

Назаров І. О.

ОЦІНКА 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.

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].

Це може бути досягнуто за рахунок низки заходів, в тому числі забезпечення мінімально допустимої дистанції між окремими транспортними засобами, що рухаються в єдиному потоці.

Вирішення питання залежить, перш за все, від підтримання необхідної величини показників гальмівної ефективності на всьому періоді експлуатації, забезпечуваної застосовуваними гальмівними системами на експлуатованих легкових автомобілях.

Це можливо за умови реалізації найменшого гальмівного шляху та найбільшої величини уповільнення під час екстреного гальмування легкових автомобілів в певних експлуатаційних умовах за рахунок реалізації міжбортової нерівномірності гальмівних сил, яка виникає внаслідок нерівномірного розподілу нормальних реакцій між колесами однойменних осей.

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 [1–3], 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 метацентру автомобіля, величина

нормальних реакцій на колесах при гальмуванні в експлуатаційних умовах і особливості конструкції їх гальмівних систем.

При оцінці ефективності гальмування легкового автомобіля класично приймалися допущення, при яких не враховувалася дія експлуатаційних умов. Розрахунок проводився за умови забезпечення максимальних вповільнень на горизонтальній ділянці шляху з сухим асфальтобетонним покриттям для випадку екстрених гальмувань, тобто при блокованих колесах [2, 3].

Крім того, при аналізі перерозподілу нормальних реакцій вважалося, що подовжня, поперечна і горизонтальна складові аеродинамічної сили прикладені в одній точці – метacentрі, що збігається з центром мас легкового автомобіля, а в ряді випадків і взагалі не враховувалися.

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 при русі по рівній горизонтальній дорозі при дії бічного вітру, а також на дорогах з поперечним і подовжнім ухилом або з фіксованим радіусом кривизни, мають місце різні величини нормальних навантажень [4–8].

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

Однак ні осьова, а ні діагональна схема поділу контурів гальмівного приводу 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 легкових автомобілів на дорогах України слід посилити вимоги до гальмівного шляху. Вирішення такого завдання може бути отримано з урахуванням дорожніх умов і сил аеродинамічного опору руху. 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 екстреного гальмування.

При цьому, для максимальної реалізації бортової нерівномірності гальмівних сил між бортами слід використовувати комбіновану або бортову (частину комбінованої) схему включення контурів гальмівного привода спільно з пристроями, 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 встановлення критеріїв для визначення областей безпеки використання легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації. Вирішення поставленої проблеми забезпечується використанням системного підходу та раціонального поєднання теоретичних і експериментальних досліджень, узагальнення та аналізу відомих наукових результатів. При вирішенні окремих завдань у теоретичній частині використовуються методи диференціального числення, в експериментальній частині – методи математичної статистики та комп'ютерного моделювання.

Встановлення критеріїв для оцінки безпеки використання. З метою встановлення критеріїв безпеки використання легкових автомобілів під час екстреного гальмування в експлуатаційних умовах розроблено методику оцінки зміни нормальних осьових реакцій.

На рис.1 показано динамічну модель легкового автомобіля під час екстреного гальмування.

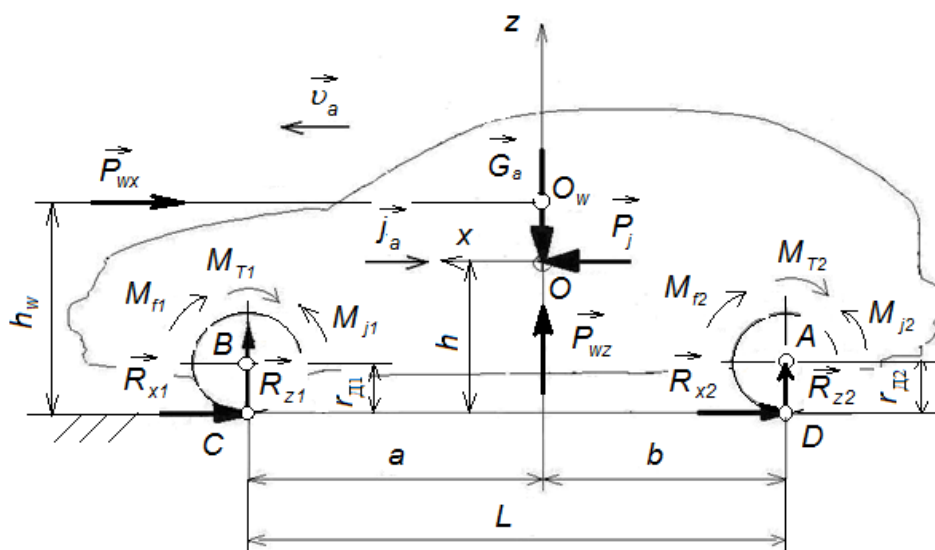


Рисунок 1 – Динамічна модель автомобіля під час гальмування

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

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

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

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.

Позначимо аеродинамічний фактор, як

$$\Phi_e = \frac{P_{wx}}{G_a} = \frac{\rho_v \cdot c_x \cdot S_a \cdot v_0^2}{2m_a \cdot g}, \quad (3)$$

де ρ_v – 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.

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

$$\beta_{iD} = \frac{\frac{b+z}{L} \cdot \frac{h-r_d}{L} - \Phi_e \cdot \frac{h_w + \lambda_z \cdot b - h}{L}}{1 - \lambda_z \cdot \Phi_e}, \quad (4)$$

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

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
Lada Priora	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

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

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 [7]

$$\beta_{ід} = \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h-r_d}{L}. \quad (5)$$

При блокованих колесах ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями

$$\beta_{ід} = \frac{\frac{b+z \cdot \frac{h}{L} - \Phi_e \cdot \frac{h_w + \lambda_z \cdot b - h}{L}}{1 - \lambda_z \cdot \Phi_e}}. \quad (6)$$

Нехтуючи аеродинамічним фактором автомобіля ($\Phi_e \rightarrow 0$), отримана залежність (10) приймає вигляд класичної [11]

$$\beta_{ід} = \frac{b}{L} + z \cdot \frac{h}{L}. \quad (7)$$

Аналіз отриманих виразів (4) і (6) та його порівняння їх з класичним (7), який визначає ідеальний розподіл гальмівних сил між осями показує, що урахування аеродинамічного фактора Φ_e впливає на величини нормальних динамічних реакцій R_{z1} і R_{z2} на осях, що призводить до меншої чутливості коефіцієнта $\beta_{ід}$ 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.

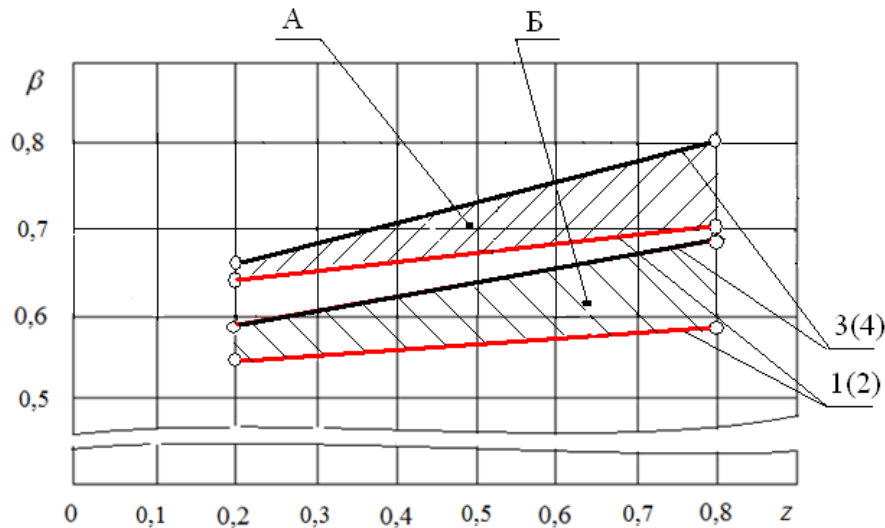
На підставі цього авторами запропоновано перший критерій оцінки безпеки використання легкових автомобілів у експлуатаційних умовах

