, швидкість, увод, кут.

*N. SERGIENKO, O. NAZAROV, S. KRIVOSHAPOV, V. PAVLENKO, Ye. KALASHNIKOV, A. SERGIENKO,
M. BURNYASHEV*

IMPROVING THE HANDLING OF PASSENGER CARS DURING COMBINED BRAKING

Traffic safety is associated in most cases with the loss of controllability of cars and other high-speed vehicles. The loss of trajectory controllability when driving in a turning mode at high speeds on roads with a low coefficient of adhesion is especially dangerous. Various automatic devices are used for this, but during emergency braking on a turn, it is possible to reduce acceleration and increase the braking distance. Improving the controllability of a car, while maintaining the required deceleration of the car, is possible with combined braking. To implement the improvement of the controllability of a car in the specified driving mode, it is necessary to establish the dependencies of its controllability, taking into account changes in the effective engine power and tire deformation. The article selects a scheme for modeling the movement of a car during combined braking in a turn. An assessment of the controllability of a passenger car is provided as an object of control during braking in a turn, which can be the value of the transfer function of the car control system. Such a function is considered as the ratio between the value of the steering wheel angle and the angle of rotation of the longitudinal axis of the car that performs emergency braking, starting from the turn. The dependence that needs to be fulfilled to improve controllability is established on the example of turning a passenger car. The controllability assessment is performed on the deviation of the longitudinal axis of the car and the ratio of the angles of rotation of the steered wheels and the angles of the tires entering the car base. In this case, it is necessary to take into account the speed of rotation of the steering wheel. The practical implementation of the task on passenger cars is possible when using high-speed microprocessor control systems with a traditional hydraulic drive of both the working brake mechanisms and the hydraulic power steering. Determining the controllability indicators using the above method will allow more thorough justification of the parameters of the drive actuators and the elements of the chassis system and developing an effective control algorithm.

Keywords: passenger car, controllability, combined braking, veer, speed, wheel deviation, angle.

Вступ. Розширення мережі автомобільних доріг і поліпшення їх якості супроводжується зростанням конструктивних швидкостей руху і кількості автомобілів. Це, у свою чергу, спричиняє за собою збільшення числа дорожньо-транспортних подій, пов'язаних із втратою керованості автомобілями.

Відомо, що для підвищення керованості автомобіля, при збереженні необхідної ефективності гальмування, використовуються різні автоматичні пристрої, серед яких є антиблокувальні системи, системи динамічної стабілізації та ін.

Ймовірність виникнення аварії при екстремому гальмуванні автомобіля з антиблокувальною системою на повороті обумовлена збільшенням гальмівного шляху, оскільки бічна центральна сила, що виникає при цьому, відбирає на протидію собі частину граничних сил по зчепленню коліс з дорогою.

При службових гальмуваннях на повороті

небезпечними є втрата траєкторної керованості, що може призвести до скидання з дороги, а також винесення автомобіля на сусідню смугу руху транспорту.

Тому забезпечення траєкторної керованості автомобілів має важливе значення, особливо для доріг з високими допустимими швидкостями руху.

Результати досліджень керованості легкових автомобілів при комбінованому гальмуванні, особливо на віражах, показали, що величини нормальних реакцій на колесах передньої та задньої осей – різні. У зв'язку з цим ідеальний закон розподілу гальмівних сил між осями, що забезпечує одночасне доведення до межі блокування передніх і задніх коліс, повинен бути іншим.

Так як умови експлуатації легкових автомобілів суттєво впливають на гальмівні властивості, то з метою забезпечення необхідної маневреності при

гальмуванні необхідно враховувати їх вплив.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Відомо [1–6], що керованість, як і ефективність гальмування, є показниками, які характеризують здатність легкового автомобіля зберігати заданий закон руху при гальмуванні без розриву трансмісії, який визначається, як типом і характером дорожнього полотна, так і можливостями гальмівної системи та трансмісії для реалізації цих властивостей.

Керованість пов'язана зі стійкістю руху машини, особливо це проявляється при руху у складі автопоїзда [7].

Для прикладу розглянемо процес екстреного гальмування автомобіля, що рухається на підйом без блокування коліс, з врахуванням уводу його подовжньої осі в початковий момент, коли відхилення тільки розпочинається. При цьому важлива оцінка енергонавантаженості передніх і задніх коліс [8], яка впливає на вибір параметрів пар тертя [9], а також аналіз управління гальмівним зусиллям, стратегій управління координацією та відмовостійкого управління системою, точність управління [10; 11]. Це дає можливість удосконалення методики оцінки гальмівних властивостей автомобілів [12].

У разі комбінованого гальмування робота опору рухові, яка здійснюється гальмами, двигуном і трансмісією автомобіля, підйомом дороги та силою лобового опору повинна змінюватися відповідно зміні кінетичної енергії автомобіля [1].

Отже, збільшення опору руху при гальмуванні в повороті супроводжується зменшенням швидкості руху автомобіля та зменшенням реалізованої потужності двигуна в разі комбінованого гальмування.

Отже, загальний баланс моментів, що створюють опір обертанню коліс та забезпечують їх обертання (рис. 1).

$$\sum_{i=1}^5 M_{ci} = \sum_{i=1}^4 M_{ji} + M_{mj}, \quad (1)$$

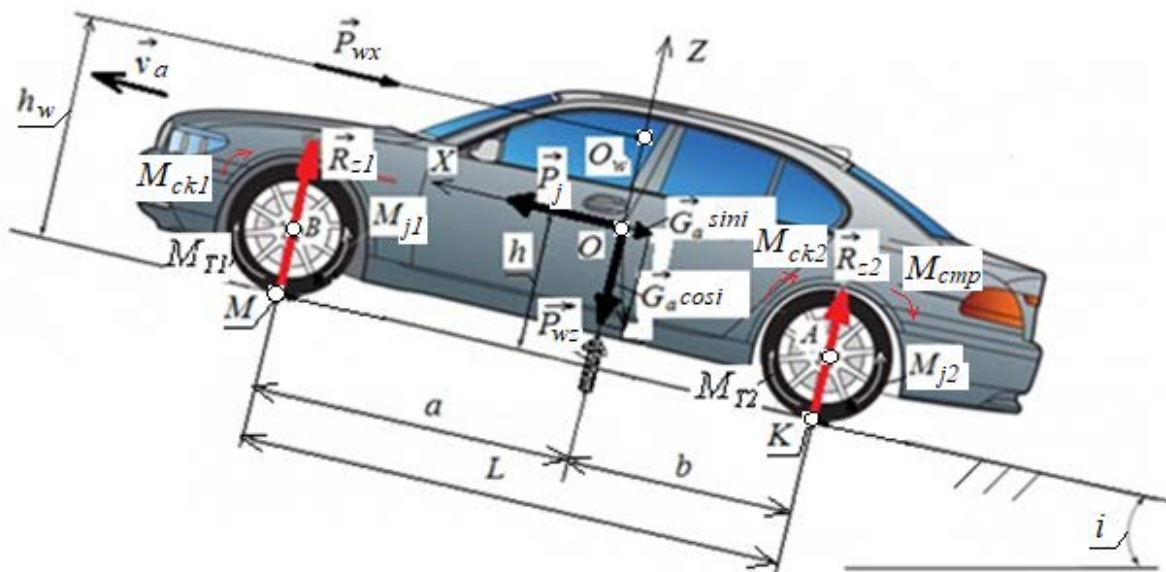


Рис. 1. Схема дії сил і моментів при комбінованому гальмуванні

де M_{ji} – i -й момент інерції обертових мас на колесі автомобіля; M_{mj} – рушійний момент на колесах, що створюється силою інерції автомобіля.

Проте, загальний момент опору руху автомобіля під час комбінованого гальмування містить

$$\sum_{i=1}^5 M_{ci} = \sum_{i=1}^2 M_{Ti} + M_{стр} + \sum_{i=1}^2 M_{cki} + M_{cmgi} + M_{cFw}, \quad (2)$$

де M_{Ti} – гальмівний момент на i -й осі автомобіля; $M_{стр}$ – момент опору, створюваний трансмісією автомобіля; M_{cki} – момент опору коченню коліс i -ї осі автомобіля; M_{cmgi} – момент опору на колесах від горизонтальної складової сили тяжіння; M_{cFw} – момент опору на колесах від подовжньої складової аеродинамічної сили.

Гальмівний момент на i -й осі автомобіля [2; 3]

$$\sum_{i=1}^2 M_{Ti} = \sum_{i=1}^2 K_i \cdot p_i \cdot r_d, \quad (3)$$

де K_i – конструктивний коефіцієнт гальма i -ї осі автомобіля; p_i – величина приводного тиску у циліндрі гальмівного механізму i -ї осі автомобіля; r_d – динамічний радіус колеса i -ї осі автомобіля.

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

$$p_i = \frac{R_{zi} \cdot \varphi}{K_i}, \quad (4)$$

де R_{zi} – нормальна динамічна реакція на i -й осі автомобіля; K_i – конструктивний коефіцієнт гальма i -ї осі автомобіля; φ – коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею дороги.

Для випадку, коли автомобіль рухається на дорозі з ухилом, нормальні реакції на осях автомобіля визначаються як [3]

$$R_{z1} = \frac{(L - r_{cr} \cdot f_a) \cdot (A_1 + C_1) + r_{cr} \cdot f_a \cdot (A_2 + C_2)}{L^2}, \quad (5)$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L - r_{ct} \cdot f_a} \cdot (R_{z1} \cdot r_{ct} \cdot f_a - (A_2 + C_2)), \quad (6)$$

$$A_1 = m_a \cdot g \cdot [b \cdot \cos i + (h - r_k) \times \\ \times (z - \sin i) + r_k \cdot \varphi \cdot \cos i], \quad (7)$$

$$C_1 = K_0 \cdot F_w \cdot \vartheta_0^2 \cdot (h_w + \lambda_z \cdot b - r_k) + \sum I_i \cdot \frac{j}{r_d}, \quad (8)$$

$$A_2 = m_a \cdot g \cdot [r_d \cdot \varphi \cdot \cos i + (h - r_d) \times \\ \times (z - \sin i) - a \cdot \cos i], \quad (9)$$

$$C_2 = K_0 \cdot F_w \cdot \vartheta_0^2 \cdot (h_w - \lambda_z \cdot a - r_d) + \sum I_i \cdot \frac{j}{r_d}, \quad (10)$$

де r_{ct} – статичний радіус колеса; f_a – коефіцієнт опору кочення колеса; L – подовжня база автомобіля; a , b , h – координати центра мас автомобіля; h_w – висотна координата метацентра автомобіля; i – кут ухилу дороги (+ для спуску, – для підйому); z – коефіцієнт гальмування; λ_z – частка вертикальної складової в аеродинамічній силі лобового опору; j – величина уповільнення автомобіля; $\sum I_i$ – сумарний інерційний момент обертових мас на осях; m_a – маса легкового автомобіля; ϑ_0 – початкова швидкість гальмування автомобіля; K_0 – коефіцієнт обтічності кузова легкового автомобіля; F_w – площа лобового опору легкового автомобіля.

Момент опору, створюваний трансмісією автомобіля

$$M_{стр} = M_{ттр} - M_{стрi}, \quad (11)$$

де $M_{ттр}$ – момент тертя в трансмісії автомобіля; $M_{стрi}$ – рушійний момент, який створює трансмісія на i -й передачі при холостих обертах двигуна автомобіля

$$M_{стрi} = M_{дв}^{xx} \cdot u_i \cdot \eta_{Ti} = 9750 \frac{N_{дв}^{xx}}{n_{xx}} \cdot u_i \cdot \eta_{Ti}, \quad (12)$$

де $M_{дв}^{xx}$, $N_{дв}^{xx}$ – момент та потужність двигуна на холостих обертах; u_i – передатне число трансмісії на i -й передачі; η_{Ti} – коефіцієнт корисної дії трансмісії автомобіля.

Момент опору коченню коліс автомобіля виражається як

$$\sum_{i=1}^2 M_{cki} = \sum_{i=1}^2 R_{zi} \cdot f_{a_i} = mg \cdot f_a, \quad (13)$$

де f_{a_i} – коефіцієнт опору кочення i -го колеса.

Момент опору на колесах від горизонтальної складової сили тяжіння, що визначається як (+ для спуску; – для підйому)

$$M_{cmgi} = \pm m_a \cdot g \cdot \sin \gamma \cdot r_d. \quad (14)$$

Момент опору на колесах від подовжньої складової аеродинамічної сили

$$M_{cpw} = P_{wx} \cdot r_d. \quad (15)$$

Рушійний момент на колесах, що створюється силою інерції автомобіля

$$M_{mj} = m_a \cdot \frac{d\vartheta_a}{dt} \cdot r_d. \quad (16)$$

Момент інерції на колесах автомобіля

$$\sum_{i=1}^4 M_{ji} = M_{j1} + M_{j2} = 4I_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt}. \quad (17)$$

Мета та постановка задачі. Метою роботи є підвищення керованості легкових автомобілів в процесі експлуатації при комбінованому гальмуванні в повороті.

Задачею дослідження є встановлення залежності, яка відображає керованість легкового автомобіля, як об'єкта керування при гальмуванні в повороті.

Оцінка впливу характеристики двигуна і трансмісії автомобіля. Відносне зниження реалізованої потужності двигуна, який чинить опір руху при комбінованому гальмуванні, може бути оцінкою керованості легкового автомобіля при гальмуванні в повороті

$$dN_e = \frac{dE_T}{dt}, \quad (18)$$

де dE_T – кінетична енергія автомобіля з врахуванням опору двигуна,

$$dN_e = \frac{d}{dt} \left(\frac{m_a \cdot \vartheta_a^2}{2} + \sum \frac{J_i \cdot \vartheta_a^2}{2r_k^2} - M_{стрi} \cdot \frac{\vartheta_a}{r_k} \right), \quad (19)$$

де $M_{стрi}$ – рушійний момент, який створює трансмісія на i -й передачі.

Рушійний момент, який створює трансмісія на i -й передачі на холостих обертах двигуна автомобіля, згідно з (12) можна представити як

$$M_{стрi} = 61230 \cdot N_{дв}^{xx} \cdot \frac{r_k}{\vartheta_a} \cdot \eta_{Ti}, \quad (20)$$

де r_k – радіус кочення коліс; ϑ_a – швидкість руху автомобіля, яка змінюється від початкової швидкості гальмування до швидкості, що відповідає руху на певній передачі при холостих обертах двигуна ($\vartheta_a \neq 0$).

Тоді робота опору руху автомобіля від трансмісії

$$A_{ki} = M_{ki} \cdot \omega_{ki} = 61230 \cdot N_{дв}^{xx} \cdot \eta_{Ti}. \quad (21)$$

На підставі виразів (18) і (19) одержимо

$$\frac{dE_T}{dt} = m_a \cdot \vartheta_a \cdot d\vartheta_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \cdot \vartheta_a \cdot d\vartheta_a - \frac{M_{ki}}{r_k}. \quad (22)$$

Аналіз результатів теоретичних досліджень. Із одержаної залежності (22) слідує, що для збереження керованості руху зі збільшенням початкової швидкості гальмування автомобіля необхідно збільшити ефективну потужність двигуна, що реалізується на ведучих колесах автомобіля.

Проте, з точки зору забезпечення високої пропускної здатності дороги [1], необхідно, щоб початкова швидкість гальмування автомобіля на криволінійній траєкторії автомобільної дороги дорівнювала швидкості його руху на продовжуваній прямолінійній (рис. 2).

Якщо враховувати деформацію шин коліс, то кутова швидкість повороту автомобіля в горизонтальній площині дороги (див. рис. 2)

$$\omega_i = \frac{d\psi}{dt} = \frac{\vartheta_{pk}}{b} \cdot \text{tg}(\zeta_i - \delta_2), \quad (23)$$

$$\omega_i = \frac{\vartheta_{pk}}{b} \cdot \sin(\zeta_i - \delta_o), \quad (24)$$

Вираз для визначення кутової швидкості для малих кутів повороту керованих коліс можна виразити як

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{\vartheta_{pk}}{b} \cdot \sin(\zeta_i - \delta_o) = \frac{\vartheta_{pk}}{L} \cdot (\theta_i + \delta_2 - \delta_1). \quad (28)$$

При високій керованості легкового кутова швидкість повороту в горизонтальній площині має дорівнювати нулю.

Тоді для підвищення керованості легкового автомобіля при гальмуванні необхідно, щоб виконувалася залежність

$$\frac{d\psi}{dS_T} = \frac{d\psi}{\vartheta_{pk} dt} = \frac{1}{L} \cdot [\theta_i + \delta_2 - \delta_1]. \quad (29)$$

З врахуванням кутів уводу шин коліс та радіуса повороту перетвориться на

$$\frac{d\psi}{d\theta} = \frac{d\psi}{\frac{d\theta}{dt}} = \frac{\vartheta_{pk}}{L} \cdot [\theta_i + \delta_2 - \delta_1] \cdot \frac{1}{\frac{d\theta}{dt}} = \frac{\vartheta_{pk}}{R_k} \cdot \frac{1}{\frac{d\theta}{dt}} = \frac{\omega_i}{\frac{d\theta}{dt}}, \quad (30)$$

де ω_i – миттєва кутова швидкість; $R_k \leq R_0$ – радіус миттєвого повороту автомобіля.

Система рівнянь із виразів (29) і (30) дозволяє здійснити оцінку керованості легкових автомобілів, на підставі чого можна отримати наступні висновки.

Висновки. Одержані вирази (29) і (30) є математичною моделлю збереження керованості легкових автомобілів.

На підставі цього встановлено, що керованість автомобіля буде зберігатись як завгодно довго, якщо похідна від кута відхилення подовжньої осі автомобіля по величині його гальмівного шляху, не буде перевищувати відношення суми кутів повороту керованих коліс і кутів уводу їх шин до міжколісної бази автомобіля. Проте, похідна від кута відхилення подовжньої осі автомобіля по величині повороту керованих коліс повинна бути обернено пропорційна кутовій швидкості обертання рульового колеса.

Забезпечити керованість легкового автомобіля в разі комбінованого гальмування, в тому числі в повороті, можна, якщо забезпечити керовану взаємодію вище вказаних параметрів, що можливо лише у разі застосування швидкодіючих мікропроцесорних систем керування з традиційним гідравлічним приводом як робочих гальмівних механізмів, так і гідропідсилювача рульового керування.

Список літератури

1. Ярещенко Н. В. *Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.11.* Харків, 1999. 160 с.
2. Назаров О. І., Кашканов В. А., Гуменюк Р. С., Котік Є. А. Обґрунтування впливу зміни коефіцієнта міжосьового розподілу гальмівної сили на керованість легкового автомобіля. *Вісник машинобудування та транспорту: зб. наук. пр.* Вінниця: ВНТУ. 2021. Т. 14, № 2. С. 72–79. doi: 10.31649/2413-4503-2021-14-2-72-79
3. Назаров О. І., Галушак О. О., Галушак А. В., Тертичний Д. І. Забезпечення керованості легкових автомобілів у разі комбінованого гальмування на криволінійній дільниці дороги. *Вісник машинобудування та транспорту: зб. наук. пр.* Вінниця: ВНТУ. 2022. Т. 15, № 1. С. 116–123. doi: 10.31649/2413-4503-2022-15-1-116-123

