

О. І. Назаров¹
О. О. Галушак²
А. В. Галушак²
Д. І. Тертичний¹

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КЕРОВАНOSTІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ У РАЗІ КОМБІНОВАНОГО ГАЛЬМУВАННЯ НА КРИВОЛІНІЙНІЙ ДІЛЯНЦІ ДОРОГИ

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницький національний технічний університет

У статті розглядається проблема забезпечення керованості легкового автомобіля, обладнаного електронними системами стеження за процесом гальмування, що рухається по криволінійній траєкторії під час гальмування комбінованим способом, з урахуванням бічного уводу коліс обох осей.

Запропоновано гіпотезу щодо забезпечення керованості легкових автомобілів, які рухаються по криволінійній траєкторії в загальмовуваному стані без розриву трансмісії, шляхом урахування відносного зниження реалізованої потужності двигуна.

Авторами одержано критеріальні залежності, які дозволять створювати нові алгоритми функціонування сучасних електронних систем керування стабілізацією подовжньої осі загальмовуваного легкового автомобіля, що враховують зміну бічних сил в контактні коліс з опорною поверхнею, обумовлену появою відцентрової сили інерції, які при певному поєднанні лінійної і кутової швидкостей руху автомобіля при гальмуванні здатні викликати бокове ковзання передньої та задньої осей.

Встановлено, що зі збільшенням кутової швидкості повороту і зменшенням кута бокового уводу подовжньої осі автомобіля під час гальмування та кута повороту керованих коліс керованість автомобіля підвищується. Крім того, керованість легкового автомобіля підвищується зі збільшенням радіуса кривизни траєкторії руху, зменшенням кутової швидкості повороту рульового колеса, а зі збільшенням початкової швидкості та шляху гальмування автомобіля – знижується.

Одержано критеріальні рівняння для оцінки керованості автомобіля при екстремому гальмуванні в повороті комбінованим способом, які пов'язують кут відхилення подовжньої осі автомобіля з величиною їхнього гальмівного шляху та швидкістю зміни середнього кута повороту керованих коліс.

Для забезпечення керованості легкового автомобіля в такому випадку похідні від кута відхилення подовжньої осі автомобіля по гальмівному шляху та по середньому куту повороту керованих коліс повинні наближатись до мінімуму.

Ключові слова: легковий автомобіль, керованість, гальмування, криволінійна траєкторія руху, комбінований спосіб гальмування.

Вступ

Характеристикою керованості легкового автомобіля, як об'єкта управління при гальмуванні в повороті без розриву трансмісії, може виступати величина передавальної функції системи керування автомобіля.

В якості такої функції розглянемо співвідношення між величиною кута повороту рульового колеса і кута повороту подовжньої осі автомобіля, який виконує екстремне гальмування з фіксованим радіусом кривизни комбінованим способом.

Розглянемо процес екстремного гальмування автомобіля без блокування коліс з урахуванням уводу коліс в початковий момент, коли відхилення подовжньої осі тільки розпочинається.

Аналіз останніх публікацій

Відомо [1–9], що керованість, як і ефективність гальмування, є показниками, що 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 і трансмісії для реалізації цих властивостей.

Система EBD дозволяє ефективно гальмувати в різних дорожніх умовах, незважаючи на завантаженість автомобіля і технічний стан шин коліс. EBD розподіляє гальмівні зусилля на кожне колесо окремо, щоб забезпечити оптимальне зчеплення з дорогою. У поєднанні з ABS, система EBD не дозволяє відправити автомобіль в занос, наприклад, при екстремому гальмуванні, зберігаючи при

цьому контроль водія над рульовим керуванням, що підвищує не тільки стійкість, але і керуваність [3, 5].

Якщо колеса автомобіля знаходяться на різних поверхнях (наприклад, ліві колеса на сухій дорозі, а праві на снігу), то в даному випадку, щоб уникнути блокування коліс праворуч, на них буде подано менше гальмівного зусилля.

За тією ж схемою відбувається гальмування в поворотах без розриву трансмісії (рис. 1): P_{T11} , P_{T21} – гальмівна сила на колесах лівого борту автомобіля; P_{T12} , P_{T22} – гальмівна сила на колесах правого борту автомобіля; R_{y11} , R_{y21} – бічна сила на колесах лівого борту автомобіля; R_{y12} , R_{y22} – бічна сила на колесах правого борту автомобіля; P_{k21} , P_{k22} – тягова сила на колесах задньої осі автомобіля; P_{cy} , P_{cx} – складові інерційної сили автомобіля; P_{wy} , P_{wx} – складові аеродинамічної сили автомобіля [10].

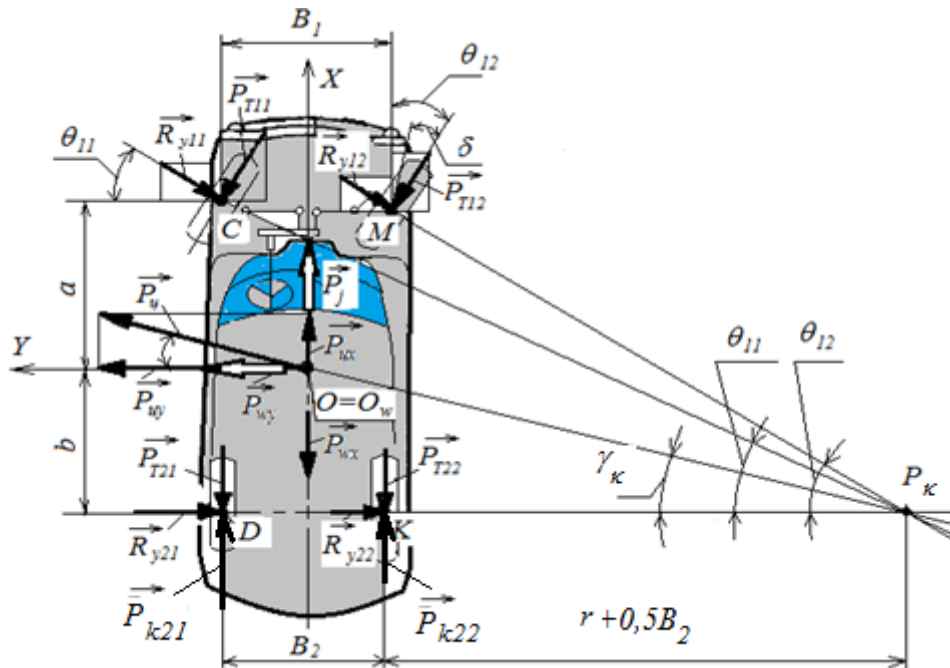


Рис. 1. Схема дії сил і моментів під час загальмовування автомобіля в повороті [10]

При цьому розподіл гальмівного зусилля між колесами лівого і правого бортів легкового автомобіля, тобто міжбортовий розподіл гальмівних сил, показано на рис. 2: $R_{zl.max}$, $R_{zpr.max}$ – максимальна нормальна реакція на колесах лівого і правого борту автомобіля; $R_{zl.min}$, $R_{zpr.min}$ – мінімальна нормальна реакція на колесах лівого і правого борту автомобіля.

У такому разі різниця між гальмівними силами задніх коліс правого і лівого бортів автомобіля в проміжковому j -у ваговому стані (криві OC_1 і OC_2 , на рис. 2) становить ΔP_{T2j} , тоді як сумарна гальмівна сила на передніх колесах P_{T1j} .

ЕВД створює умови для руху автомобіля більш передбачуваним і керуваним при гальмуванні, а значить – більш безпечним.

У разі блокування коліс під час гальмування автомобіля АБС починає функціонувати лише тоді, коли практично колеса уже знаходяться на грані блокування. Електронна система розподілу гальмівних сил скоріше превентивний засіб керуваності автомобіля при гальмуванні [3].

Як для екстрених, так і для службових гальмувань, не всі колеса автомобіля вимагають однакового зусилля, створюваного гальмівною системою, тому що на кожне колесо, яке обертається, діє різне нормальне навантаження (див. рис. 2).

Розглянемо найбільш небезпечний варіант гальмування: екстрене гальмування на криволінійній дорозі, яке виконується комбінованим способом (без розриву трансмісії), (див. рис. 1).

У будь-якому навантаженому стані автомобіля при гальмуванні сумарні нормальні реакції на колесах передньої осі автомобіля збільшуються, а на задніх – зменшуються [11], що вимагає

відповідних осевих гальмівних сил, криві розподілу яких з віссю абсцис утворюють зони забезпечення керованості (заштриховані зона 1 і зона 2 на рис. 3).

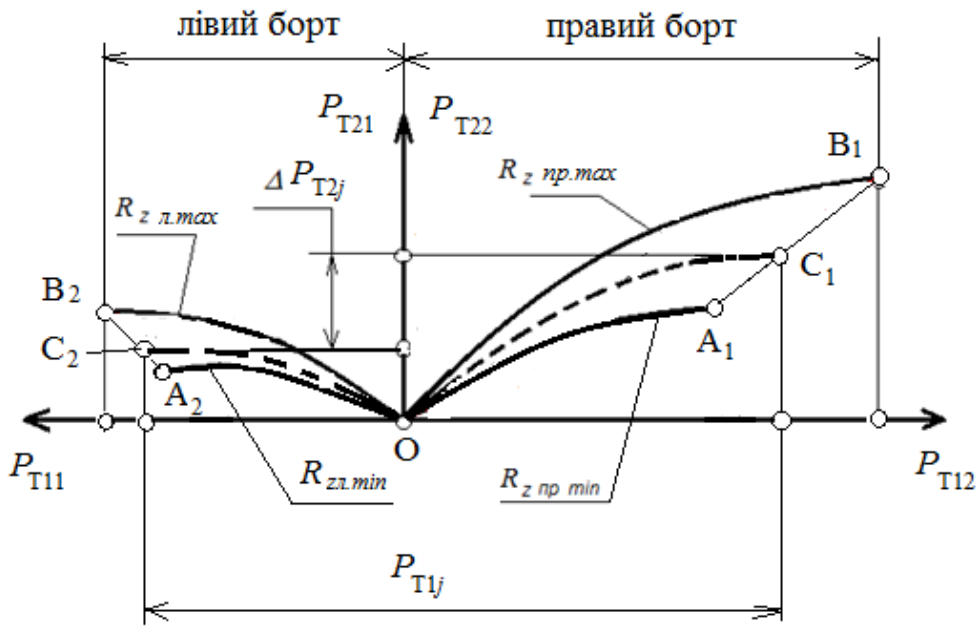


Рис. 2. Схема розподілу гальмівних сил між бортами автомобіля, загальмовуваного в повороті [10]

Тому, чим більше навантаження на передні колеса, тим менший ризик, що вони заблокуються.

Так, в автомобілях без EBD регулюючий клапан в гідравлічній системі розподіляє більшу гальмівну силу на передні колеса [3, 5].

Без системи електронного розподілу гальмівних зусиль при гальмуванні сумарна сила гальмування розподіляється незалежно від перерозподілу нормальних реакцій на колесах передньої і задньої осей [11].

Наприклад, під час екстреного гальмування автомобіля нормальне навантаження на передній осі різко зростає. Причому варто відзначити, що зростання нормальної реакції на колесах передньої осі в такому випадку може бути більшим, ніж потрібно за умовами зчеплення.

Під час виконання поворотів зростання нормальних навантажень на зовнішніх колесах автомобіля зміщуються в протилежну сторону від центра повороту, що робить ризик ковзання коліс, на які припадає менше нормального навантаження (див. рис. 1).

Система EBD здатна розподіляти необхідне гальмівне зусилля для кожного колеса автомобіля. Вона може контролювати швидкість, розгін, уповільнення кожного колеса, щоб точно визначити за швидкістю обертання, яке необхідне гальмівне зусилля для сталого та стабільного гальмування [3, 5].

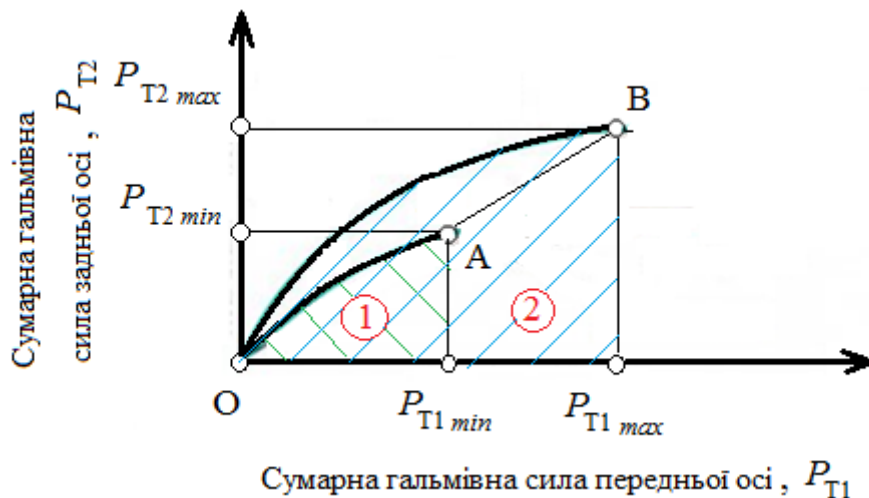


Рис. 3. Зони забезпечення керованості автомобіля:

1 – для автомобіля зі спорядженою масою; 2 – для автомобіля з повною масою

В принципі це прийнятне рішення для оптимальної роботи гальмівної системи, але не ідеальне.

Вся справа в тому, що багато факторів впливають на баланс нормальних навантажень на колесах обох осей автомобіля.

Деякі системи електронного розподілу гальмівних зусиль можуть контролювати кут повороту рульового колеса і швидкість проходження повороту, щоб в разі гальмування в цих умовах правильно розподілити гальмівне зусилля для безпечної зупинки [5].

Також після виходу автомобіля з повороту система, враховуючи зміщення центру ваги автомобіля, оптимально розподіляє гальмівні зусилля по відповідних колесах, створюючи в гідравлічній гальмівній системі певну величину приводного тиску [5].

Отже, керованість автомобіля в тій чи іншій мірі пов'язана як з конструктивними параметрами автомобіля, його гальмівної системи, конструкцією і типом застосовуваних гальмівних механізмів, гальмівного привода, характером взаємодії коліс з опорною поверхнею в певних експлуатаційних умовах, перерозподілом нормальних навантажень на колесах автомобіля, так і зі зменшенням реалізованої потужності двигуна в разі комбінованого гальмування.

Оскільки умови експлуатації легкових автомобілів суттєво впливають на гальмівні властивості, то з метою забезпечення необхідної керованості при гальмуванні необхідно враховувати сказане вище.

Виділення не вирішеної раніше частини загальної проблеми

Для забезпечення керованості автомобіля збільшення опору руху при гальмуванні в повороті повинно супроводжуватись зменшенням швидкості руху автомобіля й реалізованої потужності двигуна в разі комбінованого гальмування.

Отже, у разі комбінованого гальмування робота, яка здійснюється гальмівною системою та трансмісією автомобіля, повинна змінюватися відповідно до зміни потужності двигуна автомобіля.

Мета і постановка проблеми

Метою роботи є оцінка керованості легкових автомобілів, які виконують екстрені гальмування на криволінійній ділянці автомобільної дороги без розриву трансмісії.

Викладка основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням наукових результатів

Приймемо зниження реалізованої потужності двигуна при комбінованому гальмуванні легкового автомобіля в повороті за час гальмування до повної зупинки як

$$\Delta N_{\text{ое}} = \frac{\Delta E_T}{t_T}, \quad (1)$$

де ΔE_T – кінетична енергія автомобіля з врахуванням опору двигуна

$$\Delta N_{\text{ое}} = \frac{1}{t_T} \left(\frac{m_a \cdot v_{ak}^2}{2} + \sum \frac{J \cdot v_{ak}^2}{2r_k^2} \right) - \sum_{i=1}^2 P_{k2i} \cdot v_{ak}, \quad (2)$$

де t_T – час гальмування; m_a – маса автомобіля; v_{ak} – швидкість руху автомобіля, що відповідає руху на k -й передачі при холостих обертах двигуна; r_k – радіус кочення коліс; P_{k2i} – опір, який чинить трансмісія на i -х колесах задньої осі автомобіля на k -й передачі при холостих обертах двигуна.

Отже, для збереження керованості руху зі збільшенням початкової швидкості гальмування автомобіля необхідно збільшувати ефективну потужність двигуна, що реалізується на ведучих колесах автомобіля.

Цей опір може бути визначеним із залежності, яка враховує потужність та оберти двигуна

$$\sum_{i=1}^2 M_{ki} = \sum_{i=1}^2 P_{k2i} \cdot r_k = 9750 \frac{N_{\text{оєхх}}}{n_{\text{оєхх}}} \cdot \eta_k = 9750 \frac{N_{\text{оєхх}}}{\frac{v_{ak}}{2\pi \cdot r_k}} \cdot \eta_k, \quad (3)$$

де $N_{\text{оєхх}}$ – потужність двигуна на холостих обертах; η_k – коефіцієнт корисної дії трансмісії автомобіля.

Тоді робота опору руху автомобіля від трансмісії

$$A_k = \sum_{i=1}^2 M_{ki} \cdot \omega_k = 2\pi \cdot 9750 \cdot N_{\text{оєхх}} \cdot \eta_k = 61230 \cdot N_{\text{оєхх}} \cdot \eta_k \cdot (4)$$

З урахуванням виразів (1) і (2) слідує

$$\Delta N_{\text{ос}} = \frac{1}{t_T} \left(\frac{m_a \cdot v_{ak}^2}{2} + \sum \frac{J \cdot v_{ak}^2}{2r_k^2} \right) - \sum_{i=1}^2 M_{ki} \cdot \frac{v_{ak}}{r_k}. \quad (5)$$

Звідки безпечна швидкість гальмування автомобіля, за якої забезпечується керованість

$$v_{ak} = \frac{\left[\frac{1}{t_T} \left(\frac{m_a \cdot v_{ak}^2}{2} + \sum \frac{J \cdot v_{ak}^2}{2r_k^2} \right) - \Delta N_{\text{ос}} \right] \cdot r_k}{\sum_{i=1}^2 M_{ki}}. \quad (6)$$

Якщо враховувати деформацію шин коліс [11], то кутова швидкість автомобіля в горизонтальній площині дороги (рис. 4) в диференціальній формі матиме вигляд

$$\omega = \frac{d\psi}{dt} = \frac{v_{ak}}{b} \cdot \text{tg}(\gamma_1 - \delta_2), \quad (7)$$

$$\omega = \frac{d\psi}{dt} = \frac{v_{ak}}{b} \cdot \sin(\gamma_k - \delta_o), \quad (8)$$

де δ_2 – кут уводу задньої осі легкового автомобіля; δ_o – кут уводу подовжньої осі автомобіля; γ_k – кут між радіусом повороту центру мас та серединою задньої осі автомобіля без врахування уводу коліс; γ_1 – кут між радіусом повороту центру мас та серединою задньої осі автомобіля з врахування уводу коліс.

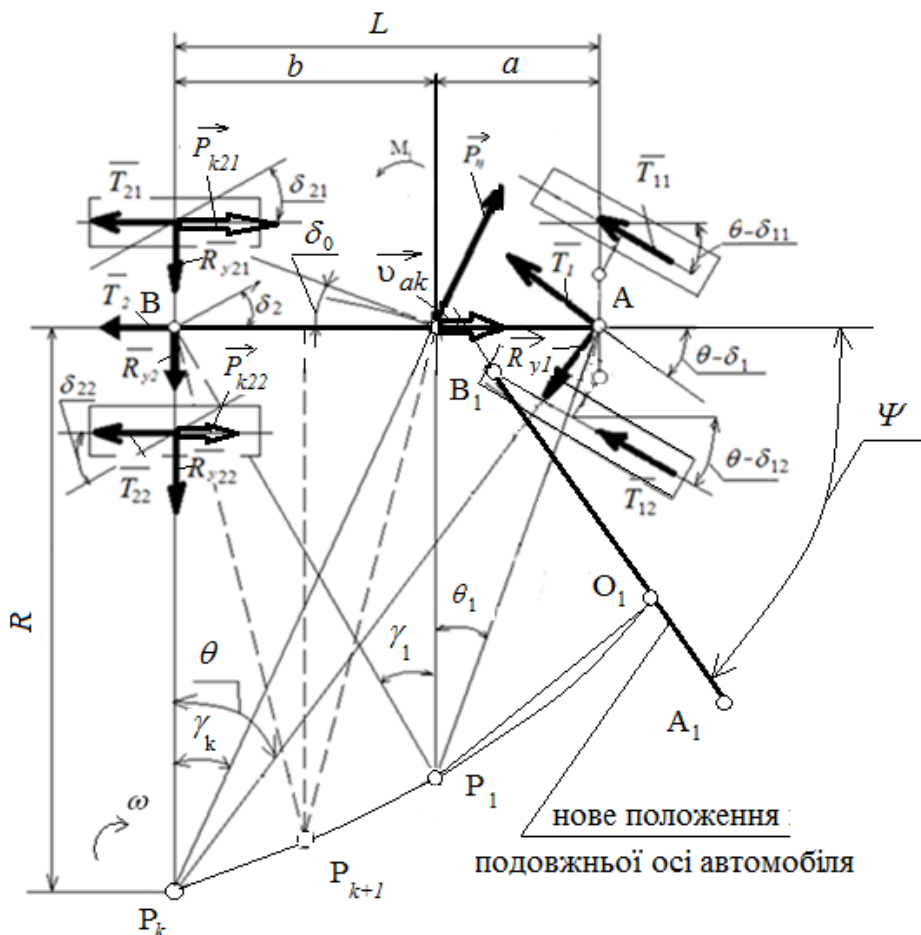


Рис. 4. Моделювання руху для оцінки керованості автомобіля при гальмуванні в повороті комбінованим способом

Застосовуючи тригонометричну формулу для розкладання тангенса різниці кутів, одержимо

$$\omega = \frac{d\psi}{dt} = \frac{v_{ak}}{L} \cdot \frac{1 - \delta_2 \cdot \frac{L}{b} \cdot ctg \gamma_1}{1 + \delta_2 \cdot \frac{L}{b} \cdot tg \gamma_1} \cdot tg \theta, \quad (9)$$

де θ – середній кут повороту керованих коліс легкового автомобіля.

Аналізуючи (8), можна встановити, що при $\omega = 0$ $\delta_2 = \frac{b}{L} \cdot tg \gamma_1$.

Якщо в рівняння підставити диференціал $\frac{dS_T}{dt} = \mathcal{G}_{ak}$, то після перетворення одержимо

$$\omega = \frac{d\psi}{dS_T} = \frac{tg \theta}{L} \cdot \left[\frac{1}{1 + \delta_2 \cdot \frac{b}{L} \cdot tg \gamma_1} - \frac{\delta_2}{\frac{b}{L} \cdot tg \theta \cdot \left(1 + \delta_2 \cdot \frac{b}{L} \cdot tg \gamma_1\right)} \right]. \quad (10)$$

Помноживши та розділивши ліву і праву частини рівняння на $d\theta$, одержимо

$$\frac{d\psi}{d\theta} = \frac{tg \theta}{L \cdot \frac{d\theta}{dS_T}} \cdot \frac{1 - \delta_2 \cdot \frac{b}{L} \cdot ctg \gamma_1}{1 + \delta_2 \cdot \frac{b}{L} \cdot tg \gamma_1} = \frac{dS_T}{d\theta} \cdot \frac{1 - \delta_2 \cdot \frac{b}{L} \cdot ctg \gamma_1}{1 + \delta_2 \cdot \frac{b}{L} \cdot tg \gamma_1} \cdot \frac{tg \theta}{L}. \quad (11)$$

Вираз для визначення кутової швидкості для малих кутів можна записати як

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{v_{ak}}{b} \cdot \sin(\gamma_k - \delta_o) = \frac{v_{ak}}{L} \cdot (\theta + \delta_2 - \delta_1) \rightarrow 0. \quad (12)$$

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

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

$$\frac{d\psi}{dS_T} = \frac{v_{ak}}{L \cdot \frac{dS_T}{dt}} \cdot (\theta + \delta_2 - \delta_1) = \frac{1}{L} \cdot [\theta + \delta_2 - \delta_1] \rightarrow \min. \quad (13)$$

Таким чином, критеріальне рівняння з врахуванням кутів уводу шин коліс має вигляд

$$\frac{d\psi}{d\theta} = \frac{v_{ak}}{L \cdot \frac{d\theta}{dt}} \cdot (\theta + \delta_2 - \delta_1) = v_{ak} \cdot \frac{1}{L} \cdot [\theta + \delta_2 - \delta_1] \cdot \frac{1}{\frac{d\theta}{dt}} = \frac{v_{ak}}{R} \cdot \frac{1}{\frac{d\theta}{dt}} = \frac{\omega}{\frac{d\theta}{dt}} \rightarrow \min. \quad (14)$$

Отримані вирази дозволяють здійснювати оцінку керованості легкових автомобілів з урахуванням кутів уводу осей.

Аналізуючи одержані критеріальні рівняння для оцінки керованості автомобіля при гальмуванні з граничними швидкостями руху за умов ковзання передніх і задніх коліс, можна зробити висновки про те, що з точки зору забезпечення керованості автомобіля необхідно, щоб при певній швидкості гальмування автомобіля ковзання задніх коліс наставало раніше, ніж ковзання передніх.

Аналіз одержаних залежностей дозволяє визначити, що під час керування автомобілем в контактні коліс з опорною поверхнею виникають бічні сили, обумовлені появою відцентрової сили інерції, які при певному поєднанні лінійної швидкості руху автомобіля та кутової швидкості обертання його подовжньої осі, при гальмуванні здатні викликати бокове ковзання передньої та задньої осей. Це призведе до втрати керованості.

Перспективи подальших досліджень

Обґрунтування нових алгоритмів функціонування сучасних електронних систем керування стабілізацією руху загальмованого легкового автомобіля, які забезпечують одночасно високу

ефективність гальмування й дозволяють водієві зберігати контроль над транспортним засобом під час екстреного гальмування комбінованим способом на криволінійній ділянці дороги.

Висновки

Авторами одержано критеріальні рівняння для забезпечення керованості автомобіля при екстреному гальмуванні в повороті комбінованим способом, які пов'язують кут відхилення подовжньої осі автомобіля з величиною їх гальмівного шляху та швидкістю зміни середнього кута повороту керованих коліс з безпечною швидкістю гальмування, та дозволять створювати нові алгоритми функціонування сучасних електронних систем керування стабілізацією подовжньої осі загальмованого легкового автомобіля.

Для забезпечення керованості легкового автомобіля в такому випадку похідні від кута відхилення подовжньої осі автомобіля по гальмівному шляху та по середньому куту повороту керованих коліс повинні наблизитись до мінімуму.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Л. В. Михалева, О. В. Алексеева, О. С. Гасилова, Б. А. Сидоров «Результаты определения минимально безопасного расстояния между легковыми автомобилями, движущимися в попутном направлении», *Известия ТУЛГУ. Технические науки*, вып. 4, с. 214-219, 2011.
- [2] *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).
- [3] *Динамика транспортных средств. ESP*. [Электронная программа стабильности]. Режим доступа: <https://translate.google.com.ua/translate://www.car-engineer.com/esp-electronic-stability-program>.
- [4] И. В. Ходес, А. С. Никитин, «Влияние координаты центра массы на эффективность тормозной динамики двухосного автомобиля», *Известия ВОЛГТУ*, вып. 5, т. 2, с. 41-44, 2012.
- [5] Д. А. Соснин, В. Ф. Яковлев, *Новейшие автомобильные электронные системы*. М.: СОЛОН-Пресс, 2005, с. 167-184 с.
- [6] А. А. Бобошко, «Оценка предельных по условиям сцепления колес с дорогой показателей управляемости автомобилей и тракторов», *Автомобильный транспорт*, вып. 7, с. 92-94, 2001.
- [7] В. Г. Вербицкий, В. П. Сахно, А. П. Кравченко, *Автомобили. Устойчивость*. Донецк-Киев-Луганск: Ноулидж, 2013. 176 с.
- [8] А. И. Сафонов, «О развитии тормозных систем» *Вестник машиностроения*. – М.: Машиностроение, № 12, с. 37-44, 2011. – ISSN 0042-4633.
- [9] Л. Я. Лагунов, Г. С. Прохорова, «Влияние эффективности торможения на повороте на пропускную способность дороги» *Автомобильный транспорт*. Киев: Техника, вып. 19, с. 111-116, 1982.
- [10] І. О. Назаров, В. І. Назаров, «Вплив експлуатаційних умов на ефективність гальмування легкових автомобілів», у *Міжвузівський збірник. Наукові нотатки*, Луцьк: ЛНТУ, 2014, вип. 56, с. 119-127.
- [11] Я. С. Агейкин, Н. С. Вольская, *Теория автомобиля* [Электронный ресурс]. М.: МГИУ, 2008, 318 с. – Режим доступа: <http://www.books.google.com.ua/books>

Назаров Олександр Іванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: hefer64@gmail.com

Тертичний Дмитро Іванович – бакалавр кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: d.tertichnyj@gmail.com

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків

Галушак Олександр Олександрович – канд. техн. наук, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, e-mail: galushchak.gs@gmail.com

Галушак Анастасія Володимирівна – асистент кафедри комп'ютерних систем управління, e-mail: galushchak.a.v@gmail.com

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

O. Nazarov¹
O. Galushchak²
A. Galushchak²
D. Tertichnyi¹

Ensuring handling of passenger cars in the event of combined braking on a curve road section

¹Kharkov National Automobile and Highway University

²Vinnitsa National Technical University

The article deals with the problem of ensuring the controllability of a passenger car equipped with electronic systems for tracking the braking process, moving along a curved trajectory when braking in a combined way, taking into account the lateral input of the wheels of both axles.

A hypothesis is proposed to ensure the controllability of passenger cars moving along a curvilinear trajectory in a braked state without breaking the transmission by taking into account the relative decrease in the realized engine power.

The authors obtained criterion dependencies that will allow creating new algorithms for the functioning of modern electronic control systems for stabilizing the longitudinal axis of a braked car, taking into account the change in lateral forces in the contact of the wheels with the supporting surface, due to the appearance of centrifugal inertia force, which, with a certain combination of a linear car during braking, can cause lateral sliding front or rear axle.

It has been established that with an increase in the angular velocity of turn and a decrease in the angle of lateral entry of the longitudinal axis of the car during braking and the angle of rotation of the steered wheels, the controllability of the car increases. In addition, the controllability of a passenger car increases with an increase in the radius of curvature of the trajectory of movement, a decrease in the angular velocity of the steering wheel, and with an increase in the initial speed and braking distance of the car, it decreases.

Criteria equations are obtained for assessing the controllability of a car during emergency braking in a turn by a combined method that relates the angle of deviation of the longitudinal axis of the car with the braking distance and the rate of change in the average angle of rotation of the steered wheels.

To ensure the controllability of the passenger car in this case, the derivatives of the angle of deviation of the longitudinal axis of the car along the braking distance and the average angle of rotation of the steered wheels should approach a minimum.

Key words: passenger car, handling, braking, curvilinear trajectory, combined braking method.

Nazarov Olexander – Ph. D. (Eng), Associate Professor, Associate Professor of Technical Operation and Service of Cars, e-mail: hefer64@gmail.com

Galushchak Olexander – Ph. D. (Eng), Associate Professor of Automobile and Transport Management, e-mail: galushchak.gs@gmail.com

Galushchak Anastasia – Assistant of the Department of Computer Control Systems, e-mail: galushchak.a.v@gmail.com

Tertichnyi Dmytro – bachelor of the department of technical operation and service of cars, e-mail: d.tertichnyj@gmail.com