

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

ТУРЕНКО ОЛЕКСАНДР ІГОРОВИЧ

УДК 629.3.017

**ПІДВИЩЕННЯ СТІЙКОСТІ, КЕРОВАНОСТІ
І ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ ЛЕГКОВИХ
АВТОМОБІЛІВ ПРИ СЛУЖБОВИХ ГАЛЬМУВАННЯХ**

Спеціальність 05.22.20 – експлуатація
та ремонт засобів транспорту

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків 2018

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор

Подригало Михайло Абович,

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Лебедєв Анатолій Тихонович,

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, завідувач кафедри «Трактори та автомобілі», м. Харків

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник

Рогозін Ігор Віталійович,

Харківський національний університет повітряних сил імені Івана Кожедуба, старший викладач кафедри теорії та конструкції автомобільної та спеціальної техніки, м. Харків

Захист відбудеться «16» березня 2018 р. о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.832.03 при Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка за адресою: 61050 м. Харків, пр. Московський, 45, ауд. 204.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка за адресою: 61002 м. Харків, вул. Алчевських, 44.

Автореферат розісланий «14» лютого 2018 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради,
к. т. н. доц.

Ю. О. Градиський

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Збільшення кількості автомобілів і зростання швидкості їх руху на магістральних автодорогах спричиняє собою необхідність забезпечення активної безпеки. Гальмівні властивості автотранспортних засобів роблять істотний вплив на безпеку дорожнього руху.

Більшість досліджень динаміки гальмування автотранспортних засобів (АТЗ) присвячена екстремим гальмуванням. Розглядаються питання не тільки досягнення максимальної інтенсивності (ефективності) гальмування, але і питання забезпечення стійкості і керованості АТЗ в процесі гальмування. Результати багаторічних досліджень знайшли своє втілення в конструкції гальмівних систем. Окрім антиблокувальних гальмівних систем і регуляторів гальмівних сил з'явилися і принципово нові системи – системи динамічної стабілізації курсового кута автомобіля (ESP), що використовують гальмівні механізми різних бортів машини для створення стабілізуючих моментів. В той же час, питання дослідження динаміки автомобілів при службових гальмуваннях залишилося без уваги, хоча службові гальмування складають 98–99 % від загального числа гальмувань. Якщо службові гальмування розглядалися в спеціальній літературі, то тільки з погляду зниження енергонавантаженості гальмівних механізмів. Питання забезпечення стійкості і керованості автомобілів при службових гальмуваннях на прямолінійних і криволінійних ділянках дороги у відомих дослідженнях не розглядалися.

В зв'язку з вищесказаним виникає проблема поліпшення динаміки службових гальмувань автотранспортних засобів, дослідження стійкості і керованості двовісних автомобілів при службових гальмуваннях на прямолінійних і криволінійних ділянках дороги в забезпечення, зокрема, Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» № 2623-14 від 05.12.2012 г.; Постанови Кабінету Міністрів України «Про схвалення Концепції Державної цільової програми підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2016 року» №771 від 08.08.2012 р.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася відповідно до наукового напрямку кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ), плану науково-дослідних робіт:

– «Аналіз, розробка і оптимізація конструктивних і технологічних методів підвищення ресурсу автотранспортних систем при виробництві і ремонті» на 2014-2015 роки. Державний реєстраційний номер 0115U001609.

Дослідження проводились на кафедрі технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ і являються складовою частиною вирішення проблеми підвищення безпеки руху транспортних засобів згідно з нормативними документами України про дорожній рух.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення безпеки руху шляхом поліпшення показників керованості і стійкості двовісних

автомобілів при службових гальмуваннях за рахунок вдосконалення методів вибору розподілу гальмівних сил між осями, розробки вимог до показників його стабільності в процесі експлуатації.

Для досягнення поставленої мети визначені основні задачі дослідження:

- провести теоретичне дослідження курсової стійкості двовісних автомобілів при службових гальмуваннях;
- провести теоретичне дослідження керованості двовісних автомобілів при службових гальмуваннях;
- провести експериментальні дослідження динаміки службових гальмувань двовісних автомобілів з використанням сучасних засобів вимірювань на основі лінійних акселерометрів.

Об'єкт дослідження: процеси службового гальмування двовісного автомобіля на прямолінійних і криволінійних горизонтальних ділянках дороги.

Предмет дослідження: визначення раціонального співвідношення між розподілом гальмівних сил між осями, сповільненням і показниками стійкості і керованості двовісного автомобіля.

Методи дослідження. В теоретичній частині дисертаційної роботи використовувалися методи теорії подібності, методи класичної механіки і теорії диференціального і інтегрального числень. В експериментальній частині – метод парціальних прискорень, методи електричних вимірювань механічних величин, методи математичної статистики. Адекватність розроблених моделей оцінювалася із застосуванням теорії похибок.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в подальшому розвитку теорії гальмування автомобілів у напрямку підвищення стійкості і керованості при службових гальмуваннях.

При цьому *вперше* одержано ідеальні характеристики гальмівної системи легкового автомобіля при службових гальмуваннях і визначено зону можливих значень коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь. Отримано взаємозв'язок між запропонованим коефіцієнтом збурюючої дії та коефіцієнтом стійкості, що дозволяє оцінювати можливість виникнення заносу автомобіля при дії зовнішніх сил та моментів.

Удосконалено форму взаємозв'язку між геометричними параметрами, сповільненням автомобіля і коефіцієнтом розподілу гальмівної сили на передню вісь, що забезпечує стійкість машини при службовому гальмуванні.

Удосконалено метод діагностування гальмівної системи автомобіля з урахуванням припустимого змінення коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями за умови забезпечення стійкості руху при службових гальмуваннях.

Отримав подальший розвиток метод застосування граничних по зчепленню передніх або задніх коліс з дорогою кутових прискорень для критеріальної оцінки стійкості і керованості легкових автомобілів при службових гальмуваннях.

Практичне значення одержаних результатів дисертаційної роботи полягає в розробці нових методик для проведення дослідно-конструкторських і

науково-дослідних робіт при постановці на виробництво нових зразків автомобільної техніки і вдосконаленні їх гальмівного керування і методів діагностики їх технічного стану.

Рекомендації по вибору раціонального коефіцієнта розподілу гальмівних сил і методики оцінки стійкості автомобілів при службових гальмуваннях використовуються підприємствами Української автомобільної корпорації, у тому числі Запорізьким автомобільним заводом ПАТ «ЗАЗ» при виконанні науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт. Матеріали дисертаційної роботи пройшли апробацію в Харківському науково-дослідному інституті судових експертиз імені заслуженого професора М. С. Бокаріуса.

Особистий внесок здобувача. Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно [1]. В сумісних роботах здобувачу належать:

- розробка динамічної і математичної моделей [2, 3];
- розробка програми-методики і обробка результатів випробувань [4].
- визначив раціональне значення коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями, який забезпечує стійкість автомобіля як при екстрених, так і при службових гальмуваннях [5];
- визначив умову забезпечення стійкості при службових гальмуваннях автомобіля [6].

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідалися та були обговорені на:

- XXI Науково-технічній конференції з міжнародною участю «ЕКОВАРНА» 2015, 14–16 травня 2015 р., Варна, 2015 р. [7];
- XI і XII Наукових конференціях Харківського університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба «Новітні технології для захисту повітряного простору», Харків, 2015, 2016 рр. [8, 9];
- Міжнародній науково-практичній конференції присвяченій 85-річчю заснування ХНАДУ і 85-річчю заснування автомобільного факультету «Новітні технології в автомобілебудуванні і на транспорті». – Харків, ХНАДУ, 15–16 жовтня 2015 р. [10];
- Науково-практичних конференціях «Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення сил охорони правопорядку». – Харків, НАНГУ, 2015, 2016 рр. [11, 12];
- VII науково-практичній конференції Національної академії Національної гвардії України «Наукове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії». – Харків, НАНГУ, 2016 р. [13].

Публікації. За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 16 наукових робіт: 5 статей в спеціалізованих фахових наукових виданнях, що входять в перелік МОН України, у тому числі 1 без співавторів, 3 статті у виданнях зареєстрованих у міжнародних наукометричних базах, 1 стаття у закордонному виданні; 7 тез в збірниках міжнародних науково-технічних і науково-практичних конференцій; 3 патенти України на корисні моделі.

Обсяг і структура роботи. Дисертаційна робота складається з анотацій, вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний об'єм дисертації складає 174 аркушів друкованого тексту, у тому числі 40 рисунків на 36 аркушах, 14 таблиць на 14 аркушах, списку використаних джерел з 105 найменувань на 14 аркушах.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступній частині обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету і завдання досліджень, визначено наукову новизну, практичне значення та цінність отриманих результатів.

У першому розділі здійснено аналітичний огляд виконаних досліджень, літературних джерел, нормативних документів і обґрунтовано обраний напрямок роботи.

Більшість досліджень динаміки гальмування автотранспортних засобів присвячено екстремим гальмуванням. Цим питанням займалися багато учених. Результати багаторічних досліджень знайшли своє втілення в конструкціях гальмівних систем, антиблокувальних систем, регуляторів гальмівних сил та принципово нових системах – системах динамічної стабілізації курсового кута автомобіля, що використовують гальмівні механізми різних бортів машини для створення стабілізуючих моментів. В той же час, питання дослідження динаміки автомобілів при службових гальмуваннях залишився поза увагою, хоча службові гальмування складають 98–99 % від загальної кількості гальмувань. В спеціальній літературі службові гальмування розглядались лише з точки зору зниження енергонавантаженості гальмівних механізмів. Питання забезпечення стійкості і керованості автомобілів при службових гальмуваннях на прямолінійних і криволінійних ділянках дороги у відомих дослідженнях не розглядались. Існуючі закони розподілу гальмівних сил по осям не забезпечують стійкості при службових гальмуваннях, оскільки невідомі усі фактори, що впливають на цю експлуатаційну властивість.

Крім цього, було встановлено, що при дослідженні процесу службових гальмувань, гальмівні сили прикладаються не до осей незаблокованих коліс, а в плямах контакту їх з дорогою, що призводить до значних похибок при оцінці стійкості і керованості автомобіля; при службових гальмуваннях можливий занос автомобіля, але відомі рекомендації по вибору розподілу гальмівних сил між осями і закону його регулювання не враховують умов забезпечення стійкості руху; при службових гальмуваннях на повороті не досліджені раціональні співвідношення між сповільненням і показниками керованості.

Таким чином, покращення динаміки службових гальмувань автотранспортних засобів є актуальною науково-технічною задачею. Важливими є питання дослідження стійкості і керованості двовісних автомобілів при службових гальмуваннях на прямолінійних і криволінійних ділянках дороги.

З урахуванням проведеного аналізу сформульовано основні завдання дослідження.

У другому розділі із застосуванням коефіцієнта стійкості як одного із критеріїв ефективності службового гальмування визначено ідеальний, з позиції збереження курсової стійкості, закон розподілу гальмівних сил між осями. Умовою забезпечення стійкості автомобіля при гальмуванні є отримання значень коефіцієнта стійкості $k_{ст} \geq 1$. При службових гальмуваннях, колеса не доводяться до блокування, тому гальмівні сили прикладені на осях коліс. Із умови рівноваги усіх сил і моментів в площині дороги, а також виразів для визначення гальмівних сил на передній і задній осях, отримано вираз для визначення коефіцієнта стійкості

$$k_{ст} = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{\varphi^2 \left(\frac{a}{L} - \frac{j_x}{g} \frac{h-r_d}{L} \right)^2 - 1 - \beta^2 \frac{j_x^2}{g^2}}{\varphi^2 \left(\frac{b}{L} + \frac{j_x}{g} \frac{h-r_d}{L} \right)^2 - \beta^2 \frac{j_x^2}{g^2}}, \quad (1)$$

де a – відстань від передньої вісі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину, що проходить через вказану вісь, м.

b – відстань від задньої вісі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину, що проходить через вказану вісь, м;

φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

L – колісна база автомобіля, м;

β – коефіцієнт розподілу гальмівних сил на передню вісь;

j_x – подовжнє сповільнення автомобіля, м/с²;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с².

r_d – динамічний радіус коліс, м;

h – висота центру мас автомобіля, відлічувана від опорної поверхні, м.

Ідеальний закон розподілу гальмівних сил

$$\beta_{ід}^{**} = \frac{b}{L} + \varphi \frac{h-r_d}{L} = \beta_{ід}^* = \beta'_{ід}. \quad (2)$$

По мірі збільшення сповільнення автомобіля за службових гальмувань, ідеальний коефіцієнт розподілу гальмівної сили на передню вісь повинен зменшуватись. За малих сповільнень указаний коефіцієнт може бути рівним одиниці (задні колеса не гальмують), а за максимальних сповільнень – набувати значення, що відповідає підтриманню передніх і задніх коліс на межі блокування. Також використання коефіцієнту стійкості дозволило визначити область раціональної реалізації коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь, обмежену кривими ідеального розподілу гальмівних сил при службових гальмуваннях і граничних значеннях коефіцієнту зчеплення та

прямою ідеального розподілу гальмівних сил при екстремому гальмуванні (рис. 1).

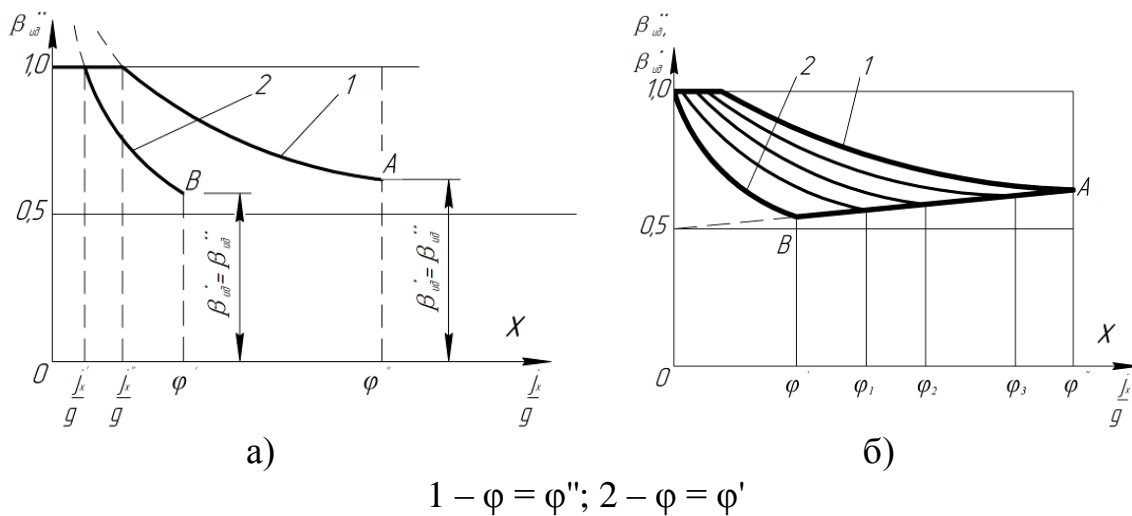


Рисунок 1 – Залежність $\beta_{ид}^{**}$ j_x / g для автомобіля, що має $a = b = L/2$ (а) і можливі реалізації $\beta_{ид}^{**}$ (б)

Із застосуванням виразу (2) отримано ідеальну характеристику гальмівної системи області реалізацій коефіцієнтів розподілу гальмівної сили на передню вісь автомобіля при службових і екстремних гальмуваннях

$$P_{T2} = P_{T1} \left\{ \frac{1 - \frac{a^2}{b^2}}{\left(1 - \frac{a}{b} \frac{m_a g}{P_{T1}} \varphi^2 \frac{h - r_D}{L} \right) \left[1 - \sqrt{1 - \left(1 - \frac{a^2}{b^2} \right) \frac{1 - \left(1 - \frac{a^2}{b^2} \right) \left(\varphi \frac{h - r_D}{L} \right)^2}{\left(1 - \frac{a}{b} \frac{m_a g}{P_{T1}} \varphi^2 \frac{h - r_D}{L} \right)^2}} \right]} - 1 \right\}, \quad (3)$$

де P_{T1} , P_{T2} – гальмівна сила на передній і задній вісі, відповідно, Н;
 m_a – маса автомобіля, кг.

Ця характеристика зручна при проектуванні систем автоматичного регулювання розподілу гальмівних сил між осями автомобіля, оскільки дозволяє перейти від відношення гальмівних сил до відношення приводних зусиль в приводі гальмівної системи.

Розрахунки, проведені для умовного автомобіля, показують, що кут нахилу ідеальної характеристики гальмівної системи складає 45° . Це означає,

що створюючи затримку вмикання задніх гальм, можна забезпечити ідеальний розподіл гальмівних сил між осями автомобіля за службових гальмувань. Затримка вмикання задніх гальм повинна визначатись величиною гальмівної сили на передній вісі і змінюватись в залежності від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою. В цьому випадку буде реалізовано ідеальний закон розподілу гальмівних сил.

Ідеальний, за умови підтримання усіх коліс на межі блокування, розподіл гальмівних сил не забезпечує стійкості автомобіля проти заносу при службових гальмуваннях у всьому діапазоні сповільнень від нуля до $j_{x\max} = \varphi g$. Якщо забезпечувати розподіл гальмівних сил між осями відповідно до ідеального закону $\beta_{\text{ід}}^* \varphi$ (залежність (2)), то за будь-якого значення коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою автомобіль може втратити стійкість ще у динамічній стадії процесу екстреного гальмування.

При дослідженні стійкості автомобіля при дії різних обурень в процесі службових гальмувань запропоновано показник – коефіцієнт збурюючої дії

$$K_{\text{зб}} = \frac{b \frac{a}{L} G_a \sin \gamma}{a \frac{b}{L} G_a \sin \gamma}, \quad (4)$$

де G_a – загальна вага автомобіля, Н;

γ – кут поперечного ухилу дороги.

Для забезпечення стійкості автомобіля при службових гальмуваннях необхідно, щоб коефіцієнт стійкості був більше, ніж коефіцієнт збурюючої дії. Якщо $k_{\text{ст}} \geq 1$, то при дії будь-якої бічної сили, прикладеної в центрі мас (центральної бічної сили), автомобіль зберігає стійкість в процесі гальмування.

За малих коливань направляючих коліс відносно нейтрального положення, умова стійкості буде наступна

$$\frac{j_x}{g} \leq \frac{\varphi^2 \frac{h-r_{\text{д}}}{L} \left[\frac{a}{L} + \frac{b}{L} \left(\frac{ab-i_z^2}{b^2+i_z^2} \right)^2 \right]}{1-2\beta + \left[\beta^2 - \left(\varphi \frac{h-r_{\text{д}}}{L} \right)^2 \right] \left[1 + \left(\frac{ab-i_z^2}{b^2+i_z^2} \right)^2 \right]} \times \left\{ \sqrt{1 + \frac{\left[1-2\beta + \left[\beta^2 - \left(\varphi \frac{h-r_{\text{д}}}{L} \right)^2 \right] \left[1 + \left(\frac{ab-i_z^2}{b^2+i_z^2} \right)^2 \right] \right]^2}{\varphi^2 \frac{h-r_{\text{д}}}{L} \left[\frac{a}{L} + \frac{b}{L} \left(\frac{ab-i_z^2}{b^2+i_z^2} \right)^2 \right]}} - 1 \right\}. \quad (5)$$

де i_z – радіус інерції автомобіля щодо вертикальної вісі.

Область допустимих значень коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь, в якій забезпечується стійкість автомобіля при дії повертаючого моменту в площині дороги в процесі службового гальмування

$$\beta \geq 0,5 \left(1 - \varphi^2 \frac{a-b}{L} \frac{g^2}{j_x^2} \right) + \varphi^2 \frac{g}{j_x} \frac{h-r_d}{L}. \quad (6)$$

Для автомобіля, з центром мас розташованим посередині бази, умова стійкості при дії повертаючого моменту в процесі службового гальмування дотримуватиметься якщо $\beta \geq \beta_{\text{ід}}^{**}$.

Аналіз розрахунку коефіцієнта стійкості від відносного сповільнення і коефіцієнту розподілу гальмівних сил на передню вісь для умовних автомобілів ($L = 2$ м; $h = 0,5$ м; $r_d = 0,3$ м) з різним розташування центру мас показує, що зниження $k_{\text{ст}}$ відбувається із зростанням j_x/g при $\beta < \beta_{\text{ід}}^{**}$. Збільшення $k_{\text{ст}}$ із зростанням j_x/g спостерігається при $\beta > \beta_{\text{ід}}^{**}$. За $\beta = \beta_{\text{ід}}^{**}$ величина $k_{\text{ст}}$ постійна і рівняється одиниці за всіх значень j_x/g .

Таким чином, постійний коефіцієнт розподілу гальмівної сили на передню вісь β потрібно вибирати рівним $\beta_{\text{ід}}^{**}$ за $\varphi = \varphi'' = 0,8$ і $j_x/g = \varphi''$. У цьому випадку, раціональний коефіцієнт розподілу гальмівної сили на передню вісь

$$\beta_{\text{рац}} = \frac{b}{L} + \varphi'' \frac{h-r_d}{L}. \quad (7)$$

Раціональне значення $\beta_{\text{рац}}$ коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь автомобіля забезпечує отримання $k_{\text{ст}} \geq 1$ при усіх значеннях j_x/g і φ .

За $\varphi < \varphi''$ першими до межі блокування будуть доводитись передні колеса, а задні блокуватимуться першими. Таким чином, при $\beta = \beta_{\text{рац}}$ для забезпечення стійкості автомобіля при екстрених гальмуваннях необхідно встановлювати регулятори гальмівних сил або антиблокувальні системи. Для умовних автомобілів значення $\beta_{\text{рац}}$ складають: $\beta_{\text{рац}} = 0,58$ – при $a/b = 1$; $\beta_{\text{рац}} = 0,669$ – при $a/b = 0,7$; $\beta_{\text{рац}} = 0,480$ – при $a/b = 1,5$.

Аналіз ідеальних характеристик гальмівних систем умовних автомобілів при службових гальмуваннях показує, що забезпечення стійкості ($k_{\text{ст}} = 1$) можливе шляхом затримки вмикання задніх гальм. Це вмикання можливе при досягненні сповільненням j_x значення j_{x0} , яке є пороговим

$$j_{x0} = \frac{2 \frac{a}{b} \varphi^2 \frac{h-r_d}{L}}{\frac{a^2}{b^2} + \left(1 - \frac{a^2}{b^2} \right) \left(\varphi \frac{h-r_d}{L} \right)^2} g. \quad (8)$$

Коефіцієнт β розподілу гальмівної сили на передню вісь при службових гальмуваннях

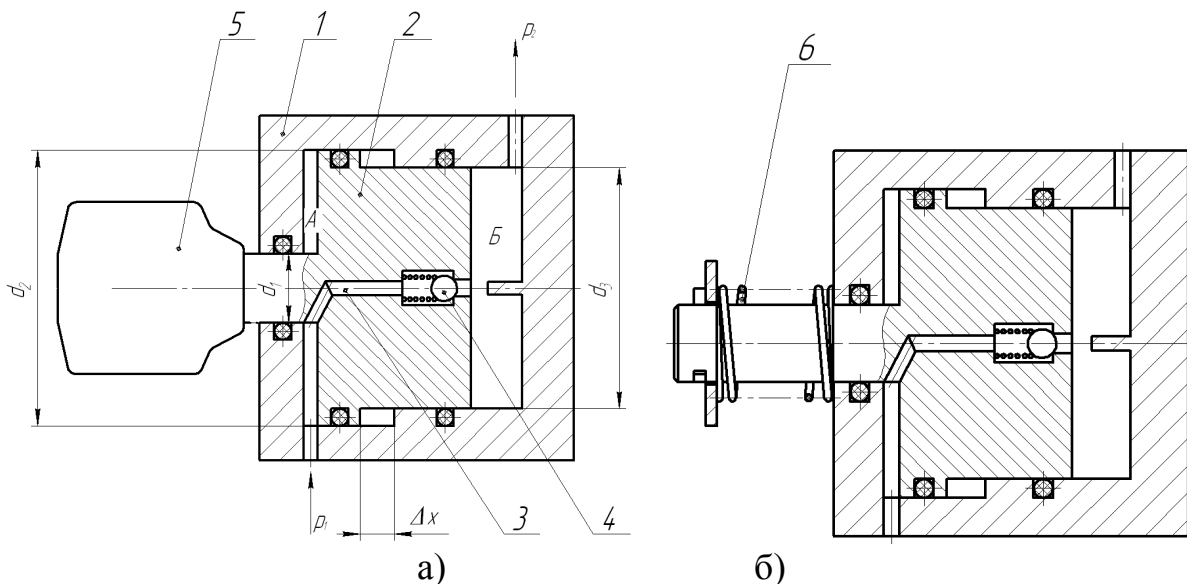
$$\beta_{\text{Д}} = \frac{j_x + k \frac{P_{\text{T10}}}{G_a}}{1 + k \cdot \frac{j_x}{g}}, \quad (9)$$

де P_{T10} – значення гальмівної сили при досягненні якого вмикаються гальмівні механізми задніх коліс

k – кутовий коефіцієнт

Запропоновано найпростіший спосіб забезпечення стійкості автомобіля при службових гальмуваннях – затримка вмикання задніх гальмівних механізмів. Указану затримку, незалежно від типу гальмівних механізмів, необхідно здійснювати по величині максимального порогового сповільнення $(j_{x0})_{\text{max}}$ (8) і підтримувати постійне значення різниці $\Delta P_{\text{T}} = P_{\text{T1}} - P_{\text{T2}} = \text{const}$ (необхідно створювати постійну різницю привідних тисків в магістралях приводу передніх і задніх гальм). Це дозволить підвищити керованість гальмівної системи.

На рис. 2 наведено схеми клапанів, що забезпечують підтримання постійної різниці тиску в магістралях приводу передніх і задніх гальм. Показана на рис. 5 а конструкція клапана забезпечує регульовану різницю тиску p_1 і $p_2 - \Delta p = p_1 - p_2 = \text{var}$ за рахунок наявності пропорційного електромагніту 5.



- а – з регульованою різницею тиску; б – з постійною різницею тиску;
 1 – корпус; 2 – поршень; 3 – канал для проходу рідини;
 4 – запірний клапан; 5 – пропорційний електромагніт; 6 – пружина;
 p_1 – тиск в магістралі приводу передніх гальм; p_2 – тиск в магістралі
 приводу задніх гальм

Рисунок 2 – Клапани підтримки постійної різниці тиску в магістралях приводу передніх і задніх гальм

За нерегульованої різниці тиску Δp в магістралях передніх і задніх гальм, замість пропорційного електромагніту 5 можлива установка пружини 6 (рис. 5 б), яка буде створювати постійне зусилля.

Розрахунок енергонавантаженості гальмівних механізмів показав, що при гальмуванні тільки передніми колесами ($j_x \leq (j_{x0})_{\max}$) значення параметра енергонавантаженості не перевищує величини вказаного параметра при $j_x > (j_{x0})_{\max}$. Це означає, що енергонавантаженість передніх гальм при $j_x \leq (j_{x0})_{\max}$ незначна.

У третьому розділі проведено оцінку керованості автомобіля при службових гальмуваннях під час руху на прямолінійних і криволінійних ділянках дороги. Використовування відомого критерію керованості (кутового прискорення машини в площині дороги) і узагальнення його на випадок здійснення маневру при службових гальмуваннях дозволило дати оцінку стійкості і керованості автомобіля за умов відсутності бічного ковзання передніх і задніх коліс.

Отримано критеріальні вирази для визначення граничних по зчепленню передніх (ε_{z1}) і задніх (ε_{z2}) коліс з дорогою кутових прискорень машини в площині дороги

$$\varepsilon_{z1} = \frac{gL}{b^2 + i_z^2} \sqrt{\varphi^2 \left(\frac{b}{L} + \frac{j_x}{g} \frac{h - r_{\text{Д}}}{L} \right)^2 - \beta^2 \frac{j_x^2}{g^2}}. \quad (10)$$

$$\varepsilon_{z2} = \frac{gL}{ab - i_z^2} \sqrt{\varphi^2 \left(\frac{a}{L} - \frac{j_x}{g} \frac{h - r_{\text{Д}}}{L} \right)^2 - 1 - \beta^2 \frac{j_x^2}{g^2}}. \quad (11)$$

Найбільше відносне прискорення $\frac{j_x}{g} = 0,7$ при русі по прямій і збереженні керованості ($\varepsilon_{z1} = 2,12 \text{ с}^{-2}$) умовний автомобіль реалізує у разі $\beta = 0,6$.

У разі, коли $\frac{j_x}{g} \leq 0,3$ умовний автомобіль зберігає керованість за будь-якого значення β , що знаходиться в межах $[0; 1]$.

Це дозволило рекомендувати для умовного автомобіля при $j_x/g \leq 0,3$ гальмування здійснювати тільки задніми колесами, що дозволить також не перенавантажувати і не перегрівати передні гальма машини при службових гальмуваннях і підвищити ефективність останніх при екстрених гальмуваннях.

При гальмуванні на криволінійних ділянках дороги, граничні кутові прискорення автомобіля за умовою реалізації сумарних сил зчеплення передніх і задніх коліс з дорогою

$$\varepsilon_{z1} = \frac{Lg}{b^2 + i_z^2} \left[\sqrt{\frac{\varphi^2 \left(\frac{b}{L} + \frac{j_x}{g} \frac{h - r_{\text{Д}}}{L} \right)^2 - \beta^2 \frac{j_x^2}{g^2}}{1 + \frac{L^2}{R^2}}} - \frac{\beta \frac{j_x}{g}}{\sqrt{1 + \frac{L^2}{R^2}}} - \frac{b}{L} \frac{g}{R} \left(\frac{V_0}{g} - \frac{j_x}{g} t \right)^2 \right]; \quad (12)$$

$$\varepsilon_{z2} = \frac{Lg}{ab - i_z^2} \left[\sqrt{\varphi^2 \left(\frac{a}{L} - \frac{j_x}{g} \frac{h - r_d}{L} \right)^2 - 1 - \beta^2 \frac{j_x^2}{g^2} - \frac{a}{L} \frac{g}{R} \left(\frac{V_0}{g} - \frac{j_x}{g} t \right)^2} \right]. \quad (13)$$

де R_a – радіус повороту автомобіля (вимірюється відносно середини заносу), м.

Аналіз результатів розрахунків для умовного автомобіля дозволив зробити наступні висновки:

– при русі по дорозі з радіусом кривизни $R = 50$ м при $j_x/g \geq 0,4$; $\beta = 0,2$, а також при $j_x/g \geq 0,5$ і $\beta = 0,4$ $\varepsilon_{z2} < \varepsilon_{z1}$;

– із зменшенням радіусу R кривизни дороги величини ε_{z1} і ε_{z2} зменшуються;

– при будь-яких значеннях β , автомобіль зберігає як керованість, так і стійкість при $j_x/g \leq 0,3$ як при $R = 100$ м, так і при $R = 50$ м;

– найбільші значення ε_{z1} умовний автомобіль має при $j_x/g = 0,3$ і $\beta = 0$ при гальмуванні на криволінійних траєкторіях руху при $R = 100$ м і при $R = 50$ м.

У четвертому розділі наведено результати експериментальних досліджень та рекомендації по вибору значень коефіцієнту розподілу гальмівних сил на передню вісь автомобіля в експлуатації та запропоновано конструкцію майданчикowego гальмівного стенду.

Першим етапом експериментальних досліджень було встановлення закону розподілу сповільнень при службових гальмуваннях автомобіля. Дослідження проводились з використанням чотирьох автомобілів категорії М1 різних класів: Hyundai i30, ЗАЗ-11037, ВАЗ-2105, Mitsubishi Outlander. Здійснювався рух за одним маршрутом у місті. В якості випробувального устаткування використовувався вимірювач динамічних властивостей мобільних машин ВДВММ-4-001.

Вимірювались сповільнення автомобіля при службових гальмуваннях. Провівши статистичну обробку отриманих результатів вимірювань було встановлено, що ймовірнісний розподіл сповільнень при службових гальмуваннях підкоряється нормальному закону. Параметри указанного розподілу при русі будь-якого автомобіля категорії М1 по одному і тому ж міському маршруту однакові. Середнє значення усталеного сповільнення складає $\bar{j}_x = 3,49$ м/с², а середнє квадратичне відхилення $\sigma_x = 0,97$ м/с².

На основі отриманих експериментальних даних, для автомобілів обладнаних ABS, запропоновано метод вибору коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями і допустимого діапазону його зміни в процесі експлуатації, що забезпечує зниження ймовірності втрати стійкості машини при службових гальмуваннях. При розробці методу використані одержані експериментально параметри ймовірнісного розподілу сповільнень.

Допустиме збільшення і зменшення коефіцієнта β відповідно:

$$+\beta = \beta_{\text{рац}} \quad \beta_{\text{рац}} - \beta_{\text{рац}} = 1,113 \varphi^2 \frac{h - r_d}{L} \quad - \quad \text{при} \quad a = b. \quad (14)$$

$$-\beta = \beta_{\text{рац}} \min - \beta_{\text{рац}} = -0,664\varphi^2 \frac{h-r_d}{L} \quad \text{при } a=b. \quad (15)$$

Для діагностики гальмівних систем в експлуатації з метою визначення розподілу гальмівних сил по осях запропоновано конструкцію стенду (рис. 3).

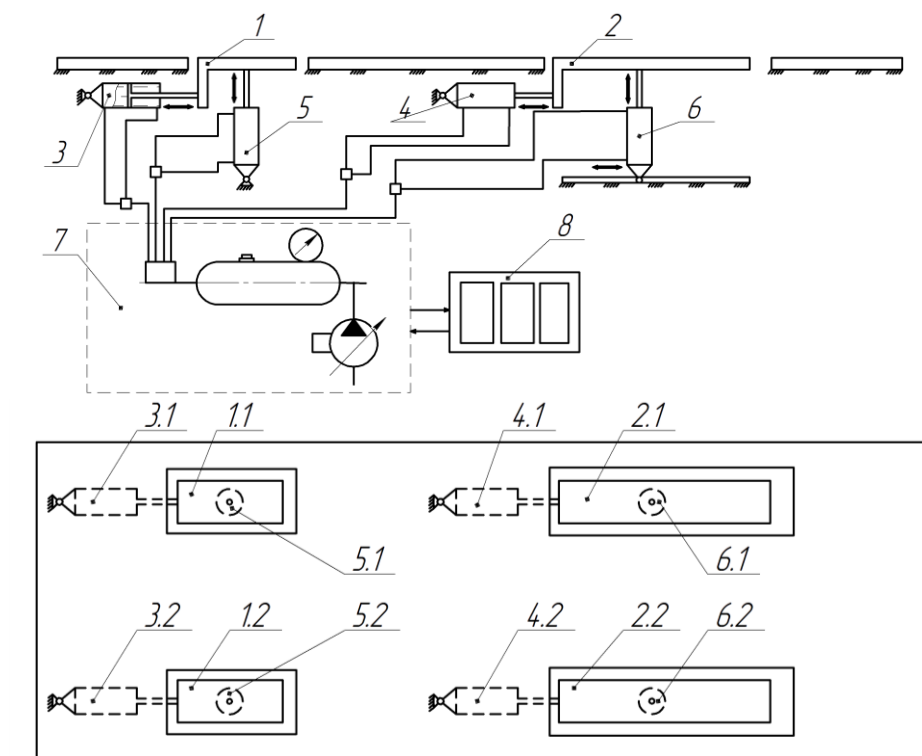


Рисунок 3 – Схематичне зображення конструкції стенду для випробувань гальмівних систем

Стенд для випробування гальмівних систем транспортних засобів містить: чотири (на кожне колесо) рухомі в подовжньому напрямі опорні майданчики 1 (1.1; 1.2), 2 (2.1; 2.2) з горизонтальною контактною поверхнею для установки коліс випробовуваних осей, горизонтальні 3 (3.1; 3.2), 4 (4.1; 4.2) і вертикальні 5 (5.1; 5.2), 6 (6.1; 6.2) силові циліндри, пневмо- (гідро-) систему 7, блок управління 8 із засобами вводу-виводу і візуалізації інформації.

Експериментальне дослідження стійкості при службових гальмуваннях на криволінійній ділянці дороги проводилось шляхом визначення кутових прискорень, що виникають при службових гальмуваннях на криволінійній ділянці дороги.

Випробування проводилися на майданчику з асфальтобетонним покриттям, подовжнім і поперечним ухилом не більше 1,5 % на якому була нанесена розмітка у вигляді концентричних кругів радіусом R 20 і 30 м. Випробування проводилися на автомобілі Hyundai i30. В якості випробувального устаткування використовувався «Вимірювач динамічних властивостей мобільних машин ВДВММ-4-001».

Згідно з програмою експериментальних досліджень, автомобіль починав рух по колу заданого радіуса, розганявся до швидкості, при якій зберігалася стійкість (визначалася водієм) і здійснювалися цикли «службове гальмування – розгін». При гальмуванні досягалася сповільнення до 3–3,5 м/с². У табл. 1 наведено результати розрахунку теоретичних значень кутових прискорень для автомобіля Hyundai i30, при яких можлива втрата стійкості при русі по криволінійній траєкторії і результати експериментальних досліджень.

Таблиця 1 – Теоретичні і експериментальні значення кутових прискорень для автомобіля Hyundai i30 при яких можлива втрата стійкості при русі по криволінійній траєкторії, с⁻²

R, м	Теорія		Експеримент	
	ε_{z1}	ε_{z2}	середнє	максимальне
20	1,7	3,8	1,2	1,6
30	2,0	4,2	1,5	2,0

Із табл. 1 видно, що значення кутових прискорень набуті експериментально дещо менші критичних теоретичних значень, тобто автомобіль починав втрачати стійкість до настання критичного кутового прискорення. Це свідчить про те, що на випробовуваному автомобілі розподіл гальмівних сил недостатній, що підтверджує зроблені раніше розрахунки. Адекватність математичної моделі перевірялась шляхом співставлення теоретичних розрахунків і експериментально отриманих значень кутових прискорень, що виникають в процесі гальмування на криволінійній ділянці.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі отримані нові рішення актуальних задач визначення раціонального розподілу гальмівних сил між осями транспортного засобу, а також забезпечення стійкості і керованості двовісних автомобілів при службових гальмуваннях.

1. Аналіз результатів досліджень динаміки гальмування транспортних засобів показав, що при дослідженні процесу службових гальмувань, гальмівні сили прикладаються не до осей незаблокованих коліс, а в плямах контакту їх з дорогою, що призводить до значних похибок при оцінці стійкості і керованості автомобіля; при службових гальмуваннях можливий занос автомобіля, але відомі рекомендації по вибору розподілу гальмівних сил між осями і закону його регулювання не враховують умов забезпечення стійкості руху; крім цього, не досліджені раціональні співвідношення між сповільненням і показниками керованості автомобіля при службових гальмуваннях на повороті.

2. Застосування коефіцієнта стійкості як одного із критеріїв ефективності службового гальмування дозволило визначити ідеальний закон розподілу

гальмівних сил між осями, що враховує вплив сповільнення і коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою.

Використовування отриманого закону дозволило визначити область раціональної реалізації значень коефіцієнта розподілу гальмівних сил при гальмуванні, а також граничні значення сповільнення автомобіля при службових гальмуваннях. При вказаних граничних значеннях уповільнень, автомобіль можна гальмувати тільки передніми гальмівними механізмами. Ідеальний розподіл гальмівних сил при службових гальмуваннях може бути реалізований при регульованій затримці вмикання задніх гальм.

3. Визначені умови, за виконання яких, автомобіль зберігає стійкість при дії зовнішніх збурень в процесі службових гальмувань. Запропонований критерій, коефіцієнт збурюючої дії, при перевищенні коефіцієнта стійкості викликає занос автомобіля. При $k_{ст} > 1$ і дії бічної центральної сили автомобіль стійкий.

4. Раціональне значення коефіцієнта розподілу гальмівних сил $\beta_{рац}$ забезпечує отримання $k_{ст} \geq 1$ при всіх значеннях j_x/g і φ . При екстрених гальмуваннях автомобіля і $\beta = \beta_{рац}$; $\varphi = \varphi'' = 0,8$ передні і задні колеса будуть одночасно доведені до межі блокування, але блокуватися першими будуть задні колеса. При $\varphi < \varphi''$ першими до межі блокування будуть доведені передні колеса, але блокуватися першими будуть так само задні колеса.

5. Використовування відомого критерію керованості (кутового прискорення машини в площині дороги) і узагальнення його на випадок здійснення маневру при службових гальмуваннях дозволило одержати критеріальні вирази для граничних по зчепленню передніх (ε_{z1}) і задніх (ε_{z2}) кутових прискорень автомобіля.

6. Проведені для прикладу умовного автомобіля ($a = b = 0,5$; $h/L = 0,25$; $r_d = 0,3$ м) розрахунки дозволили визначити наступне:

- найбільше відносне прискорення $j_x/g = 0,7$ при русі по прямій і збереженні керованості ($\varepsilon_{z1} = 2,12 \text{ с}^{-2}$) автомобіль реалізує при $\beta = 0,6$;

- при $j_x/g \leq 0,3$ автомобіль зберігає керованість за будь-яких значень β , що знаходяться в межах $[0; 1]$;

- при $j_x/g \leq 0,3$ гальмування автомобіля доцільно здійснювати тільки задніми колесами;

- при службових гальмувань на криволінійних ділянках дороги, величини ε_{z1} і ε_{z2} зменшуються із зменшенням радіусу кривизни R ;

- при будь-якому значенні β , що знаходиться в межах $[0; 1]$ автомобіль зберігає керованість і траєкторну стійкість у випадку $j_x/g \leq 0,3$ при $R = 100$ м і при $R = 50$ м;

- найбільше значення ε_{z1} автомобіль має при $j_x/g = 0,3$ і $\beta = 0$ при гальмуванні на вказаних криволінійних ділянках шляху.

7. У результаті проведених експериментальних досліджень визначено, що розподіл вірогідності уповільнень при службових гальмуваннях підкоряється нормальному закону. Параметри цього закону однакові для всіх чотирьох автомобілів різних марок, що пройшли випробування. Середнє значення/оцінка

математичного очікування сповільнення при службових гальмуваннях $\bar{j}_x = 3,49 \text{ м/с}^2$, а середнє квадратичне відхилення – $\sigma_x = 0,97 \text{ м/с}^2$.

8. Запропонований метод раціонального вибору розподілу гальмівних сил між осями з використанням одержаних параметрів нормального розподілу дозволив також визначити межі допустимої зміни параметра σ в процесі експлуатації. Для автомобілів, що пройшли експериментальні дослідження, визначене наступне:

- для автомобіля ЗАЗ – $\beta_{\text{рац}} = 0,803\text{--}0,836$; $(\beta_{\text{рац}})_{\text{max}} = 0,905$ і $(\beta_{\text{рац}})_{\text{min}} = 0,778$;
- для автомобіля ВАЗ-2105 – $\beta_{\text{рац}} = 0,775$; $(\beta_{\text{рац}})_{\text{max}} = 0,872$ і $(\beta_{\text{рац}})_{\text{min}} = 0,717$;
- для автомобіля Hyundai i30 – $\beta_{\text{рац}} = 0,759\text{--}0,801$; $(\beta_{\text{рац}})_{\text{max}} = 0,861$ і $(\beta_{\text{рац}})_{\text{min}} = 0,740$;
- для автомобіля Mitsubishi Outlander – $\beta_{\text{рац}} = (\beta_{\text{рац}})_{\text{max}} = 0,776$ і $(\beta_{\text{рац}})_{\text{min}} = 0,760$.

Запропоновані значення коефіцієнта розподілу гальмівних сил для всіх розглянутих моделей автомобілів більше, ніж існуючі значення β .

9. Рекомендації по вибору раціонального коефіцієнта розподілу гальмівних сил і методики оцінки стійкості автомобілів при службових гальмуваннях використовуються підприємствами Української автомобільної корпорації, у тому числі Запорізьким автомобільним заводом ПАТ «ЗАЗ» при виконанні науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт. Матеріали дисертаційної роботи пройшли апробацію в Харківському науково-дослідному інституті судових експертиз імені заслуженого професора М. С. Бокаріуса.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Туренко О. І. Оцінка керованості легкових автомобілів при службових гальмуваннях на горизонтальних прямолінійних ділянках дороги. *Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Технічні науки»)*. 2016. Вип. 55 (липень-вересень). С. 402–406.
2. Туренко А. И., Подригало М. А. Оценка устойчивости автомобиля при действии возмущений в процессе служебных торможений. *Вестник ХНАДУ: сборник научных трудов*. 2015. Вып. 69. С. 40–44.
3. Туренко А. И., Подригало М. А. Идеальное распределение тормозных сил между осями двухосного автомобиля при служебных торможениях. *Автомобильный транспорт: сборник научных трудов*. 2015. Вып. 36. С. 73–79.
4. Результати гальмівних випробувань мобільних машин / О. Туренко та ін. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва України. Збірник наукових праць*. 2017. № 21 (35). С. 155–161.
5. Влияние коэффициента постоянного распределения тормозных сил на устойчивость автомобиля при служебных торможениях / А. И. Туренко и др. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Науковий журнал*.

Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». 2016. Вип. 10/3 (31). С. 165–168.

6. Идеальное распределение тормозных сил между осями двухосного автомобиля при служебных торможениях / Туренко А. И. и др. *Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования*. 2015. № Т 2 Вып. 2 (3). С. 726–732.

ОПУБЛІКОВАНІ ПРАЦІ АПРОБАЦІЙНОГО ХАРАКТЕРУ

7. Туренко А. И. Определение границ устойчивого состояния автомобиля при служебных торможениях *Транспорт, экология, устойчивое развитие*. Сборник докладов XXI Научно-технической конференции с международным участием. Варна : «ЭКОВАРНА», 2015. С. 330–334.

8. Туренко А. И. Подригало М. А. Совершенствование методов оценки тормозной динамики двухосных автомобилей. *Новітні технології – для захисту повітряного простору* : тези доповідей XI-ї наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 08-09 квітня 2015 р. Харків : ХНУПС імені Івана Кожедуба, 2015. С. 250.

9. Туренко О. І Вплив постійного коефіцієнту розподілу гальмівних сил на стійкість автомобіля при службових гальмуваннях. *Новітні технології – для захисту повітряного простору* : тези доповідей XII-ї наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 13-14 квітня 2016 р. Харків : ХНУПС імені Івана Кожедуба, 2016. С. 282–283.

10. Туренко А. И. Идеальное распределение тормозных сил между осями автомобиля при служебных торможениях. *Новітні технології в автомобілебудуванні та транспорті* : Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції присвяченої 85-річчю заснування ХНАДУ, 85-річчю заснування автомобільного факультету та з нагоди Дня автомобіліста і дорожника, 15-16 жовтня 2015 г. Харьков : ХНАДУ, 2015. С. 218–219.

11. Оценка управляемости двухосных автомобилей при служебных торможениях / Туренко А. И. и др. *Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України* : збірник тез Науково-практичної конференції Національної академії Національної гвардії України, 28 жовтня 2015 р. Харків : НАНГУ, 2015. С. 52–53.

12. Вплив коефіцієнту постійного розподілу гальмівних сил на стійкість автомобіля при службових гальмуваннях / Туренко О. І. и др. *Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення сил охорони правопорядку* : збірник тез доповідей Науково-практичної конференції Національної академії Національної гвардії України, 27 жовтня 2016 р. Харків : НАНГУ, 2016. С. 104–105.

13. Експериментальне дослідження гальмівних властивостей легкового автомобіля / Туренко О. І. та інші. *Наукове забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії* : збірник тез доповідей VII науково-практичної

конференції Національної академії Національної гвардії України, 31 березня 2016 р. : Харків : НАНГУ, 2016. С. 116–117.

ДОДАТКОВІ ПУБЛІКАЦІЇ

14. Стенд для випробування гальмівних систем транспортних засобів : пат. 116527 UA : МПК G01L 5/28, B60T 17/22 (2016.01). № u 2016 12260 ; заявл. 02.12.16; опубл. 25.05.17, Бюл. № 10.

15. Клапан регулювання тиску в гальмівній системі транспортного засобу : пат. 118531 UA : МПК B60T 8/00 (2017.01). № u 2017 02288 ; заявл. 13.03.17; опубл. 10.08.17, Бюл. № 15.

16. Спосіб регулювання привідного зусилля в гальмівних механізмах транспортних засобів : пат. 118532 UA : МПК B60T 8/00 (2017.01). заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u 2017 02289 ; заявл. 13.03.17; опубл. 10.08.17, Бюл. № 15.

АНОТАЦІЯ

Туренко О. І. Підвищення стійкості, керованості і функціональної стабільності легкових автомобілів при службових гальмуваннях. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.20 – Експлуатація та ремонт засобів транспорту (27 – Транспорт). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет МОН України. – Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка МОН України, Харків, 2018.

У дисертаційній роботі отримані нові рішення актуальних задач визначення раціонального розподілу гальмівних сил між осями транспортного засобу, а також дослідження стійкості і керованості двовісних автомобілів при службових гальмуваннях. Це дозволило вперше визначити закон розподілу гальмівних сил між осями, що забезпечує стійкість двовісного автомобіля при прямолінійному русі в процесі службового гальмування, отримати ідеальні характеристики гальмівної системи двовісного автомобіля при службових гальмуваннях і визначити зону можливих значень коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь. Також отримав подальший розвиток критерій керованості автомобіля в застосуванні його до службових гальмувань; запропоновано використовувати граничне по зчепленню передніх або задніх коліс з дорогою кутове прискорення машини в площині дороги.

Рекомендації по вибору раціонального коефіцієнта розподілу гальмівних сил і методики оцінки стійкості автомобілів при службових гальмуваннях використовуються підприємствами Української автомобільної корпорації, у тому числі Запорізьким автомобільним заводом ПАТ «ЗАЗ» при виконанні

науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт. Матеріали дисертаційної роботи пройшли апробацію в Харківському науково-дослідному інституті судових експертиз імені заслуженого професора М. С. Бокаріуса.

Ключові слова: службове гальмування, гальмівна сила, розподіл гальмівних сил, коефіцієнт стійкості, кутове прискорення, автомобіль, стійкість, керованість, коефіцієнт збурюючої дії.

АННОТАЦІЯ

Туренко А. И. Повышение устойчивости, управляемости и функциональной стабильности легковых автомобилей при служебных торможениях. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук (доктора философии) за специальностью 05.22.20 – Эксплуатация и ремонт средств транспорта (27 – Транспорт). – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет МОН Украины. – Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенка МОН Украины, Харьков, 2018.

Диссертация посвящена вопросам определения рационального распределения тормозных сил между осями транспортного средства, а также исследованию устойчивости и управляемости двусосных автомобилей при служебных торможениях. Это позволило впервые определить закон распределения тормозных сил между осями, обеспечивающий устойчивость двухосного автомобиля при прямолинейном движении в процессе служебного торможения; получить идеальные характеристики тормозной системы двухосного автомобиля при служебных торможениях и определена зона возможных значений коэффициента распределения тормозной силы на переднюю ось. Также получил дальнейшее развитие критерий управляемости автомобиля в приложении к служебным торможениям; предложено использовать предельное по сцеплению передних или задних колес с дорогой угловое ускорение машины в плоскости дороги.

Применение коэффициента устойчивости в качестве одного из критериев эффективности служебного торможения позволило определить идеальный закон распределения тормозных сил между осями, учитывающий влияние замедления и коэффициента сцепления колес с дорогой. Использование полученного закона позволило определить область рациональной реализации значений коэффициента распределения тормозных сил при торможении, а также граничные значения замедления автомобиля при служебных торможениях. При указанных граничных значениях замедлений, автомобиль можно тормозить только передними тормозными механизмами. Идеальное распределение тормозных сил при служебных торможениях может быть реализовано при регулируемой задержке включения задних тормозов. Определены условия, при выполнении которых, автомобиль сохраняет устойчивость при действии внешних

возмущений в процессе служебных торможений. Предложенный критерий, коэффициент возмущающего воздействия, при превышении коэффициента устойчивости вызывает занос автомобиля.

Рациональное значение коэффициента распределения тормозных сил $\beta_{\text{рац}}$ обеспечивает получение $k_{\text{уст}} \geq 1$ при всех значениях j_x/g и φ . При экстренных торможениях автомобиля и $\beta = \beta_{\text{рац}}$; $\varphi = \varphi'' = 0,8$ передние и задние колеса будут одновременно доведены до грани блокирования, но блокироваться первыми будут задние колеса. При $\varphi < \varphi''$ первыми до грани блокирования будут доведены передние колеса, но блокироваться первыми будут так же задние колеса.

Использование известного критерия управляемости (углового ускорения машины в плоскости дороги) и обобщение его на случай совершения маневра при служебных торможениях позволило получить критериальные выражения для предельных по сцеплению передних (ε_{z1}) и задних (ε_{z2}) угловых ускорений автомобиля.

В результате проведенных экспериментальных исследований определено, что вероятностное распределение замедлений при служебных торможениях подчиняется нормальному закону. Параметры этого закона одинаковы для всех четырех автомобилей различных марок, прошедших испытания. Среднее значение/оценка математического ожидания замедления при служебных торможениях $\bar{j}_x = 3,49 \text{ м/с}^2$, а среднее квадратическое отклонение – $\sigma_x = 0,97 \text{ м/с}^2$.

Предложенный метод рационального выбора распределения тормозных сил между осями с использованием полученных параметров нормального распределения позволил также определить границы допустимого изменения параметра β в процессе эксплуатации.

Ключевые слова: служебное торможение, тормозная сила, распределение тормозных сил, коэффициент устойчивости, угловое ускорение, автомобиль, устойчивость, управляемость, коэффициент возмущающего воздействия.

ABSTRACT

O. Turenko. Increase of stability, controllability and functional stability for motor cars in service braking. – The qualification scientific work on the manuscript.

Dissertation for completion of the academic degree of candidate of engineering sciences on specialty 05.22.20 – operation and maintenance of vehicles (27 – Transport). – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine. – Petro Vasilenko Kharkiv National Technical University of agriculture, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2018.

New solutions for actual problems of determination the efficient distribution of braking forces between the axles of the vehicle, and the stability and drivability of

two-axles vehicles at service braking are received in the thesis. It permitted for the first time to determine the Law of distribution the braking forces between the axles, that ensures straight-running stability of two-axle vehicle at service braking, to get the ideal characteristics for braking system of two-axle vehicle at service braking and to determine possible values for the distribution of braking force on the front axle. The drivability criterion at service braking obtained further development; it is offered to use boundary at gripping front or rear wheels angular vehicle acceleration on the road.

The application of the stability coefficient as one of the criteria for service braking efficiency allowed to determine the ideal, as for preserving the road-holding ability, Law of distribution the braking forces between the axles. Despite of the idea, if increase the vehicle deceleration at service braking, the ideal coefficient of braking force distribution on the front axle should decrease, but not to increase. At small decelerations the given coefficient can be equal to one (rear wheels are not braked), and at the maximum decelerations – we should take into account the values that correspond to keeping the front and rear wheels on the blocking boundary.

Key words: service braking, braking force, stability, disturbance coefficient, the coefficient of stability, law of distribution of brake forces, automotive

