

Міністерство освіти і науки України
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Сараєв Олексій Вікторович

УДК 629.016

МЕТОД ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ
ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНОЇ ПРИГОДИ

Спеціальність 05.22.02 – Автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2016

Дисертацією є рукопис.

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

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Туренко Анатолій Миколайович,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ректор

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Крайник Любомир Васильович,
Національний університет «Львівська політехніка»,
завідувач кафедри автомобілебудування

доктор технічних наук, професор
Лебедєв Анатолій Тихонович,
Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенко,
завідувач кафедри тракторів і автомобілів

доктор технічних наук, професор
Монастирський Юрій Анатолійович,
Криворізький національний університет,
завідувач кафедри автомобільного транспорту

Захист відбудеться: «18» жовтня 2016 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002, м. Харків, вул. Петровського, 25

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: 61002, м. Харків, вул. Петровського, 25

Автореферат розіслано «17» вересня 2016 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



В.М. Павленко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми та її доцільність обумовлені постійно зростаючою кількістю дорожньо-транспортних пригод (ДТП) і важкістю їх наслідків, що викликає необхідність їх більш об'єктивного та якісного вивчення.

Так, за даними Всесвітньої організації охорони здоров'я (ВООЗ), щорічно в Європейському регіоні, до якого належить 49 країн світу, внаслідок ДТП гине біля 120 тис. осіб, отримують поранення 2,4 млн. осіб. Збитки від ДТП досягають 1–3 % валового внутрішнього продукту країн. Дорожньо-транспортний травматизм є основною причиною загибелі людей у віці 5–29 років.

Дослідження обставин та механізму ДТП здійснюються на підставі відповідних інструкцій, затверджених методик та теоретичних основ динаміки руху автомобіля. Близько 64 % перелічених та рекомендованих Міністерством юстиції України основних питань автотехнічної експертизи можна вирішити тільки завдяки застосуванню методів, які оцінюють параметри ефективності гальмування дорожнього транспортного засобу (ТЗ). Причому, незалежно від того чи було застосовано водієм гальмування під час ДТП, чи ні, експерт усе одно повинен оцінити ефективність гальмування ТЗ для аналізу можливості запобігання ДТП. Звідси оцінка ефективності гальмування ТЗ є досить значним і вагомим етапом дослідження ДТП, який впливає на всі аспекти розрахунку механізму ДТП і результати автотехнічних досліджень у цілому.

Як свідчать відповідні науково-технічні публікації, існуючі розрахункові методи дають свідомо значну похибку при оцінці ефективності гальмування ТЗ, яка може складати від 5 до 30 %. Крім того, сучасні гальмівні системи ТЗ отримали новий інтенсивний поштовх у своєму розвитку в зв'язку з застосуванням конструкції антиблокувальної системи (АБС). Ефективність гальмування ТЗ з АБС покращилася, але існуючі методи оцінки цієї ефективності не враховують такі позитивні зміни. Тому виникає резонне питання щодо правомірності застосування існуючих розрахункових методів для оцінки ефективності гальмування ТЗ при дослідженні ДТП. Доцільність вирішення даної актуальної проблеми полягає в необхідності підвищення точності та об'єктивності оцінювання цієї експлуатаційної властивості автомобіля взагалі.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана згідно: Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» № 262314 від 05.12.2012 р.; Закону України «Про судову експертизу» № 4038-12 від 19.11.2012 р.; постанови Кабінету Міністрів України «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2015 р.» № 942 від 07.09.2011 р.; постанови Кабінету Міністрів України «Про схвалення Концепції Державної цільової програми підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2016 р.» № 771 від 08.08.2012 р.

Робота є складовою частиною досліджень Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) і виконувалася відповідно до комплексної теми науково-дослідної роботи «Дослідження робочих процесів

композитних матеріалів в елементах конструкції несучих систем спортивних автомобілів» (номер держреєстрації 0115U003270) на 2015-2016 роки.

Також дослідження виконувалися у межах договірних робіт ХНАДУ на проведення науково-технічних експертиз та автотехнічних досліджень за договорами: № 27-30-10/005 ЕК від 2.04.2012 р., № 27-33-12/02 ЕК від 22.05.2012 р., № 27-33-12/03 від 10.10.2012 р., № 27-33-12/04 від 29.10.2012 р., № 27-30-10/10С-11 від 28.05.2011 р., № 27-30-10/16С-11 від 14.06.2011 р., № 27-30-10/02С-10 від 20.10.2010 р., № 27-30-10/10С-10 від 1.10.2010 р., № 27-33-12/02 ЕК від 22.05.2012 р.; № 27-33-12/ЕК від 02.06. 2012 р., № 0010 ЕК від 21.08.2007 р., № 024-07П від 05.10.2007 р.

Особистий внесок автора у виконання цих науково-дослідних робіт полягає у визначенні та аналізі ефективності гальмування ТЗ та встановленні механізму ДТП.

Мета дослідження: підвищення точності оцінки ефективності гальмування транспортних засобів шляхом врахування більшості впливових факторів та тенденцій розвитку конструкції гальмівної системи.

Завдання дослідження:

- визначити та обґрунтувати актуальну невирішену проблему за вибраним напрямком дослідження;

- запропонувати і довести наукову гіпотезу, рішення якої дозволило би вирішити актуальну проблему – покращити точність методу оцінки ефективності гальмування ТЗ;

- розробити та вирішити математичні моделі з оцінки ефективності гальмування ТЗ, які б враховували більшість факторів, що впливають на точність цієї оцінки;

- удосконалити застарілі експертні методи дослідження ДТП, які і досі передбачають наявність слідів гальмування на дорожньому покритті, шляхом інтегрування розроблених математичних моделей з оцінки ефективності гальмування ТЗ в структуру дослідження ДТП;

- покращити точність експериментального методу оцінки ефективності гальмування ТЗ шляхом розробки вимірювальної системи з застосуванням сучасного аналогово-цифрового способу отримання даних;

- провести багатофакторні експериментальні дослідження з оцінки ефективності гальмування ТЗ;

- оцінити адекватність запропонованих наукових гіпотез, математичних моделей та методу з оцінки ефективності гальмування ТЗ.

Об'єкт дослідження: процес гальмування дорожніх транспортних засобів.

Предмет дослідження: оцінка ефективності гальмування транспортних засобів при дослідженні дорожньо-транспортної пригоди.

Методи дослідження: при вивченні робіт попередніх дослідників і визначенні невирішеної наукової проблеми використані методи аналізу та синтезу; при розробці та рішенні детермінованих математичних моделей з оцінки ефективності гальмування ТЗ використані методи диференціювання та інтегрування складної функції; при створенні емпіричних моделей оцінки ефективності гальмування ТЗ використані методи математичної статистики,

теорії імовірності та регресійного аналізу; при дослідженні та вирішенні математичних моделей складних видів ДТП застосований аналітичний метод; для розв'язання математичної моделі з розрахунку динамічної характеристики пневматичного гальмівного привода причепа, при його відриві від тягача, застосований чисельний метод; при розробці вимірювальної системи з оцінки ефективності гальмування ТЗ використаний метод аналогово-цифрового перетворення даних; для об'єктивного визначення параметрів руху ТЗ застосований метод моніторингу в структурі інтелектуальної транспортної системи; при порівняльному аналізі оцінки ефективності ТЗ застосований метод комп'ютерного моделювання; для отримання нових наукових даних та підтвердження достовірності розроблених математичних моделей використані експериментальні методи.

Наукова новизна одержаних результатів дослідження полягає в наступному:

– вдосконалений теоретичний метод оцінки ефективності гальмування ТЗ, що дозволяє шляхом всебічного аналізу, математичного опису процесу гальмування з меншою кількістю припущень, але з більшою точністю визначати його основні параметри – усталене сповільнення, зупинний (гальмівний) шлях і швидкість руху залежно від часу. Запропонований метод на відміну від існуючих дозволяє: по-перше, обґрунтувати вплив дії зовнішніх сил опору руху на довжину зупинного шляху не тільки в процесі гальмування з усталеним сповільненням, а з самого початку реагування водія на небезпеку і до повної зупинки; по-друге, оцінити дію притискної або підйомної сили на ефективність гальмування; по-третє, враховувати вплив конструкції гальм з АБС на підвищення ефективності гальмування при відсутності слідів юза на дорожньому покритті у випадку дослідження обставин ДТП;

– вперше, відповідно до сучасних тенденцій розвитку конструкції гальмівної системи отримані: універсальний теоретичний закон щільності розподілу випадкової величини усталеного сповільнення; регресійні моделі, які описують зв'язок між коефіцієнтом зчеплення та випадковою величиною усталеного сповільнення. Це не суперечить фізичній сутності стохастичного об'єкту, яким є процес гальмування ТЗ, на відміну від раніше прийнятого методу формалізації цього процесу за допомогою тільки детермінованої функції;

– отримав подальший розвиток аналітичний метод дослідження складних видів наїзду на пішохода, які відбуваються в умовах недостатньої оглядовості та видимості в процесі гальмування ТЗ, обладнаних АБС. Це дозволяє розрахунковим способом досліджувати складні види наїзду на пішохода при відсутності слідів гальмування ТЗ, що раніше у експертних розрахунках було складною та невирішеною задачею.

Практичне значення одержаних результатів. Основні результати дисертації можуть використовуватись для підвищення точності оцінки ефективності гальмування ТЗ на стадії їх виробництва та експлуатації, а також при дослідженні обставин та механізму ДТП.

Запропоновані в дисертації основні наукові положення, розробки і рекомендації впроваджені:

– у Науково-дослідному експертно-криміналістичному центрі (НДЕКЦ) при ГУМВС України у Харківській області для дослідження механізму складних видів наїзду на пішохода за участю ТЗ, які обладнані АБС;

– у Лабораторії експертизи транспорту Харківського національного автомобільно-дорожнього університету при виконанні науково-технічних експертиз, що пов'язані з оцінкою ефективності гальмування, зокрема, саморобних ТЗ;

– у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті (ХНАДУ), в навчальному процесі підготовки бакалаврів, спеціалістів та магістрів за напрямками (спеціальностями) «автомобільний транспорт» та «машинобудування»;

– у Харківському НДІ судових експертиз ім. засл. проф. М.С. Бокаріуса для визначання і оцінки ефективності гальмування ТЗ, з можливістю врахування тенденції розвитку конструкції гальмівної системи, а саме наявності чи відсутності в її складі АБС, що суттєво впливає на точність визначення параметрів гальмування ТЗ при дослідженні ДТП і може вплинути на об'єктивність висновку експертизи в цілому;

– у Державному науково-дослідному експертно-криміналістичному центрі МВС України (м. Київ) при розв'язанні основних науково-методичних проблем сучасної автотехнічної експертизи – це оцінка ефективності гальмування ТЗ, які обладнані АБС, оцінка маневру ТЗ, розробка та удосконалення автоматизованих систем дослідження ДТП, дослідження складних видів наїзду на пішохода в умовах обмеженої видимості та оглядовості;

– у державному підприємстві «Харківський автомобільний завод» для розробки концепції, алгоритму та математичного забезпечення функціонування сучасного аналогово-цифрового комплексу з дослідження експлуатаційних властивостей ТЗ, а також при розв'язанні проблемних питань впливу швидкості руху та конструкції сучасної гальмівної системи на динаміку гальмування ТЗ.

Особистий внесок здобувача. У наукових роботах, що опубліковані в співавторстві, здобувачу належать: у монографії 2, 3, 4 розділи, в яких за допомогою теоретичних та експериментальних методів досліджено процес гальмування ТЗ, складена, вирішена та доведена наукова гіпотеза, що дозволяє більш якісно і точно оцінювати ефективність гальмування ТЗ при дослідженні ДТП [1]; концепція, алгоритм та математичне забезпечення функціонування сучасного аналогово-цифрового комплексу для дослідження експлуатаційних властивостей ТЗ [3, 20]; алгоритм та методика розрахунку складних видів наїзду на пішохода [5, 25, 40]; визначення невирішених проблемних питань з оцінки ефективності гальмування ТЗ при дослідженні ДТП [6, 39]; встановлення впливу АБС на ефективність гальмування легкового автомобіля [7]; аналіз способу запобігання ДТП, який не передбачає гальмування ТЗ [14]; оцінка функціональних можливостей автоматизованих та програмних засобів дослідження ДТП [16, 27, 36]; визначення проблемних питань підготовки фахівців [37]; у отриманому патенті – запропонована конструкція системи автоматичного гальмування причепа, у випадку відриву його від тягача [30]; у підручнику підготовлені 2 та 3 розділи, де розглянуті проблемні питання визначення ефективності гальмування ТЗ в структурі дослідження ДТП, а

також 6 розділ, де викладені наукові прогнози розвитку автотехнічних досліджень за рахунок новітніх технологій [41].

Апробація результатів роботи. Основні положення та результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивні відгуки на міжнародних науково-практичних семінарах та міжнародних наукових конференціях: міжнародній науково-технічній конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей» (м. Луцьк, 06–10 червня 2016 р); всеукраїнській науково-практичній конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні» (м. Львів, 17–18 березня 2016 р); міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки» (20–21 квітня 2016 р); міжнародній науково-практичній конференції «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті» (Харків, 15–16 жовтня 2015 р); міжнародній науково-практичній конференції «Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля» (Харків, 15–16 жовтня 2014 р); міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми та перспективи розвитку технічних засобів транспорту та систем автоматизації» (Харків, 1–3 жовтня 2014 р); VIII міжнародній науково-практичній конференції «Безпека дорожнього руху: Правові та організаційні аспекти» (Донецьк, 22 листопада 2013 р); міжнародній науково-методичній конференції «Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення», (Харків, 7–8 листопада 2013 р); III міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху» (Харків, 16–17 квітня 2013 р); міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми і перспективи автомобілебудування та автомобільного транспорту» (Харків, ХНАДУ, 3–4 листопада 2011 р); 70–79 міжнародній науково-технічній та науково-методичній конференції ХНАДУ (Харків, 2007–2015 р); міжнародному науково-практичному семінарі «Актуальні питання теорії та практики судової автотехнічної експертизи» (Харків, Харківський НДІ судових експертиз ім. засл. проф. М.С. Бокаріуса, 2004, 2014 р).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 42 наукових роботах, зокрема: 1 монографії, 28 наукових статтях, що входять до фахових видань МОН України, 10 статтях, що входять до міжнародних науково-метричних баз, 1 статті у виданні закордоном, 3 статтях у електронних виданнях, 10 тезах доповідей на міжнародних науково-практичних конференціях, з яких 2 у закордонних виданнях. За матеріалами дослідження отримано 1 патент України.

Структура і обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, шістьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 418 сторінок, з яких основний текст займає 279 сторінок, у тому числі 101 рисунок, 31 таблиця. Список використаних джерел нараховує 322 найменування на 34 сторінках. Додатків 8 на 105 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність теми, сформульовані мета і задачі, визначені об'єкт і предмет дослідження, описані основні методи досліджень і

зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Викладені основні положення наукової новизни і практичної цінності, апробації і публікації результатів дисертації.

У першому розділі «Проблематика оцінки ефективності гальмування транспортних засобів при дослідженні дорожньо-транспортних пригод» розкрито характеристики об'єкту та предмету дослідження, наведені основні етапи розвитку наукової проблеми. На основі огляду науково-технічної літератури, що висвітлює процес екстреного гальмування ТЗ, а також на підставі науково-методичних робіт з дослідження обставин ДТП були визначені невирішені проблемні питання, які пов'язані з недостатньою точністю оцінки ефективності гальмування ТЗ, що впливає на об'єктивність дослідження ДТП в цілому.

Виконаний аналіз офіційних показників ДТП за даними департаменту ДАІ МВС України показав, що кількість ДТП, загиблих та поранених в них із року в рік залишається дуже великою і може досягати 300 тис. за кількістю ДТП, 78 тис. та 9,5 тис. за кількістю поранених та загиблих відповідно (рис. 1)

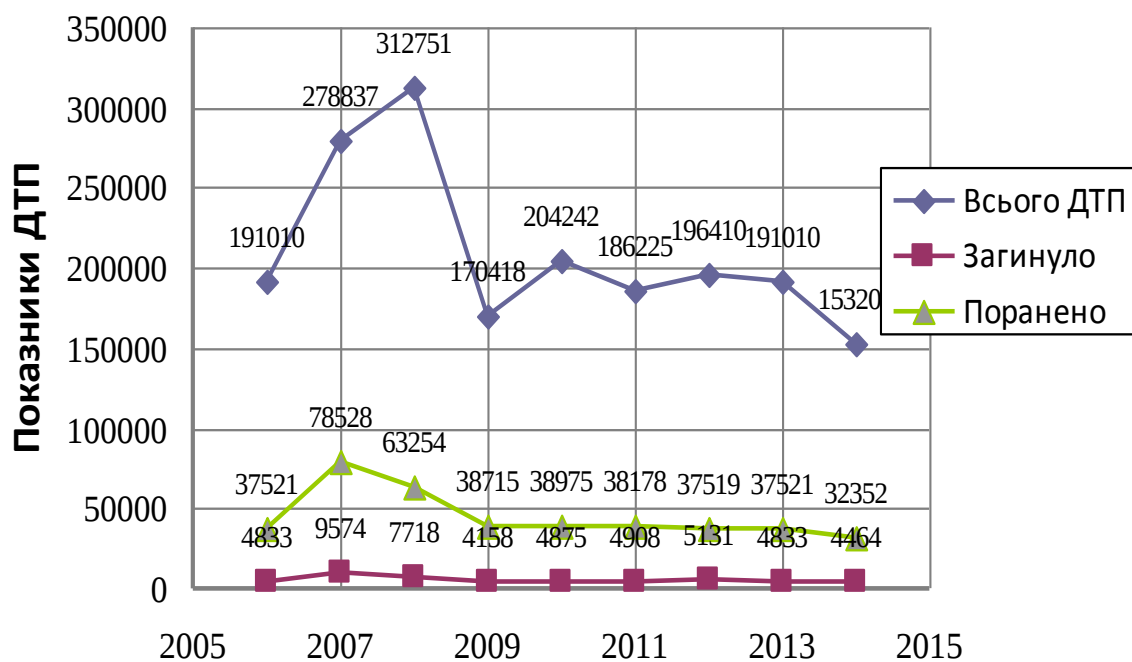


Рисунок 1 – Аналіз показників ДТП в Україні

Для запобігання ДТП водію Правилами дорожнього руху дозволяється застосовувати в більшості випадків тільки гальмування і лише в деяких, менш небезпечних випадках, водію дозволено поряд з гальмуванням застосовувати маневр. Тому більшість автотехнічних досліджень та експертиз пов'язано саме з оцінкою ефективності гальмування ТЗ.

Безумовно, найточніші значення показників ефективності гальмування ТЗ можна отримати шляхом експерименту за допомогою спеціального обладнання. Але ТЗ після ДТП, як правило, мають певні пошкодження, які можуть не дозволити провести необхідні вимірювання. У такому разі, для оцінки ефективності гальмування ТЗ застосовуються розрахункові методи. Існуючи експертні методики з

оцінки ефективності гальмування автомобіля відштовхуються від інформації про наявність чи відсутність слідів гальмування на дорожньому покритті. Причому, якщо сліди гальмування (юзу) залишаються всіма колесами ТЗ, то експерт визначає ефективність гальмування максимальною, а якщо сліди юзу залишили не всі колеса, то експерт це враховує через відповідний коефіцієнт і знижує оцінку ефективності гальмування ТЗ. Експерту сьогодні не зрозуміло, як оцінювати ефективність гальмування ТЗ, обладнаних АБС, які зовсім не залишають слідів гальмування на дорожньому покритті.

Багато науковців указують на наявність значної похибки при застосуванні розрахункових методів оцінки ефективності гальмування ТЗ: за даними проф. Н.А. Бухаріна, проф. Е.А. Чудакова та проф. Г.В. Зімельова похибка становить 5 %, якщо не враховувати опір повітря; за даними проф. В.А. Іларіонова похибка може досягати 20 %, якщо розрахунок ведеться різними експертами або за різними методиками; за даними проф. Ю.Б. Суворова похибка може складати до 18 % для деяких марок автомобілів з АБС; за даними В.А. Кашканова похибка у розрахунках може збільшуватися до 10,22–15,91 % і до 19,31 % для автомобілів з АБС відповідно на сухому асфальтобетонному покритті та на мокрому покритті; за даними Е.В. Куракіної похибка складає 4,5–9,8 % при застосуванні відомих методів; за даними В.А. Ковригіна похибка на ожеледиці буде складати 18,6 %, 6,9 %, 29,2 % відповідно за умов не врахування завантаження ТЗ, швидкості руху ТЗ та температури навколишнього середовища; за даними проф. Л.В. Гуревича та проф. Р.А. Меламуда виграш у ефективності гальмування автомобілів з АБС складає 12–31 %, причому зі збільшенням початкової швидкості руху ТЗ ефективність гальмування зростає.

За опублікованими даними у провідних автомобільних журналах світу «Car and Driver» USA, «Das neue Automobil» Hamburg, «Quattroruote» Milane, «Autocar» Stanford, «Auto Motors und Sport» Stuttgart, «Auto Sukces» Warszawa, «Auto motor a Sport» Praha, «Auto motor i Sport» Wroclaw, «Авто-ревью», «За рулем» та ін., легкові автомобілі зі швидкості 100 км/год гальмують значно ефективніше у порівнянні з методичними даними, якими користуються експерти.

На підставі вище позначеного виникає невирішена актуальна проблема, як покращити точність оцінки ефективності гальмування сучасних ТЗ при дослідженні ДТП, коли всі відомі розрахункові методи дають свідомо значну похибку.

У другому розділі «Дослідження дорожньо-транспортних пригод та ефективності гальмування транспортних засобів сучасними методами» сформульовані наукова гіпотеза і концепія дослідження, викладена загальна методика проведення дисертаційного дослідження (рис. 2), наведені сучасні методи дослідження ДТП, їх порівняльна оцінка, а також характеристики використаних програм, описані основні тенденції розвитку конструкції сучасних гальмівних систем та визначений їх вплив на ефективність гальмування ТЗ.

Провідна наукова гіпотеза даної роботи полягає в тому, що, по-перше, для підвищення точності розрахункової оцінки ефективності гальмування ТЗ постійно діючі зовнішні сили опору повітря, опору коченню коліс та опору підйому треба враховувати не тільки в усталеній фазі гальмування, але і під час

реакції водія та спрацьовування гальм. По-друге, якщо сучасні ТЗ обладнанні аеродинамічними пристроями, які здатні впливати на ефективність гальмування, то це треба також враховувати у розрахунковому методі, щоб підвищити його точність. По-третє, на точність оцінки ефективності гальмування ТЗ повинні впливати не тільки експлуатаційні фактори, але і конструктивні особливості гальмівної системи, її тенденції розвитку. При цьому статистична (нульова) гіпотеза дослідження полягає в тому, що динаміка гальмування ТЗ певної категорії, з певною гальмівною системою повинна підпорядковуватись одному з відомих законів розподілу.

Концепція роботи передбачає, що процес екстреного гальмування ТЗ треба розглядати не тільки як детермінований, але і як стохастичний процес, шляхом розробки синтезованих детермінованих, імовірнісних та регресійних моделей, які б враховували більшість факторів, що впливають на підвищення точності оцінки ефективності гальмування ТЗ.

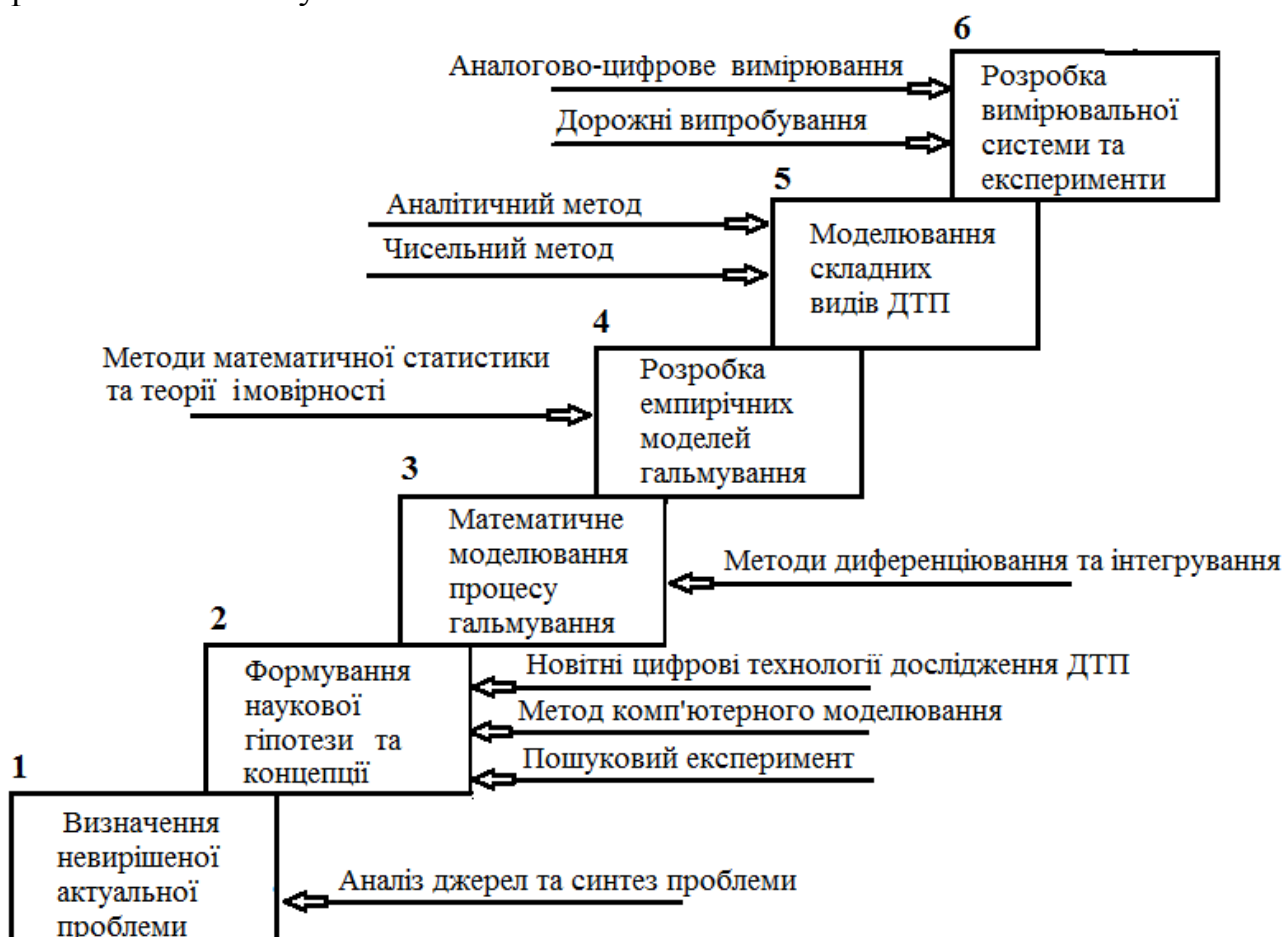


Рисунок 2 – Сходи дослідження

Для вирішення наукової проблеми та доведення гіпотези у роботі були застосовані поряд з науковими методами, новітні цифрові технології дослідження ДТП – лазерне сканування місця ДТП, відеоспостереження, реєстрація даних про події «чорна скринька», комп'ютерне моделювання динаміки руху ТЗ та пішохода. Загальним недоліком цих методів є обмеженість, а у деяких випадках неможливість отримання точних даних про параметри руху ТЗ в процесі розвитку

ДТП, що не дозволяє з бажаною точністю розрахувати механізм ДТП і, зокрема, правильно оцінити ефективність гальмування ТЗ. Найбільш наближені до експериментальних даних результати оцінки ефективності гальмування ТЗ дає програмне забезпечення CYBID V-SIM-3.0.35. Ця програма дозволяє врахувати 11–25 % різниці між ефективністю гальмування ТЗ з АБС і без неї.

Низька точність оцінки ефективності гальмування сучасних ТЗ при дослідженні ДТП, є, в першу чергу, результатом відсутності необхідної експериментальної інформації. Тому на початку дослідження існувала об'єктивна необхідність у проведенні пошукового експерименту для отримання нових наукових даних про оцінку ефективності гальмування сучасних ТЗ. Дорожнім гальмівним випробуванням були піддані ТЗ категорій – M_1 , M_2 , M_3 , N_1 , N_2 , N_3 , L з різними гальмівними системами та марками шин. Випробування відбулися з урахуванням міжнародних та вітчизняних вимог – ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002 та Правил дорожнього руху України. Отримані результати довели, що є суттєва різниця між ефективністю гальмування легкових автомобілів з АБС та без неї. Ця різниця складає в середньому 14,8 % (рис. 3).

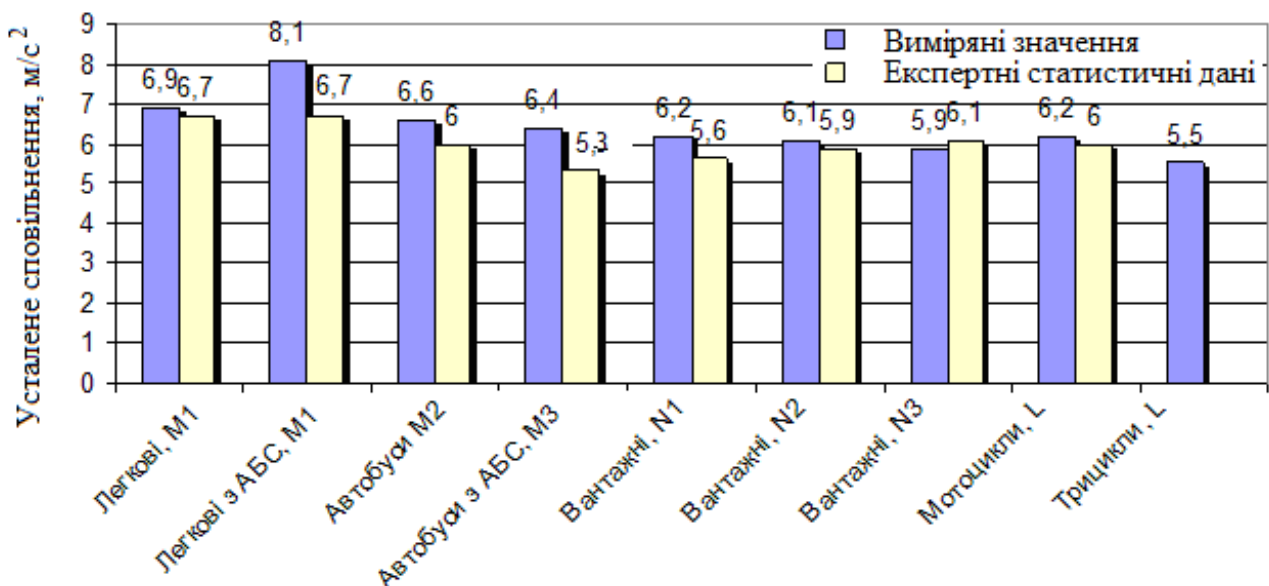


Рисунок 3 – Порівняльна діаграма ефективності гальмування ТЗ

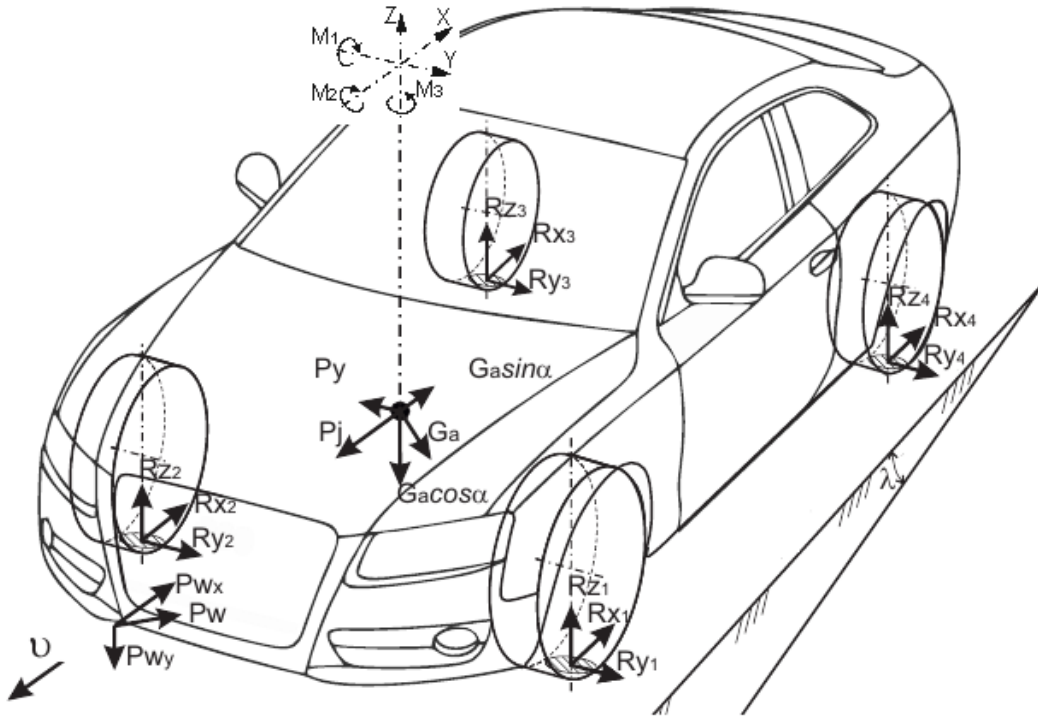
Крім того, одержана експериментальним шляхом ефективність гальмування ТЗ була порівняна з існуючими експертними даними. Як видно з наведеної вище діаграми ефективність гальмування сучасних автобусів категорії M_3 та легкових автомобілів категорії M_1 , які обладнанні АБС, значно відрізняється від даних, що застосовують експерти під час дослідження ДТП. Ця різниця складає в середньому 17,2 %.

Наблизити реальний процес гальмування до ідеального стало можливим завдяки застосуванню на ТЗ сучасних гальмівних пристроїв ABS, EBD, EBV, BAS, ESP, ESC, PEBS та ін. Всі ці пристрої забезпечують оптимальне регулювання гальмівної сили на кожному колесі у будь-яких умовах та при будь-яких режимах руху, що дозволяє покращити ефективність гальмування ТЗ. Отже,

проблематика питання створення нових підходів до оцінки ефективності гальмування сучасних ТЗ має як теоретичне, так і практичне підґрунтування.

У третьому розділі «Математичне моделювання процесу екстреного гальмування транспортних засобів» запропоновані детерміновані математичні моделі, які спрямовані на підвищення точності оцінки ефективності гальмування ТЗ.

Для загального обліку і аналізу більшості чинників, які впливають на оцінку ефективності гальмування, складена трьохвимірна схема зовнішніх сил та моментів, що діють на ТЗ під час його гальмування (рис. 4).



P_j – поздовжня сила інерції автомобіля; P_w – сила опору повітря; G_a – вага автомобіля; P_y – бічна сила; $R_{x1}, R_{x2}, R_{x3}, R_{x4}$ – поздовжні (дотичні) реакції в контакті коліс з поверхнею дороги; $R_{y1}, R_{y2}, R_{y3}, R_{y4}$ – бічні реакції в контакті коліс з поверхнею дороги; $R_{z1}, R_{z2}, R_{z3}, R_{z4}$ – вертикальні (нормальні) реакції в контакті коліс з поверхнею дороги; M_1, M_2, M_3 – інерційні моменти ТЗ відносно осей системи координат; v – напрям швидкості руху ТЗ; λ – кут ухилу дороги

Рисунок 4 – Схема зовнішніх сил та моментів, що діють на ТЗ при гальмуванні

Відмінною особливістю даної схеми від існуючих є врахування проекції сили опору повітря як на повздовжню, так і на вертикальну осі координат. На підставі розрахункової схеми складена математична модель оцінки динаміки гальмування ТЗ у диференціальному вигляді, яка на відміну від існуючих моделей враховує дію на ТЗ притисної або підйомної сили

$$\begin{cases} -\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta_j} \left[(\varphi + f) \cos \lambda \pm \sin \lambda + \frac{0,5c_x \rho F_x v^2}{G_a} - \frac{0,5c_y \rho F_y v^2}{G_a} (\varphi + f) \right], \\ v(0) = v_0. \end{cases} \quad (1)$$

де v – швидкість автомобіля, м/с; v_0 – швидкість руху ТЗ на початку ділянки гальмування з максимальною ефективністю, м/с; t – час, с; g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с²; φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою в напрямку їх кочення; δ_j – коефіцієнт впливу інерції обертових мас ТЗ; f – коефіцієнт опору кочення коліс ТЗ; G_a – вага ТЗ, Н; c_x – коефіцієнт обтічності ТЗ; ρ – густина повітря, кг/м³; F_x – лобова площа ТЗ, м²; c_y – коефіцієнт підйомної або притискної сили ТЗ; F_y – площа поверхні ТЗ, на яку діє притискна або підйомна сила, м²; λ – величина позовжнього ухилу дороги, градуси.

Традиційно подібні моделі вирішувалися шляхом прийняття певних припущень, які спрощували модель і відповідно знижували її точність. У даній роботі запропонована математична модель вирішена методом підстановки

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta_j} (b + v^2 W), \quad (2)$$

$$\text{де } W = \text{const}, \quad W = \frac{0,5c_x \rho F_x}{G_a} - \frac{0,5c_y \rho F_y}{G_a} (\varphi + f), \quad \text{с}^2/\text{м}^2;$$

$$b = \text{const}, \quad b = (\varphi + f) \cos \lambda \pm \sin \lambda.$$

Це дозволило записати та вирішити модель у інтегральному виді

$$\int \frac{dv}{(b + v^2 W)} = -\frac{g}{\delta_j} \int dt + C. \quad (3)$$

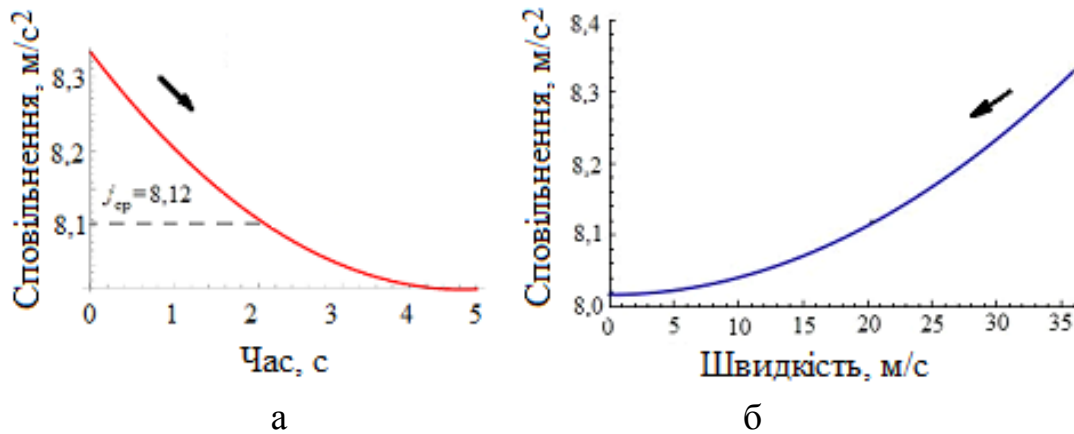
Після інтегрування та подальшого перетворення одержано розрахункову формулу для визначення сповільнення ТЗ від часу

$$j = b \frac{g}{\delta_j} \frac{1}{\cos^2 \left[\sqrt{bW} \left(-\frac{g}{\delta_j} t + C \right) \right]}, \quad (4)$$

$$\text{де } C = \text{const}, \quad C = \frac{1}{\sqrt{bW}} \arctg \left(v_0 \sqrt{\frac{W}{b}} \right), \quad \text{м/с}.$$

Таким чином, запропонована математична модель дозволяє визначити сповільнення ТЗ залежно від часу (рис. 5, а) або швидкості руху (рис. 5, б), а також з урахуванням багатьох інших параметрів – $\{\varphi, f, \lambda, \delta_j, c_x, c_y, F_x, F_y, G_a\}$.

Аналізуючи графіки і залежності величини сповільнення $j(t)$ і $j(v)$, які побудовані на підставі запропонованої математичної моделі, можна зробити висновок, що теоретично при екстремумі гальмуванні величина сповільнення автомобіля у функції часу або швидкості буде змінюватися за експонентою. Графіки побудовані для наступних вихідних даних: $v_0 = 36$ м/с, $b = (\cos \lambda (\varphi + f) \pm \sin \lambda) = 0,85$, $G = 13350$ Н, $F = 1,9$ м², $\rho = 1,2$ кг/м³, $\delta_j = 1,04$, $c_x = 0,3$, $c_y = 0$.



а – графік зміни сповільнення від часу; б – графік зміни сповільнення від швидкості руху

Рисунок 5 – Результати розрахунку сповільнення Ford Mondeo в усталеній фазі гальмування

До теперішнього часу існувала інтерпретація величини усталеного сповільнення $j_{уст}$, як середньої величини відносно якоїсь експериментальної кривої. На підставі розробленої теорії величину усталеного сповільнення $j_{уст}$, можна подати, як середнє значення нелінійної функції сповільнення від часу, тобто записати, як співвідношення визначеного інтегралу функції сповільнення від часу до інтервалу цього часу

$$j_{уст} = \frac{\int_0^{t_4} j(t) dt}{t_4} = \frac{\int_0^{t_4} \frac{g}{\delta_j} b \frac{1}{\cos^2 \left[\sqrt{bW} \left(-\frac{g}{\delta_i} t + C \right) \right]} dt}{t_4} \quad (5)$$

Швидкість руху ТЗ при екстреному гальмуванні

$$v = \frac{\sqrt{b}}{\sqrt{W}} \operatorname{tg} \left(\sqrt{bW} \left(-\frac{g}{\delta_i} t + C \right) \right). \quad (6)$$

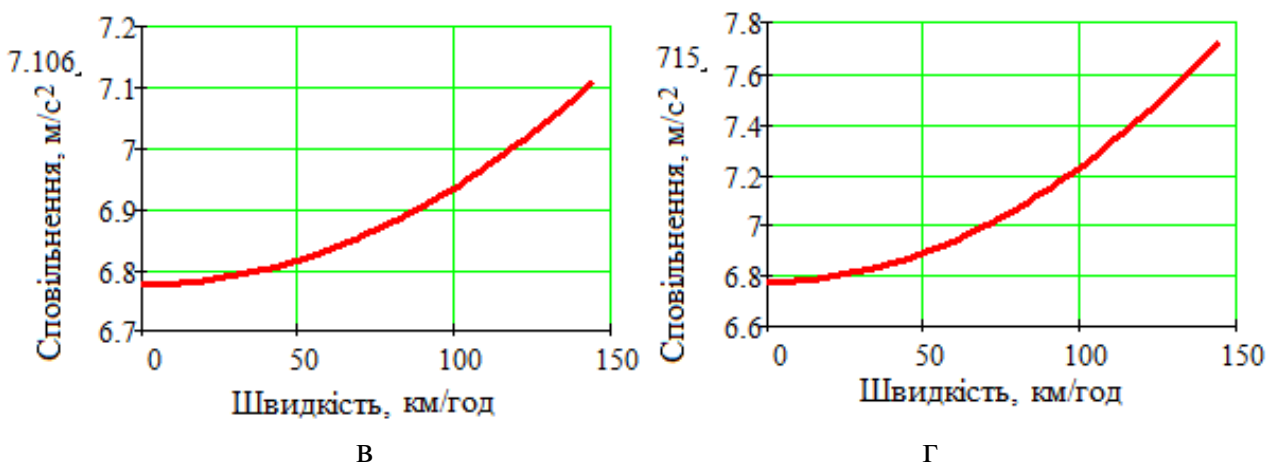
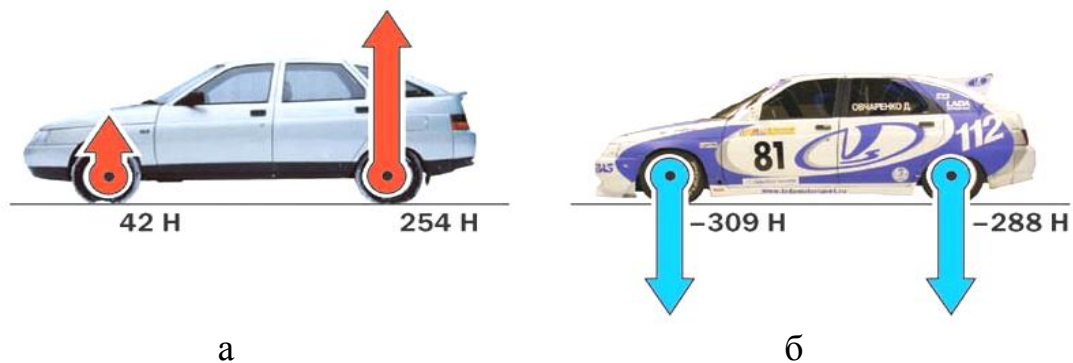
З використанням розробленої математичної моделі (1) проведений аналіз впливу дії підйомної та притискної сили на динаміку гальмування ТЗ. Так, наприклад, навіть дія відносно незначної притискної сили в розмірі 597 Н на швидкості руху 144 км/год здатна разом з силою опору повітря збільшити величину сповільнення ТЗ на 12 % (рис. 6).

Для аналізу впливу на динаміку гальмування ТЗ залежності коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою від швидкості руху $\phi(v)$ запропоновано подальше ускладнення розробленої математичної моделі (1). Після підстановки до виразу (2) залежності $\phi = \phi_0 - Av$ отримана математична модель виду

$$-\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta_j} (\varphi_0 \cos \lambda - A v \cos \lambda + f \cos \lambda \pm \sin \lambda + v^2 W), \quad (7)$$

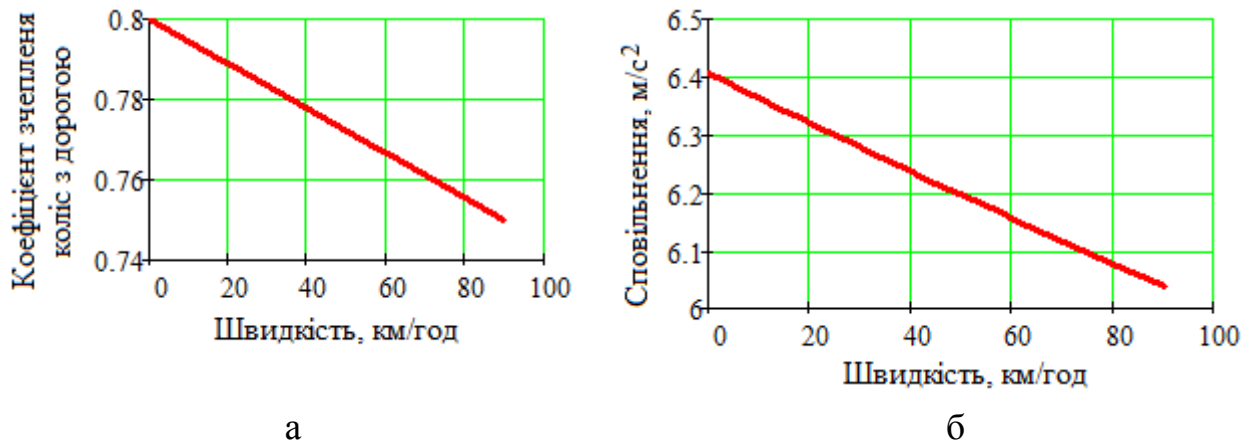
де φ_0 – коефіцієнт зчеплення коліс на швидкості руху близької до 0 м/с; A – лінійний коефіцієнт нахилу функції, м/с.

За допомогою отриманої математичної моделі (7) з'являється можливість проаналізувати ефективність гальмування ТЗ у тих випадках, коли відома функціональна залежність $\varphi(v)$ для певної марки шин. Причому, характер цієї залежності здатен кардинально впливати на вид функції сповільнення ТЗ. Так, наприклад, якщо коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою буде зменшуватися при збільшенні швидкості руху ТЗ за певною характеристикою $\varphi = 0,85 - 0,002v$ (рис. 7, а), то величина сповільнення ТЗ при підвищенні швидкості руху буде не збільшуватися під дією сили опору повітря, а навпаки зменшуватися під впливом залежності $\varphi(v)$ (рис. 7, б). Частково це можна пояснити тим, що коли вага ТЗ значна (вантажівка, автобус) сила опору повітря у меншій мірі буде впливати на динаміку руху ТЗ ніж залежність $\varphi(v)$.



а – дія підйомної сили на VAZ-2112; б – дія притискної сили на VAZ-2112 Лада-спорт; в – сповільнення VAZ-2112; г – сповільнення VAZ-2112 Лада-спорт

Рисунок 6 – Вплив підйомної та притискної сили на динаміку гальмування ТЗ



а – залежність коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою від швидкості руху;
б – графік сповільнення автобуса Neoplan Tourliner

Рисунок 7 – Вплив залежності коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою від швидкості руху на динаміку гальмування ТЗ

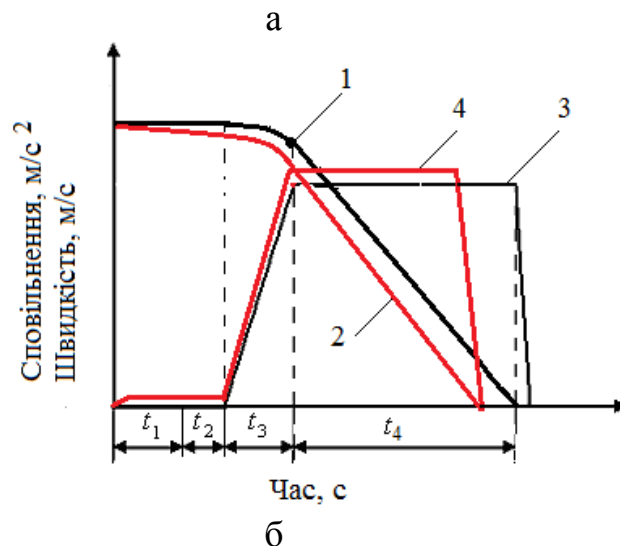
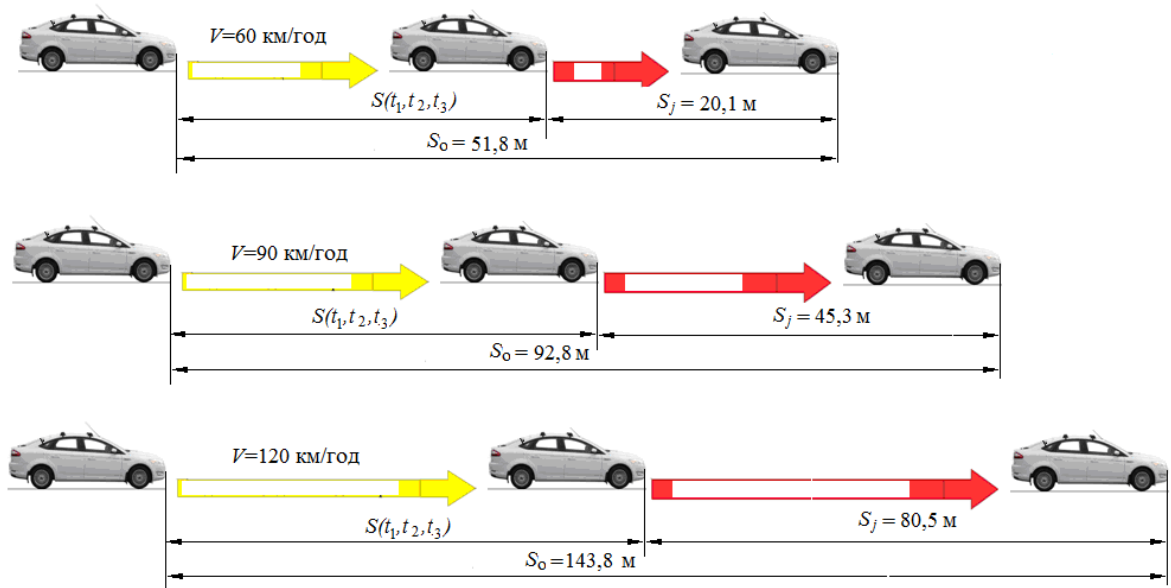
Щоб покращити точність розрахунку ще одного параметра ефективності гальмування ТЗ, а саме гальмівного (зупинного) шляху, за новою інтерпретацією розглянутий весь процес гальмування. Річ у том, що існуючі розрахункові методи враховують дію зовнішніх сил – опір повітря P_w , опір коченню коліс $P_f = fG_a \cos \lambda$ та опір підйому $P_a = G_a \sin \lambda$ не на всій довжині зупинного шляху S_0 , а тільки на ділянці гальмування з усталеним сповільненням S_j . Це означає, що існуючі методи оцінки ефективності гальмування ТЗ не враховують дію цих зовнішніх сил на 40–60 % довжини зупинного шляху ТЗ (рис. 8, а).

У традиційному вигляді криві 1 і 3 гальмівної діаграми відображають процес гальмування ТЗ, коли вплив сил P_w , P_f і P_a не враховується на ділянках гальмування, що відповідають інтервалам часу t_1 , t_2 , t_3 (рис. 8, б). Згідно з висунутою гіпотезою всі названі вище сили діють і впливають на процес гальмування ТЗ постійно, тобто з самого початку і на всіх ділянках зупинного шляху ТЗ. Такій уяві процесу гальмування на діаграмі відповідають криві 2 і 4 – відповідно швидкості руху та сповільнення.

Сповільнення j_w , яке буде діяти на ділянках гальмування зупинного шляху t_1 і t_2 , тобто з моменту реагування водія на небезпеку і до моменту спрацьовування гальм, можна визначити за математичною моделлю у диференціальному поданні

$$\begin{cases} -\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta_j} \left(f \cos \lambda \pm \sin \lambda + \frac{0,5c_x \rho F_x v^2}{G_a} \right), \\ v(0) = v_a, \end{cases} \quad (8)$$

де v_a – швидкість руху ТЗ у момент реагування водія на небезпеку, м/с.

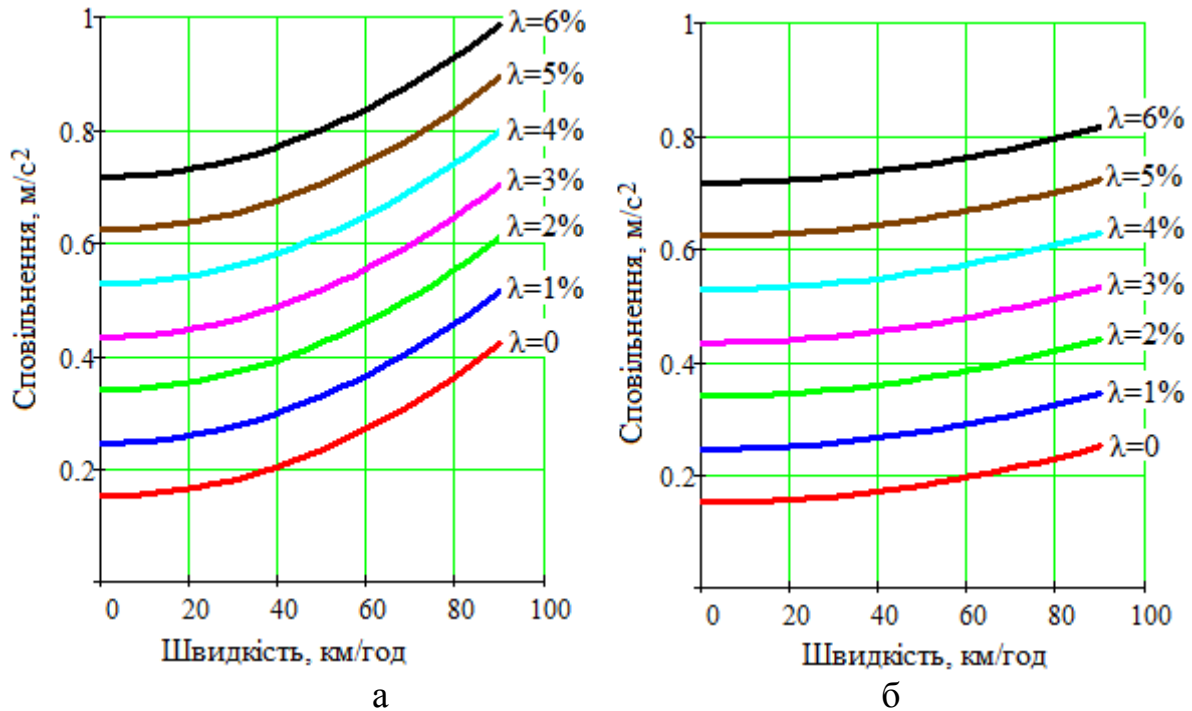


а – складові зупинного шляху; б – гальмівна діаграма; 1, 2 – відповідно швидкість та сповільнення ТЗ без урахування дії сил P_w , P_f , P_α ; 3, 4 – відповідно швидкість та сповільнення ТЗ з урахуванням дії сил P_w , P_f , P_α ; t_1 – час реакції водія; t_2 – час запізнювання спрацювання гальм, t_3 – час наростання сповільнення, t_4 – час гальмування в усталеній фазі

Рисунок 8 – Параметри процесу гальмування ТЗ

Аналіз математичної моделі (8) показує, по-перше, якщо при початковій швидкості гальмування, наприклад, 90 км/год і спорядженому стані ТЗ, його сповільнення j_w на дорозі без ухилу буде дорівнювати $0,42 \text{ м/с}^2$ (рис. 9, а), то при повній масі – сповільнення j_w зменшується до $0,23 \text{ м/с}^2$ (рис. 9, б).

По-друге, дія сили опору підйому при допустимому ухилі дорозі до 6% здатна значно збільшувати величину сповільнення j_w , аж до 1 м/с^2 . По-третє, можна прийняти обґрунтоване припущення про те, що за суму інтервалів часу реакції водія t_1 та часу запізнювання спрацювання гальм t_2 (що становить не більше $1,5\text{--}2 \text{ с}$) ТЗ буде рухатися практично з постійним сповільненням j_w , величина якого залежить тільки від дії зовнішніх сил опору руху – P_w , P_f , P_α .



а – у спорядженому стані; б – з повною масою; λ – похил довжину дороги

Рисунок 9 – Розрахунок сповільнення j_w автобусу Neoplan Tourliner на ділянках зупинного шляху, де гальмування відбувається тільки під дією сил P_w , P_f , P_a

Саме на підставі більш точного опису процесу гальмування ТЗ складена математична модель зупинного шляху S_0 у вигляді диференціальних рівнянь, які послідовно визначають параметри руху $v(t)$ і $S(t)$ на ділянках S_{1+2} , S_3 , S_j , що відповідають інтервалам часу $t_1 + t_2$, t_3 , t_4 :

– для ділянки $S(t_1, t_2)$

$$\begin{cases} -\frac{dv}{dt} = j_w, \\ v(0) = v_a. \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} \frac{dS_{1+2}}{dt} = v_a - \frac{j_w t}{2}, \\ S_{1+2}(0) = 0. \end{cases} \quad (10)$$

– для ділянки $S(t_3)$

$$\begin{cases} -\frac{dv}{dt} = \frac{j_{ycr} t}{t_3}, \\ v(0) = v_2. \end{cases} \quad (11)$$

$$\begin{cases} \frac{dS_3}{dt} = v_2 - \frac{j_{ycr} t^2}{2t_3}, \\ S_3(0) = 0. \end{cases} \quad (12)$$

– для ділянки $S(t_4)$

$$\begin{cases} dS_j = -\frac{\delta_j}{g} \left[\frac{v dv}{(\varphi + f) \cos \lambda \pm \sin \lambda + \frac{0,5c_x \rho F_x v^2}{G_a} - \frac{0,5c_y \rho F_y v^2}{G_a} (\varphi + f)} \right], \\ S_j(0) = 0. \end{cases} \quad (13)$$

або

$$\begin{cases} -\frac{dv}{dt} = j_{\text{уст}}, \\ v(0) = v_0 = v_2 - \frac{j_{\text{уст}} t_3}{2}. \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} \frac{dS_j}{dt} = v(t) = v_2 - \frac{j_{\text{уст}} t_3}{2} - j_{\text{уст}} t, \\ S_j(0) = 0. \end{cases} \quad (15)$$

Після інтегрування диференціальних рівнянь (9)–(15) отримані їх рішення, які дають можливість визначити зупинний шлях ТЗ, як

$$\begin{cases} S_0 = S_{1+2} + S_3 + S_j, \\ S_{1+2} = v_a(t_1 + t_2) - \frac{j_w(t_1 + t_2)^2}{2}, \\ S_3 = v_2 t_3 - \frac{j_{\text{уст}} t_3^2}{6}, \\ S_j = \frac{\delta_j}{g \rho} \frac{G_a}{(c_x F_x - c_y F_y (\varphi + f))} \times \\ \times \ln \frac{(\varphi + f) \cos \lambda \pm \sin \lambda + \frac{0,5c_x \rho F_x - 0,5c_y \rho F_y (\varphi + f)}{G_a} v_0^2}{(\varphi + f) \cos \lambda \pm \sin \lambda}. \end{cases} \quad (16)$$

або

$$\begin{aligned} S_0 = & \left(t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2} \right) v_a + \frac{v_a^2}{2 j_{\text{уст}}} - \\ & - j_w(t_1 + t_2) \left(\frac{t_3}{2} + \frac{1}{j_{\text{уст}}} \left(v_a - \frac{j_w(t_1 + t_2)}{2} \right) + \frac{(t_1 + t_2)}{2} \right) - \frac{7}{24} j_{\text{уст}} t_3^2. \end{aligned} \quad (17)$$

Для тих випадків, коли треба визначити не зупинний S_0 , а гальмівний шлях S_T (без урахування часу t_1), із виразу (17) отримаємо

$$S_T = \left(t_2 + \frac{t_3}{2}\right)v_a + \frac{v_a^2}{2j_{\text{уст}}} - j_w t_2 \left(\frac{t_3}{2} + \frac{1}{j_{\text{уст}}} \left(v_a - \frac{j_w t_2}{2}\right) + \frac{t_2}{2}\right) - \frac{7}{24} j_{\text{уст}} t_3^2. \quad (18)$$

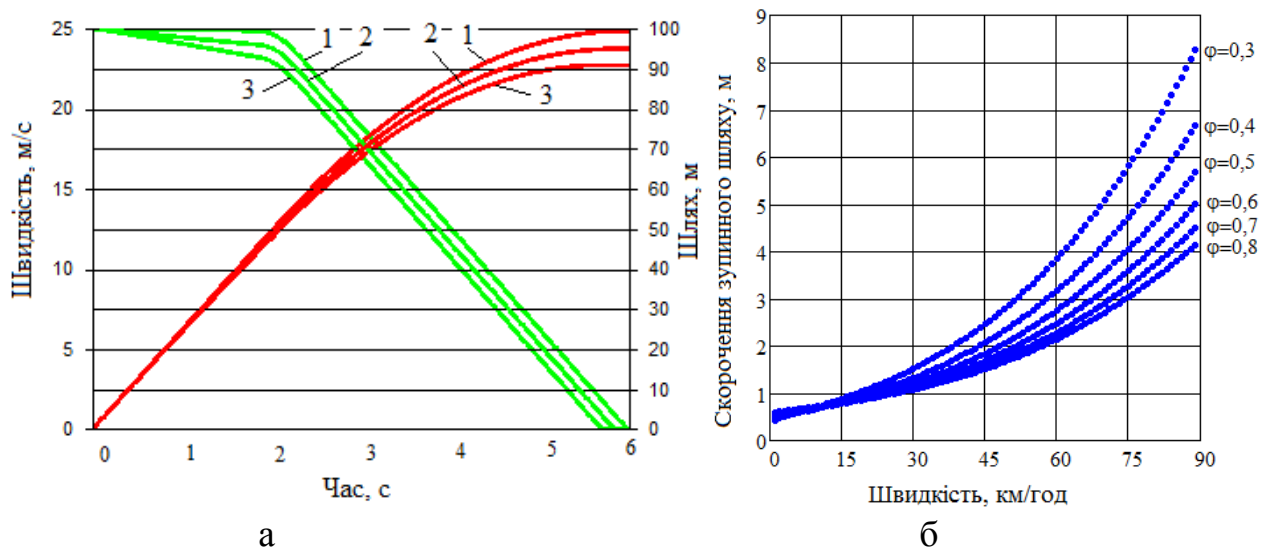
Якщо позначити останній многочлен у формулі (17) через S_w , то запис формули для розрахунку зупинного шляху спрощується

$$S_0 = \left(t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2}\right)v_a + \frac{v_a^2}{2j_{\text{уст}}} - S_w, \quad (19)$$

де S_w – відстань на яку буде зменшуватися розрахункове значення зупинного шляху під дією зовнішніх сил опору руху на інтервалах часу t_1 , t_2 , t_3 ,

$$S_w = j_w (t_1 + t_2) \left(\frac{t_3}{2} + \frac{1}{j_{\text{уст}}} \left(v_a - \frac{j_w (t_1 + t_2)}{2}\right) + \frac{(t_1 + t_2)}{2}\right) + \frac{7}{24} j_{\text{уст}} t_3^2, \text{ м.}$$

Аналіз розробленої математичної моделі зупинного шляху показує, що при врахуванні впливу опору повітря, опору коченню коліс та опору підйому не тільки в усталеній фазі гальмування, а і під час реакції водія та час спрацьовування гальм, зупинний шлях S_0 буде зменшуватися на певну величину відстані S_w (рис. 10).



а – залежність довжини зупинного шляху від методу розрахунку;
б – величина скорочення зупинного шляху при врахуванні сил P_w , P_f , P_a на ділянках t_1 , t_2 , t_3 ; 1 – за існуючим методом; 2 – за розробленим методом; 3 – за розробленим методом на підйомі з ухилом 6 %

Рисунок 10 – Розрахунок зупинного шляху ТЗ

Наприклад, якщо зупинний шлях розрахувати за існуючим методом (крива 1) і вихідними даними $t_1 = 1,6$ с, $t_2 = 0,2$ с, $t_3 = 0,4$ с, $j_{\text{уст}} = 6,4$ м/с², $v_a = 25$ м/с, а потім розрахувати S_0 за формулою (19) із тими ж даними, але з урахуванням сповільнення $j_w = 0,5$ м/с², яке буде діяти протягом часу t_1 , t_2 , то зупинний шлях

ТЗ буде зменшуватися на 4,3 м (крива 2). При цих же даних, але при русі на підйом з нахилом 6 % зупинний шлях ТЗ буде зменшуватися на 9 м (крива 3) (див. рис. 10, а). Величина скорочення зупинного шляху буде залежати також від початкової швидкості гальмування і коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою (рис. 10, б). Отримані результати розрахунків характерні для ТЗ різних категорій, але у спорядженому стані. Якщо ТЗ знаходяться у стані, що відповідає повній масі, то величина сповільнення j_w декілька зменшується, але все одно впливає на скорочення довжини зупинного шляху.

У четвертому розділі «Імовірнісні моделі стохастичної природи динаміки гальмування автомобіля» досліджений вплив конструкцій гальмівних систем, зокрема, наявність в них АБС, на ефективність гальмування ТЗ. Розглянуто два варіаційних ряду випадкової величини усталеного сповільнення ТЗ: перший варіаційний ряд – це сучасні легкові автомобілі, гальмівні системи яких включають в себе АБС; другий варіаційний ряд – легкові автомобілі з застарілою конструкцією гальмівних систем – без АБС.

Ключовим моментом у статистичному аналізі динаміки гальмування ТЗ є встановлення діапазонів зміни випадкової величини усталеного сповільнення, які за даними пошукового експерименту при гальмуваннях на сухому рівному асфальтобетонному покритті знаходяться в межах від 7,4 до 8,8 м/с² – у легкових автомобілів з АБС та від 6,2 до 7,6 м/с² – у легкових автомобілів без АБС (рис. 11).

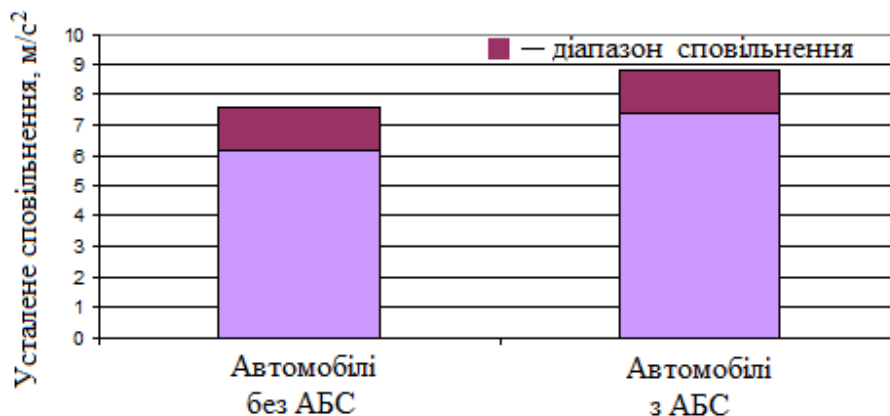


Рисунок 11 – Динаміка гальмування автомобілів категорії M_1

Для отримання теоретичного закону щільності розподілу випадкової величини усталеного сповільнення визначені її статистики. Для першого варіаційного ряду: обсяг ряду – 80 вимірювань; статистичне середнє 8,14 м/с²; мода 8,10 м/с²; середньоквадратичне відхилення 0,36 м/с²; дисперсія 0,13 (м/с²)²; коефіцієнт варіації 4,4 %. Статистики другого варіаційного ряду: обсяг ряду – 80 вимірювань; статистичне середнє 6,91 м/с²; мода 6,90 м/с²; середньоквадратичне відхилення 0,43 м/с²; дисперсія 0,18 (м/с²)²; коефіцієнт варіації 6,2 %.

Одержані теоретичні закони щільності розподілу випадкової величини усталеного сповільнення, який має вигляд нормального закону розподілу (рис. 12):

– для першого варіаційного ряду

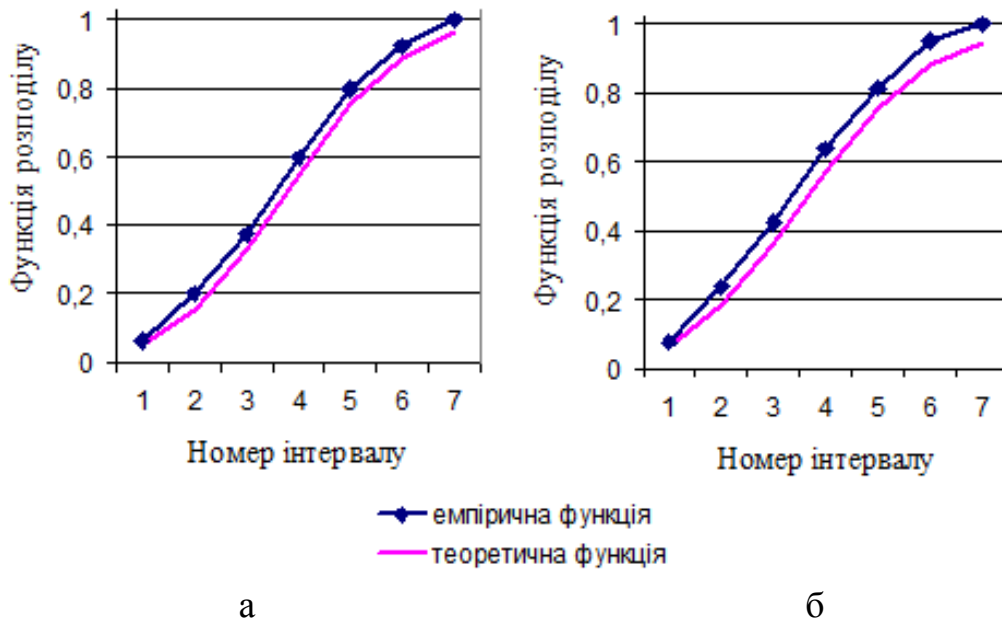
$$f(x) = 1,11e^{-\frac{(x-8,14)^2}{0,26}}, \quad (20)$$

– для автомобілів з АБС

$$j_{\text{уст}} = (0,5 + 9,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda, \quad (22)$$

– для автомобілів без АБС

$$j_{\text{уст}} = (0,35 + 8,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda. \quad (23)$$



а – Перший варіаційний ряд (легкові автомобілі з АБС); б – другий варіаційний ряд (легкові автомобілі без АБС)

Рисунок 13 – Функції розподілу випадкової величини усталеного сповільнення

Після підстановки рівнянь (22) і (23) у вираз (17), одержані формули для розрахунку зупинного шляху ТЗ з урахуванням тенденції розвитку конструкції гальмівної системи:

– для легкових автомобілів з АБС

$$S_0 = \left(t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2} \right) v_a + \frac{v_a^2}{2 \left((0,5 + 9,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda \right)} -$$

$$- j_w (t_1 + t_2) \left(\frac{t_3}{2} + \frac{1}{(0,5 + 9,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda} \left(v_a - \frac{j_w (t_1 + t_2)}{2} \right) + \frac{(t_1 + t_2)}{2} \right) - \quad (24)$$

$$- \frac{7}{24} t_3^2 \left((0,5 + 9,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda \right);$$

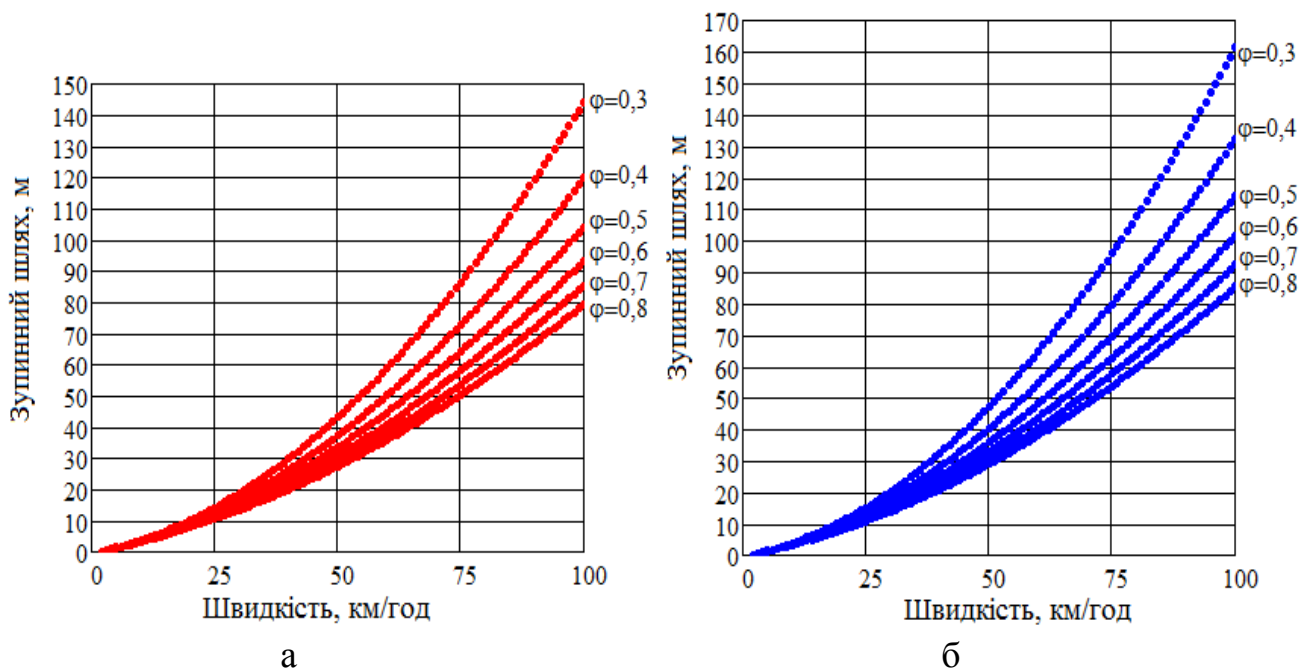
– для легкових автомобілів без АБС

$$S_0 = \left(t_1 + t_2 + \frac{t_3}{2} \right) v_a + \frac{v_a^2}{2 \left((0,35 + 8,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda \right)} -$$

$$- j_w (t_1 + t_2) \left(\frac{t_3}{2} + \frac{1}{(0,35 + 8,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda} \left(v_a - \frac{j_w (t_1 + t_2)}{2} \right) + \frac{(t_1 + t_2)}{2} \right) - \quad (25)$$

$$- \frac{7}{24} t_3^2 \left((0,35 + 8,5\varphi) \cos \lambda \pm \frac{g}{\delta_j} \sin \lambda \right).$$

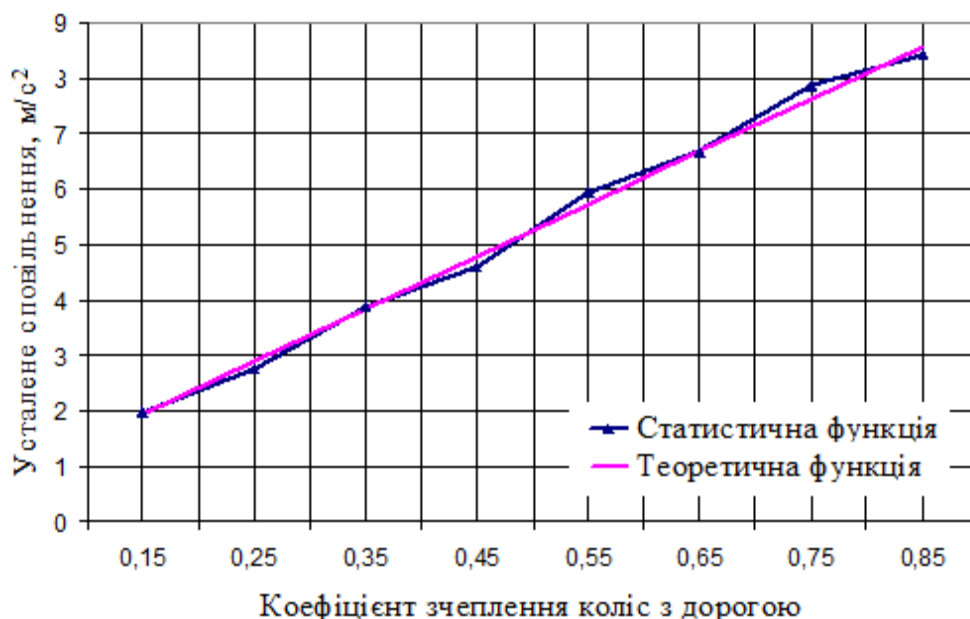
Виконаний аналіз отриманих виразів (24) і (25), згідно з яким довжина зупинного шляху автомобілів категорії M_1 з АБС буде на 6,8–10,6 % меншою (рис. 14, а), ніж у автомобілів тієї ж категорії, але без АБС (рис. 14, б). Розрахунок здійснений для наступних вихідних даних – $t_1 = 1,0$ с, $t_2 = 0,1$ с, $t_3 = 0,25$ с, $\varphi = 0,3$ – $0,8$, початкова швидкість гальмування до 100 км/год.



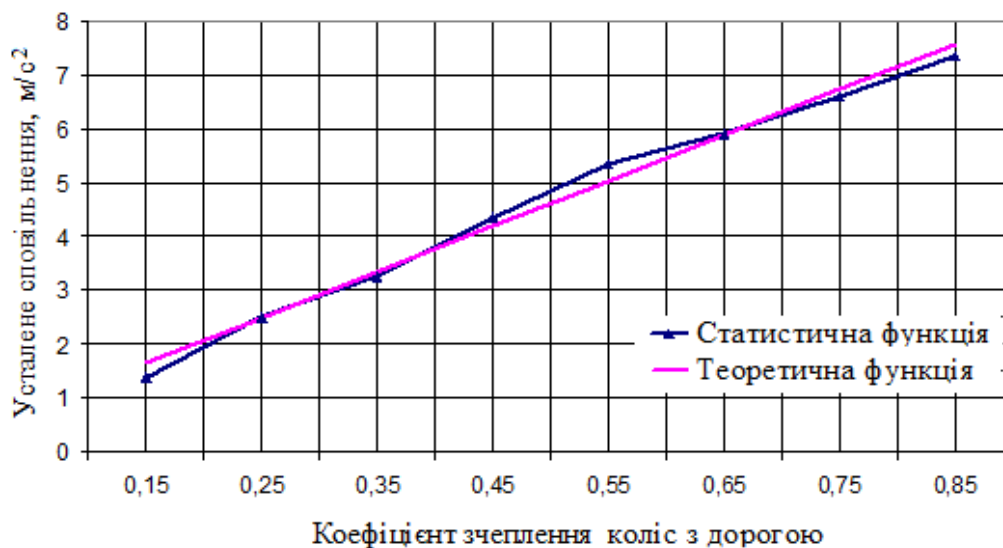
а – автомобілі з АБС; б – автомобілі без АБС; φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою

Рисунок 14 – Розрахункова довжина зупинного шляху ТЗ категорії M_1

Виконана перевірка адекватності розроблених регресійних моделей (22) і (23) (рис. 15).



а



б

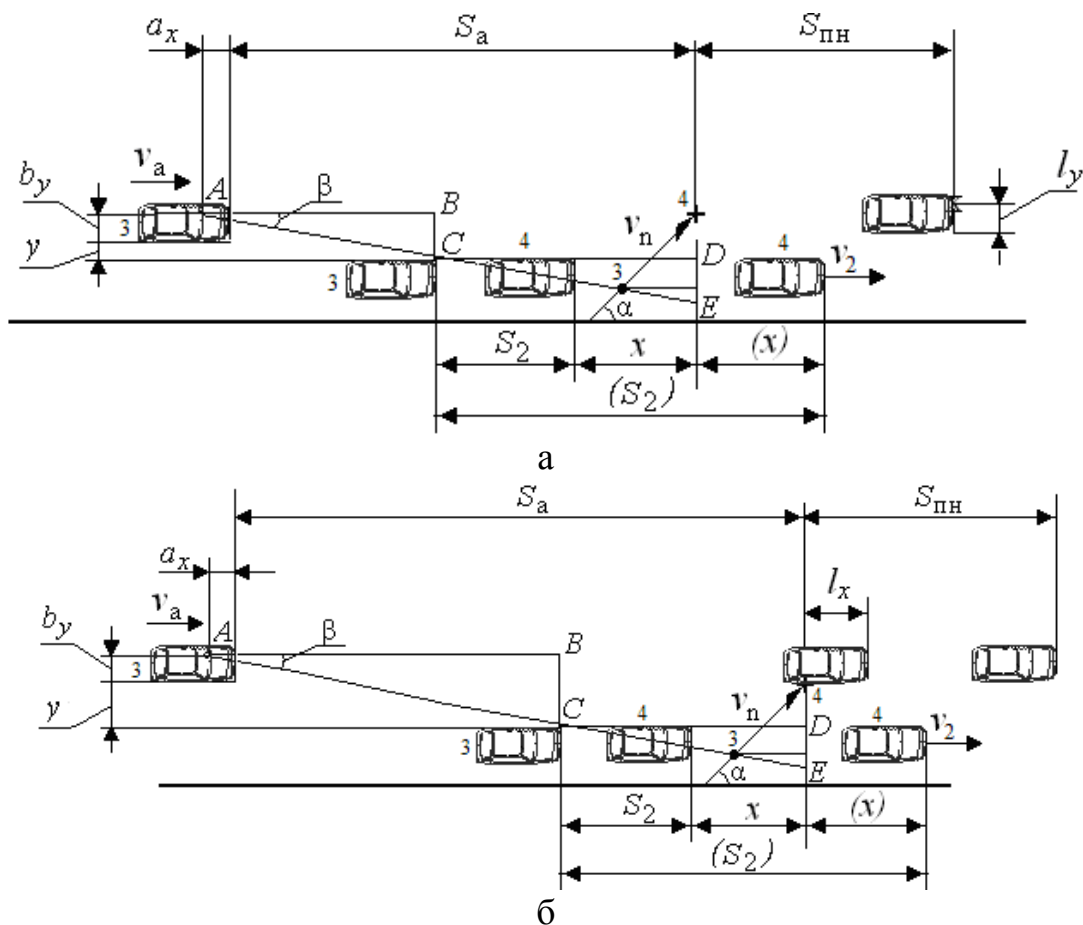
а – легкові автомобілі з АБС; б – легкові автомобілі без АБС

Рисунок 15 – Динаміка гальмування ТЗ – залежність усталеного сповільнення від коефіцієнта зчеплення

Той факт, що середньоквадратична погрішність між теоретичними і статистичними функціями регресії незначна (0,15–0,18 м/с²), а коефіцієнт кореляції високий, вказує на встановлений тісний зв'язок між коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою і динамікою гальмування ТЗ з урахуванням тенденції розвитку конструкції гальмівної системи – наявності чи відсутності АБС.

У п'ятому розділі «Оцінка ефективності гальмування транспортного засобу в структурі дослідження дорожньо-транспортної пригоди» розглянуті складні види ДТП в режимі гальмування ТЗ, до яких, у першу чергу, належать наїзди на пішохода. Річ у тому, що в Україні за даними ВООЗ щорічно в ДТП гине близько 9,5 тис. людей, з яких приблизно половина є пішоходами.

До цього часу складні види наїзду на пішохода, коли оглядовість обмежена рухомою перешкодою, вирішуються графічно-розрахунковим методом, який передбачає наявність слідів гальмування (юзу) на дорожньому покритті. В даній роботі розроблений метод, який дозволяє вирішити задачу в аналітичній формі при відсутності слідів юзу. Розташування автомобіля та пішохода, в момент появи останнього в полі видимості водія, обчислюється виходячи із двох умов – кінематичної і геометричної. Кінематична умова полягає в тому, що за деякий певний час t_n , з моменту появи пішохода в полі оглядовості водія до моменту наїзду, пішохід, автомобіль і рухома перешкода проходять відповідно певні шляхи – S_n , S_a і S_2 . Геометрична умова полягає в тому, що в момент появи пішохода в полі оглядовості водія, вони будуть знаходитися на одній лінії з лівим габаритним кутом рухомої перешкоди (рис. 16).



а – фронтальний наїзд; б – бічний наїзд; 3 – момент коли пішохід потрапив у поле оглядовості водія ТЗ; 4 – момент наїзду ТЗ на пішохода

Рисунок 16 – Розрахункова схема розташування ТЗ, рухомої перешкоди та пішохода в різні моменти часу

Відповідно до розрахункових схем розроблені математичні моделі взаємозв'язаного руху пішохода, ТЗ і ТЗ-перешкоди для фронтального і бічного наїздів на пішохода:

$$\left\{ \begin{array}{l} (AB)(DE) - (CD)(BC) = 0, \\ AB = S_a + a_x - (S_2 \pm x), \\ BC = y + b_y, \\ CD = S_2 \pm x, \\ DE = S_i |\sin \alpha| + S_i \cos \alpha \operatorname{tg} \beta - y - l_y, \\ \operatorname{tg} \beta = \frac{BC}{AB} = \frac{y + b_y}{S_a + a_x - (S_2 \pm x)}, \\ S_i = t_i v_i, \\ S_2 = t_i v_2, \\ S_a = t_i v_a - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j}. \end{array} \right. , \quad (26)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} (AB)(DE) - (CD)(BC) = 0, \\ AB = S_a + a_x - (S_2 \pm x), \\ BC = y + b_y, \\ CD = S_2 \pm x, \\ DE = S_i |\sin \alpha| + S_i \cos \alpha \operatorname{tg} \beta - y, \\ \operatorname{tg} \beta = \frac{BC}{AB} = \frac{y + b_y}{S_a + a_x - (S_2 \pm x)}, \\ S_i = t_i v_i, \\ S_2 = t_i v_2, \\ S_a = t_i v_a - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - l_x. \end{array} \right. , \quad (27)$$

де x – поздовжня координата (у випадку дослідження наїзду на пішохода це відстань між рухомою перешкодою та місцем наїзду в момент скоєння наїзду), м; y – бічний інтервал між ТЗ, м; a_x – відстань від водія до передньої габаритної частини ТЗ, м; b_y – відстань від водія до бічної поверхні ТЗ з боку руху пішохода, м; S_2 – шлях, який проїхала рухома перешкода з моменту появи пішохода в полі оглядовості водія ТЗ до моменту скоєння наїзду, м; v_2 – швидкість рухомої перешкоди, м/с; v_H – швидкість пішохода, м/с; v_H – швидкість наїзду на пішохода, м/с; l_x ; l_y – координати місця удару на автомобілі, м; α – кут наїзду, град.; β – кут огляду, град.

Рішенням нелінійних систем (26) і (27) є квадратне рівняння з більшим значенням кореня $t_i = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$ та відповідними коефіцієнтами:

$$\begin{cases} a = v_{\pi} |\sin \alpha| (v_a - v_2), \\ b = v_{\pi} \left[|\sin \alpha| \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - (\pm x) \right) + \cos \alpha (b_y + y) \right] - v_a (l_y + y) + v_2 (l_y - b_y), \\ c = \pm x (l_y - b_y) - (l_y + y) \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} \right). \end{cases} \quad (28)$$

$$\begin{cases} a = v_{\pi} |\sin \alpha| (v_a - v_2), \\ b = v_{\pi} \left[|\sin \alpha| \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - l_x - (\pm x) \right) + \cos \alpha (y + b_y) \right] - v_a y - v_2 b_y, \\ c = -(\pm x b_y) - y \left(a_x - \frac{(v_a - v_H)^2}{2j} - l_x \right). \end{cases} \quad (29)$$

Для випадків коли пішохід вийшов із-за зустрічного ТЗ у роботі розроблені і вирішені аналогічні математичні моделі. Крім того, розроблена розрахункова модель для визначення швидкості руху ТЗ перед гальмуванням, гальма якого обладнанні АБС і не залишають слідів гальмування (юзу) на дорожньому покритті:

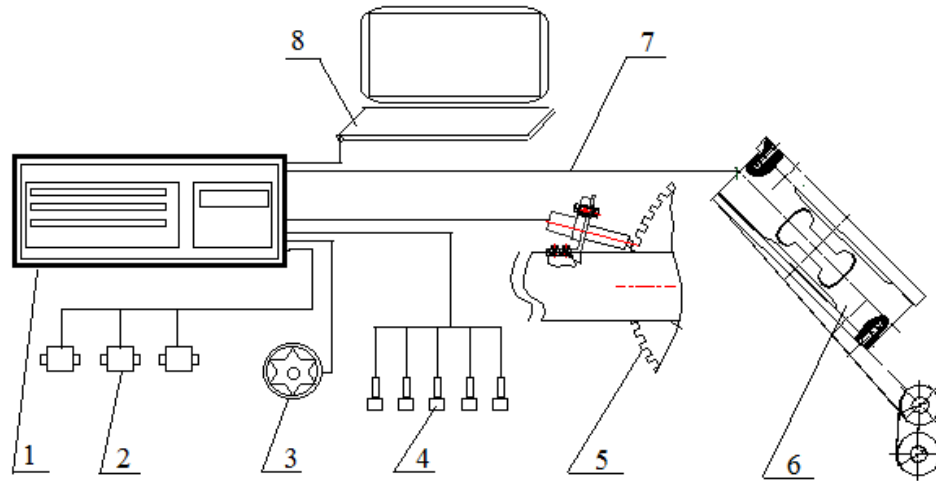
$$v_a = j_{\text{уст}} (t_1 + t_2 + 0,5t_3) \left(\sqrt{\frac{2(S_w + S_{\text{дн}} + S_{\text{пн}})}{j_{\text{уст}} (t_1 + t_2 + 0,5t_3)^2} + 1} - 1 \right), \quad (30)$$

де $S_{\text{дн}}$ – відстань від ТЗ до місця наїзду або зіткнення, на якій водій почав реагувати на небезпеку, м; $S_{\text{пн}}$ – переміщення ТЗ у режимі гальмування після наїзду на пішохода, м.

У шостому розділі «Розробка вимірювально-інформаційних систем та експериментальні дослідження» запропонований аналогово-цифровий вимірювальний комплекс для визначення параметрів руху ТЗ та викладені методика і результати багатофакторних дорожніх випробувань з оцінки ефективності гальмування ТЗ. Експериментальні дослідження проводилися понад 10 років. Виконано близько 500 випробувань на визначення ефективності гальмування ТЗ. Випробуванням були піддані легкові автомобілі і автобуси різних класів, вантажні автомобілі та автопоїзди. Крім того проводилися випробування на спортивних і саморобних ТЗ.

Для покращення точності оцінки ефективності гальмування ТЗ розроблена аналогово-цифрова вимірювальна система, яка на відміну від існуючих аналогів включає в себе тільки прямі способи вимірювання величин сповільнення, довжини зупинного шляху, швидкості та часу руху ТЗ. Це стало можливим завдяки

застосуванню комп'ютерних пристроїв нижнього 1 (для отримання інформації) та верхнього 2 (для аналізу інформації) рівнів, а також пристрою «п'яте колесо» 5 поряд з цифровими датчиками прискорень 4 та тензометричним датчиком зусилля 6 (рис. 17).



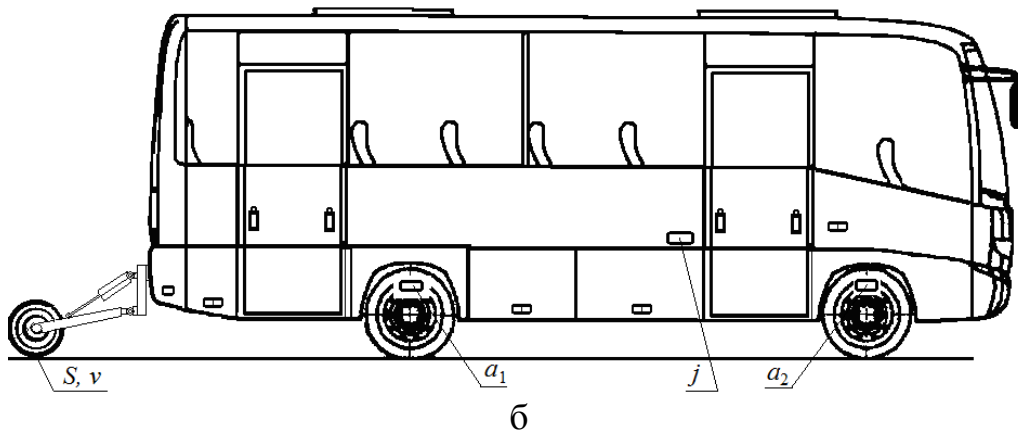
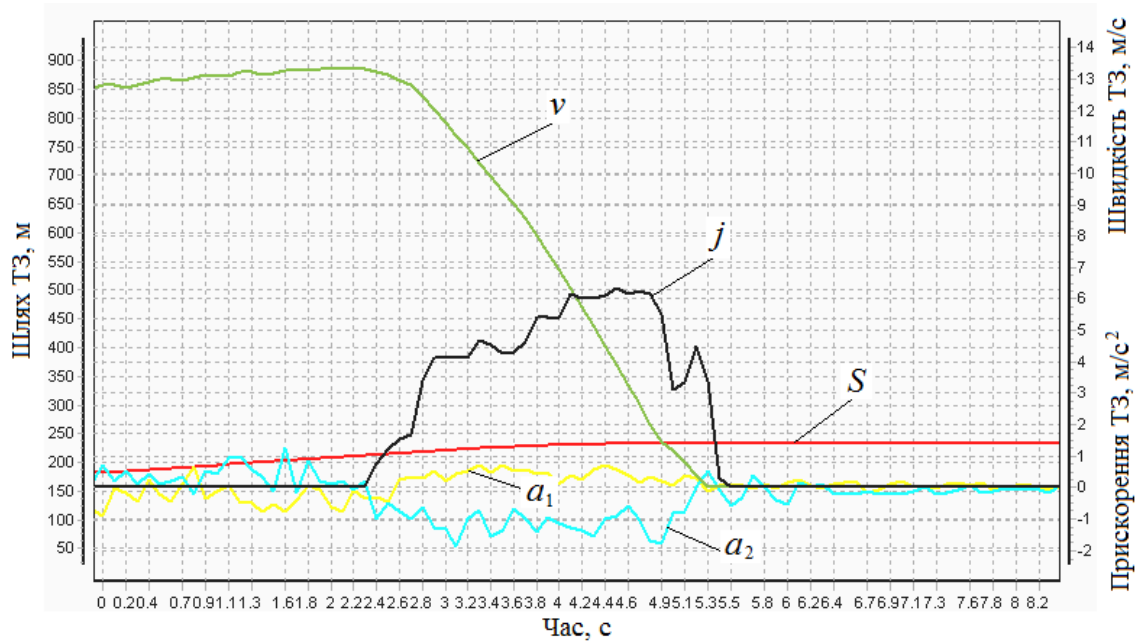
1 – контролер; 2 – датчики прискорень; 3 – резервний канал; 4 – датчики тиску; 5 – датчик обертів пристрою «п'яте колесо»; 6 – датчик зусилля; 7 – кабелі; 8 – переносний комп'ютер

Рисунок 17 – Аналогово-цифрова вимірювальна система

З використанням розробленої вимірювальної системи проведені дослідження на автобусі МАЗ-256 (рис. 18, а, б). Крім того, виконані гальмівні випробування на великих автобусах з різною кількістю поверхів (рис. 18, в, г, д) – це «одноповерховий» Volvo B12 (1998 р. випуску), «полутороповерховий» Volvo B9R (2005 р. випуску), «двоповерховий» Neoplan 122 (1996 р. випуску). На автобусі Volvo B 9R була встановлена гума марки Firestone, на інших автобусах – Fulda.

Експериментальні дослідження проводилися з використанням спеціальних приладів: електронного акселерометру «Ефект» (знаходиться на балансу лабораторії експертизи транспорту ХНАДУ і має відмітки обов'язкової щорічної метрологічної перевірки); електронного акселерометру АМХ-520 AUTOMEX (знаходиться на балансі НДЕКЦ при ГУ МВС України в Харківській обл.); пірометру (для контролю температури гальм); портативного приладу ППК МАДІ та електронного динамометру (для контролю коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою).

Як показали результати експерименту, у автобусів категорії M_3 з сучасною гальмівною системою, яка виконана на базі АБС, час спрацьовування гальм у порівнянні з існуючими експертними даними скоротився з 0,8 с до 0,5 с, а усталене сповільнення при гальмуванні збільшилось з $5,3 \text{ м/с}^2$ до $6,4 \text{ м/с}^2$. На практиці це приводить до того, що при гальмуванні автобусу категорії M_3 зі швидкості 60 км/год ($16,66 \text{ м/с}$) його реальний гальмівний шлях, за рахунок скорочення часу спрацьовування гальм, зменшується на 5,0 м, а за рахунок зростання сповільнення – на 4,5 м. При гальмуванні зі швидкості 90 км/год (25 м/с) – на 7,5 м та на 10 м відповідно.



в

г

д

а – гальмівна діаграма автобусу МАЗ-256; б – МАЗ-256 з вимірювальною системою ; в – VolvoB12; г – Volvo B9R; д – Neoplan 122; S , v – відповідно переміщення (шлях) і швидкість руху МАЗ-256 від приладу «п'яте колесо»; j – поздовжнє сповільнення від акселерометру; a_1 , a_2 – бічні прискорення відповідно передньої та задньої осі ТЗ від акселерометрів

Рисунок 18 – Експериментальні вимірювання параметрів гальмування на автобусі

Інформація про те, що ефективність гальмування легкових автомобілів, обладнаних АБС, значно відрізняється від ефективності гальмування ТЗ, які такої системи не мають, не могла залишитися без уваги з боку експертних установ. Тому, у рамках даної наукової проблеми, сумісно з фахівцями НДЕКЦ при ГУМВС України у Харківській обл., був проведений багатофакторний експеримент з оцінки ефективності гальмування автомобілів категорії M_1 . В якості об'єктів випробувань довільно вибрані 10 моделей легкових автомобілів малого, середнього та великого класу, які мають досить широке розповсюдження в Європі та, зокрема, в Україні (рис. 19).



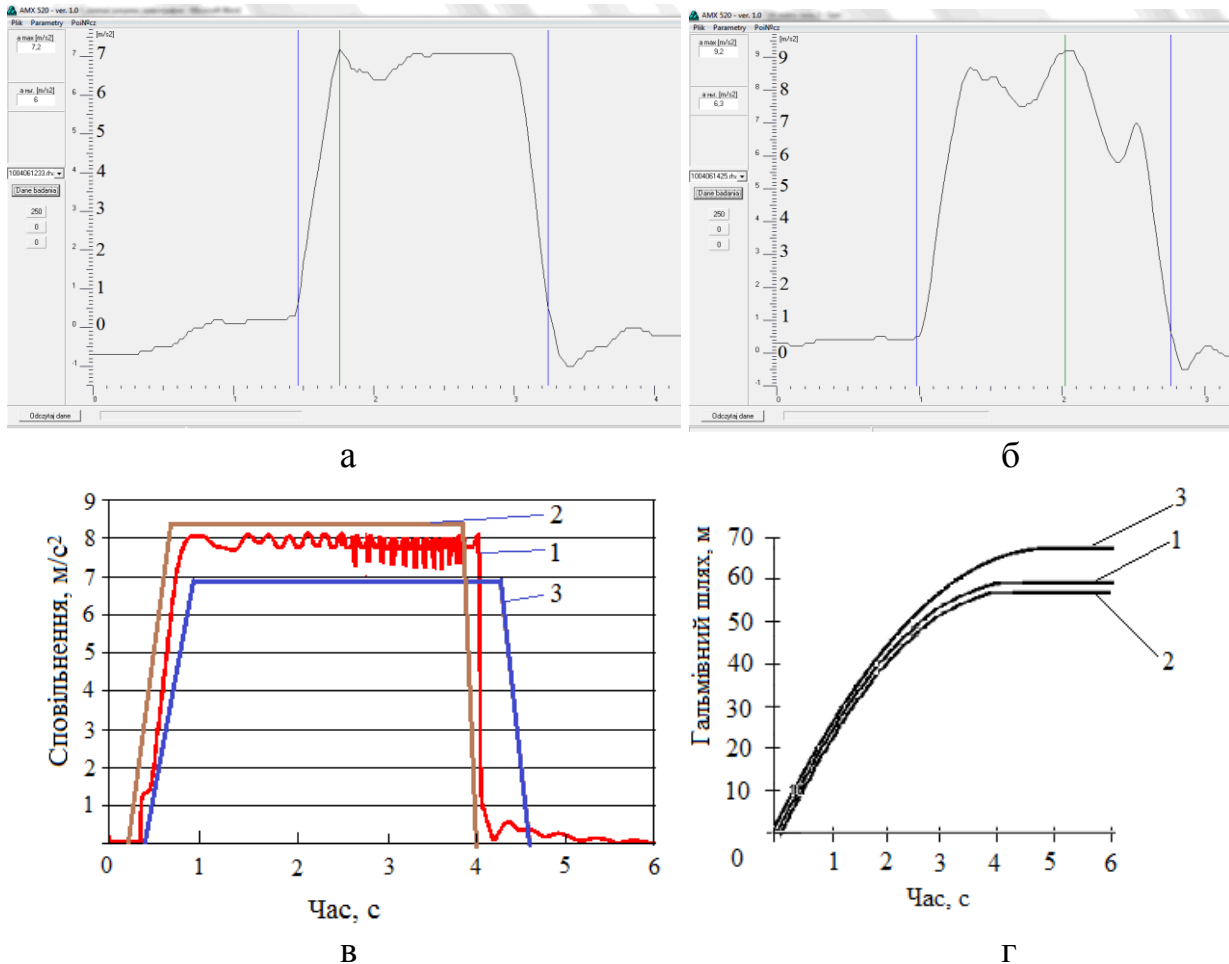
Номери об'єктів випробувань: 13 – Mitsubishi Lancer, 2008 р. вип., гума марки Barum Polaris; 14 – Mitsubishi Padjero Vagon, 2006 р. вип., гума Goodrich BF Macadam; 15 – ВАЗ 21011, 1978 р. вип., гума марки Fulda; 16 – ВАЗ 2112, 2007 р. вип., гума марки Fulda Kristal; 17 – ВАЗ 2110, 2006 р. вип., гума марки Matador MP; 18 – ВАЗ 2107, 1991 р. вип., гума марки Debica Navigator; 19 – Nisan Almera, 2007 р. вип., гума марки Fulda Kristal; 20 – Renault Laguna, 1995 р. вип., гума марки Matador MP (шипована); 21 – Ford Mondeo, 2006 р. вип., гума марки Hankong Prima Ventus; 22 – ВАЗ-автоспорт 2004 р. вип., гума марки Nokian

Рисунок 19 – Легкові автомобілі, які брали участь у гальмівних випробуваннях

Автомобілі для випробувань були вибрані різного року випуску, з різною маркою шин і були обладнані однією з двох типів гальмівних систем: з АБС – це автомобілі Ford Mondeo, Mitsubishi Lancer, Mitsubishi Padjero Vagon; з регулятором гальмівних сил (без АБС) – інші марки автомобілів. Виконано порівняння розрахункових значень ефективності гальмування ТЗ із усередненими експериментальними даними для початкової швидкості гальмування $v_a = 25$ м/с. За експериментальними даними на сухому рівному асфальтобетонному покритті у ТЗ з АБС усталене сповільнення буде дорівнювати $j_{\text{уст}} = 8,1$ м/с², а зупинний шлях – $S_0 = 59,6$ м. За запропонованим розрахунковим методом – $j_{\text{уст}} = 8,3$ м/с², $S_0 = 57,37$ м,

а за існуючим розрахунковим методом – $j_{\text{уст}} = 6,9 \text{ м/с}^2$, $S_0 = 68,77 \text{ м}$ при мінімальному часі реакції водія $t_1 = 0,6 \text{ с}$ (рис. 20).

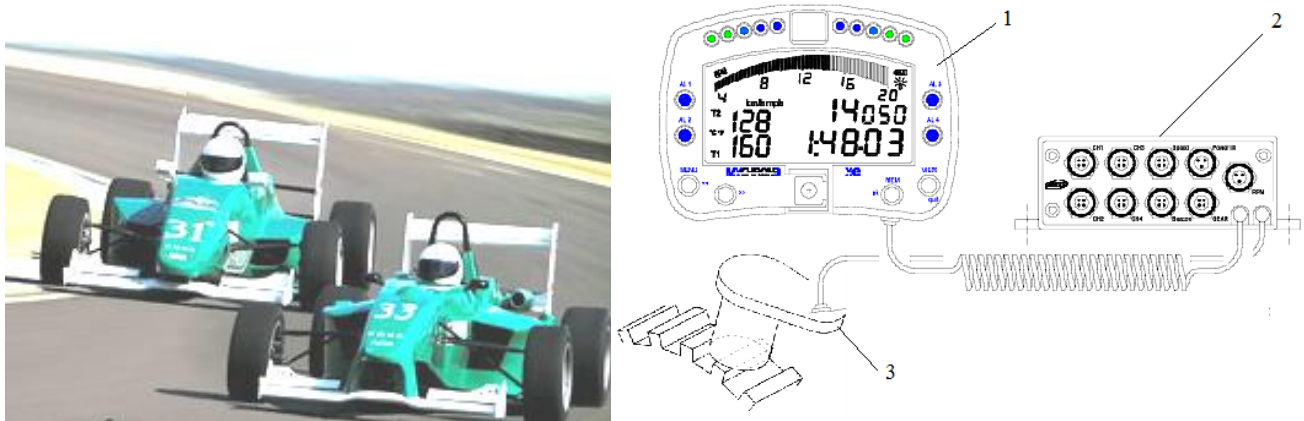
Похибка розрахунку запропонованого методу оцінки ефективності гальмування ТЗ з АБС для усталеного сповільнення – 2,4 %, зупинного шляху 3,7 %. При застосуванні існуючого експертного методу похибка розрахунку усталеного сповільнення – 14,8 %, зупинного шляху 16,6 %.



а – гальмівна діаграма ТЗ без АБС; б – гальмівна діаграма ТЗ з АБС; в – усталене сповільнення ТЗ з АБС; г – гальмівний шлях ТЗ з АБС; 1 – за експериментом; 2 – за запропонованим розрахунковим методом; 3 – за існуючим розрахунковим методом

Рисунок 20 – Оцінка ефективності гальмування автомобілів категорії M_1

Випробування з оцінки динаміки руху автомобіля на великих швидкостях здійснювались з урахуванням додаткових умов безпеки. Такі випробування проводились на закритих спортивних трасах, на спортивних автомобілях класу формула 1600, марки ХАДІ-31, ХАДІ-33 з використанням спеціального вимірювального обладнання (рис. 21). Саме до цих спортивних автомобілів наближені за своїми аеродіномічними властивостями сучасні спорткари фірм Porsche, Ferrari, Bugatti, Lamborghini, McLaren, які експлуатуються на дорогах загального користування.

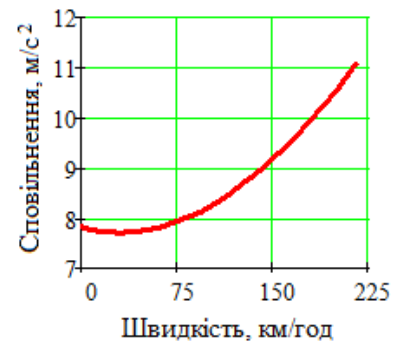


а

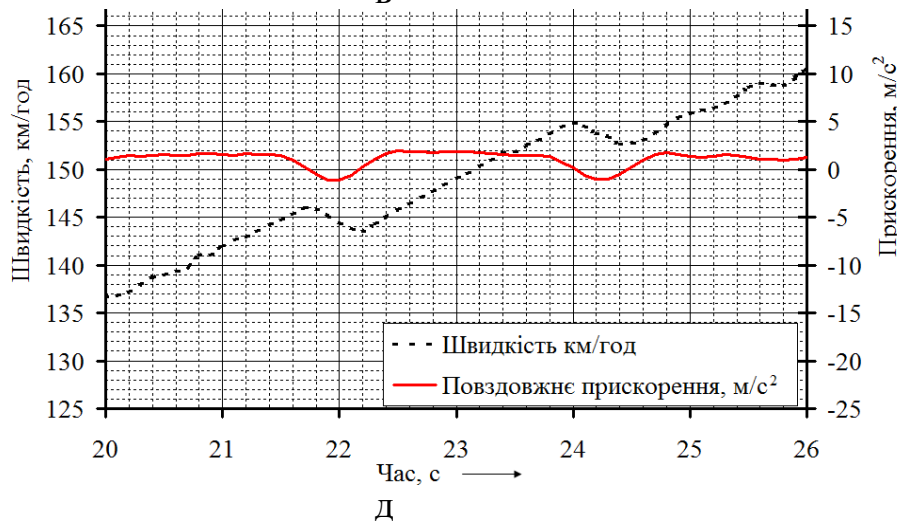
б



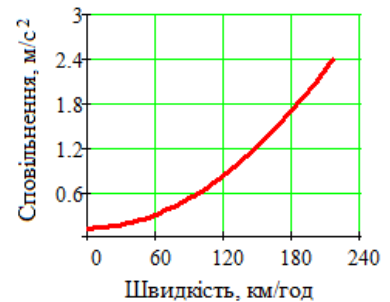
в



г



д



е

а – автомобілі для випробувань; б – прилад MyChron; в – експериментальні дані динаміки гальмування; г – розрахунковий графік динаміки гальмування; д – динаміка руху автомобіля у момент перемикання передач; е – розрахунковий графік руху автомобіля під дією сил P_w , P_f , P_{ω} ; 1 – мультідисплей; 2 – електронний блок з акселерометром; 3 – датчик обертів колеса

Рисунок 21 – Випробування автомобілів ХАДІ-31, ХАДІ-33

Аналіз отриманої експериментальної інформації показує, що сповільнення спортивного автомобіля ХАДІ-33 на швидкостях близьких до 150 км/год становить $8,9 \text{ м/с}^2$ (рис. 21, в). За розрахунковими даними, отриманими з використанням запропонованої математичної моделі сповільнення буде складати $9,3 \text{ м/с}^2$ (рис. 21, г). Таким чином, похибка складатиме 4,3 %.

Також, була перевірена запропонована теорія про наявність певної величини сповільнення j_w , з яким рухається ТЗ під дією сил P_w , P_f , P_a , після того як водій відпускає педаль акселерометра і вимикає зчеплення. На швидкості 150 км/год сповільнення автомобіля у цей момент складатиме $1,15 \text{ м/с}^2$ і з'являється практично миттєво за 0,1–0,2 с (рис. 21, д). За розрахунковими даними сповільнення буде складати $1,2 \text{ м/с}^2$ (рис. 21, е). Погрішність між розрахунковими та експериментальними даними цієї величини буде 4,2 %. Крім того, більш детальний аналіз попереднього експериментального матеріалу показує, що практично на всіх гальмівних діаграмах присутнє невелике сповільнення j_w , яке передуює інтенсивному наростанню сповільнення навіть при незначній початковій швидкості (див. рис. 20, а, б). На практиці цим фактом нехтують. Запропонована теорія та математичні моделі, що наведені у роботі, створюють метод, який згідно експериментальним даним дозволяє підвищити точність оцінки ефективності гальмування ТЗ, а значить і впливати на об'єктивність дослідження ДТП в цілому.

ВИСНОВКИ

1. У дисертації наведене теоретичне узагальнення та нове вирішення наукової проблеми, що виявляється у необхідності підвищення точності методу оцінки ефективності гальмування ТЗ при дослідженні ДТП. Відсутність єдиного методичного підходу до оцінки ефективності гальмування ТЗ призводить до значної похибки цієї оцінки, яка складає за опублікованими в науково-технічній літературі даними – 5–30 %.

2. Проведені багатофакторні дорожні гальмівні випробування ТЗ категорій M_1 , M_2 , M_3 , N_1 , N_2 , N_3 , L з різними гальмівними системами та марками шин. Отримані результати довели, що є суттєва різниця між динамікою гальмування легкових автомобілів з АБС та без неї. Ця різниця складає в середньому 14,8 %. Крім того, ефективність гальмування сучасних автобусів категорії M_3 та легкових автомобілів категорії M_1 , які обладнані АБС, значно відрізняється від тих даних, що застосовують експерти під час дослідження ДТП. Ця різниця складає в середньому 17,2 %.

3. За допомогою методу диференціювання та інтегрування складної функції розроблена і вирішена детермінована математична модель динаміки екстреного гальмування ТЗ, яка дозволяє враховувати вплив на ефективність гальмування, діючих у реальних умовах руху, притискної або підйомної сили, що раніше у розрахункових моделях до уваги не приймалось. Це дає можливість у автомобілів категорії M_1 , які обладнані сучасними аеродинамічними пристроями (антикрилами, спойлерами та ін.), уточнити розрахунок сповільнення на 12 %.

4. З використанням методів математичної статистики та теорії імовірності доведено статистичну гіпотезу про те, що випадкова величина усталеного сповільнення ТЗ підпорядковується нормальному закону розподілу у межах окремо взятої категорії ТЗ та з урахуванням типу і конструкції гальмівної системи. Отримані імовірності, які порівнюють розподіл випадкової величини з перевіреними даними, є високими і складають 0,96–0,98 за критерієм А.Н. Колмогорова і 0,8–0,9 за критерієм χ^2 -Пірсона для рівня значущості $\alpha = 0,05$.

5. Розроблені емпіричні математичні моделі, які дозволяють враховувати вплив роботи АБС на ефективність гальмування ТЗ. Довжина зупинного шляху автомобілів категорії M_1 з АБС буде на 6,8–10,6 % меншою, ніж у автомобілів тієї ж категорії, але без АБС.

6. Запропонована диференціальна математична модель для визначення зупинного шляху ТЗ, яка більш точно відповідає реальному процесу гальмування, тому що враховує дії сил опору повітря, опору руху та опору підйому не тільки в усталеній фазі гальмування, але і під час реакції водія та час спрацьовування гальм. Це дозволяє уточнити розрахунок довжини зупинного шляху, наприклад, для ТЗ у спорядженому стані при початковій швидкості гальмування 90 км/год – на 4,3 %, а при наявності 6 % ухилу дороги – на 9 %.

7. Розроблена аналогово-цифрова вимірювальна система дозволила зменшити похибки вимірювання гальмівного шляху до $\pm 1,05$ % (допускається $\pm 1,5$ %), сповільнення до $\pm 1,02$ % (допускається $\pm 4,0$ %), а також швидкості руху до ± 1 % (допускається $\pm 1,5$ %), тиску у гальмівній системі до 1,16 %, зусилля на педалі гальм до 0,33 %, вимірів інтервалів часу до 0,1 %. Частота опитування датчиків системи складає 100 Гц, що на порядок вище існуючих аналогів.

8. Завдяки розробленій аналогово-цифровій вимірювальній системі з підвищеною точністю визначено, що у автобусів категорії M_3 з сучасною гальмівною системою скоротився час спрацьовування гальм у порівнянні з існуючими експертними даними на 37,5 % та покращилася динаміка гальмування на 14 %. Отримані результати дозволяють при певних умовах на 20 % точніше визначити довжину зупинного шляху ніж методи, якими користуються експерти при дослідженні ДТП. Похибка між розрахунковими та експериментальними даними не перевищує 4–5%.

9. Удосконалений у роботі метод оцінки ефективності гальмування ТЗ дозволяє знизити похибку розрахунку параметрів ефективності гальмування ТЗ категорії M_1 , гальма яких обладнані АБС, за величиною усталеного сповільнення – з 14,8 до 2,4 %, за довжиною зупинного шляху – з 16,6 до 3,7 %.

10. Унікальність і актуальність розробленого методу полягає в тому, що він дозволяє теоретично оцінити параметри ефективності гальмування найбільш технологічних і сучасних спортивних автомобілів класу «формула» і їх дорожніх прототипів – спорткарів (Porsche, Ferrari, Bugatti, Lamborghini, McLaren та ін.) з похибкою до 4,3 %, що на порядок краще, ніж точність оцінки ефективності гальмування цього класу автомобілів існуючими методами.

11. Головні результати досліджень з оцінки ефективності гальмування ТЗ, які доведені до методів, методик, алгоритмів та програм впроваджені в навчальний та науково-дослідний процеси ХНАДУ, в науково-методичну роботу експертних установ Міністерства юстиції та Міністерства внутрішніх справ України, на виробництві Харківського автомобільного заводу.

ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Основні роботи:

1. Туренко А.М. Оцінка ефективності гальмування транспортного засобу в структурі дослідження дорожньо-транспортної пригоди: монографія / А.М. Туренко, О.В. Сараєв. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 360 с.
2. Сараєв А.В. Экспериментальные исследования динамической характеристики тормозного привода полуприцепа / А.В. Сараєв // Вестник ХНАДУ: сб. научн. тр. – 2003. – Вып. 21. – С. 26–29.
3. Клименко В.И. Совершенствование измерительного комплекса для исследования эксплуатационных свойств автомобиля / В.И. Клименко, А.В. Сараєв // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. – 2003. – Вып. 13. – С. 206–209.
4. Сараєв О.В. Математична модель процесу автоматичного гальмування напівприцепа / О.В. Сараєв // Вісник НТУ «ХП»: зб. наукових праць. – 2005. – Вип. 13. – С. 102–106.
5. Дубонос К.В. Расчет механизма наезда на пешехода при ограниченной обзорности в режиме торможения автомобиля / К.В. Дубонос, В.И. Клименко, Е.Б. Решетников, А.В. Сараєв // Криміналістичний вісник: наук.-практ. зб. ДНДЕКЦ МВС України; КНУВС. – 2007. – №1(7). – С. 66–79.
6. Туренко А.Н. Исследование тормозной динамики автомобиля при анализе дорожно-транспортного происшествия / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, А.В. Сараєв, А.О. Малявин // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. – 2010. – Вып. 26. – С. 17–22.
7. Клименко В.І. Дослідження впливу антиблокувальної системи на ефективність гальмування легкового автомобіля / В.І. Клименко, І.А. Давіденко, О.В. Сараєв // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. – 2011. – Вып. 29. – С. 245–249.
8. Сараєв О.В. Аналіз можливості уникнути наїзду на пішохода шляхом своєчасного гальмування / О.В. Сараєв // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. – 2013. – Вып. 33. – С. 99–104.
9. Сараєв О.В. Проблемні питання визначення параметрів руху транспортних засобів при дослідженні ДТП / О.В. Сараєв // Вестник ХНАДУ: сб. научн. тр. – 2013. – Вып. 61–62. – С. 174–178.
10. Сараєв О.В. Новітні технології дослідження обставин дорожньо-транспортної пригоди / О.В. Сараєв // Вісник національного транспортного університету. – 2013. – Вип. 28. – С. 405–414.

11. Сараєв О.В. Інформаційна система аналізу та дослідження дорожньо-транспортних пригод / О.В. Сараєв // Управління проектами, системний аналіз і логіка: науковий журнал. – 2013. – Вип. 12. – С. 163–169.

12. Сараєв О.В. Метод оцінки гальмової ефективності при дослідженні зіткнення транспортних засобів / О.В. Сараєв // Вісті автомобільно-дорожнього інституту: науково-практичний збірник. – 2013. – №2(17). – С. 40–46.

13. Сараєв О.В. Аналіз сучасних показників дорожньо-транспортних пригод / О.В. Сараєв // Вестник ХНАДУ: сб. научн. тр. – 2013. Вып. 63. – С. 101–106.

14. Стариков Е.Л. Синтез расчетного и экспериментального методов исследования маневра автомобиля / Е.Л. Стариков, А.В. Сараев // Криміналістичний вісник: наук.-практ. зб. ДНДЕКС МВС України; НАВС. – 2013. – №2(20). – С. 184–192.

15. Сараєв А.В. Математическое моделирование процесса экстренной остановки автомобиля / А.В. Сараев // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: зб. наук. пр. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – 2014. – № 9 (1052). – С. 132–139.

16. Сараєв О.В. Використання прикладних комп'ютерних програм при дослідженні дорожньо-транспортної пригоди / О.В. Сараєв, С.В. Данець // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). – 2014. – Вип. 45 (травень-червень). – С. 492–499.

17. Сараєв А.В. Информационное и метрологическое обеспечение аналогово-цифрового измерительного комплекса для исследования эксплуатационных свойств автомобиля / А.В. Сараев // Радіоелектронні і комп'ютерні системи: науково-технічний журнал. – 2014. – № 2(66). – С. 155–163.

18. Сараєв О.В. Дослідження можливості запобігання зіткненню транспортних засобів шляхом своєчасного гальмування / О.В. Сараєв // Вестник ЖДТУ: сб. научн. тр. – 2014. – Вип. 69. – С. 204–212.

19. Сараєв О.В. Результати гальмівних випробувань автобуса категорії M_3 стосовно до експертної практики / О.В. Сараєв // Вестник ПНТУ ім. Юрія Кондратюка: сб. научн. тр. – 2014. – С. 32–40.

20. Туренко А.М. Ходова лабораторія для дослідження експлуатаційних властивостей автомобіля / А.М. Туренко, В.І. Клименко, О.В. Сараєв // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування: зб. наук. пр. – 2014. – № 22 (1065). – С. 13–21.

21. Сараєв О.В. Момент небезпеки для руху водія в умовах недостатньої видимості з урахуванням оцінки гальмівної ефективності автомобіля / О.В. Сараєв // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. – 2014. – Вып. 34. – С. 87–92.

22. Сараєв О.В. Автоматизовані методи оцінювання ефективності гальмування автомобіля при дослідженні дорожньо-транспортної пригоди / О.В. Сараєв // Теорія та практика судової експертизи і криміналістики: зб. наук. пр. – 2014. – Вип. 14. – С. 271–280.

23. Сараєв О.В. Вплив антиблокувальної системи на шлях автомобіля / О.В. Сараєв // Криміналістика и судебная экспертиза: Международный научно-методический сборник. – 2014 – Вып. 59. – С. 312–321

24. Saraev O. Regressive analysis of braking efficiency of MI category vehicles with anti-blocking brake system / O. Saraev // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2015. – Вып. 36. – С. 67–72.

25. Сараєв О.В. Алгоритм розрахунку та програмна реалізація складних видів наїзду на пішохода / О.В. Сараєв, О.С. Назаров // Вестник ХНАДУ: сб. научн. тр. – 2015. – Вып. 69. – С. 111–117.

26. Сараєв О.В. Розрахункова оцінка ефективності гальмування автомобіля з урахуванням швидкісного режиму експлуатації / О.В. Сараєв // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Технічні науки»). – 2016. – Вип. 55. – С. 350–354.

27. Сараев А.В. Исследования дорожно-транспортного происшествия с использованием современной информационной системы / А.В. Сараев, С.В. Данец, Е.А. Комов, Ю.В. Волков // Сборник научных трудов ВГЛТА по материалам международной заочной научно – практической конференции «Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика». – 2014. – Вип. 3, Ч. 1 (8–1). – С. 297–306.

28. Сараєв О.В. Інформаційна система автотехнічних досліджень / О.В. Сараєв // Вісник донецької академії автомобільного транспорту. – 2014. – Вип. 3. – С. 25–30.

29. Сараєв О.В. Закон нормального розподілу випадкової величини усталеного сповільнення автомобіля / О.В. Сараєв // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: зб. наук. пр. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – 2015. – № 10 (1119). – С. 69–81.

30. Пат. 04045 Україна, МПК 60T8/18. Регулятор гальмівних сил / А.М. Туренко, В.І. Клименко, В.О. Богомолов, О.В. Сараєв; заявник та патентовласник ХНАДУ. – №2001020876; заявл. 09.02.2001; опубл. 16.02.2004, Бюл. №2.

31. Сараєв О.В. Оцінка динаміки гальмування колісних транспортних засобів / О.В. Сараєв // Друга всеукраїнська науково-практична конференція «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні»: тези доп. – Львів: Вид. Львівської політехніки, 17–18 березня 2016 р. – С. 5–7.

32. Сараєв О.В. Перспективи технічного та методичного забезпечення підрозділів, що займаються автотехнічними дослідженнями / О.В. Сараєв // Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки»: тези доп. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т ім. М.Є. Жуковського «Харк. авіац. ін-т», 20–21 квітня 2016 р. – С. 148.

33. Сараєв О. В. Метод оцінки ефективності гальмування автомобіля / О. В. Сараєв // Міжнародна науково-практична конференція «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті»: тези доп. – Х.: ХНАДУ, 15–16 жовтня 2015 р. – С. 41–42.

34. Сараєв О.В. Сучасна оцінка гальмівної ефективності автобусів при дослідженні дорожньо-транспортної пригоди / О.В. Сараєв // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції: «Проблеми та перспективи розвитку технічних засобів транспорту та систем автоматизації». – Харків, 1–3 жовтня 2014 р. – С. 54–56.

35. Сараєв О.В. Основи розвитку сучасної прикладної дисципліни «Автотехнічна експертиза» / О.В. Сараєв // Міжнародна науково-практична конференція «Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля»: тези доп. – Х.: ХНАДУ, 15–16 жовтня 2014 р. – С. 293–294.

36. Сараев А.В. Современные технологии исследования дорожно – транспортного происшествия / А.В. Сараев, С.В. Данец // Сборник научных трудов по материалам Международной научно – практической конференции (грант РФФИ 13-08-06211). «Альтернативные источники энергии на автомобильном транспорте: проблемы и перспективы рационального использования». – Воронеж: ВГЛТА, 20–21 марта 2014 г. – С. 158–161.

37. Сараєв О.В. Проблеми підготовки фахівців з інформаційних технологій проектування для автомобіле- та двигунобудування / О.В. Сараєв, В.І. Клименко, А.І. Шилов // Міжнародна науково-методична конференція «Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення»: тези доп. – Х.: ХНАДУ, 7–8 листопада 2013 р. – С. 134–135.

38. Сараєв О.В. Вплив конструкції гальмівної системи на ефективність гальмування транспортного засобу в аварійній ситуації / О.В. Сараєв // Матеріали VIII Міжнародної науково – практичної конференції (в авторській редакції) «Безпека дорожнього руху: Правові та організаційні аспекти». – Донецьк: ДЮІ, 22 листопада 2013 р. – С. 228–231.

39. Сараєв О.В. Проблемні питання визначення параметрів руху транспортних засобів при дослідженні ДТП / О.В. Сараєв, А.М. Туренко, В.І. Клименко // Матеріали III Міжнародної науково – практичної конференції «Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху». – Х.: ХНАДУ, 16–17 квітня 2013 р. – С. 141–143.

40. Сараев А.В. Методика исследования наезда на пешехода в условиях ограниченной обзорности / А.В. Сараев, В.И. Клименко // XIII Научно-техническая конференция с международно участие «Транспорт, экология – устойчиво развитие». – Варна: Ековарна, 10–12 мая 2007 г. – С. 569–578.

Додаткові роботи:

41. Туренко А.М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП: підручник для ВНЗ / А.М. Туренко, В.І. Клименко, О.В. Сараєв, С.В. Данець. – Х.: ХНАДУ, 2013. – 320 с.

42. Сараєв О.В. Актуальні питання теорії та практики прикладної дисципліни «Автотехнічна експертиза» / О.В. Сараєв // Науковий інформаційний журнал «Новий колегіум». №4 2014(78). – 2014. – С. 53–55.

АНОТАЦІЯ

Сараєв О.В. Метод оцінки ефективності гальмування транспортних засобів при дослідженні дорожньо-транспортної пригоди. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Міністерство освіти і науки України, Харків, 2016.

В роботі удосконалений метод з оцінки ефективності гальмування дорожніх транспортних засобів. Метод дозволяє більш точно оцінити параметри ефективності гальмування – усталене сповільнення та гальмівний шлях транспортного засобу. Вперше, стосовно до сучасних тенденцій розвитку конструкції гальмівної системи отримані: універсальний теоретичний закон щільності розподілу випадкової величини усталеного сповільнення, регресійні моделі, які описують зв'язок між коефіцієнтом зчеплення та випадковою величиною усталеного сповільнення. Це не суперечить фізичній сутності стохастичного об'єкту, яким є процес гальмування транспортного засобу. Отримав подальший розвиток аналітичний метод дослідження складних видів наїзду на пішохода, які відбуваються в умовах недостатньої оглядовості та видимості в процесі гальмування транспортного засобу. Запропонований метод дозволяє досліджувати складні механізми дорожньо-транспортних пригод при відсутності слідів гальмування на дорожньому покритті.

Ключеві слова: автомобіль, гальмування, ефективність, оцінка, метод, модель, розрахунок, точність, вимірювання, адекватність, експертиза.

АННОТАЦИЯ

Сараев А.В. Метод оценки эффективности торможения транспортных средств при исследовании дорожно-транспортного происшествия. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Министерство образования и науки Украины, Харьков, 2016.

В диссертации решена научная проблема, связанная с повышением точности оценки эффективности торможения транспортных средств при исследовании дорожно-транспортного происшествия. Согласно научно-техническим публикациям, используемые теоретические методы, позволяют оценить эффективность торможения дорожных транспортных средств с существенной погрешностью. Это связано с тем, что, во-первых, между нормативной величиной эффективности торможения, регламентированной Правилами, и реальными показателями эффективности существуют значительные различия. Во-вторых, современные тормозные системы получили новый интенсивный вектор развития

благодаря использованию антиблокировочной системы. Эффективность торможения транспортных средств с антиблокировочной системой повысилась, однако существующие методы оценки эффективности торможения не учитывают такие положительные изменения, а продолжают отталкиваться от информации о наличии или отсутствии следов торможения на дорожном покрытии. Причем, если следы торможения (юз) оставлены всеми колесами автомобиля, то эксперт определяет эффективность торможения максимальной, а если следы юза неоднородны, то это учитывается через соответствующий коэффициент путем снижения оценки эффективности торможения. Эксперт сегодня не понимает, как правильно оценивать эффективность торможения автомобилей, оборудованных антиблокировочной системой тормозов при отсутствии следов торможения на дорожном покрытии.

В работе усовершенствован теоретический метод оценки эффективности торможения автомобиля, позволяющий путем всестороннего анализа, математического описания процесса торможения с меньшим количеством допущений, но с большей точностью определить его основные параметры – установившееся замедление, остановочный (тормозной) путь и скорость движения в зависимости от времени. Предложенный метод в отличие от существующих позволяет: во-первых, обосновать влияние действия внешних сил сопротивлению движения на длину остановочного пути автомобиля не только в процессе торможения с установившемся замедлением, а с самого начала реагирования водителя на опасность и до полной остановки; во-вторых, оценить действие прижимной или подъемной силы на эффективность торможения автомобиля; в-третьих, учесть влияние конструкции тормозов с антиблокировочной системой на повышение эффективности торможения автомобиля при отсутствии следов юза на дорожном покрытии в случае исследования обстоятельств дорожно-транспортного происшествия.

Впервые, применительно к современным тенденциям развития конструкции тормозной системы получены: универсальный теоретический закон плотности распределения случайной величины установившегося замедления; регрессионные модели, описывающие связь между коэффициентом сцепления колес с дорогой и случайной величиной установившегося замедления. Также получил дальнейшее развитие аналитический метод исследования сложных видов наезда на пешехода, произошедших в условиях недостаточной обзорности и видимости. Метод позволяет рассчитывать механизм дорожно-транспортного происшествия при отсутствии следов торможения. Все это позволило реализовать предложенную в работе концепцию исследования процесса торможения путем разработки детерминированных и вероятностных математических моделей, способных учитывать при оценке эффективности торможения не только необходимые эксплуатационные, но и конструктивные факторы, а именно наличие или отсутствие антиблокировочной системы тормозов на транспортном средстве.

Для более точного изучения процесса торможения дорожных транспортных средств была разработана аналогово-цифровая система, объединившая в себе различные методы измерений тормозного пути и замедления, а также скорости движения, давления в тормозной системе, усилия на педали тормоза, измерения интервалов времени. Это позволило использовать прямые способы измерения всех параметров эффективности торможения одновременно, в отличие от существующих аналогов, которые измеряют только один из параметров, а остальные рассчитывают. В результате было достигнуто существенное снижение погрешностей при измерении параметров эффективности торможения дорожных транспортных средств.

Проведены экспериментальные исследования по оценке эффективности торможения транспортных средств различных категорий, с разными тормозными системами, с разным типом шин, на разном дорожном покрытии, с разной нагрузкой и для разных скоростных режимов. Многофакторный эксперимент показал, что усовершенствованный метод оценки эффективности торможения дорожных транспортных средств позволяет значительно снизить существующие погрешности при определении параметров эффективности торможения

Ключевые слова: автомобиль, торможение, эффективность, оценка, метод, модель, расчет, точность, измерение, адекватность, экспертиза.

ABSTRACT

Saraiev O.V. Method of evaluation of a vehicle braking performance under traffic accident conditions. – Manuscript.

The thesis for the degree of doctor of technical sciences, specialty 05.22.02 – Automobiles and Tractors. – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkov, 2016.

This work is aimed at the development of a vehicle breaking performance evaluation method. The method offers an advanced, better performance approach to assess a vehicle's steady-state deceleration and stopping distance parameters. The following theories, related to the development of contemporary breaking system, were obtained for the first time, namely: a universal probability density distribution function of a steady-state deceleration, and a regression model that describes a correlation between a coupling coefficient and the probability density function. These theories do not contradict with physics behind the vehicle breaking process, being a stochastic phenomenon. Furthermore, an analytical method, aimed at the analysis of complex types of an automobile collision with a pedestrian under low visibility conditions during the breaking process, was suggested. This method allows to investigate complex types of the automobile collisions with the pedestrian in the absence of the breaking traces.

Key words: car, breaking efficiency, evaluation, methods, models, calculation accuracy, perspective and expertise.

Підписано до друку 01.09.2016 р. Формат 60 × 84 1/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Сур. Віддруковано на різнографі
Ум. друк. арк. 1,7.
Зам. № 427/16. Тираж 100 прим. Ціна договірна

ВИДАВНИЦТВО
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Видавництво ХНАДУ, 61002, Харків-МСП, вул. Петровського, 25.
Тел. /факс: (057)700-38-64; 707-37-03, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення
та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції, серія ДК №897 від 17.04 2002 р.