4. Клец Д. М., Назаров О. І., Шпінда Є. М. Потенційна можливість реалізації прирощення вповільнення легковими автомобілями під час екстреного гальмування в різних експлуатаційних умовах. *Наукові нотатки.* 2018. Вип. 64. С. 81–86.
5. Volkov V., Nazarov A., Nazarov I., Shpinda Ye. Improvement of functional stability of brake systems of cars equipped ABS. *Матеріали XXV міжнародної науково-технічної конференції «ЕКО Варна». Т. XXVI, ч. 1 (16–18 травня 2019 р., Варна, Болгарія).* Варна: ТУ-Варна, 2019. С. 102–107.
6. Zhao X., Ye Y., Ma J., Shi P., Chen H. Construction of electric vehicle driving cycle for studying electric vehicle energy consumption and equivalent emissions. *Environmental Science and Pollution Research.* 2020. Vol. 27. P. 37395–37409. doi: 10.1007/s11356-020-09094-4
7. Сергієнко М. Є., Сергієнко А. М., Забелишинський З. Е., Медведєв М. Г., Назаров О. І. До питання оцінки стійкості руху тракторного поїзду. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Тези доповідей XXXI міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2023 (17–20 травня 2023 р., Харків).* Харків: НТУ «ХПІ», 2023. С. 265.
8. Назаров А. И., Сергиенко Н. Е., Назаров И. А. Снижение энергонагруженности передних тормозных механизмов легковых автомобилей. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»: зб. наук. пр. Темат. вип.: Автомобіле- та тракторобудування.* Харків: НТУ «ХПІ». 2011. № 56. С. 73–77.
9. Nazarov A., Krivoshepov S., Misyura N., Belov V., Zuev V., Nazarov I., Sergienko N. Investigation of the Rational Area of Friction Surfaces in Contact of Friction Linings for Disc Brakes of Passenger Cars. *SAE Technical Paper.* 2021. doi: 10.4271/2021-01-1295
10. Li D., Tan C., Ge W., Cui J., Gu C., Chi X. Review of brake-by-wire system and control technology. *Actuators.* 2022. Vol. 11, issue 3. P. 80. doi: 10.3390/act11030080
11. Clegg S. J. *A Review of Regenerative Braking Systems.* Leeds: Institute of Transport Studies, University of Leeds, 1996. 471 p.
12. Назаров И. А., Сергиенко Н. Е. Усовершенствование методики оценки тормозных свойств легковых автомобилей. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»: зб. наук. пр. Сер.: Транспортне машинобудування.* Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 14 (1236). С. 41–50.

References (transliterated)

1. Yareshchenko N. V. *Dovhostrokovye prohozhuvannya shvydkostey rukhu na avtomobil'nykh dorozhakh: dys. ... kand. tekhn. nauk 05.22.11* [Long-term forecasting of traffic speeds on motorways. Candidate eng. sci. diss. (Ph. D.)]. Kharkiv, 1999. 160 p.
2. Nazarov O. I., Kashkanov V. A., Humenyuk R. S., Kotik Ye. A. Obgruntuvannya vplyvu zminy koefitsiyenta mizhos'ovoho rozpodilu hal'mivnoyi syly na kерованість lekhovoho avtomobilya [Substantiation of the influence of changes in the coefficient of axle distribution of braking force on the handling of a passenger car]. *Visnyk mashynobuduvannya ta transportu: zb. nauk. pr.* [Bulletin of Mechanical Engineering and Transport: a collection of scientific papers]. Vinnytsia, VNTU Publ., 2021, vol. 14, no. 2, pp. 72–79. doi: 10.31649/2413-4503-2021-14-2-72-79
3. Nazarov O. I., Halushchak O. O., Halushchak A. V., Tertychnyy D. I. Zabezpechennya kерованosti lekhovykh avtomobiliv u razi kombinovanoho hal'muvannya na kryvoliniyniy dil'nytsi dorohy [Ensuring handling of passenger cars in the event of combined braking on a curve road section]. *Visnyk mashynobuduvannya ta transportu: zb. nauk. pr.* [Bulletin of Mechanical Engineering and Transport: a collection of scientific papers]. Vinnytsia, VNTU Publ., 2022, vol. 15, no. 1, pp. 116–123. doi: 10.31649/2413-4503-2022-15-1-116-123
4. Klets D. M., Nazarov O. I., Shpinda Ye. M. Potentsiyina mozhlyvist' realizatsiyi pryroshchennya vповil'nennya lekhovymy avtomobilyamy pid chas ekstreho hal'muvannya v ryznykh ekspluatatsiynykh umovakh [Potential possibility for implementation of infringements by two transport vehicles after extremely stopping in different operating conditions]. *Naukovi notatky.* 2018, issue 64, pp. 81–86.
5. Volkov V., Nazarov A., Nazarov I., Shpinda Ye. Improvement of functional stability of brake systems of cars equipped ABS. *Матеріали XXV міжнародної науково-технічної конференції «ЕКО Варна». Т. XXVI, ч. 1 (16–18 травня 2019 р., Варна, Болгарія)* [Proc. of the XXV technical and scientific conference

- "EKO Varna". Vol. XXVI, part 1 (16–18 May 2019, Varna, Bulgaria)]. Varna, TU-Varna Publ., 2019, pp. 102–107.
6. Zhao X., Ye Y., Ma J., Shi P., Chen H. Construction of electric vehicle driving cycle for studying electric vehicle energy consumption and equivalent emissions. *Environmental Science and Pollution Research*. 2020, vol. 27, pp. 37395–37409. doi: 10.1007/s11356-020-09094-4
 7. Serhiyenko M. Ye., Serhiyenko A. M., Zabelyshyns'kyy Z. E., Medvedev M. H., Nazarov O. I. Do pytannya otsinky stiykosti rukhu traktornoho poyizdu [On the issue of assessing the stability of a tractor train]. *Informatsiyni tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya. Tezy dopovidey XXXI mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi MicroCAD-2023 (17–20 travnya 2023 r., Kharkiv)* [Information technology: science, engineering, technology, education, health. Abstracts of the XXXI Int. Sci.-Pract. Conf. MicroCAD-2023 (17–20 May 2023, Kharkiv)]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, p. 265.
 8. Nazarov A. I., Sergienko N. E., Nazarov I. A. Snizhenie energonagruzhennosti perednih tormoznykh mekhanizmov legkovykh avtomobilej [Reducing the energy load of passenger car front brakes]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu «KhPI»: zb. nauk. pr. Temat. vyp.: Avtomobile- ta traktorobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Themati issue: Automobile and tractor construction]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2011, no. 56, pp. 73–77.
 9. Nazarov A., Krivoshepov S., Misyura N., Belov V., Zuiiev V., Nazarov I., Sergienko N. Investigation of the Rational Area of Friction Surfaces in Contact of Friction Linings for Disc Brakes of Passenger Cars. *SAE Technical Paper*. 2021. doi: 10.4271/2021-01-1295
 10. Li D., Tan C., Ge W., Cui J., Gu C., Chi X. Review of brake-by-wire system and control technology. *Actuators*. 2022, vol. 11, issue 3, p. 80. doi: 10.3390/act11030080
 11. Clegg S. J. *A Review of Regenerative Braking Systems*. Leeds, Institute of Transport Studies, University of Leeds Publ., 1996. 471 p.
 12. Nazarov I. A., Sergienko N. E. Uovershenstvovanie metodiki otsenki tormoznykh svoistv legkovykh avtomobilei [Improvement of the methods for assessing the braking properties of car]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu «KhPI»: zb. nauk. pr. Ser.: Transportne mashynobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Transport machine building]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 14 (1236), pp. 41–50.

Hadziuvana (received) 01.10.2024

Відомості про авторів / About the Authors

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

Назаров Олександр Іванович (Nazarov Aleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Технічна експлуатація та сервіс автомобілів»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9214-7506>; e-mail: hefer64@ukr.net

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

Павленко В'ячеслав Миколайович (Pavlenko Vyacheslav) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Технічна експлуатація та сервіс автомобілів»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0796-4307>; e-mail: vp.khadi@gmail.com

Калашніков Євген Євгенович (Kalashnikov Yevgen) – кандидат технічних наук, доцент, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», доцент кафедри «Інтелектуальні вимірювальні системи та інженерії якості»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4552-6439>; e-mail: y.kalashnikov@khai.edu

Сергієнко Антон Миколайович (Sergienko Anton) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», докторант кафедри «Електричний транспорт та тепловозобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6067-1672>, e-mail: sergienko2707@gmail.com

Бурняшев Микита Віталійович (Burnyashev Nikita) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, магістр кафедри кафедри «Технічна експлуатація та сервіс автомобілів»; м. Харків, Україна; e-mail: nikita005565@gmail.com