$$\frac{d}{dz} [\Delta \beta_{ід}(z)] \xrightarrow{\Delta} \max, \quad (8)$$

де $\Delta \beta_{ід} = \beta_{ід1}(z) - \beta_{ід2}(z)$ – зміна коефіцієнта ідеального розподілу гальмівних сил між осями; $\beta_{ід1}(z)$ – ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил, який визначається за класичною формулою (7);

$\beta_{id2}(z)$ – ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил, який визначається за одержаними формулами (4) та (6).

У відповідності до розробленої методики безпека використання легкових автомобілів Lanos, загальмовуваних на рівній горизонтальній дорозі, при зміні коефіцієнта гальмування $z = 0,2 - 0,8$ має місце, коли відповідні значення ідеального коефіцієнта розподілу гальмівних сил приймають менші значення (рис. 2).



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

Рисунок 2 – Области безпеки використання за зміною коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями легкового автомобіля Lanos

Таким чином, у відповідності до (8) для діапазону $z = 0,2 - 0,8$ зміни значення коефіцієнта гальмування, найвищу безпеку використання буде мати той автомобіль, в якого зміна значень коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями буде найбільшою.

Отже, область зміни значень ідеального коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, обмежена прямими 1(2) та 3(4), буде визначати безпеку використання легкового автомобіля Lanos у діапазоні зміни коефіцієнта гальмування.

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

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

$$\frac{d}{dz} |\Delta_j(z)| \xrightarrow{\Delta} \max, \quad (9)$$

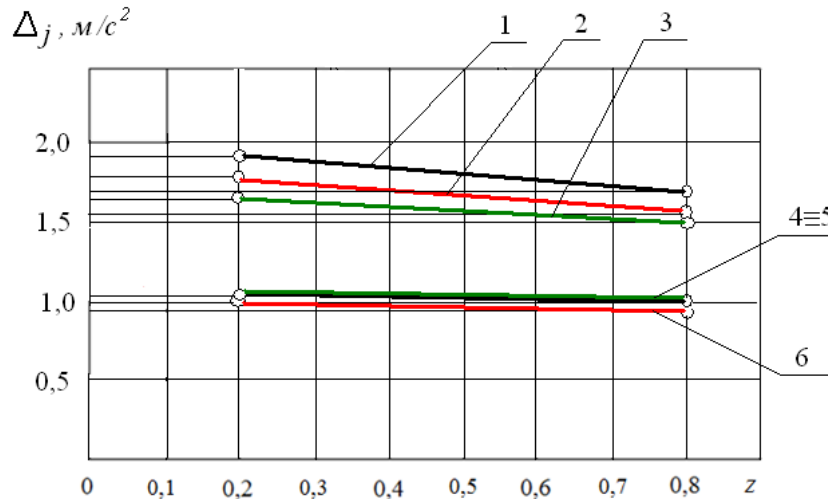
де $\Delta_j(z)$ – величина зміни уповільнення i -го легкового автомобіля,

$$j = g \cdot (z + \Phi_e \cdot (1 - \lambda_z \cdot z)). \quad (10)$$

Отже, найвищу безпеку 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. 4).

Таким чином, для певного значення коефіцієнта гальмування z діапазону $z=0,2-0,8$ найвищою безпекою використання буде характеризуватися той автомобіль, у якого відносне збільшення уповільнення буде максимальним.



1, 2, 3 – для автомобілів Chevrolet, Lanos (Lada), Forza у спорядженому стані;

4, 5, 6 – для автомобілів Chevrolet, Forza, Lanos (Lada) із повною масою

Рисунок 3 – Оцінка безпеки використання легкового автомобіля за зміною уповільнення:

Наприклад, у разі порівняння досліджуваних легкових автомобілів зі спорядженою масою при $z=0,8$ перше місце посідає автомобіль Chevrolet ($1,72 \text{ м/с}^2$), друге Lanos (Lada) ($1,54 \text{ м/с}^2$) і третє Forza ($1,47 \text{ м/с}^2$). Тоді, як з повною масою місця розподіляться: Chevrolet - Forza - Lanos (Lada).

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

$$\frac{d}{dz} |\Delta s_T(z)| \rightarrow \max. \quad (11)$$

де $\Delta s_T(z)$ – величина зміни гальмівного шляху i -го легкового автомобіля, який визначається за виразом при даному коефіцієнті гальмування

$$s_T = \frac{m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}}{2K_o \cdot F_w} \cdot \ln \left(1 + \frac{K_o \cdot F_w \cdot \vartheta_0^2}{A} \right) = \frac{m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2}}{\rho_B \cdot c_x \cdot F_w} \cdot \ln \left(1 + \frac{\Phi_e}{z - \Phi_e} \right) \leq [s_T], \quad (12)$$

де $A = m_a \cdot j - P_{wx}$.

З класичною теорією [12] в разі екстреного гальмування гальмівний шлях легкового автомобіля визначається як

$$[s_T^0] = \frac{\vartheta_0^2}{2 \cdot [j^0]}, \quad (13)$$

де $[j^0] = \varphi \cdot g$ – величина граничного уповільнення автомобіля.

Величина граничного гальмівного шляху легкового автомобіля, регламентованого національним стандартом ДСТУ 3649-2010

$$[s_T]_{\text{ст}} = 0,1\vartheta_0 + \frac{\vartheta_0^2}{26 \cdot j_{\text{вст}}}, \quad (14)$$

де $j_{\text{вст}}$ – уповільнення автомобіля, що встановилося ($j_{\text{вст}} = 7 \text{ м/с}^2$).

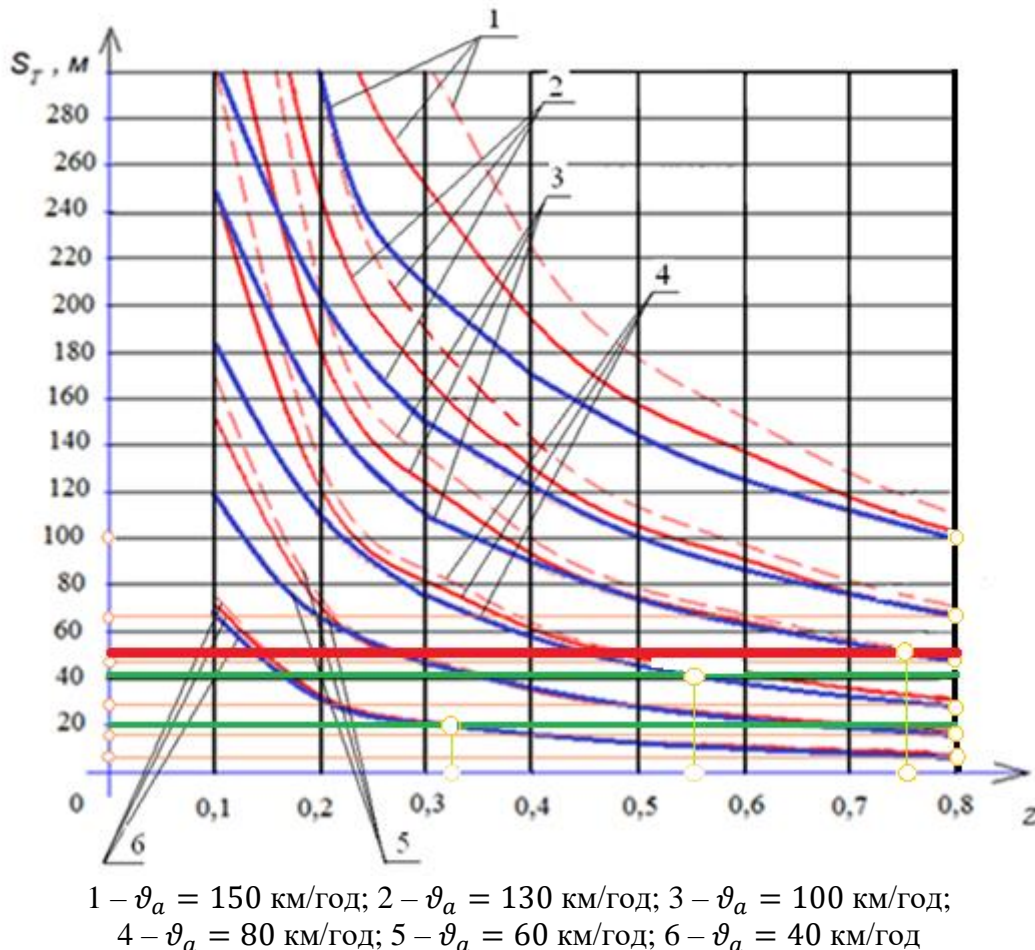


Рисунок 4 – Оцінка безпеки використання автомобіля Lanos за зміною гальмівного шляху під час екстреного гальмування

З метою одержання мінімальної різниці між параметрами гальмування легкового автомобіля розглядалися екстрені гальмування на горизонтальній дорозі, нехтуючи швидкістю повітряного потоку.

На підставі розрахункових значень гальмівного шляху за (12), (13) і (14) для легкового автомобіля Lanos із повною масою під час екстрених гальмувань, здійснюваних із початковою швидкістю 40–150 км/год, із врахуванням аеродинамічного фактора (див. табл. 1) побудовано графічні залежності, показані на рис. 3.

Оцінка результатів теоретичних досліджень. Для оцінки зміни уповільнення та гальмівного шляху запропоновано показники, розрахункові значення яких зведено у табл. 2:

- відносне збільшення вповільнення

$$\delta_j = \frac{j - [j^0]}{[j^0]} \cdot 100\%, \quad (15)$$

- відносне зменшення гальмівного шляху

$$\delta_{s_T} = \left| \frac{s_T - [s_T^0]}{[s_T^0]} \right| \cdot 100\%. \quad (16)$$

де $[j^0]$, $[s_T^0]$ - величина уповільнення та гальмівного шляху, визначена за класичною методикою;

j , s_T - величина уповільнення та гальмівного шляху, визначена за розробленою методикою.

Таблиця 2 – Теоретичні значення зміни параметрів гальмування

Автомобіль	Маса, кг	Відносна зміна уповільнення та гальмівного шляху, %			
		Початкова швидкість гальмування, км/год			
		80	100	130	150
Lanos	1096	4,33/1,72	6,36/2,73	10,31/4,72	11,31/5,95
	1595	2,67/12,18	5,63/12,8	7,67/13,9	10,64/15,05
Lada Priora	1088	4,51/2,22	6,88/3,23	10,55/5,21	11,91/6,21
	1578	3,04/13,1	6,75/14,36	8,02/15,1	21,0/15,35
Chevrolet Aveo	1045	6,62/3,41	7,21/4,24	13,12/5,45	13,22/6,41
	1455	5,54/14,3	7,53/15,31	8,15/15,46	21,5/15,83
Forza	1200	6,83/4,32	9,92/5,5	13,64/9,05	14,9/11,84
	1575	5,68/8,85	9,0/10,8	11,0/11,03	29,04/19,23

Примітки. У чисельнику вказано значення δ_j , у знаменнику – δ_{s_T} .

Аналіз розрахункових параметрів гальмування (див. табл. 2) для досліджуваних легкових автомобілів (із коефіцієнтом лобового опору 0,34) показує, що зі збільшенням початкової швидкості гальмування значення відносного зниження граничного гальмівного шляху і відносного збільшення уповільнення ростуть зі збільшенням аеродинамічного фактора, обмеженого швидкостями 80-150 км/год.

У відповідності до [9, 10] допускається нерівномірність гальмівних моментів на колесах однойменних осей до 30%.

Крім того відомо, якщо в початковий момент екстреного гальмування легковий автомобіль рухався з максимальним прискоренням на горизонтальній ділянці дороги, то нормальна реакція на задній осі може зрости на до 12%, рівномірно розподіляючись між її колесами, тоді як в інших експлуатаційних умовах цей показник може ще збільшитися, розподіляючись не рівномірно, тобто призвести до міжбортової нерівномірності.

На підставі проведених розрахунків для досліджуваних легкових автомобілів із повним завантаженням, які виконують екстерні гальмування на горизонтальній дорозі із сухим асфальтобетонним покриттям, величина гальмівного моменту на колесах задньої осі з врахуванням аеродинамічного фактора у початковий момент гальмування може бути збільшена:

- для автомобілів Lanos на 28-35%;
- для автомобілів Lada Priora на 37-44%;
- для автомобілів Chevrolet Aveo на 35-42%;
- для автомобілів Forza на 37-44%.

Дорожні випробування легкового автомобіля Lanos, обладнаного гальмівним приводом [10], проводилися у спорядженому стані та з повним завантаженням у безвітряну погоду на дорозі з сухим асфальтобетонним покриттям у обох напрямках (прямому і зворотному) при початкових швидкостях гальмування 40–150 км/год. Для реєстрації

уповільнення та гальмівного шляху досліджуваного легкового автомобіля застосовувався прилад VZM 300 із вбудованим принтером фірми Маха (Німеччина).

Одержані усереднені результати проведених досліджень (протокол №044.БСИ-2016) та результати дорожніх досліджень Lanos із існуючим гальмівним приводом, проведених дослідниками Запорізького автомобільного заводу раніше (протокол №058.БСИ-2010), для порівняння приведено у табл. 3.

Оскільки при початкових швидкостях гальмування до 80 км/год зафіксовані значення параметрів гальмування автомобілів Lanos мали найменші відмінності (до 4%), то такі результати дорожніх досліджень в табл. 3 умовно не приводяться.

Таблиця 3 - Результати дорожніх випробувань автомобіля Lanos

Маса автомобіля	Значення параметрів гальмування Lanos							
	із існуючим гальмівним приводом				із розробленим гальмівним приводом			
	при початковій швидкості гальмування, км/год							
	40	60	80	100	80	100	130	150
часткова	4,7	5,8	6,8	6,2	7,18	7,35	7,56	7,64
	13,1	24,3	39,6	48,2	29,8	42,9	73,48	94,6
повна	-	-	-	-	7,03	7,22	7,44	7,62
	-	-	-	-	30,58	45,90	76,27	101,8

Примітки. У верхній строчці вказано значення вповільнення, м/с²; у нижній – гальмівного шляху, м.

Аналіз результатів дорожніх досліджень автомобілів Lanos (див. табл. 3) показує, що з ростом початкової швидкості гальмування у межах 80–150 км/год, має місце поліпшення їх гальмівних властивостей для обох вагових станів:

- із частковим завантаженням 7,18-7,64 м/с²;
- з повним завантаженням 7,03-7,62 м/с².

При цьому величина середнього гальмівного шляху автомобіля Lanos становить:

- із частковим завантаженням 28,9-94,6 м;
- з повним завантаженням 30,58-101,8 м.

Порівняльний аналіз експериментальних параметрів гальмування автомобілів Lanos (див. табл. 3), обладнаних вдосконаленим гальмівним приводом, говорить про те, що в стані часткового завантаження із зростанням аеродинамічного фактора при початкових швидкостях гальмування:

а) менших за 80 км/год зміна параметрів гальмування не значна;

б) при 80 км/год уповільнення зростають на 5,3%, а гальмівний шлях знижується на 24,7%;

в) при 100 км/год:

- уповільнення зростають на 15,6%;
- гальмівний шлях знижується на 11%.

Це говорить про те, що для початкових швидкостей гальмування автомобілів Lanos (із коефіцієнтом лобового опору 0,34) до 80 км/год дія аеродинамічного фактору ще не значна, а при більших за 80 км/год відбувається зменшення коефіцієнта питомих гальмівних сил на колесах задньої осі внаслідок зниження зчеплення коліс із дорогою через зростання швидкостей і навантаження.

Експериментальні дані (див. табл. 3), одержані в ході дорожніх випробувань Lanos, обладнаних вдосконаленим гальмівним приводом, узгоджуються з теоретичними значеннями показників гальмівних властивостей, визначених за уточненими залежностями (10) і (12).

Порівняльний аналіз теоретичних параметрів гальмування Lanos, обладнаних вдосконаленим гальмівним приводом, з відповідними їх експериментальними значеннями (див. табл. 3) 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%.

Висновки

Встановлено, що врахування фаз процесу гальмування та дорожніх умов і аеродинамічного фактора, при визначенні зміни нормальних реакцій на осях автомобіля значення постійного коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями зміщується в область менших величин. Ця обставина дозволяє забезпечити відповідні області безпеки використання легкових автомобілів у разі екстрених гальмувань, обмежені зміною коефіцієнта розподілу гальмівної сили між осями.

Область, обмежена прямими існуючого розподілу гальмівних сил між осями, побудованих за класичною та розробленою теорією, визначає область безпеки використання за зниженням коефіцієнта розподілу гальмівних сил для автомобілів Lanos зі спорядженою масою на 6,8–11,2% та з повною на 8,2–12,1%, що дозволяє створити умови для реалізації більшої питомої гальмівної сили на колесах задньої осі на 20,5–30,1% під час гальмування на сухій горизонтальній дорозі.

Порівняльний аналіз результатів дорожніх досліджень легкового автомобіля Lanos, обладнаного розробленим гальмівним приводом, і автомобіля Lanos, обладнаного існуючим гальмівним приводом, показує, що навіть із реалізацією величини аеродинамічного фактора в межах 2,1–3,2%, для автомобіля з частковим завантаженням збільшується область безпеки його використання за величиною вповільнення на 3,29–5,41% ($6,94 \text{ м/с}^2$ – $7,35 \text{ м/с}^2$) та гальмівним шляхом на 1,28–2,23% (0,9–3,8 м), тоді, як для автомобіля з повною масою – за уповільненням на 2,3–5,32% ($6,8 \text{ м/с}^2$ – $7,22 \text{ м/с}^2$) та гальмівним шляхом на 10,8–11,8% (4,02–5,4 м).

Список літературних 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. 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.
3. 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.
4. 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 «ХП»: Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – Харків, 2014. - №39(1082). – С. 134–140.

5. 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 «ХП»: Серія «Автомобіле- і тракторобудування». – Харків, 2015. – №8(1117). – С. 57-65.

6. 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.

7. Назаров И. А. Повышение тормозных свойств легковых автомобилей, оборудованных гидравлическим тормозным приводом, обеспечивающим бортовое распределение тормозной силы / И.А. Назаров, В.И. Назаров, А.И. Назаров // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. - Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2016. - Т. 3. - Вып.1(4). - С. 342-347. - ISSN 2409-7829.

8. Назаров И. А. Снижение предельного тормозного пути двухосных автотранспортных средств в эксплуатационных условиях как способ повышения безопасности дорожного движения / Назаров И.А., Назаров В.И., Назаров А.И. // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования. - Воронеж: ФГБОУ ВПО ВГЛА, 2015. - Т.2. - Вып. 2(3). - С. 679-685. - ISSN 2409-7829.

9. 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).

10. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання: ДСТУ 3649: 2010. - Офіц. вид. - [Чинний від 28.11.2010]. - К.: Держспоживстандарт України, 2011. - 26 с. - (Національний стандарт України).

11. Подригало М. А. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов: монография / Подригало М. А. – Харьков: Академия ВВ МВС Украины, 2013. – 22 с.

12. 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.

13. 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.

Назаров Иван Александрович – здобувач вченого ступеня кандидата технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет