

автомобіля при гальмуванні на криволінійній ділянці дороги є, коли виконуються залежності (7) і (8).

Висновки

Авторами одержано залежності, які дозволять керувати стабілізацією подовжньої осі загальмованого легкового автомобіля в повороті при не роз'єднаній трансмісії.

Назаров Олександр Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, hefer64@ukr.net

Ель Баглі Саміа, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Samia@gmail.com

ВПЛИВ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НА БЕЗПЕКУ ВИКОРИСТАННЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

Стрімкий ріст парку експлуатованих легкових автомобілів на території України, котрий за станом на 2022 р. налічує близько 6,9 млн. одиниць, а також прогнозоване покращення їх тягово-швидкісних характеристик веде до безупинного зростання інтенсивності й швидкості руху та 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 [1].

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 [2, 3].

Це можливо за умови реалізації більш стабільної величини уповільнення під час виконання гальмувань сучасних легкових автомобілів, у тому числі електрокарів та гібридів, в певних експлуатаційних умовах [4] за рахунок рекуперативного перетворення енергії гальмування.

Для цього вимогами чинних міжнародних і вітчизняних стандартів встановлюється застосування АБС або систем, які виконують їх роботу в гальмівних системах сучасних легкових автомобілів [5].

Відомо, що вимогами діючих як міжнародних, так і національних стандартів, як необхідного критерію оцінки безпеки використання транспортних засобів, є забезпечення ефективності та стабільності функціонування всіх елементів його гальмівної системи при екстрених гальмуваннях.

У відомих літературних джерелах вказується [2, 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 [5].

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 міжборткової нерівномірності.

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

Для підвищення безпеки використання з урахуванням зростання тягово-швидкісних показників транспортних засобів 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 застосування гальмівних систем, здатних забезпечувати необхідну гальмівну силу на кожному колесі в конкретних умовах експлуатації із врахуванням фаз процесу екстреного гальмування.

При цьому, для максимальної реалізації міжборткової нерівномірності гальмівних сил слід використовувати комбіновану або борткову (частину комбінованої) схему під'єднання контурів гальмівного привода.

Метою дослідження є оцінка впливу тягово-швидкісних характеристик на безпеку 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.

З метою встановлення оціночного показника впливу тягово-швидкісних показників на безпеку використання легкових автомобілів розроблено методику оцінки зміни вповільнення за різних фаз процесу гальмування з врахуванням аеродинамічного фактора і коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями.

Для оцінки впливу тягово-швидкісних показників на безпеку використання i -го легкового автомобіля запропоновано критерій, який визначає зону безпеки використання за найбільшою зміною вповільнення для певних експлуатаційних умовах

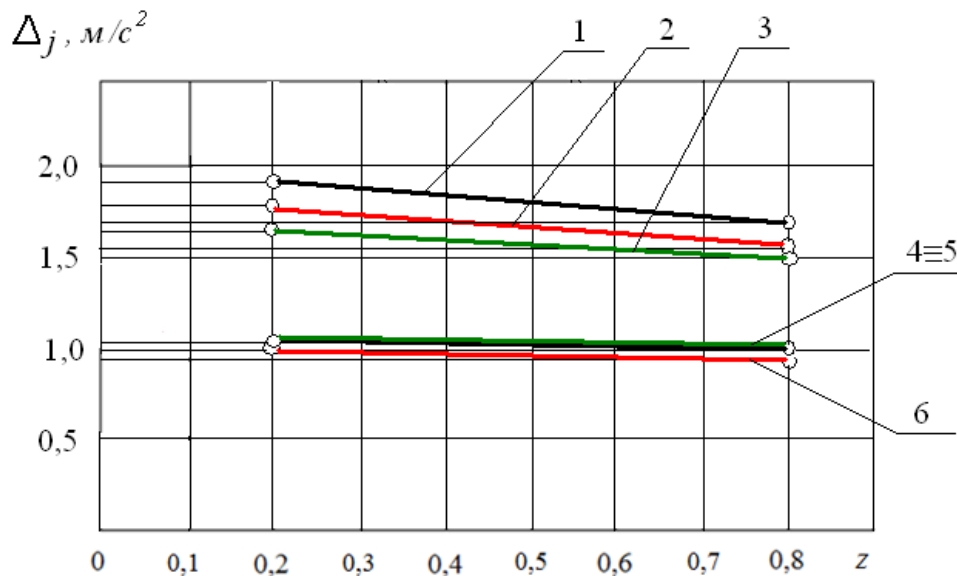
$$\frac{d}{dz} |\Delta_j(z)| \rightarrow \max, \quad (1)$$

де $\Delta_j(z)$ – величина зміни уповільнення i -го легкового автомобіля, яке визначається за виразом [10]

$$j = g \cdot (z + \Phi_e \cdot (1 - \lambda_z \cdot z)). \quad (2)$$

Звідки слідує, що найвища безпека використання буде мати легковий автомобіль із найбільшим швидкісними показниками.

На підставі розрахункових даних для досліджуваних легкових автомобілів побудовано графічні залежності зміни уповільнення від коефіцієнта гальмування z (рис. 1).



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

Рисунок 1 – Оцінка безпеки використання легкового автомобіля за зміною уповільнення

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 найбільшим.

Список літератури

1. Яреценко 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. Яреценко. – Харків, 1999. – 16 с.
2. 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.
3. Совершенствование способов регулирования выходных параметров

тормозной системы автотранспортных средств / [Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. и др.]. – Харьков: Изд-во ХНАДУ (ХАДИ), 2002. – 400 с.

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. 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.

Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Шаповал Микола Віталійович, к.т.н., доцент, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Скорик Максим Олексійович, старший викладач, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», maxym.skoryk@gmail.com

ДОСЛІДЖЕННЯ ГРАНИЧНИХ ЗНАЧЕНЬ СУМАРНОГО ЗУСИЛЛЯ У ТЯГОВО-ЗЧІПНОМУ ПРИСТРОЇ АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ М1 ПІД ЧАС РУХУ.

Для дишла легкових причепів було запропоновано два конструктивних виконання під час моделювання зусиль, які в них діють під час руху [1, 2, 3], а саме класичного типу із звичайним дишлом причіпної ланки та із динамічним дишлом причіпної ланки із можливістю створення дисипативного опору взаємного переміщення елементів тягово-зчіпного пристрою, конструкція якого наведена у [4].

У [1] було виконано моделювання зміни зусиль у обох типах запропонованих дишел під час руху по горизонтальній площині, а в [3] визначалися зусилля, які створювали вплив від вертикальних коливань центра ваги причепа на автомобіль-тягач автопоїзда категорії М1 при русі по поверхні із кривизною у вертикальній площині із класичним дишлом. У [5] було визначено сумарне зусилля у тягово-зчіпному пристрої автопоїзда категорії М1 під час руху по поверхні із кривизною у вертикальній площині із дишлами обох запропонованих конструктивних виконань.

Сумарне зусилля $P_{дсум}$, Н, яка буде діяти у дишлі

$$P_{дсум}(t) = P_{дин} \pm P_n, \quad (1)$$

де $P_{дсум}$ – динамічне зусилля, Н, яке діє під час руху по горизонтальній поверхні у запропонованих конструкціях дишел [1];

P_n – нормальне зусилля, Н, яке створюватиме вплив від причепа автопоїзда категорії М1 на автомобіль-тягач при криволінійному рухові [3].

Знак «+» у рівнянні (1) свідчить про співпадіння напрямку дії зусиль, знак «-» – про дію зусиль у різні сторони.

Результати моделювання сумарної сили $P_{дсум}$ для автопоїздів категорії М1