

ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ВИКОРИСТАННЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ШЛЯХОМ ПОЛІПШЕННЯ КЕРОВАНOSTІ ПРИ ЕКСТРЕНИХ ГАЛЬМУВАННЯХ

Кошелев Валентин Владиславович, ст. гр. Ам-17-21, магістр,
Valikvk95@ukr.net

Мішнєв Артем Сергійович, ст. гр. Ам-17-21, магістр
temka199425@gmail.com

Вступ. Різке збільшення кількості легкових автомобілів на магістральних автодорогах України та зростання швидкості руху спричинює собою необхідність забезпечення безпеки використання, особливо під час виконання екстрених гальмувань у експлуатаційних умовах [1].

Більшість досліджень динаміки гальмування автотранспортних засобів присвячена екстреним гальмуванням, де розглядалися лише питання досягнення максимальної інтенсивності (ефективності) гальмування.

Якщо екстрені гальмування розглядалися в спеціальній літературі [2–5], то тільки з погляду зниження енергонавантаження гальмівних механізмів, при чому питання забезпечення стійкості легкових автомобілів у відомих дослідженнях розглядалися лише під час гальмувань на прямолінійних ділянках дороги.

Таким чином, дослідження керованості легкових автомобілів під час екстрених гальмувань у експлуатаційних умовах є актуальною науково-технічною задачею.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Керованість легкового автомобіля – це одна з експлуатаційних властивостей маневреності.

Керованість автомобіля в тій чи іншій мірі пов'язана, як з конструктивними параметрами автомобіля, його гальмівної системи, типом застосовуваних гальмівних механізмів, гальмівного привода, так і характером взаємодії коліс з опорною поверхнею в певних експлуатаційних умовах [6].

В процесі гальмувань легкових автомобілів під керуючим впливом гальмівного привода поршень колісного гальмового механізму діє на гальмівні колодки, а ті, в свою чергу, притискаються до гальмівного барабану або гальмівного диску. Виникає сила тертя ковзання створює момент тертя, що сповільнює обертання коліс, і рух автомобіля. В результаті тертя відбувається зношування й нагрівання спряжених деталей (колодка-ротор) гальмівних механізмів [7].

Зношена гальмівна колодка створює менший момент тертя, ніж нова, і це знижує ефективність роботи гальм [7]. До того ж, у разі, якщо протягом досить тривалого часу ігнорувати даними попередженнями, то можна нанести серйозні пошкодження дискам, барабанам та іншим частинам гальм.

Поверхня барабанів і дисків стираються нерівномірно при нормальній експлуатації. Тому періодично потрібна їх повторна механічна обробка (проточка), щоб вони були функціонально придатні і довговічні.

Багато інженерних розробок протягом всієї історії розвитку автомобілебудування змогли істотно підвищити ефективність роботи і надійність гальмової системи [7, 8].

Гальма барабанного типу функціонально не стабільні, так як при терті колодок по барабану утворюється тепло, якого достатньо, щоб знизити ефективність гальмування, особливо, якщо мають місце циклічні екстрені гальмування [7]. Отже, зниження ефективності гальмування відбувається тоді, коли є перегрівання гальм. При цьому потужність гальмування сильно падає, і гальмівні деталі і колодки можуть вийти з ладу.

Істотне поліпшення відбувається при використанні дискових гальм. В даний час вони повсюдно використовуються на передніх колесах майже у всіх автомобілів. Дискова гальмівна система забезпечена чавунним або стальним диском або ж виготовленим з не металічного матеріалу (карбону) [9, 10].

Отже, зношення спряжених поверхонь тертя гальмівних механізмів та їх перегрівання в процесі експлуатації призводить до зниження не тільки ефективності, але й керованості під час виконання гальмувань.

Існуючі способи і закони регулювання гальмівних сил між осями легкових автомобілів припускають його зміну у відповідності до динамічного перерозподілу нормального навантаження між осями автомобіля [2].

Цей ефект досягається зміною темпу зростання максимального значення гальмівної сили на передніх або задніх колесах. Причому у всіх випадках регулювання повинно бути забезпечене випереджальне блокування передніх коліс автомобіля. У зв'язку з цим у реальних гальмівних системах легкових автомобілів коефіцієнт розподілу гальмівних сил вибирається в межах 0,6-0,75 [2].

Виходячи з вище викладеного, в роботі [3] рекомендується коефіцієнт розподілу гальмових сил вибирати так, щоб крім вирішення питань керованості в процесі гальмування, забезпечувалося приблизно однакове енергонавантаження передніх і задніх гальмівних механізмів.

На цей же факт звертається увага в роботі [4], в якій при розгляді впливу експлуатаційних факторів на гальмівну динаміку автомобіля, обладнаного регулятором гальмівних сил, вказується, що раціональність вибору коефіцієнта розподілу гальмівних сил слід оцінювати не тільки по ефективності при гальмуванні, але й по збереженню керованості автомобіля за рахунок раціонального енергонавантаження гальмівних механізмів.

Необхідно відзначити, що процес розподілу гальмівних сил носить не постійний характер, та може істотно змінюватися в режимі, як службових, так і екстрених гальмувань [2].

Так у роботах [5, 8] вказується, що при випробуваннях легкового автомобіля, де використовується змішана гальмівна система, обладнаного регулятором гальмівних сил, відбувається значне запізнювання спрацьовування привода задніх гальм в порівнянні з приводом передніх. Це призводить до того, що екстрені гальмування здійснюються в основному

передніми гальмами, що істотно перевищує їх енергонавантаження та погіршує тепловий режим роботи спряжених деталей ротор–колодка.

В результаті аналізу літературних джерел встановлено, що:

- при підвищенні енергонавантаження характеристики дискових гальм більш стабільні, тоді, як у барабанних знижуються, що при застосуванні на автомобілях змішаної гальмівної системи призводить до втрати керованості;
- енергонавантаження дискових гальм вище, зокрема, через те, що вони краще охолоджуються, внаслідок чого слід їх застосовувати на обох осях автомобіля;
- більш висока ефективність гальмування призводить до перевищення енергонавантаження гальм та, як наслідок, – до надмірного нагріву спряжених деталей гальм;
- керованість автомобіля в більшості випадків залежить від стабільності гальмівного моменту, створюваного гальмівними механізмами;
- зношені колодки гальмівних механізмів призводять до нерівномірності гальмівного моменту на колесах автомобіля, що негативно впливає на його керованість;
- перевищення енергонавантаження гальм викликає температурні деформації спряжених деталей, що різко впливає на якість прилягання фрикційних поверхонь спряжених деталей ротор–колодка.

Формулювання мети та постановка задачі. Метою дослідження є підвищення безпеки використання легкових автомобілів шляхом поліпшення керованості при гальмуваннях в процесі випробувань тип 1 і тип 2, наближених до екстрених у процесі експлуатації.

Математична модель та алгоритм рішення задачі.

Співвідношення енергонавантаження передніх і задніх гальм при екстрених гальмуваннях, а отже, стабільність їх характеристик, а так само, керованість автомобіля, визначається коефіцієнтом розподілу гальмівних сил

$$\beta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}}, \quad (1)$$

де P_{T1} і P_{T2} – гальмівні сили на передній та задній осях.

Здійснимо оцінку енергонавантаження передніх гальм автомобіля LANOS при зменшенні коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями.

Оцінку будемо проводити при режимах попереднього нагріву гальм, які відповідають випробуванням тип 1 і тип 2.

Кінетична енергія, що поглинається гальмами легкового автомобіля впродовж одного гальмування попереднього етапу випробувань тип 1, становить у кДж

$$W_{T1} = 2,4 \cdot 10^{-5} \cdot g_a^2 \cdot G, \quad (2)$$

де $g_a = 31,5 \text{ м/с}$ – швидкість автомобіля при випробуваннях [10];

$G = 15950 \text{ Н}$ – вага автомобіля Lanos з повним завантаженням.

Робота тертя, яка здійснюється гальмами при послідовних

гальмуваннях попереднього етапу випробувань тип 1, визначається

$$A_{TP} = W_{T1} \cdot n, \quad (3)$$

де n – число гальмувань.

Середня потужність тертя в гальмівних механізмах при послідовних гальмуваннях попереднього етапу випробувань тип 1, кВт

$$\bar{N}_{TP} = \frac{A_{TP}}{1000 \tau}, \quad (4)$$

де τ – час одного циклу гальмувань.

Робота тертя, що здійснюються гальмами автомобіля на попередньому етапі випробувань Тип 2, визначається в кДж

$$A_{TP} = \frac{G \cdot L \cdot \sin \alpha}{1000}, \quad (5)$$

де L – довжина спуску, м [10];

α – кут подовжнього нахилу дороги, град [10].

Середня потужність тертя в гальмівних механізмах при цьому

$$\bar{N}_{TP} = \frac{A_{TP} \cdot \vartheta}{L}, \quad (6)$$

де ϑ – швидкість автомобіля на спуску [10].

Робота і середня потужність тертя, що розвивається передніми дисковими гальмами, визначається

$$A_{T1} = \beta \cdot A_{TP}, \quad (7)$$

$$\bar{N}_{T1} = \beta \cdot \bar{N}_{TP}, \quad (8)$$

де $\beta=0,76$ – коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями LANOS.

Попередній етап випробувань тип 1 і тип 2 легкових автомобілів проводять методом послідовних гальмувань, режим яких задано у табл.1.

Таблиця 1

Режими випробувань тип 1 і тип 2 [10]

Початкова швидкість гальмування ϑ_0 , м/с	Кінцева швидкість гальмування, м/с	Тривалість одного циклу, τ , с	Число гальмувань, n	Довжина спуску L , м	Кут спуску, град	Швидкість на спуску, ϑ , м/с
31,5 м/с	0,5 ϑ_0	45	15	–	–	–
	0	–	30	6000	4	8,3

Результати розрахунків параметрів для автомобіля LANOS наведено в табл. 2 для існуючого ($\beta=0,76$) і пропонованого ($\beta=0,5$) розподілу гальмівних сил.

Оцінка енергонавантаження дискових гальм

Параметр		Випробування	
		тип 1	тип 2
$W_{Т1}$, кДж		380	–
$A_{ТР}$, кДж		5705	4010
$\bar{N}_{ТР}$, кВт		126	5,548
$\beta=0,76$	$A_{ТР1}$, кДж	4450	3128
	$\bar{N}_{ТР1}$, кВт	98	4,3
$\beta=0,5$	$A_{ТР1}$, кДж	2852	2005
	$\bar{N}_{ТР1}$, кВт	63	2,7

Як слідує з аналізу розрахункових значень (див. табл. 2), зі зменшенням коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями автомобіля приблизно на 34% енергонавантаження гальм передньої осі, в порівнянні з гальмами задньої осі, при випробуваннях тип 1 і тип 2 знижується майже на 36%.

Це свідчить про те, що енергонавантаження задніх гальм зростає на 36%, що створює умови для забезпечення, з одного боку, необхідної ефективності гальмування, а з іншого, – зниження температурного впливу на поверхні тертя спряження ротор–колодка. У результаті це приводить до підвищення керованості автомобіля, оскільки стабільність функціонування гальмівних механізмів передньої та задньої осей підвищиться.

Висновки

1. Безпека використання легкових автомобілів Lapos, які здійснюють екстрені гальмування, може бути підвищеною при покращенні керованості за рахунок збільшення енергонавантаження гальмівних механізмів задньої осі до 36% шляхом зменшення коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями на 34%.

Крім того, це дозволяє зробити рекомендації щодо введення закону рівного розподілу гальмівних сил між осями легкових автомобілів для підвищення безпеки їх використання.

Література

1. Ярещенко Н.В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах [Текст]: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми» / Н.В. Ярещенко. – Харків, 1999. – 16 с. 2. Подригало М.А. Устойчивость колесных машин при торможении / Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И. – Харьков: Издательство ХГАДТУ. – 1999. – 93 с. 3. Волков В.П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях: Дис... канд. техн.

наук: 05.05.03. — Харьков, 1982. — 169с. 4. *Нагиев А.В.* Исследование влияния нагрева тормозных накладок на тормозную динамичность автомобиля в эксплуатационных условиях [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.03 / Нагиев Анатолий Владимирович. — Харьков, 1982. — 124 с. 5. *Назаров А.И.* Улучшение тормозных свойств легковых автомобилей совершенствованием способов регулирования тормозных сил [Текст]: дис.... канд. техн. наук: 05.22.02 / Назаров Александр Иванович. — Харьков, 1998. — 266 с. 6. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А.]; под ред. М.А. Подригало. — Харьков: ХНАДУ, 2003. — 403 с. 7. . *Вольченко А.И.* Барабанно-колодочные тормозные устройства. — Львов: Высшая школа, 1980. — 191с. 8. *Булавкин А.С.* Особенности совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов на легковых автомобилях: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. — Харьков, 1984. — 214с. 9. *Кушов В.Я.* Исследование теплового баланса дискового тормоза. Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. — Харьков, 1980. — 103с. 10. 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).

Науковий консультант: Назаров О.І., доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів