

УДК 629.083

**І.О. Назаров<sup>1</sup>, О.І. Назаров<sup>1</sup>, Д.М. Клец<sup>1</sup>, В.А. Цибульський<sup>1</sup>***Харківський національний автомобільно-дорожній університет***ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ВИКОРИСТАННЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ У ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ**

*Розглянуто заходи щодо підвищення безпеки використання легкових автомобілів за критеріями зміни коефіцієнта міжосьового розподілу гальмівних сил, величини вповільнення та гальмівного шляху із врахуванням експлуатаційних умов і аеродинамічного фактора при використанні гальмівних приводів із комбінованою чи бортовою схемою включення контурів, які реалізують нерівномірність розподілу гальмівних сил між бортами.*

*Ключові слова:* легковий автомобіль, безпека використання, вповільнення, гальмівний шлях, експлуатаційні умови, аеродинамічний фактор, нерівномірний розподіл гальмівних сил між бортами.

**И.А. Назаров<sup>1</sup>, А.И. Назаров<sup>1</sup>, Д.М. Клец<sup>1</sup>, В.А. Цибульський<sup>1</sup>***Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет***ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ В ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЯХ**

*Рассмотрены меры по повышению безопасности использования легковых автомобилей по критериям изменения коэффициента межосевого распределения тормозных сил, величины замедления и тормозного пути с учетом эксплуатационных условий и аэродинамического фактора при использовании тормозных приводов с комбинированной или бортовой схемой включения контуров, которые реализуют неравномерность распределения тормозных сил между бортами.*

*Ключевые слова:* легковой автомобиль, безопасность использования, замедление, тормозной путь, эксплуатационные условия, аэродинамический фактор, неравномерное распределение тормозных сил между бортами.

**I.A. Nazarov<sup>1</sup>, A.I. Nazarov<sup>1</sup>, D.M. Klets<sup>1</sup>, V.A. Tsybulsky<sup>1</sup>***Kharkov National Automobile and Highway University***IMPROVING THE SAFETY OF USE OF PASS VEHICLES IN OPERATING CONDITIONS**

*Measures are considered to increase the safety of passenger cars using the criteria for changing the coefficient of inter axle distribution of braking forces, the magnitude of deceleration and the stopping distance, taking into account operating conditions and the aerodynamic factor when using brake actuators with a combined or on-board circuit for switching contours that realize unevenness distribution of brake forces between the sides.*

*However, during operation on a passenger car, there is a large number of external forces that can lead not only to the uneven distribution of normal loads between the axles, but also between the wheels of the same axes, that is, to the cross-sectional unevenness.*

*The analysis of inhibition of passenger cars in the operating conditions shows that on the wheels of different sides when moving on a flat horizontal road under the influence of a side wind, as well as on roads with a transverse and longitudinal bias or with a fixed curvature radius, different sizes of normal loads take place.*

*Keywords:* passenger car, safety of use, deceleration, stopping distance, operating conditions, aerodynamic factor, uneven distribution of braking forces between the sides.

**Постановка проблеми та її зв'язок із важливими науковими завданнями.** Стрімкий ріст парку експлуатованих легкових автомобілів на території України, котрий за станом на 2017 р. налічує близько 6,9 млн. одиниць, серед яких обладнані виключно АБС становлять 19%, а не обладнані АБС всього 4%, а також прогнозоване зростання інтенсивності й швидкості руху, вимагає посилення вимог до безпеки їх використання[1].

Вимогами чинних міжнародних і вітчизняних стандартів встановлюється використання АБС або систем, які дублюють їх роботу, в гальмівних системах сучасних легкових автомобілів. Однак, для експлуатованих легкових автомобілів, гальмівні системи яких не обладнано та обладнано виключно АБС, економічно доцільним і технічно здійсненним є застосування вдосконалених гальмівних приводів, які реалізують нерівномірність розподілу гальмівних сил між бортами, що веде до підвищення гальмівних властивостей.

Проблема розв'язувалась у відповідності до плану науково-дослідних робіт за напрямом «Покращення гальмівних властивостей експлуатованих легкових автомобілів, обладнаних антиблокувальними системами», які виконувалися в період з 01.12.2013 по 30.11.2017 р., номер державної реєстрації 0115u0026.57.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Відомо, що вимогами діючих як міжнародних, так і національних стандартів, як необхідного критерію оцінки безпеки використання експлуатованого легкового автомобіля, є забезпечення ефективності та стабільності функціонування всіх елементів його гальмівної системи при екстрених гальмуваннях.

У відомих літературних джерелах вказується[2–7], що фактори, які викликають зміну показників гальмівних властивостей легкових автомобілів, носять випадковий характер і визначаються їх конструктивними та експлуатаційними факторами. Найбільш важливими з них є значення коефіцієнта зчеплення шини з опорною поверхнею дороги, коефіцієнта розподілу гальмівних сил, положення центру мас і метacentру автомобіля, величина нормальних реакцій на колесах при гальмуванні в експлуатаційних умовах і особливості конструкції їх гальмівних систем.

Однак під час експлуатації на легковий автомобіль діє велика кількість зовнішніх сил, які можуть призвести не тільки до нерівномірного розподілу нормальних навантажень між осями, а й між колесами однойменних осей, тобто до міжбортової нерівномірності.

Аналіз гальмувань легкових автомобілів в експлуатаційних умовах показує, що на колесах різних бортів мають місце різні величини нормальних навантажень[8–10].

При цьому в більшості випадків в гальмівних системах легкових автомобілів застосовується або осьова, або діагональна схема поділу контурів гальмівного привода.

Однак ні осьова, а ні діагональна схема поділу контурів гальмівного привода не здатні реалізувати в повній мірі зміну бортового навантаження автомобіля, так як вони забезпечують гальмування автомобіля при залученні контурів, що включають або передні, або задні гальмівні механізми – при осьовій схемі, або передній лівий/правий та задній правий/лівий гальмівні механізми – у разі діагональної схеми.

**Не вирішена частина проблеми.** Для підвищення безпеки використання з урахуванням зростання швидкості руху легкових автомобілів на дорогах України слід посилити вимоги до ефективності гальмування та гальмівного шляху. Вирішення такого завдання може бути отримано з урахуванням експлуатаційних умов і аеродинамічного фактора. Для цього необхідно більш повно реалізовувати керуючий вплив гальмівного привода шляхом установки динамічних регуляторів гальмівних сил, здатних забезпечувати необхідну гальмівну силу на кожному колесі в конкретних умовах експлуатації із врахуванням фаз процесу екстреного гальмування.

При цьому, для максимальної реалізації міжбортової нерівномірності гальмівних сил слід використовувати комбіновану або бортову (частину комбінованої) схему включення контурів гальмівного привода спільно з пристроями[11], що забезпечують необхідне регулювання приводного тиску в контурах, які з'єднують гальмівні механізми переднього і заднього коліс відповідного борту автомобіля.

**Мета та методи її досягнення.** Метою дослідження є підвищення безпеки використання легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, шляхом підвищення ефективності функціонування їх гальмівних систем за рахунок впровадження вдосконалених конструкцій гальмівних приводів, спроможних реалізувати нерівномірність розподілу гальмівних сил між бортами. Вирішення поставленої проблеми забезпечується використанням системного підходу, узагальнення та аналізу відомих наукових результатів. При вирішенні окремих завдань у теоретичній частині використовуються методи класичної механіки та математичного моделювання, методи диференціального числення. Адекватність розроблених моделей оцінювалася з застосуванням теорії похибок.

**Встановлення оціночного показника безпеки використання.** З метою встановлення оціночного показника безпеки використання легкових автомобілів під час екстреного гальмування на рівній горизонтальній дорозі розроблено методіку оцінки зміни нормальних осьових реакцій за різних фаз процесу гальмування з врахуванням аеродинамічного фактора і коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями.

На рис.1 показано динамічну модель легкового автомобіля під час екстреного гальмування на рівній горизонтальній дорозі.

У разі гальмування автомобіля з заблокованими колесами динамічні нормальні реакції на осях можуть бути визначені, розглядаючи суму моментів відносно точок  $D$  і  $C$  (рис. 1). Враховуючи динаміку обертання коліс та те, що складові аеродинамічної сили співвідносяться, як  $P_{wz}/P_{wx}=\lambda_z$  і  $P_{wy}/P_{wx}=\lambda_y$ , одержимо залежності

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{T1} \cdot \frac{h-r_D}{L} + P_{T2} \cdot \frac{h-r_D}{L} - P_{wx} \cdot \frac{h_w + \lambda_z \cdot b - n}{L} \quad (1)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_{T1} \cdot \frac{h-r_D}{L} + P_{T2} \cdot \frac{h-r_D}{L} - P_{wx} \cdot \frac{h_w + \lambda_z \cdot a - n}{L}, \quad (2)$$

де  $G_a$  – вага автомобіля;

$P_{wx}$  – подовжня складова аеродинамічної сили;  
 $P_{T1}, P_{T2}$  – гальмівна сила на передній і задній осі відповідно;  
 $r_D$  – динамічний радіус колеса.

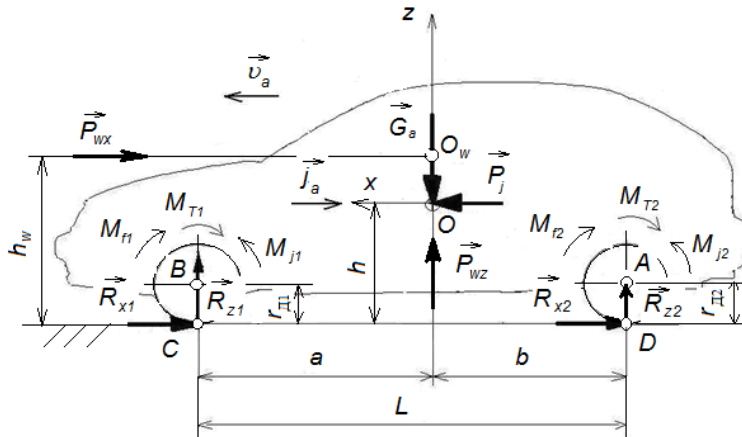


Рис. 1. Динамічна модель автомобіля під час гальмування

Позначимо аеродинамічний фактор, як

$$\Phi_e = \frac{P_{wx}}{G_a} = \frac{\rho_B \cdot c_x \cdot S_a \cdot v_0^2}{2m_a \cdot g}, \tag{3}$$

де  $\rho_B$  – густина повітря;  
 $c_x$  – коефіцієнт лобового опору кузова автомобіля;  
 $S_a = H_a \cdot B_a$  – площа лобового опору автомобіля (площа Міделя);  
 $v_0$  – початкова швидкість гальмування автомобіля;  
 $m_a$  – маса автомобіля.

Розрахункові значення аеродинамічного фактора для досліджуваних легкових автомобілів зведено до табл. 1.

Таблиця 1

**Розрахункові значення аеродинамічного фактора**

Автомобіль	Значення аеродинамічного фактора						
	при початковій швидкості гальмування, км/год (м/с)						
	40 (11,1)	60 (16,7)	80 (22,2)	100 (27,8)	110 (30,6)	130 (36,1)	150 (41,7)
Lanos	0,012	0,027	0,048	0,076	0,092	0,128	0,171
	0,007	0,017	0,029	0,046	0,056	0,078	0,105
LadaPriora	0,012	0,027	0,048	0,076	0,092	0,128	0,171
	0,007	0,017	0,029	0,046	0,056	0,078	0,105
Chevrolet	0,014	0,031	0,054	0,085	0,103	0,143	0,191
	0,008	0,019	0,034	0,053	0,064	0,089	0,119
Forza	0,011	0,026	0,046	0,073	0,088	0,122	0,163
	0,008	0,018	0,032	0,049	0,060	0,083	0,111

З урахуванням (3) рівняння (1) і (2) приймуть вигляд

$$R_{z1} = G_a \cdot \left[ \frac{b}{L} + \gamma_1 \cdot \frac{h - r_D}{L} + \gamma_2 \cdot \frac{h - r_D}{L} - \Phi_e \cdot \frac{h_w + \lambda_z \cdot b - n}{L} \right], \tag{4}$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \left[ \frac{a}{L} + \gamma_1 \cdot \frac{h - r_D}{L} + \gamma_2 \cdot \frac{h - r_D}{L} - \Phi_e \cdot \frac{h_w + \lambda_z \cdot a - n}{L} \right], \tag{5}$$

де  $\gamma_1 = \frac{P_{T1}}{G_a}$  – питома гальмівна сила передньої осі;

$\gamma_2 = \frac{P_{T2}}{G_a}$  – питома гальмівна сила задньої осі.

У загальному випадку руху легкового автомобіля  $\Phi_e \neq 0$ .

Тоді ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями при не блокованих передніх і задніх колесах автомобіля

$$\beta_{\text{ид}} = \frac{\frac{b}{L} + z \cdot \frac{h-r_{\text{д}}}{L} - \Phi_e \cdot \frac{h_w + \lambda_z \cdot b - n}{L}}{1 - \lambda_z \cdot \Phi_e}, \quad (6)$$

де  $z = \frac{j}{g}$  – коефіцієнт гальмування.

Якщо знехтувати аеродинамічним фактором автомобіля ( $\Phi_e \rightarrow 0$ ), отримана залежність (6) для ідеального коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями набирає вигляду формули, отриманої в роботі [12]

$$\beta_{\text{ид}} = \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h-r_{\text{д}}}{L}, \quad (7)$$

У разі гальмування автомобіля з блокованими колесами динамічні нормальні реакції на осях можуть бути визначені аналогічно при прийнятих припущеннях (див. рис. 1) як

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{T1} \cdot \frac{h}{L} + P_{T2} \cdot \frac{h}{L} - \Phi_e \cdot \frac{h_w + \lambda_z \cdot b - n}{L}, \quad (8)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \frac{a}{L} + P_{T1} \cdot \frac{h}{L} + P_{T2} \cdot \frac{h}{L} - \Phi_e \cdot \frac{h_w + \lambda_z \cdot a - n}{L}, \quad (9)$$

Тоді ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями при блокованих колесах

$$\beta_{\text{ид}} = \frac{\frac{b}{L} + z \cdot \frac{h}{L} - \Phi_e \cdot \frac{h_w + \lambda_z \cdot b - n}{L}}{1 - \lambda_z \cdot \Phi_e}, \quad (10)$$

Нехтуючи аеродинамічним фактором автомобіля ( $\Phi_e \rightarrow 0$ ), отримана залежність (10) приймає вигляд класичної [13]

$$\beta_{\text{ид}} = \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h}{L}, \quad (11)$$

Аналіз отриманих виразів (6) і (10) та його порівняння їх з класичним (11), який визначає ідеальний розподіл гальмівних сил між осями показує, що урахування фаз процесу гальмування й аеродинамічного фактора  $\Phi_e$  впливають на величини нормальних динамічних реакцій  $R_{z1}$  і  $R_{z2}$  на осях, що призводить до меншої чутливості коефіцієнта  $\beta_{\text{ид}}$  від зміни коефіцієнта гальмування  $z$ .

Це означає, що ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил, який визначається за розробленою теорією (з врахуванням фаз процесу гальмування та аеродинамічного фактора), змінюється в менших межах зі зміною коефіцієнта гальмування, ніж за класичною теорією, що говорить про можливість збільшення гальмівного моменту на колесах задньої осі, тобто підвищення безпеки використання.

На підставі цього авторами запропоновано перший критерій оцінки безпеки використання легкових автомобілів у експлуатаційних умовах

$$\frac{d}{dz} [\Delta \beta_{\text{ид}}(z)] \xrightarrow{\Delta} \max, \quad (12)$$

де  $\Delta \beta_{\text{ид}} = \beta_{\text{ид1}}(z) - \beta_{\text{ид2}}(z)$  – зміна коефіцієнта ідеального розподілу гальмівних сил між осями;

$\beta_{\text{ид1}}(z)$  – ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил, який визначається за класичною формулою (11);

$\beta_{\text{ид2}}(z)$  – ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил, який визначається за одержаними формулами (6) та (10).

У відповідності до розробленої методики безпека використання легкових автомобілів Lanos, загальмовуваних на рівній горизонтальній дорозі має місце, коли відповідні значення ідеального коефіцієнта розподілу гальмівних сил приймають менші значення (рис. 2).

Так, для легкових автомобілів Lanos із спорядженою масою при урахуванні фаз процесу гальмування та аеродинамічного фактора:

-гальмування з заблокованими колесами  $\beta_{\text{ІД}} = 0,639-0,703$ ;

-гальмування з заблокованими колесами  $\beta_{\text{ІД}} = 0,663-0,797$ ;

тоді, як для таких легкових автомобілів при урахуванні лише фаз процесу гальмування:

-гальмування з заблокованими колесами  $\beta_{\text{ІД}} = 0,656-0,776$ ;

-гальмування з заблокованими колесами  $\beta_{\text{ІД}} = 0,664-0,798$ ;

Для легкових автомобілів із повною масою при урахуванні фаз процесу гальмування та аеродинамічного фактора:

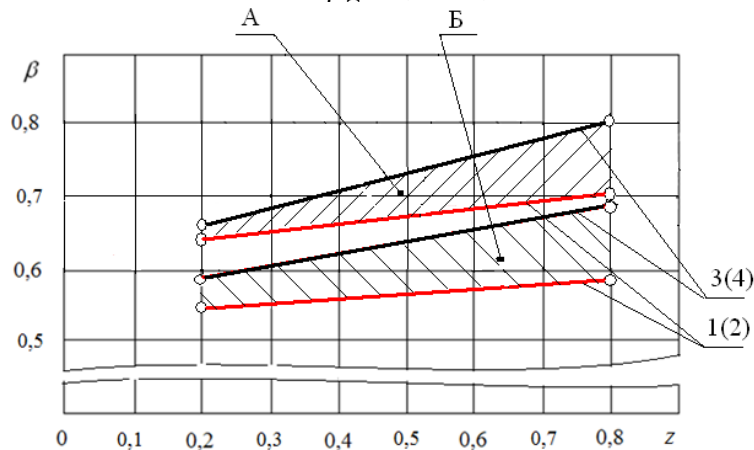
-гальмування з заблокованими колесами  $\beta_{\text{ІД}} = 0,554-0,586$ ;

-гальмування з заблокованими колесами  $\beta_{\text{ІД}} = 0,579-0,681$ ;

а для таких легкових автомобілів при урахуванні лише фаз процесу гальмування:

-гальмування з заблокованими колесами  $\beta_{\text{ІД}} = 0,556-0,587$ ;

-гальмування заблокованими колесами  $\beta_{\text{ІД}} = 0,580-0,682$ .



**Рис. 2. Области безпеки використання за зміною коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями легкового автомобіля Lanos:**

1 – при заблокованих колесах із врахуванням аеродинамічного фактора; 2 – при заблокованих колесах без врахування аеродинамічного фактора; 3 – при заблокованих колесах із врахуванням аеродинамічного фактора; 4 – при заблокованих колесах без врахування аеродинамічного фактора; область А – споряджена маса; область Б – повна маса

Таким чином, у відповідності до (12) для діапазону  $z = 0,2 - 0,08$  зміни значення коефіцієнта гальмування, найвищу безпеку використання буде мати той автомобіль, в якого зміна значень коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями буде найбільшою.

Крім того, у межах одного вагового стану легкового автомобіля коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями у більшій мірі залежить від фаз процесу гальмування та не залежить від зміни аеродинамічного фактора (прямі 1 і 2 та 3 і 4 співпадають, див. рис. 2).

Для оцінки безпеки використання  $i$ -го легкового автомобіля серед досліджуваних запропоновано критерій, який визначає область безпеки використання по найбільшій зміні вповільнення для певного значення коефіцієнта гальмування

$$\frac{d}{dz} [\Delta_j(z)] \xrightarrow{\Delta} \max, \tag{13}$$

де  $\Delta_j(z)$  – величина зміни уповільнення  $i$ -го легкового автомобіля, яка визначається як різниця між значенням, визначеним за одержаним виразом

$$j = g \cdot (z + \Phi_e \cdot (1 - \lambda_z \cdot z)), \tag{14}$$

і значенням, визначеним за класичною теорією  $[j^0] = \varphi \cdot g$ .

Отже, найвища безпека використання буде мати легковий автомобіль із найбільшим аеродинамічним фактором.

На підставі розрахункових даних для досліджуваних легкових автомобілів побудовано графічні залежності зміни уповільнення від коефіцієнта гальмування  $z$  (рис. 3).

Таким чином, для певного значення коефіцієнта гальмування з діапазону  $z=0,2-0,8$  найвищою безпекою використання буде характеризуватися той автомобіль, у якого відносно

збільшення уповільнення буде максимальним. Наприклад, у разі порівняння досліджуваних легкових автомобілів зі спорядженою масою при  $z=0,8$  перше місце з безпеки використання посяде автомобіль Chevrolet ( $1,72 \text{ м/с}^2$ ), друге Lanos (Lada) ( $1,54 \text{ м/с}^2$ ) і третє Forza ( $1,47 \text{ м/с}^2$ ).

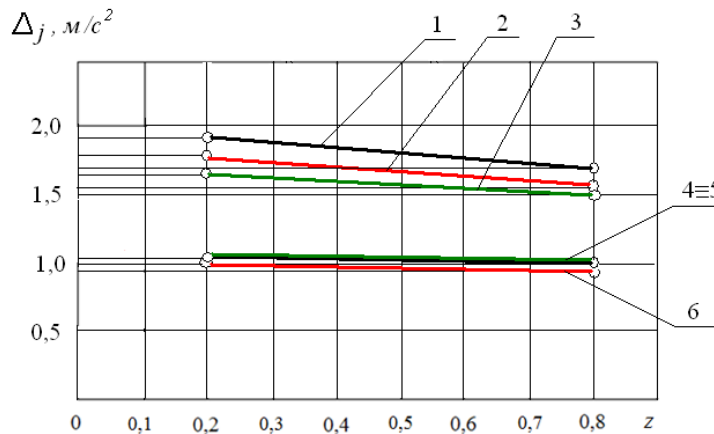


Рис. 3. Оцінка безпеки використання легкового автомобіля за зміною уповільнення:

1, 2, 3 – для автомобілів Chevrolet, Lanos (Lada), Forza у спорядженому стані;  
4, 5, 6 – для автомобілів Chevrolet, Forza, Lanos (Lada) із повною масою.

Оцінка безпеки використання  $i$ -го легкового автомобіля серед досліджуваних може бути здійснена за максимальною зміною його гальмівного шляху під час екстреного гальмування у експлуатаційних умовах за критерієм

$$\frac{d}{dz} [\Delta s_T(z)] \xrightarrow{\Delta} \max \cdot \quad (15)$$

де  $\Delta s_T(z)$  – величина зміни гальмівного шляху  $i$ -го легкового автомобіля, яка визначається як різниця між гальмівним шляхом, одержаним за виразом

$$S_T = \frac{m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}}{2K_o \cdot F_w} \cdot \ln\left(1 + \frac{K_o \cdot F_w \cdot g_o^2}{A}\right) = \frac{m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}}{\rho_E \cdot c_x \cdot F_w} \cdot \ln\left(1 + \frac{\Phi_e}{z - \Phi_e}\right) \leq [S_T], \quad (16)$$

де  $A = m_a \cdot j - P_{\text{вх}}$ ;

$i$  гальмівним шляхом легкового автомобіля, одержаним за класичною теорією [13] в разі екстреного гальмування

$$[S_T^o] = \frac{g_o^2}{2 \cdot [j^o]} \cdot \quad (17)$$

Порівняльний аналіз теоретичних параметрів гальмування Lanos (табл. 3), обладнаних вдосконалим гальмівним приводом, показує, що у діапазоні зміни початкових швидкостей гальмування 80–150 км/год для автомобілів зі спорядженою масою значення уповільнення зростають на 12,3–15,3%, а гальмівного шляху зменшуються на 3,6–9,8%; тоді, як для автомобілів із повною масою ці показники становлять відповідно 12,8–16,5% і 1,8–4,8%.

Таблиця 3

**Теоретичні значення параметрів екстрених гальмувань автомобіля Lanos, обладнаного вдосконалим гальмівним приводом**

Автомобіль	Маса, кг	Значення параметрів гальмування			
		при початковій швидкості гальмування, км/год			
		80	100	130	150
Lanos	споряджена	8,19	8,39	8,88	9,02
		30,91	47,57	78,55	95,5
	повна	8,06	8,38	8,49	9,13
		31,14	48,11	80,1	97,5

Примітки. У верхній строчці вказано значення вповільнення,  $\text{м/с}^2$ ; у нижній – гальмівного шляху, м.

**Висновки.** Дослідження зміни ефективності гальмування легковими автомобілями за різних експлуатаційних умов дозволило встановити те, що підвищення безпеки їх використання можливе шляхом покращення їх гальмівних властивостей за рахунок застосування гальмівних приводів, які враховують нерівномірність розподілу гальмівних сил між бортами.

Встановлено, що врахування фаз процесу гальмування і аеродинамічного фактора призводить до зменшення значення постійного коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями і гальмівного шляху та збільшення уповільнення. Ця обставина дозволяє забезпечити відповідні області безпеки використання легкових автомобілів у разі екстрених гальмувань, обмежені зміною вище вказаних параметрів.

#### Список використаних джерел:

1. Ярещенко Н.В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми» / Н.В. Ярещенко. – Харків, 1999. – 16 с.
2. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 614 с.
3. 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.
4. Jo C. Cooperative regenerative braking control algorithm for an automatic-transmission-based hybrid electric vehicle during a downshift / [C. Jo, J. Ko, H. Yeo, T. Yeo, S. Hwang, H. Kim] // Journal of Automobile Engineering. – 2012. – vol. 226. – no. 4. – pp. 457–467.
5. Zhang J. Integrated control of braking energy regeneration and pneumatic anti-lock braking / J. Zhang, X. Chen, P.-J. Zhang // Journal of Automobile Engineering. – 2010. – vol. 224. – no. 5. – pp. 587–610.
6. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом управлении транспортных средств: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450с.
7. Подригало М.А. Анализ неравномерности вертикальных реакций на колесах и ее влияние на эксплуатационные свойства автомобиля/ Подригало М.А. // Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы: IV-ая международ. научно-техн. конф., 11-15 апр. 2000 г. – Севастополь: СевГТУ, 2000. – С. 76-79.
8. Назаров В.І. Математичне моделювання перерозподілу реакцій на осях під час екстреного гальмування на дорозі з нахилом / Назаров В.І., Назаров О.І., Назаров І.О. // Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – Харків, 2014. - №39(1082). – С. 134–140.
9. Назаров А.И. Перераспределение вертикальных реакций на колесах легкового автомобиля, движущегося в воздушном потоке по горизонтальной дороге с фиксированным радиусом кривизны / Назаров А.И., Назаров И.А., Назаров В.И. // Вісник НТУ «ХПІ»: Серія «Автомобіле- і тракторобудування». – Харків, 2015. – №8(1117). – С. 57-65.
10. Назаров И.А. Обеспечение безопасности движения двухосных транспортных средств при выполнении экстренных торможений в эксплуатационных условиях: (конф. «Молодые ученые – альтернативной транспортной энергетике», 27-28 апреля 2015 г.: сб. научн. трудов «Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе») [Электронный ресурс] / Назаров И.А., Назаров В.И., Назаров А.И. – Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2015. – Т.2. – Вып. 2. – С. 218–222.– ISSN 2409-7829.
11. Патент №76189 Украина, МПК 2006.01, В60Т 8/24. Устройство для повышения эффективности торможения легковых автомобилей [Текст] / [Подригало М.А., Назаров В.И., Назаров А.И., Назаров И.А.]; заявитель Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет №u201207284; заявл. 15.06.2012; опубл. 25.12.2012, Бюл. №24.
12. Подригало М.А. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов: монография / Подригало М.А. – Харьков: Академия ВВ МВС Украины, 2013. – 22 с.
13. Булгаков Н.А. Исследование динамики торможения автомобиля. Научное сообщение №18/ Булгаков Н.А., Гредескул А.Б., Ломака С.И. – Харьков: Изд-во госуниверситета им. А.М. Горького, 1962. – 36 с.

#### Рецензенти:

**Волков В.П.**, д.т.н., проф. ХНАДУ;

**Бондаренко А.І.**, д.т.н., проф. НТУ «ХПІ».

Стаття надійшла до редакції 13.03.2018