

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

АБРАМОВ ДМИТРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 629.3.015+629.3.016

**КОНЦЕПЦІЯ ПОКРАЩЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ
ДИНАМІЧНИХ ТА ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЮЮЧИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ
АВТОМОБІЛІВ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2018

Дисертацією є рукопис.

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

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Подригало Михайло Абович,
Харківський національний автомобільно-дорожній
університет, завідувач кафедри технології
машинобудування і ремонту машин.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, доцент
Бондаренко Анатолій Ігорович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
професор кафедри автомобіле- і
тракторобудування;

доктор технічних наук, доцент
Горбай Орест Зенонович,
Національний університет «Львівська
політехніка», завідувач кафедри
автомобілебудування;

доктор технічних наук, доцент
Макаров Володимир Андрійович, Вінницький
національний технічний університет, професор
кафедри автомобілів та транспортного
менеджменту.

Захист відбудеться «01» листопада 2018 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

Автореферат розісланий « 28 » вересня 2018 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



О. П. Смирнов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Обґрунтування вибору теми дослідження. Бурхливий розвиток конструкцій автомобілів в останні десятиліття та використання високих технологій загострило конкурентну боротьбу між фірмами-виробниками. Непродумані зміни конструкції автомобіля призводять до того, що падіння показників експлуатаційних властивостей у нових машин більш інтенсивне, ніж у попередніх моделях. Багато недоробок проявляються в експлуатації та знижують безпеку використання автомобіля, що призводить до необхідності їх відкликання виробниками. Причиною такої ситуації є недоробки конструкторських, технологічних і випробувальних служб автомобільних фірм. Якщо при постановці на виробництво автомобіль проходить різного виду випробування, що підтверджують його відповідність технічним умовам, а також контрольні випробування на надійність, то в експлуатації проводиться тільки діагностика вузлів й агрегатів без оцінки показників динамічних властивостей автомобілів у цілому. Тому необхідно здійснювати в експлуатації контрольні випробування автомобілів на функціональну стабільність динамічних і споживчих властивостей, що впливають на безпеку руху.

Погіршення динамічних властивостей призводить до підвищення ймовірності виникнення аварій, у тому числі, при виконанні обгону, а також до підвищення розходу пального.

Робота спрямована на дослідження та розробку рекомендацій з підвищення стабільності функціонування автотранспортних засобів з урахуванням їх динамічних властивостей, що на сьогодні є актуальною проблемою. Досягти відчутних результатів у забезпеченні функціональної стабільності можна лише застосувавши комплексний підхід, який дозволив би об'єднати в систему три напрямки – оцінювання динамічних властивостей автомобілів, що виконується на стадії проектування (вихідна точка), зміну цих властивостей у процесі експлуатації під дією різних зовнішніх чинників та старіння, зносу деталей та вузлів самого автомобіля а також застосування моделі багатокомпонентного складного руху, що дозволяє розглядати загальну динаміку руху групи автомобілів в транспортному потоці.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалась у рамках тематики науково-дослідної роботи кафедри технології машинобудування і ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) у відповідності до Закону України “Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки” № 2623-14 від 05.12.2012 р. і постанови Кабінету Міністрів України “Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2015 року” № 942 від 07.09.2011 р. і постанови Національної Ради з питань безпеки життєдіяльності населення №3 від 25 грудня 1997 р. “Про відповідність вимогам охорони праці машин, транспортних засобів, обладнання, які виготовляються в Україні”; згідно з планом спільної науково-дослідної

роботи ХНАДУ з Харківським НДІ судової експертизи ім. М.С. Бокаріуса з проблематики “Безпека дорожнього руху”, на тему “Методика оцінки динамічних показників легкового автомобіля” на 2012 р.; згідно з планом науково-дослідних робіт (НДР) ХНАДУ: «Аналіз, розробка та оптимізація конструктивних та технологічних методів підвищення ресурсу автотранспортних систем при виробництві та ремонті» №0115u001609 на 2015-2016 роки.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є розробка методів оцінювання та визначення шляхів покращення функціональної стабільності автомобіля за показниками динамічності та енергетичної ефективності.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- обґрунтувати методи кваліметричного оцінювання функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобіля;
- провести теоретичне дослідження функціональної стабільності й енергетичної економічності автомобіля;
- провести дослідження динаміки ведучого колеса автомобіля з використанням моделі багатокомпонентного складного руху;
- провести комп’ютерне моделювання впливу конструктивних та експлуатаційних чинників на аеродинамічні характеристики легкових автомобілів;
- провести кваліметричне оцінювання граничних динамічних показників легкових автомобілів;
- провести експериментальні дослідження впливу експлуатаційних чинників на динамічні властивості автомобіля.

Об’єкт дослідження – динамічні процеси та енергетичні витрати автомобіля.

Предмет дослідження – розробка методів покращення функціональної стабільності автомобіля за рахунок підвищення стабільності показників динамічної та енергетичної ефективностей.

Методи дослідження. При вирішенні задач дослідження використовувався системний підхід, побудований на сучасних методах теоретичних та експериментальних досліджень. В теоретичній частині використовувались сучасні математичні методи розв’язання диференціальних рівнянь, енергетичний та ймовірнісний методи, частотний метод оцінки стійкості динамічних систем, методи дослідження складного руху механізмів та систем.

Експериментальні дослідження реалізовані із застосуванням різних існуючих і розроблених методів, використанням мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу, адаптованого для оцінки показників динамічних властивостей. Застосовані методи натурних випробувань, електричного вимірювання неелектричних величин, парціальних прискорень, математичної статистики та комп’ютерного моделювання. Адекватність розроблених моделей оцінювалася із застосуванням теорії похибок та кореляційного аналізу.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в узагальненні відомих та розробці нових методів оцінювання функціональної стабільності показників динамічності та енергоефективності, що дозволило визначити шляхи їх покращення.

При цьому *вперше*:

- запропоновано показник енергетичної ефективності автомобіля – енергетична економічність, який на відміну від існуючих дозволив узагальнити відомі показники на автомобілі з альтернативними джерелами енергії;
- визначено додаткові витрати енергії, що обумовлені коливаннями тягової сили на ведучих колесах у автомобілів з двигунами внутрішнього згорання;
- визначено, за рахунок використання фізичної моделі багатокомпонентного складного руху, взаємозв'язок між кінематичними та динамічними параметрами ведучого колеса при його русі у різних режимах, який у відмінності від відомих враховує коливання крутного моменту;
- використання запропонованого показника – кінематичного параметра контакту колеса з дорогою на відміну від використання кінематичного радіусу колеса дозволило отримати однозначний взаємозв'язок між проковзуванням та радіальною деформацією шини, а також між лінійною та кутовою швидкістю колеса;
- запропоновані нові показники – власні та індивідуальні індекси динамічності, які на відміну від відомих дозволили розробити метод порівняльного кваліметричного аналізу динамічних властивостей різних автомобілів та врахувати рівень кваліфікації водіїв.

Удосконалено метод визначення маси автомобіля у процесі його руху, що у відмінності від відомих враховує кут поздовжнього ухилу дороги.

Дістали подальший розвиток:

- частотний метод оцінювання бокової стійкості автомобіля, який на відміну від відомих враховує випадок руху паралельними полосами дороги зі швидкісними великогабаритними транспортними засобами;
- розрахунково-експериментальний метод оцінювання зміни потужності двигуна у процесі експлуатації, що на відміну від відомих побудований на порівнянні витрат потужності на розгін автомобіля;
- метод оцінювання граничних за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою показників тягово-швидкісних властивостей автомобілів при різних варіантах приводу ведучих коліс, який у відмінності від відомих враховує вертикальну складову аеродинамічної сили.

Практичне значення одержаних результатів дисертаційної роботи полягає у наданні суб'єктам господарювання нових ефективних підходів до оцінки й підвищення функціональної стабільності динамічних властивостей автомобілів в експлуатації, при проведенні дослідно-конструкторських і науково-дослідних робіт, а саме: розроблено методи розрахунково-експериментального визначення впливу нерівномірності крутильного моменту двигуна внутрішнього згорання та характеристик трансмісії на показники енергетичної економічності автомобіля; визначення функціональної стабільності показників потужності двигуна та ККД трансмісії за зміною показників динамічних властивостей транспортних засобів; визначення кінематичного параметру контакту колеса з дорогою безпосередньо в процесі його руху в умовах експлуатації; метод оцінки граничних динамічних

властивостей автомобілів з урахуванням їх компоновки, визначення поточної маси автомобіля в процесі руху дорогою з поздовжнім ухилом; метод кваліметричного оцінювання динамічних властивостей засобів рухомості за власним та власним інтегральним відносним індексами динамічності, експериментальний метод оцінки індивідуальних особливостей керування автомобілем водіями при розгоні.

Проведене моделювання впливу додаткового обладнання, встановленого на кузов, на аеродинамічні характеристики автомобіля дозволило оцінити додаткові сили аеродинамічного опору руху.

Основні положення дисертаційної роботи прийняті до впровадження на наступних підприємствах та в організаціях: Харківському науково-дослідному інституті судових експертиз ім. Засл. проф. М. С. Бокаріуса, Харківській філії Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробувань техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Л.Погорілого, ПАТ "АвтоКрАЗ", ПАТ "ЗАЗ", Національній академії Національної гвардії України, Харківському національному університеті Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба.

Особистий внесок здобувача. Теоретичні та експериментальні результати досліджень, що виносяться на захист, отримані автором самостійно та викладені у роботах [1-68]. Роботи [5-8, 37, 38] опубліковані без співавторів. У колективній монографії [1] автору належать підрозділи 7.7, 8.3, 8.4, у монографії [2] – підрозділ 2.2, у монографії [3] автором взято участь у написанні підрозділів 1.3, 1.4, 1.5, розділу 4, у монографії [4] автору належить підрозділ 2.8. У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать: обґрунтування методу оцінювання падіння потужності на ведучих колесах автомобіля та математична модель [9, 30]; розрахунок та побудова графіків залежності лінійного прискорення від лінійної швидкості автомобілів та сумарного коефіцієнту дорожнього опору при різному завантаженні [10]; питання вдосконалення методу оцінювання напрацювання мобільних машин [11, 44]; узагальнення класифікації засобів вимірювання витрати палива автотракторною технікою [12]; структурні схеми та побудова систем рівнянь методів визначення потужності двигуна в процесі руху автомобіля [13, 36]; обґрунтування методу визначення доцільності проведення позапланового технічного обслуговування автомобілів за критерієм витрат на паливо [14, 57]; методи порівняльного аналізу динамічних властивостей одиночних автомобілів та групи автомобілів в організованому та неорганізованому транспортних потоках а також рівня кваліфікації водіїв на основі застосування запропонованих показників – власних та індивідуальних індексів динамічності [15-17, 43]; визначення граничних динамічних показників легкових автомобілів при різних варіантах приводу ведучих коліс [18]; урахування кута поздовжнього ухилу дороги в методі визначення маси автомобіля у процесі його руху, структурна схема методу [19]; структурна схема, послідовність роботи перспективної системи запобігання зіткненню автомобілів при русі назустріч автомобілю, що здійснює обгін [20,

46]; кінематичний параметр контакту колеса з дорогою та метод його визначення [21, 22]; визначення взаємозв'язку між кінематичним та динамічним параметрами ведучого колеса транспортного засобу при русі в різних режимах [23, 60]; показник експлуатаційних властивостей автомобіля “енергетична економічність”, критерії оцінювання цього показника, визначені додаткові затрати енергії двигуна внутрішнього згоряння, обумовлені нерівномірністю тягової сили автомобіля при русі в експлуатації [24-27, 31, 32, 42, 58]; застосування моделі багатокомпонентного складного руху щодо опису процесу виконання маневру обгону та складного руху ведучого колеса [28, 29, 48, 49, 59]; обробка результатів експериментальних досліджень [30, 34, 47, 50, 51, 53-55]; обґрунтування та впровадження поправки при вимірюванні прискорень у процесі руху автомобіля дорогою з поздовжнім ухилом [33, 56]; підходи до визначення потужності та роботи двигуна автомобіля [35, 39-41]; огляд систем визначення параметрів руху автотransпортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях [36]; проведення комп'ютерного моделювання визначення аеродинамічних характеристик автомобілів [45, 52]. У патенті [61] автору належать структурна схема способу; у патенті [62] – система рівнянь для кожного моменту часу руху автомобіля; у патенті [63] – принцип, послідовність роботи елементів системи; у патенті [64] – ідея та принцип дії системи запобігання зіткненню при русі транспортного засобу назустріч автомобілю, що здійснює обгін; у патенті [65] – структурна схема послідовності дій; у патенті [66] – математична модель; у патенті [67] – ідея та шляхи її реалізації з визначення кінематичного параметру контакту колеса з дорогою у процесі руху автомобіля; у патенті [68] – реалізація ідеї врахування впливу на показання акселерометра прискорення вільного падіння.

Апробація результатів роботи. Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідались та отримано позитивну оцінку на: міжнародній науково-практичній конференції “Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту і експертизи автомобіля” (Харків, ХНАДУ, 2014 р.); VII науково-практичній конференції “Наукове забезпечення службово-бойової діяльності національної гвардії України” (Харків, НАНГУ, 2016 р.); регіональній науково-практичній конференції “Innovative technologies and perspectives of transport, automobile and road-building branches of industry” (Харків, ХНАДУ, 2011 р.); 7–9, 12–14 науковій конференції “Новітні технології – для захисту повітряного простору” (Харків, ХУПС ім. Івана Кожедуба, 2011 – 2013 р., 2016 – 2018 р.); науково-практичному семінарі “Актуальні питання розвитку, удосконалення та експлуатації озброєння та військової техніки у внутрішніх військах МВС України” (Харків, Академія внутрішніх військ МВС України, 2013 р.); міжнародній науково-методичній конференції “Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення” (Харків, ХНАДУ, 2013 р.); II всеукраїнській практичній конференції молодих учених та студентів “Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі” (Донецьк, Донецька академія автомобільного транспорту, 2013 р.); V науково-практичній конференції

“Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України” (Харків, Академія внутрішніх військ МВС України, 2013 р.); міжнародній науково-практичній конференції “Новітні технології в автомобілебудуванні та транспорті” (Харків, ХНАДУ, 2015 р.); науково-практичному семінарі “Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України” (Харків, НАНГУ, 2014 р.); VI науково-технічній конференції “Проблемні питання розвитку озброєння та військової техніки” (Київ, ЦНДІ ОВТ ЗС України, 2015 р.); міжнародній науково-практичній конференції “Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования” (Вороніж, ВДЛТА імені Г.Ф. Морозова, 2014 р.); V міжнародному студентському форумі “Освіта, наука, виробництво” (Белгород, 2011 р.); першій міжнародній науково-практичній конференції “Совершенствование эксплуатационных свойств транспортно-технологических машин и комплексов” (Омськ, СіБАДІ, 2012 р.); міжнародній науково-практичній та науково-методичній конференції присвяченій 85-річчю кафедри автомобілів, та 100-річчю з Дня народження професора А. Б. Гредескула “Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців”, (Харків, ХНАДУ, 2016 р.); міжнародній конференції “Покращення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів та двигунів” (Київ, НТУ, 2012р.); науково-практичній конференції “Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення сил охорони правопорядку” (Харків, НАНГУ, 2016 р.); науково-практичній конференції “Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення військових формувань та правоохоронних органів” (Харків, НАНГУ, 2017 р.); 13-му міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові (Львів, 2017 р.); всеукраїнській науково-технічній конференції “Актуальні проблеми проектування, виготовлення і експлуатації озброєння та військової техніки” (Вінниця, ВНТУ, 2017 р.); всеукраїнській науково-методичній Інтернет-конференції ХНАДУ “Впровадження технологій комп’ютерного моделювання для підвищення якості підготовки фахівців з будівельної та машинобудівельної галузей” (Харків, ХНАДУ, 2016 р.); IX всеукраїнській науково-практичній конференції «Освітньо-наукове забезпечення діяльності правоохоронних органів і військових формувань України» (Хмельницький, НАДПСУ, 2016 р.); XXII, XXIII Науково-технічних конференціях з міжнародною участю «Транспорт, екологія – устойчиво развитие» (Варна, ТУ, 2016 р., 2017 р.); науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ХНАДУ (2012 – 2016 р.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 68 наукових працях, у тому числі: 4 монографіях; 28 статтях у наукових фахових виданнях України, у тому числі 12 статтях у виданнях, що входять до міжнародних наукометричних баз (2 статті до бази Scopus); 4 публікаціях у закордонних виданнях; 24 тезах у збірниках доповідей на наукових конференціях; отримано 8 патентів України.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з анотації, вступу, семи розділів, висновків, переліку використаних джерел та п'яти додатків. Повний обсяг дисертації складає 480 сторінок, у тому числі обсяг основного тексту – 282 сторінки і 34 сторінки, площа яких повністю зайнята рисунками та таблицями. Робота ілюстрована 159 рисунками, наведено 22 таблиці. Перелік використаних джерел містить 247 найменувань на 31 сторінках, додатки розміщені на 88 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі подано загальну характеристику роботи; обґрунтовано актуальність теми; сформульовано мету, задачі, об'єкт та предмет дослідження; описано застосовані методи дослідження та зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами; визначено наукову новизну та практичне значення одержаних результатів; надано інформацію про апробацію та публікацію результатів дисертаційних досліджень.

У першому розділі проведено аналіз літературних джерел, що стосуються досліджуваної в дисертаційній роботі проблеми. Виконано огляд існуючих досліджень з функціональної стабільності автомобілів та її зв'язку з динамічними та енергоперетворюючими властивостями автомобіля.

Проаналізовано існуючі динамічні характеристики та показники оцінки динамічних властивостей автомобілів. Розглянуто методи оцінки енергетичної економічності та ККД автомобіля. Встановлено, що загальноприйняті показники паливної економічності не дозволяють проводити порівняння енергетичної ефективності транспортних засобів, двигуни яких працюють на різних видах палива, що відрізняються за теплотворною здатністю. Поява електромобілів, гібридних автомобілів й автомобілів з інерційними акумуляторами енергії вимагає заміни критеріїв паливної економічності на більш загальні критерії – енергетичної економічності, які враховують витрати енергії, що припадають на одиницю шляху, пройденого автомобілем. Розглянуто відомі теоретичні дослідження, присвячені динаміці колеса автомобілів. Виявлено, що у відомих дослідженнях не розглянуто вплив нерівномірності крутного моменту, прикладеного до колеса, на лінійну, кутову швидкості й відносне буксування колеса.

Проаналізовано компоувальні схеми автомобіля та їх вплив на динамічні властивості, розглянуто аеродинамічні характеристики автомобіля та методи їх визначення, а також визначено за рахунок яких методів та засобів є можливість покращення динамічних властивостей автомобіля в процесі експлуатації.

Встановлено, що на сьогоднішній день у літературі недостатньо висвітлені питання щодо підвищення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобілів. Відсутня цілісна концепція її забезпечення на етапах проектування, виробництва й експлуатації, а також загальноприйнята система оцінювальних показників, що враховують вплив основних експлуатаційних і конструктивних чинників на вказані властивості автомобілів. За результатами першого розділу сформульовано задачі дослідження.

У другому розділі розроблено основні положення концепції покращення функціональної стабільності динамічних й енергоперетворюючих властивостей автомобілів, обґрунтовано методи кваліметричного оцінювання функціональної стабільності динамічних й енергоперетворюючих властивостей автомобіля.

Визначено структурний взаємозв'язок чинників, що впливають на процес експлуатації автомобіля, параметрів автомобіля і показників його експлуатаційних властивостей, що дозволить більш точно визначати параметричний зв'язок між ними.

Автомобіль характеризується експлуатаційними властивостями, кількість яких досягає n одиниць, а кількість параметрів автомобіля становить m одиниць.

Кількість параметрів, що впливають на i -у експлуатаційну властивість буде визначатися за формулою

$$B_i = \sum_{j=1}^m A_{ij}, \quad (1)$$

де $A_{ij} = 1$ – якщо j -й параметр автомобіля впливає на i -у експлуатаційну властивість;

$A_{ij} = 0$ – якщо j -й параметр автомобіля не впливає на i -у експлуатаційну властивість.

Якщо $B_i = 0$, то на i -у експлуатаційну властивість не впливає зміна жодного з параметрів автомобіля. Якщо $B_i = 1$, то на i -у експлуатаційну властивість впливає зміна тільки одного параметра автомобіля. Якщо $B_i = m$, то на i -у експлуатаційну властивість впливають всі параметри автомобіля.

Кількість експлуатаційних властивостей автомобіля, на які впливає j -й параметр, визначається за формулою

$$C_j = \sum_{i=1}^n A_{ij}. \quad (2)$$

Якщо $C_j = 0$, то j -й параметр не впливає на жодну з експлуатаційних властивостей автомобіля. Якщо $C_j = 1$, то j -й параметр впливає тільки на одну експлуатаційну властивість автомобіля. Якщо $C_j = n$, то, j -й параметр впливає на всі експлуатаційні властивості автомобіля.

Реалізація забезпечення стабільності параметра автомобіля, що впливає на його експлуатаційні властивості, може бути здійснене з різним ступенем участі людини. Залежно від ступеня участі людини в процесі забезпечення стабільності параметра автомобіля й можливості його здійснення під час руху автомобіля, можна виділити 8 рівнів його реалізації (табл. 1).

Таблиця 1 – Реалізація забезпечення стабільності величини параметра автомобіля, що впливає на його експлуатаційні властивості

Рівень реалізації управління	Ступінь участі людини в процесі забезпечення стабільності величини параметра автомобіля		
	Визначення величини параметра	Прийняття рішення про необхідність коригуючого впливу	Здійснення коригуючого впливу
1-й рівень $P_{ci}=1$	Людина під час зупинки автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля
2-й рівень $P_{ci}=2$	Людина під час руху автомобіля	Людина під час руху або зупинки автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля
3-й рівень $P_{ci}=3$	Автоматична бортова система	Людина під час зупинки автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля
4-й рівень $P_{ci}=4$	Автоматична бортова система	Людина під час руху автомобіля	Людина під час зупинки автомобіля
5-й рівень $P_{ci}=5$	Автоматична бортова система	Автоматична бортова система	Людина під час зупинки автомобіля
6-й рівень $P_{ci}=6$	Автоматична бортова система	Автоматична бортова система	Людина під час руху автомобіля
7-й рівень $P_{ci}=7$	Автоматична бортова система з «жорстким» програмним управлінням		
8-й рівень $P_{ci}=8$	Автоматична бортова система, що самовдосконалюється, під управлінням штучного інтелекту		

Першим і найменш ефективним рівнем забезпечення функціональної стабільності є випадок, коли водій самостійно під час зупинки автомобіля повинен вимірювати значення контрольованого параметра за допомогою додаткових (не бортових) засобів вимірювання, самостійно приймати рішення про необхідність зміни цього параметра (необхідність керуючого впливу) і самостійно здійснювати корегування розглянутого параметра за допомогою додаткових (які не входять у конструкцію автомобіля) пристроїв або механізмів.

Найвищий 8-ий рівень реалізації забезпечення стабільності параметра автомобіля, що впливає на його експлуатаційні властивості, досягається застосуванням елементів штучного інтелекту, що дозволить домогтися адаптивності системи з функцією самовдосконалення.

Розділення на рівні реалізації процесу управління зміною параметрів автомобіля, що впливають на показники його експлуатаційних властивостей, дозволить у подальшому здійснювати кваліметричне оцінювання ступеня забезпечення функціональної стабільності експлуатаційних властивостей автомобіля.

У другому розділі також запропоновано загальний підхід до розв'язання задачі дослідження динаміки ведучого колеса автомобіля шляхом використання моделі багатокомпонентного складного руху. Рух еластичного колеса без ковзання (у плямі контакту колеса з дорогою присутнє тільки пружне ковзання)

можна розглядати як складний. Кутова швидкість ω_{κ}^{nep} переносного руху також, як і для жорсткого колеса буде визначатися рівнянням

$$\omega_{\kappa}^{nep} = \frac{V_0}{r_0}, \quad (3)$$

але із заміною в ньому вільного радіуса r_0 динамічним радіусом r_d . Кутова швидкість $\omega_{\kappa}^{відн}$ відносного руху колеса буде визначатися додатковою кутовою швидкістю ободу колеса, обумовленою швидкістю окружної деформації периферійної частини шини.

При русі еластичного колеса автомобіля з ковзанням, кутова швидкість $\omega_{\kappa}^{відн}$ відносного руху буде включати два компоненти

$$\omega_{\kappa}^{відн} = \omega_{\kappa 1}^{відн} + \omega_{\kappa 2}^{відн}, \quad (4)$$

де $\omega_{\kappa 1}^{відн}$ – компонента кутової швидкості відносного руху, що враховує ковзання в плямі контакту; $\omega_{\kappa 2}^{відн}$ – компонента кутової швидкості відносного руху, що враховує кутову податливість шини.

У третьому розділі виконано теоретичне дослідження функціональної стабільності й енергетичної економічності автомобіля.

Запропоновано показник енергетичної ефективності автомобіля – енергетична економічність, що дозволило узагальнити відомі показники на автомобілі з альтернативними джерелами енергії. Критерієм оцінки енергетичної економічності автомобіля може бути зменшення запасу джерела енергії за час проходження вимірної ділянки шляху. Іншим критерієм може бути зворотна величина, тобто шлях, що проходить автомобіль при витрачанні вимірної кількості енергії джерела.

Витрата енергії на одиницю довжини шляху визначатиметься за формулою

$$\frac{\Delta W_d}{S_M} = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi + k_x \cdot F \cdot V^2}{\eta_e \cdot \eta_{Tp}}, \quad (5)$$

де ΔW_d – зміна енергії джерела за час руху автомобіля на вимірній ділянці шляху; S_M – довжина вимірної ділянки шляху; m_a – маса автомобіля; g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с²; ψ – коефіцієнт сумарного дорожнього опору; F – площа лобового перерізу (мідель) автомобіля; k_x – коефіцієнт опору повітря; V – миттєва швидкість автомобіля; η_e – ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна; η_{Tp} – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Якщо визначити вимірну кількість енергії $\Delta W_{\text{дм}}$ джерела, то шлях, пройдений автомобілем при витраті зазначеної кількості енергії буде дорівнювати

$$\frac{S}{\Delta W_{\text{дм}}} = \frac{\eta_e \cdot \eta_{\text{Тр}}}{m_a \cdot g \cdot \psi + k_x \cdot F \cdot V^2}. \quad (6)$$

На рис. 2 наведені графіки залежності $\frac{\Delta W_{\text{д}}}{S_M}(V)$ при різних значеннях сумарного дорожнього опору ψ й коефіцієнтах опору повітря k_x (для бензинових і дизельних двигунів). Графіки побудовані для легкового автомобіля, що має споряджену масу $m_{\text{а спор}} = 1400$ кг, повну масу $m_{\text{а повн}} = 1890$ кг, ККД трансмісії $\eta_{\text{тр}} = 0,9$, площу лобового опору $F = 2,56$ м², оснащеного бензиновим або дизельним двигуном з ефективним ККД відповідно $\eta_e = 0,25$ і $\eta_e = 0,37$. Коефіцієнт сумарного дорожнього опору при русі горизонтальною ділянкою дороги прийнятий $\psi_{\text{min}} = 0,014$, при русі в гору $\psi_{\text{max}} = 0,12$.

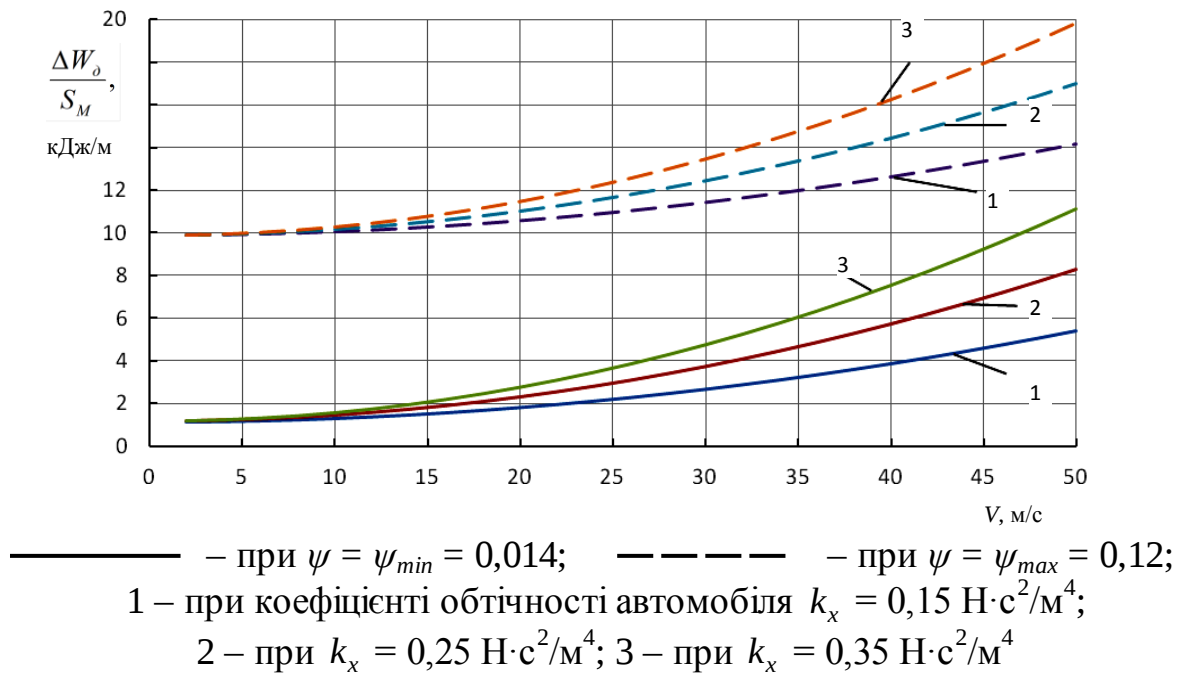


Рисунок 1 – Залежність відношення зміни енергії до довжини вимірної ділянки від усталеної швидкості руху автомобіля з бензиновим двигуном

При усталеному русі колісних машин виникають додаткові втрати енергії, оскільки зазначений рух супроводжується появою поздовжніх лінійних прискорень, що викликає коливання лінійної швидкості машини щодо свого середнього значення. Визначено вплив нерівномірності тягової сили на додаткові втрати енергії при усталеному русі автомобіля.

Додаткові втрати енергії за час t визначатимуться за формулою

$$\Delta W = \frac{A_{pk}}{\pi} \cdot \bar{V} \cdot t = \frac{A_{pk}}{\pi} \cdot S, \quad (7)$$

де A_{pk} – амплітуда коливань сумарної тягової сили на ведучих колесах (залежить від амплітуди коливань крутильного моменту ДВЗ і передаточного числа трансмісії); $\bar{V}$ – середня швидкість автомобіля на вимірній ділянці шляху; S – довжина шляху, пройденого машиною, t – час.

Додаткова витрата енергії при переміщенні транспортного засобу на відстань S

$$\Delta W = \frac{\bar{M}_i \cdot u_{mp} \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot r_\delta} \cdot \left(0,08 + \frac{14,44}{i_\psi} \right) \cdot \left[\eta_{m\delta\psi} \cdot \eta_{mp} - \frac{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_\psi^2}{4 \cdot \kappa^2 \cdot \left(1 + \frac{m_a \cdot r_\kappa^2}{I_{np}^\kappa} \right) \cdot \left(1 - \frac{4 \cdot \kappa^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_\psi^2} \right)} \right], \quad (8)$$

де $\bar{M}_i$ – середнє значення індикаторного крутильного моменту двигуна; u_{mp} – передавальне число трансмісії транспортного засобу; $\eta_{m\delta\psi}$, η_{mp} – механічний ККД двигуна і трансмісії; r_δ – динамічний радіус ведучих коліс; r_κ – кінематичний радіус ведучих коліс; I_{np}^κ – приведений до ведучих коліс момент інерції оберткових мас двигуна і трансмісії; i_ψ – кількість циліндрів ДВЗ; κ – кругова частота власних коливань трансмісії; $\bar{\omega}_e$ – середня (за цикл роботи ДВЗ) кутова швидкість колінчастого вала.

Коефіцієнт корисної дії, що враховує втрати, обумовлені нерівномірністю тягової сили визначатиметься як

$$\eta_{Ark} = \left\{ 1 + \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \left(0,08 + \frac{14,44}{i_\psi} \right) \cdot \left[1 - \frac{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_\psi^2}{4 \cdot \kappa^2 \cdot \eta_{m\delta\psi} \cdot \eta_{mp} \cdot \left(1 + \frac{m_a \cdot r_\kappa^2}{I_{np}^\kappa} \right) \cdot \left(1 - \frac{4 \cdot \kappa^2}{\bar{\omega}_e^2 \cdot i_\psi^2} \right)} \right] \right\}^{-1}. \quad (9)$$

Визначено вплив поздовжньої податливості ходової частини на додаткові витрати енергії при усталеному русі автомобіля.

При наявності пружного зв'язку між тяговою силою й переміщенням автомобіля, рух останнього можна уявити як складний. При цьому переносний рух є рівномірним, а відносний – коливальним.

Додаткова витрата енергії в залежності від пробігу

$$\frac{\Delta W_s}{W_{пер}} = \frac{\left(0,04 + \frac{7,22}{i_u}\right) \cdot \left[1 - \frac{1}{\eta_{мдв} \cdot \eta_{мп} \cdot \left(1 + \frac{m_a \cdot r_\kappa^2}{I_{np}^\kappa}\right)}\right]}{\pi \cdot \sqrt{\left(\frac{k^2}{\Omega_M^2} - 1\right)^2 + \frac{16 \cdot n^2 \cdot r_\kappa^2}{\bar{V}_a^2 \cdot u_{мп}^2 \cdot i_u^2}}}, \quad (10)$$

де $W_{пер}$ – витрати енергії на переносний рух автомобіля; Ω_M – кругова частота коливань крутильного моменту ДВЗ; $2n$ – коефіцієнт демпфірування; $\bar{V}_a$ – середня швидкість усталеного руху автомобіля.

На рис. 2 представлені графіки залежності $\frac{\Delta W_s}{W_{пер}} = F\left(\frac{k}{\Omega_M}\right)$ при різних кількості i_u циліндрів ДВС.

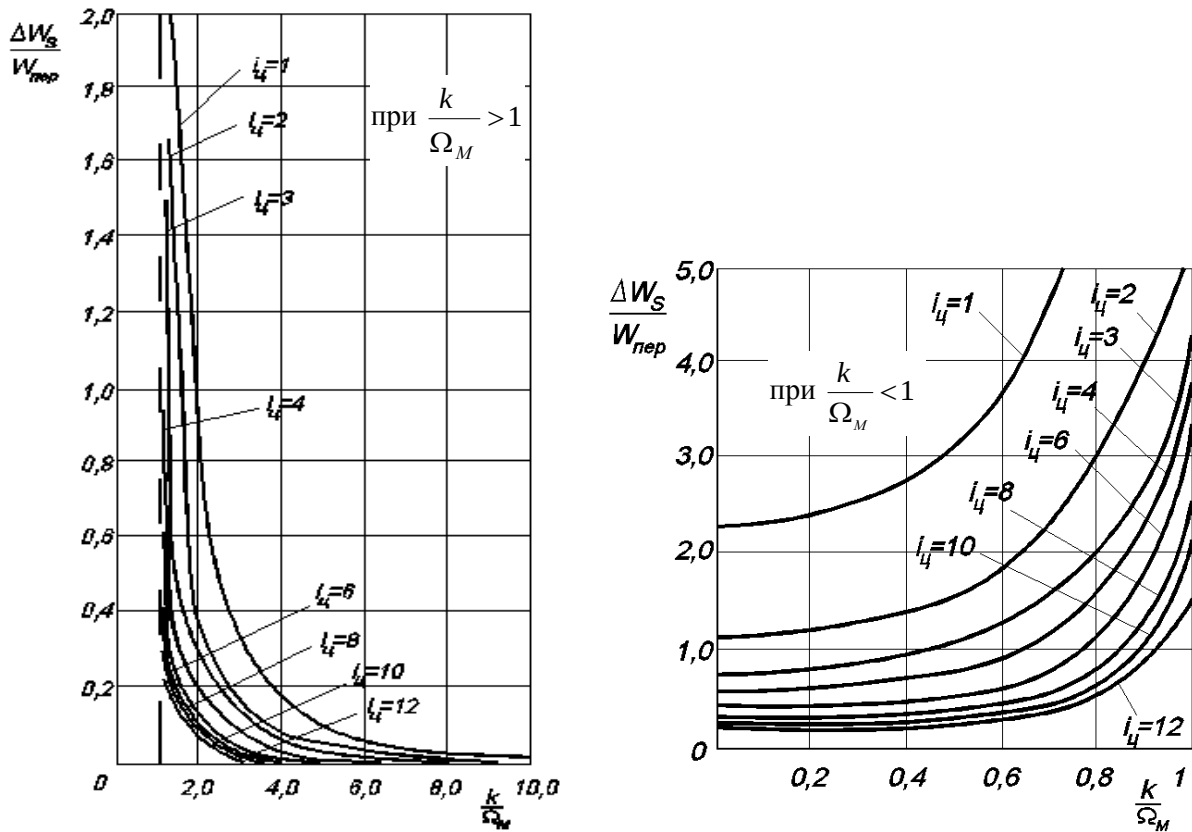


Рисунок 2 – Залежність відношення $\frac{\Delta W_s}{W_{пер}}$ від відношення $\frac{k}{\Omega_M}$ при різних значеннях i_u

Очевидно, що для зниження відношення $\frac{\Delta W_s}{W_{пер}}$ необхідно збільшувати

коефіцієнт тангенціальної жорсткості шин і зменшувати поздовжню податливість (збільшувати поздовжню жорсткість) підвіски.

Запропоновано метод оцінювання функціональної стабільності потужностних показників двигуна і ККД трансмісії за зміною показників динамічних властивостей автомобіля у процесі експлуатації.

Зміна потужності на ведучих колесах автомобіля, що витрачається на розгін, за час тривалої експлуатації в момент руху з однаковою швидкістю ($V_a = V_{a1} = V_{a2}$) буде визначатися за формулою

$$\Delta N = m_a \cdot V_a \cdot (\dot{V}_{a1} - \dot{V}_{a2}), \quad (11)$$

де $\dot{V}_{a1}$, $\dot{V}_{a2}$ – лінійне прискорення автомобіля при розгоні відповідно в початковий період експлуатації й після тривалого пробігу.

Використання запропонованого способу дозволяє визначати зміну потужності на ведучих колесах автомобіля безпосередньо в процесі його експлуатації, виключивши необхідність проведення вимірів у стаціонарних умовах станцій технічного обслуговування. Це дає можливість застосовувати визначений параметр у процесі роботи бортових систем, що допомагають водієві керувати автомобілем.

На рис. 3 наведено експериментальний графік залежності коефіцієнта падіння потужності K_n на ведучих колесах автомобілів ГАЗ-3309 від їх пробігу S (швидкість руху 20 м/с).

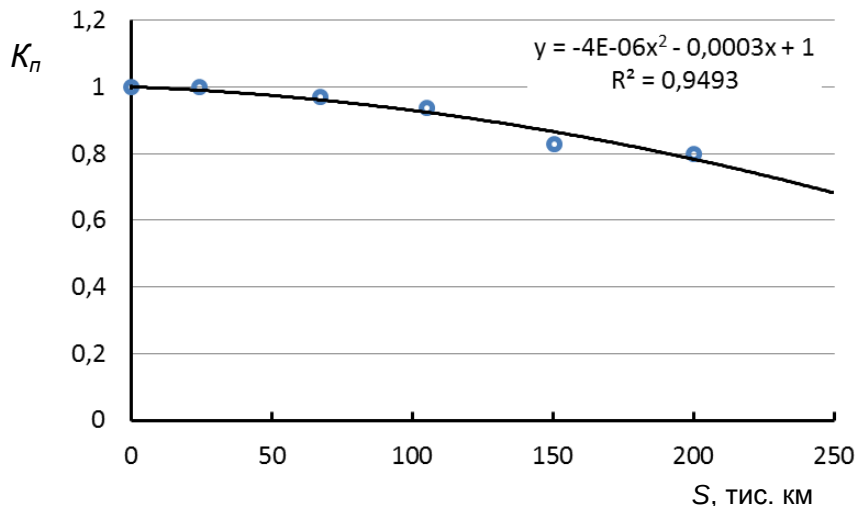


Рисунок 3 – Графік зміни в експлуатації коефіцієнта падіння потужності на ведучих колесах автомобілів (швидкість руху 20 м/с)

Отримана залежність зміни коефіцієнта падіння потужності K_n на ведучих колесах автомобілів в експлуатації дозволяє врахувати пробіг при визначенні запасу потужності двигуна під час виконання маневру обгону.

У четвертому розділі виконано теоретичне дослідження руху колеса автомобіля у тяговому режимі з використанням моделі багатокомпонентного складного руху.

У процесі теоретичного дослідження динаміки жорсткого та еластичного ведучого колеса було розглянуто такі режими його функціонування:

– усталений рух жорсткого та еластичного колеса автомобіля при постійному значенні крутильного моменту та при зміні крутильного моменту за гармонійним законом;

– рух жорсткого та еластичного колеса автомобіля в неусталеному режимі при зміні крутильного моменту за лінійним законом та при зміні крутильного моменту за гармонійним законом, а його середнього значення – за лінійним;

– рух жорсткого та еластичного колеса автомобіля при реалізації граничної за зчепленням дотичної реакції дороги при усталеному та неусталеному русі.

Отримано відповідні залежності, що характеризують взаємозв'язок між кінематичним та динамічним параметрами ведучого колеса. Наприклад, у процесі руху еластичного колеса автомобіля при зміні крутильного моменту за гармонійним законом кутова швидкість відносного руху колеса визначатиметься за формулою

$$\dot{\varphi}_{\kappa}^{\text{відн}} = \frac{A_M \cdot \Omega \cdot \cos(\Omega \cdot t - \Delta)}{J_{\kappa} \cdot \sqrt{(k^2 - \Omega^2)^2 + 4 \cdot n^2 \cdot \Omega^2}} = \omega_{\kappa}^{\text{відн}}, \quad (12)$$

де A_M , Ω – амплітуда й колова частота коливань крутильного моменту; J_{κ} – момент інерції колеса з урахуванням приведення до нього моментів інерції обертових мас трансмісії та двигуна; Δ – кут зсуву по фазі між коливаннями крутильного моменту й шини колеса.

Лінійна швидкість осі колеса

$$V_0 = V_{0n} + \frac{A_M \cdot r_{\partial}}{\Omega \cdot (J_{\kappa} + m_{\kappa} \cdot r_{\partial}^2)} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)], \quad (13)$$

де V_{0n} – початкова лінійна швидкість осі колеса (мінімальна за цикл); m_{κ} – маса колеса з урахуванням приведення до неї частини маси автомобіля, що поступально рухається.

Кутова швидкість переносного руху колеса

$$\omega_{\kappa}^{\text{пер}} = \frac{V_0}{r_{\partial}} = \omega_{\kappa n}^{\text{пер}} + \frac{A_M}{\Omega \cdot (J_{\kappa} + m_{\kappa} \cdot r_{\partial}^2)} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)], \quad (14)$$

де ω_{kn}^{nep} – початкова кутова швидкість переносного руху колеса.
Відносне буксування колеса

$$S_x = \frac{1}{1 + \frac{J_k}{\Omega^2} \cdot \frac{\sqrt{(k^2 - \Omega^2)^2 + 4 \cdot n^2 \cdot \Omega^2}}{\cos(\Omega \cdot t - \Delta)} \cdot \left[\frac{\omega_{kn}^{nep} \cdot \Omega}{A_M} + \frac{1 - \cos(\Omega \cdot t)}{J_k + m_k \cdot r_\partial^2} \right]}. \quad (15)$$

Використовуваний поздовжній коефіцієнт зчеплення колеса

$$\varphi_x = \frac{R_{xk}}{R_{zk}} = \frac{P_{xk}}{R_{zk}} + \frac{A_M}{R_{zk} \cdot r_\partial} \cdot \left[\frac{\sin(\Omega \cdot t)}{1 + \frac{J_k}{m_k \cdot r_\partial^2}} + \frac{\Omega^2 \cdot \sin(\Omega \cdot t - \Delta)}{\sqrt{(k^2 - \Omega^2)^2 + 4 \cdot n^2 \cdot \Omega^2}} \right] \leq \varphi_{x\max}, \quad (16)$$

де R_{xk} – дотична реакція дороги на колесо; R_{zk} – нормальна реакція дороги на колесо; P_{xk} – горизонтальна реакція на колесо від рами автомобіля; $\varphi_{x\max}$ – максимальний поздовжній коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою.

Отримані аналітичні вирази дозволяють оцінювати вплив амплітудно-частотних характеристик крутильного моменту на колесі і пружних характеристик шин на стійкість поступального руху автомобіля. У міру наближення колової частоти коливань крутильного моменту на колесі до колової частоти власних коливань шини відбувається різке збільшення відносного буксування й величини поздовжнього коефіцієнта зчеплення, який використовується, що може призвести до втрати стійкості поступального руху.

Запропоновано метод експериментального оцінювання параметрів контакту коліс автомобіля з дорогою.

Кінематичний параметр контакту колеса з дорогою

$$K = \frac{V_a}{\omega_k \cdot r_0}, \quad (17)$$

де ω_k – кутова швидкість колеса; r_0 – вільний радіус колеса, який визначається при відсутності нормального навантаження P_z на колесо.

Для розрахунку K за формулою (17) достатньо виміряти ω_k і V_a за допомогою реєстраційно-вимірювального комплексу.

Величина K визначається з урахуванням того, що r_0 від початку відомий, а величини $\dot{V}_a$; V_a ; ω_k ; $\dot{\omega}_k$ вимірюються за допомогою реєстраційно-вимірювального комплексу.

$$\dot{K} = \frac{dK}{dt} = \frac{\dot{V}_a - V_a \cdot \frac{\dot{\omega}_k}{\omega_k}}{\omega_k \cdot r_0} = \frac{\dot{V}_a}{\omega_k \cdot r_0} - \frac{V_a}{r_0} \cdot \frac{\dot{\omega}_k}{\omega_k^2}, \quad (18)$$

де $\dot{V}_a$, $\dot{\omega}_k$ – лінійне осі й кутове прискорення колеса.

Використання відносного ковзання шини в плямі контакту в якості характеристики взаємодії колеса з дорогою не дає можливості його точного визначення при експериментальних дослідженнях. Це пов'язано з труднощами виміру динамічного радіуса колеса, особливо при русі дорогами з покриттям, що деформується. Запропонований метод експериментальної оцінки параметрів контакту коліс автомобіля з дорогою, що використовує замість відносного ковзання S_x кінематичний параметр K , дозволяє визначити характеристики контакту коліс автомобіля з дорогою.

Визначено залежність коефіцієнта зчеплення шини з опорною поверхнею від кінематичного параметра колеса. Побудовані графіки залежності φ_x від кінематичного параметра колеса K при різних значеннях параметра радіальної деформації колеса λ_z , як це показано на рис. 4, що дозволить надалі використовувати його в алгоритмах роботи антиблокувальних і протибуксувальних пристроїв.

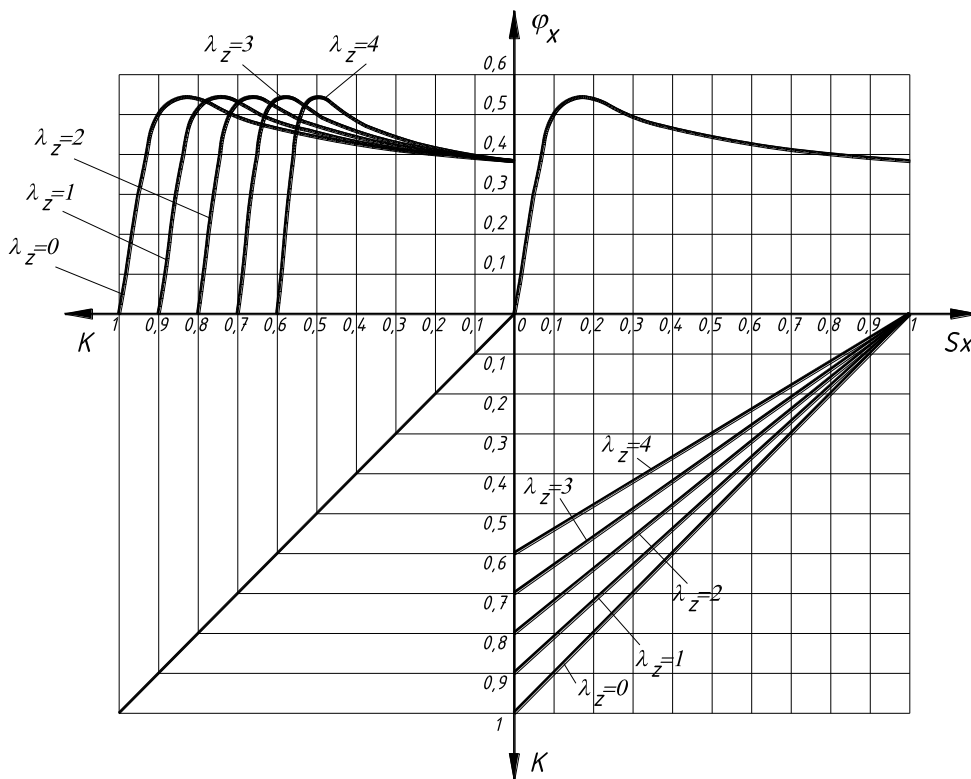


Рисунок 4 – Перетворення графіка функції $\varphi_x = f(S_x)$ в графік функції $\varphi_x = f(K)$ при різних значеннях параметра радіальної деформації колеса λ_z

У п'ятому розділі проведено комп'ютерне моделювання впливу конструктивних та експлуатаційних чинників на аеродинамічні характеристики легкових автомобілів.

Для проведення комп'ютерного моделювання при дослідженні аеродинамічних характеристик були створені 3D моделі легкових автомобілів-представників класів А-Е з кузовами типу хетчбек, ліфтбек, універсал, а також позашляховиків. Твердотільне 3D моделювання автомобілів з створенням цифрового прототипу здійснено в програмі Autodesk Inventor Professional 2017 (ліцензія № 560-47649183).

У процесі експлуатації автомобілі можуть бути дообладнані додатковими багажниками, що закріплюються на даху. Незважаючи на аеродинамічну форму таких багажників-боксів їх встановлення негативно впливає на аеродинамічні характеристики легкових автомобілів.

Для оцінювання ступеня впливу встановлення боксу на аеродинамічні характеристики легкового автомобіля були створені 3-D модель автомобіля класу А з кузовом хетчбек з встановленим на даху боксом (прототип – автомобіль марки Daewoo Matiz, бокс Thule Motion M (200)), а також 3-D модель позашляховика з боксом (прототип - автомобіль марки Mitsubishi Pajero Wagon, бокс Thule Motion XXL (900)).

Комп'ютерне моделювання процесів аеродинамічного впливу на автомобіль під час його руху здійснювалося з використанням ще одного програмного продукту фірми Autodesk, а саме Autodesk Simulation CFD 2017 (ліцензія № 900-63010820), що включає інструменти моделювання потоків рідин і газів, а також теплового моделювання.

Одним з головних результатів комп'ютерного моделювання процесу руху автомобіля із заданою швидкістю є визначення величини сил аеродинамічного опору – поздовжньої складової F_{wx} та підйомної складової F_{wz} . Для створених моделей легкових автомобілів класів А-Е та позашляховика отримані величини вище зазначених сил за результатами моделювання руху зі швидкостями від 10 м/с до 70 м/с з кроком у 10 м/с.

Під час руху на автомобіль крім зустрічного потоку повітря може діяти бічний вітер, що впливатиме у тому числі на стійкість його руху. Визначення аеродинамічних сил від дії бічного повітряного потоку в аеродинамічній трубі або у дорожніх умовах ускладнено через габаритні характеристики досліджуваних об'єктів. Тому використання комп'ютерного моделювання є доцільним і в цьому випадку.

Для створених моделей легкових автомобілів класів А-Д з кузовами хетчбек (прототипами яких є автомобілі Daewoo Matiz, Honda Jazz, Hyundai i30, Opel Signum) та класу Е з кузовами універсал і ліфтбек, (прототипами яких є автомобілі Audi S6 Avant та Audi A7 Sportback) та позашляховика (прототипом якого є автомобіль Mitsubishi Pajero Wagon) отримані величини поперечної складової F_{wy} та підйомної складової F_{wz} аеродинамічних сил за результатами моделювання впливу бічного повітряного потоку зі швидкостями від 5 м/с до

20 м/с з кроком у 5 м/с. Виявлено, що для всіх моделей, які були досліджені, вертикальна складова аеродинамічної сили, обумовлена дією бічного вітру є підйомною.

За результатами комп'ютерного моделювання отримані значення поздовжньої складової сили аеродинамічного опору, підйомної складової аеродинамічної сили в діапазоні швидкостей руху від 10 м/с до 70 м/с з кроком 10 м/с для моделей автомобіля класу А й позашляховика з встановленим боксом і без нього. Також визначені сили, зумовлені впливом бічного вітру зі швидкістю в діапазоні від 5 м/с до 20 м/с з кроком 5 м/с. Побудовані графіки зміни аеродинамічних сил від швидкості руху та від швидкості бічного вітру для моделей автомобілів класу А і позашляховика з встановленим боксом і без нього, які наведені на рис. 5 та рис. 6.

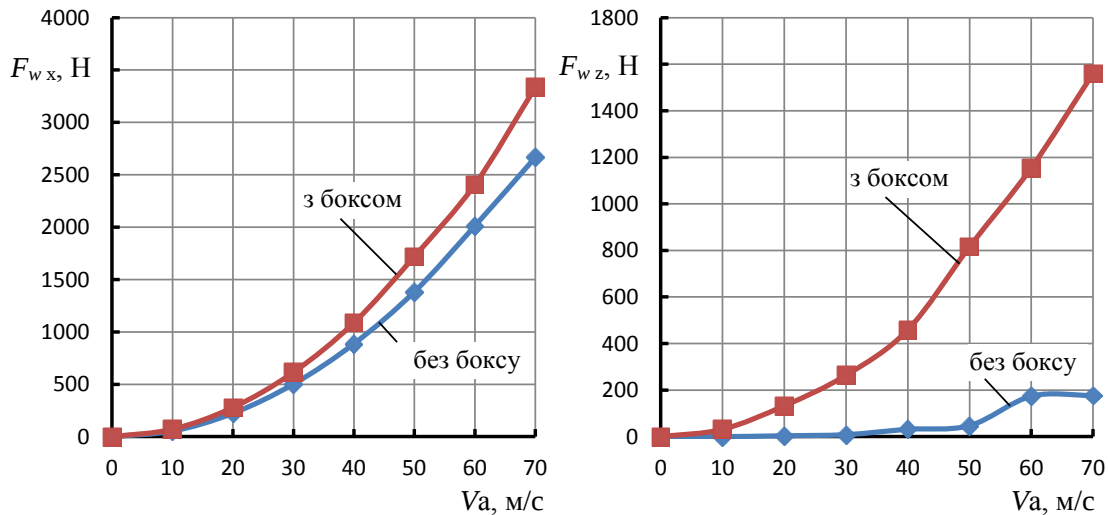


Рисунок 5 – Порівняння зміни величини складових аеродинамічних сил від швидкості за результатами комп'ютерного моделювання руху моделі автомобіля класу А з кузовом хетчбек (прототип Daewoo Matiz) з боксом і без нього

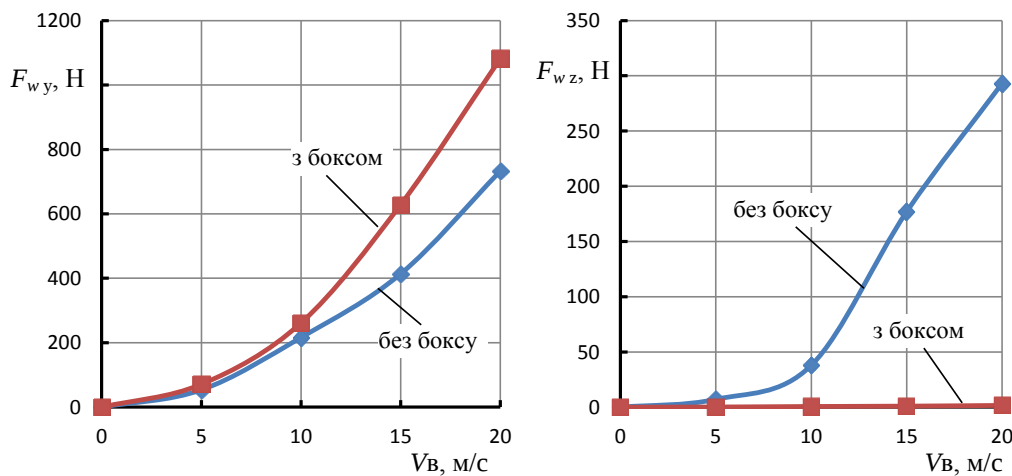


Рисунок 6 – Порівняння зміни величини складових аеродинамічних сил від швидкості бічного вітру за результатами комп'ютерного моделювання обтікання повітрям моделі автомобіля класу А з кузовом хетчбек (прототип Daewoo Matiz) з боксом і без нього

Аналіз цих графіків дозволив виявити, що при встановленні боксу на даху легкового автомобіля класу А поздовжня сила аеродинамічного опору збільшується в 1,23 рази (при швидкості руху 40 м/с). При встановленні боксу на даху позашляховика поздовжня сила аеродинамічного опору збільшується незначно. При моделюванні впливу бічного вітру на модель автомобіля класу А зі встановленим боксом зі швидкістю 15 м/с максимальна величина абсолютної швидкості повітря склала 18,4 м/с. Максимальна величина тиску повітря навколо цієї моделі з боксом при моделюванні впливу бічного вітру зі швидкістю 15 м/с склала 216,4 Па, мінімальне значення тиску повітря, склало -56,7 Па.

При русі трасою з високою швидкістю великогабаритні транспортні засоби, такі як фури, автобуси та ін., створюють навколо себе істотні збурення в повітряному потоці. Ці збурення впливають як на автомобілі, що рухаються в попутному напрямку, так і на зустрічні автомобілі. Для оцінки величини впливу таких повітряних потоків на проїжджаючі поруч автомобілі проведено комп'ютерне експериментальне дослідження. Для імітації руху великогабаритного транспорту був обраний автобус фірми Neoplan. У процесі комп'ютерного моделювання швидкість руху моделі автобуса була прийнята рівною 30 м/с. За результатами моделювання в пакеті прикладних програм Autodesk Simulation CFD були отримані як абсолютні значення векторів швидкості повітря навколо моделі, так і величини проекцій цих векторів на поздовжню, поперечну і вертикальну осі.

Аналізуючи отримані дані, можна зробити висновок, що потоки повітря, викликані рухом великогабаритного транспортного засобу (автобуса Neoplan), будуть впливати на проїжджаючі паралельно з інтервалом 0,75 м автомобілі в поперечному напрямку з максимальною швидкістю 8,97 м/с і мінімальною швидкістю -2,6 м/с, в поздовжньому напрямку з максимальною швидкістю 9 м/с і мінімальною швидкістю -5 м/с. Тож на легковий автомобіль, наприклад на позашляховик з боксом (прототип Mitsubishi Pajero Wagon) буде діяти сила в поперечному напрямку в діапазоні від 385 Н до -45 Н.

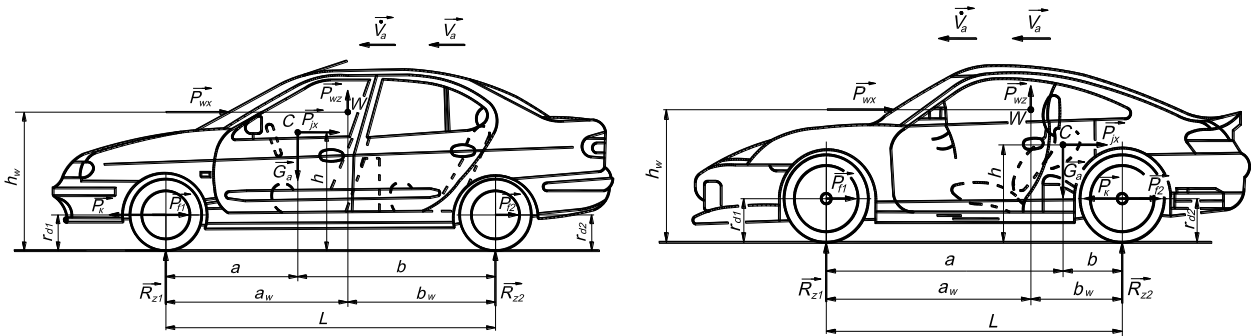
Запропоновано частотний метод оцінки бокової стійкості автомобіля при русі паралельними полосами дороги з швидкісними великогабаритними транспортними засобами. Умова відсутності резонансу поперечних коливань у площині дороги при русі автомобіля у зустрічному напрямку з великогабаритним транспортним засобом

$$\frac{V_{\text{вз}} + V_a}{1,3l} \neq \nu_{\text{вл}}, \quad (19)$$

де l – довжина великогабаритного транспортного засобу; $V_{\text{вз}}$ – лінійна швидкість руху великогабаритного транспортного засобу; V_a – лінійна швидкість автомобіля, на який діють збурені повітряні потоки від великогабаритного транспортного засобу; $\nu_{\text{вл}}$ – частота вільних (власних) поперечних коливань автомобіля у площині дороги.

У шостому розділі визначено гранично досяжні за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою показники тягово-швидкісних властивостей автомобілів при різних варіантах приводу ведучих коліс та з урахуванням підйомної складової аеродинамічної сили.

На рис. 7 наведена схема сил, що діють на задньопривідний автомобіль в тяговому режимі руху з урахуванням дії підйомної аеродинамічної сили.



а

б

а – передньопривідний автомобіль; б – задньопривідний автомобіль
Рисунок 7 – Схема сил, що діють на автомобіль в тяговому режимі руху (при розгоні) з урахуванням підйомної компоненти аеродинамічної сили

Граничне за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою прискорення автомобіля з урахуванням дії підйомної складової аеродинамічної сили:

– для передньопривідного автомобіля

$$\dot{V}_{a \text{ гран}} = g \cdot \varphi_{x \text{ max}} \cdot \frac{\frac{b}{L} - \frac{a}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x \text{ max}}} + f \cdot \frac{r_{d1} - r_{d2}}{L} - \frac{F \cdot V_a^2}{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x \text{ max}}} \times \left[k_z \cdot \left(\varphi_{x \text{ max}} \cdot \frac{b_w}{L} - \right. \right.}{1 + f \cdot \frac{h - r_{d2}}{L} + \varphi_{x \text{ max}} \cdot \frac{h - r_{d1}}{L}} - f \cdot \left(\frac{a_w}{L} - \varphi_{x \text{ max}} \cdot \frac{r_{d1} - r_{d2}}{L} \right) \left. \right] + k_x \cdot \left(1 + f \cdot \frac{h_w - r_{d2}}{L} + \varphi_{x \text{ max}} \cdot \frac{h_w - r_{d1}}{L} \right)}{,} \quad (20)$$

де a, b – відстань відповідно від передньої осі та від задньої осі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину, що проходить через ці осі; L – колісна база автомобіля; f – коефіцієнт опору коченню коліс; h – висота центру мас автомобіля; h_w – висота центру парусності автомобіля відносно опорної поверхні; r_{d1} – динамічний радіус передніх коліс; r_{d2} – динамічний радіус задніх коліс; F – площа лобового перетину або мідель автомобіля в поперечній площині; k_x, k_z – коефіцієнти відповідно лобового аеродинамічного опору та підйомної складової аеродинамічної сили; a_w, b_w – відстань відповідно від передньої осі та від задньої осі до проекції центру парусності автомобіля на горизонтальну площину, що проходить через ці осі;

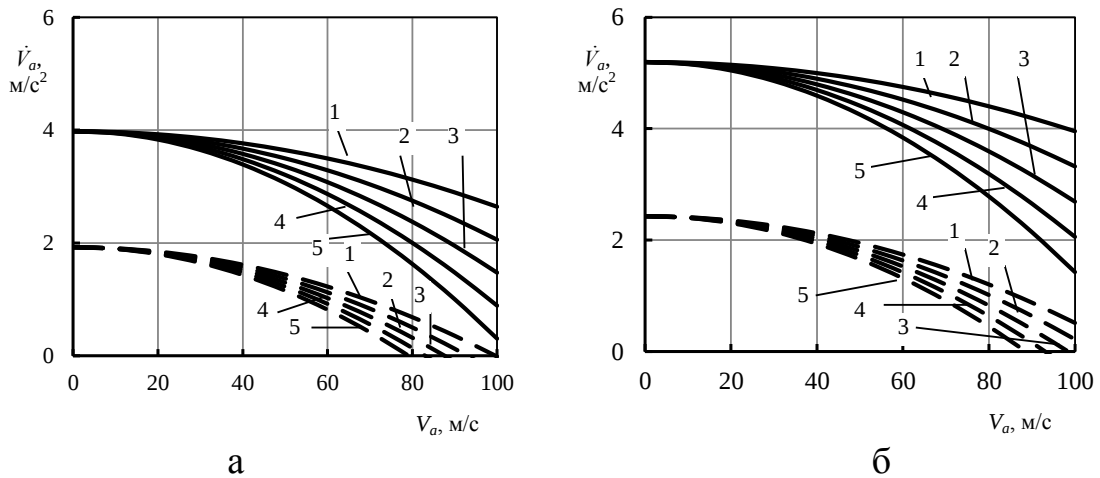
– для задньопривідного автомобіля

$$\dot{V}_{a \text{ гран}} = g \cdot \varphi_{x \text{ max}} \cdot \frac{\frac{a}{L} - \frac{b}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x \text{ max}}} + f \cdot \frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{L} - \frac{F \cdot V_a^2}{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x \text{ max}}} \cdot \left[k_z \cdot \left(\varphi_{x \text{ max}} \cdot \frac{a_w}{L} - \right. \right.}{1 - f \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L} - \varphi_{x \text{ max}} \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L}} - f \cdot \left(\frac{b_w}{L} + \varphi_{x \text{ max}} \cdot \frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{L} \right) \left. \right] + k_x \cdot \left(1 - f \cdot \frac{h_w - r_{\partial 1}}{L} - \varphi_{x \text{ max}} \cdot \frac{h_w - r_{\partial 2}}{L} \right)}{\left. \right]}; \quad (21)$$

– для повнопривідного автомобіля

$$\dot{V}_{a \text{ гран}} = g \cdot \varphi_{x \text{ max}} \cdot \left(1 - \frac{F \cdot V_a^2}{m_a \cdot g} \cdot \left(k_z + \frac{k_x}{\varphi_{x \text{ max}}} \right) \right). \quad (22)$$

На рис. 8 наведено графіки залежності граничного за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою прискорення задньопривідного автомобіля від його швидкості.



а – задньопривідний автомобіль Opel Omega-B класичного компонування;
б – задньопривідний задньомоторний автомобіль Porsche 995 Turbo; 1 – при $k_z = -0,2$; 2 – при $k_z = -0,1$; 3 – при $k_z = 0$; 4 – при $k_z = 0,1$; 5 – при $k_z = 0,2$;
————— – при $\varphi_{x \text{ max}} = 0,8$; - - - - - – при $\varphi_{x \text{ max}} = 0,4$

Рисунок 8 – Графіки залежності $\dot{V}_{a \text{ гран}}(V_a)$ для задньопривідних автомобілів при повному завантаженні при різних значеннях k_z , Н·с²/м⁴

Кваліметричне оцінювання динамічних властивостей автомобіля можна здійснювати шляхом оцінювання ступеня реалізації зчіпних властивостей автомобілів при розгоні. Для оцінювання ступеня реалізації зчіпних властивостей автомобілів при розгоні пропонується використовувати такий параметр, як власний індекс динамічності автомобіля, який дорівнює відношенню граничного прискорення автомобіля, обумовленого потужністю

його двигуна, до граничного прискорення, обумовленого зчепленням ведучих коліс автомобіля з дорогою

$$q_{\epsilon} = \frac{\dot{V}_{aN \max}}{\dot{V}_{a \text{гран}}}, \quad (23)$$

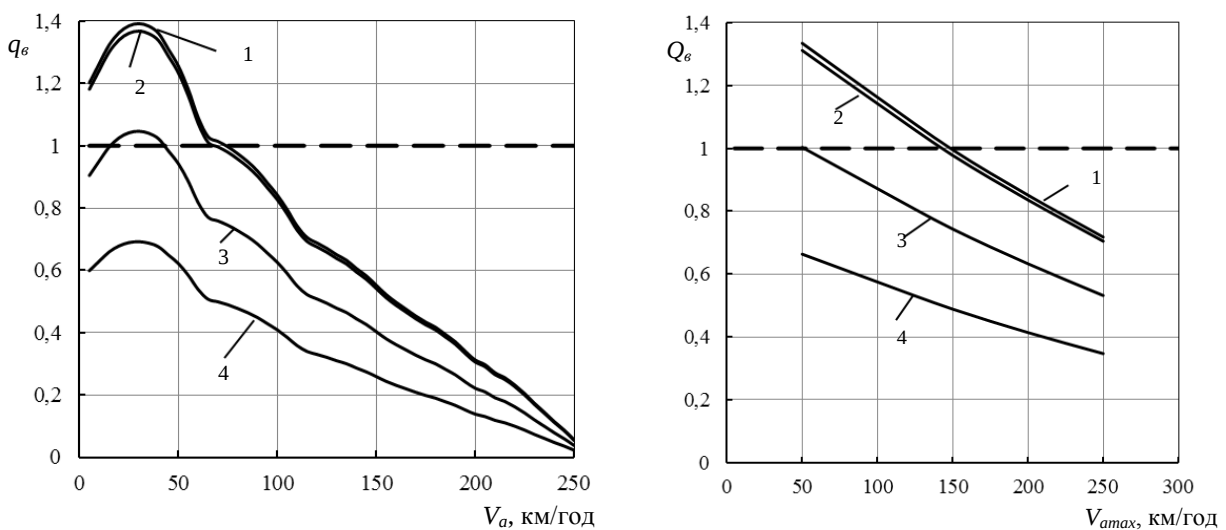
де $\dot{V}_{aN \max}$ – максимальне прискорення автомобіля, обумовлене потужністю його двигуна; $\dot{V}_{a \text{гран}}$ – граничне за умовою зчеплення з дорогою ведучих коліс прискорення автомобіля.

Також пропонується застосовувати інтегральний відносний показник динамічних властивостей автомобіля (власний інтегральний відносний індекс динамічності), який вираховується як відношення площі під кривою власного індексу динамічності автомобіля до величини інтервалу швидкостей руху на якому ця площа визначається

$$Q_{\epsilon} = \frac{\int_{V_{a \min}}^{V_{a \max}} q_{\epsilon} \cdot dV}{V_{a \max} - V_{a \min}}, \quad (24)$$

де V_{amin} , V_{amax} – відповідно мінімальна й максимальна границі інтервалу швидкостей руху автомобіля.

На рис. 9 наведено графіки залежностей власного індексу динамічності q_{ϵ} від швидкості руху V_a та власного інтегрального відносного індексу динамічності Q_{ϵ} від верхньої границі інтервалу швидкостей руху V_{amax} автомобілів Porsche 995 Turbo з однаковими габаритними, ваговими й аеродинамічними параметрами, але різного компоновання.



1 – передньопривідний; 2 – задньопривідний класичного компоновання; 3 – задньопривідний задньомоторного компоновання; 4 – повнопривідний
Рисунок 9 – Залежності від швидкості при різних компоновальних схемах автомобіля власних індексів динамічності

У цьому розділі представлено результати експериментальних досліджень.

Для зменшення похибок акселерометра при вимірюванні поздовжнього лінійного прискорення автомобіля під час руху дорогою з поздовжнім ухилом α , необхідно вводити поправку, що враховує величину кута ухилу дороги. Тоді показання акселерометра за віссю чутливості X з урахуванням поправки будуть визначатися за формулою

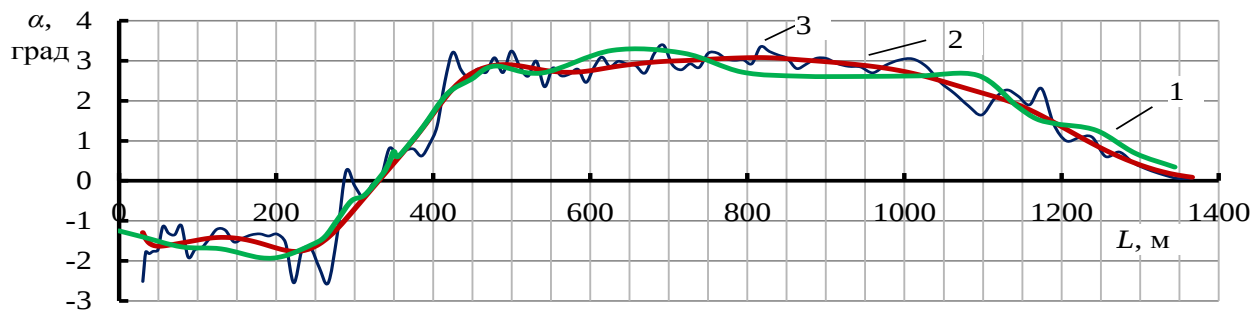
$$a_{xe} = a_x - g \cdot \sin \alpha = a_x - \varepsilon = \dot{V}_a, \quad (25)$$

де a_x – показання акселерометра за віссю чутливості X; ε – величина поправки на показання акселерометра за віссю чутливості X при прискореному русі автомобіля дорогою з поздовжнім ухилом.

У формулі (25) ε приймає позитивні значення при русі автомобіля ухилом угору ($\alpha > 0$) і негативні при русі ухилом униз ($\alpha < 0$).

Дорожні експериментальні дослідження базувалися на вимірюванні параметрів руху автомобіля ВАЗ-2111 на ділянці дороги з поздовжнім ухилом двома трикоординатними датчиками прискорення і GPS / GLONASS приймачем.

Результати обробки експериментальних даних, отриманих у процесі експерименту з визначення величини поздовжнього ухилу дороги за допомогою GPS/GLONASS приймача, наведені на рис. 10.

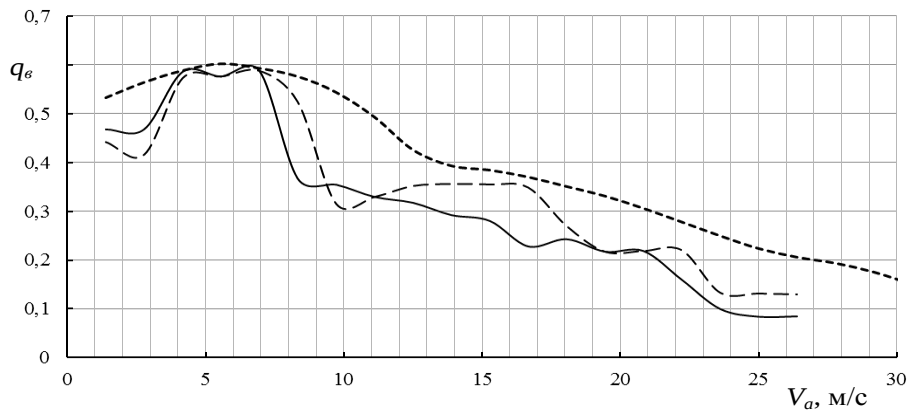


1 – зміна фактичного поздовжнього ухилу дороги; 2 – значення поздовжнього ухилу дороги без фільтрування, визначені за показаннями GPS/GLONASS приймача під час руху автомобіля; 3 – відфільтровані фільтром Баттерворта значення поздовжнього ухилу дороги

Рисунок 10 – Порівняння результатів визначення поздовжнього кута ухилу ділянки дороги

Згідно отриманих результатів експериментального дослідження, середня й максимальна абсолютні похибки визначення кута поздовжнього ухилу дорожнього полотна склали відповідно $\Delta_{\text{аср}} = 0,25^{\circ}$, $\Delta_{\text{аmax}} = 0,42^{\circ}$, а середня й максимальна відносні похибки – $\delta_{\text{аср}} = 9,04\%$, $\delta_{\text{аmax}} = 15,8\%$.

Проведено дорожні експериментальні дослідження з визначення власного індексу динамічності автомобіля ВАЗ-2110 при використанні в якості палива бензину і газової пропан-бутанової суміші, результати якого наведені на рис. 11.

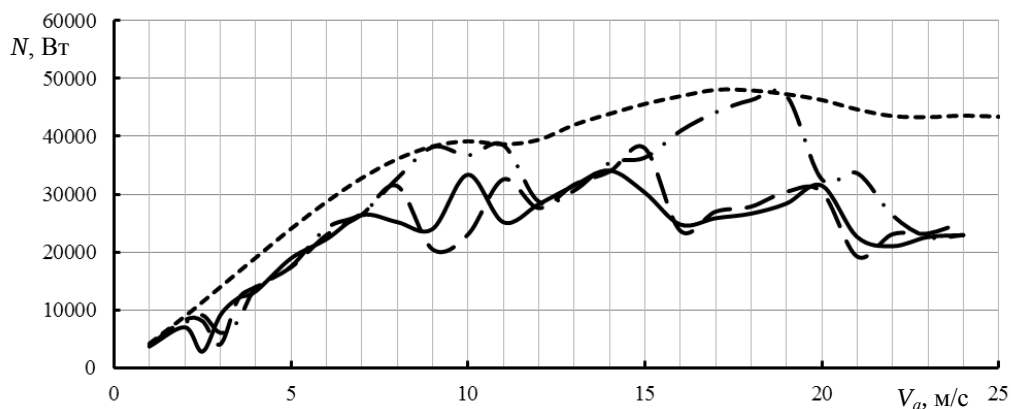


----- – власний індекс динамічності; ————— – власний фактичний індекс динамічності при використанні в якості палива газу; — — — – власний фактичний індекс динамічності при використанні в якості палива бензину

Рисунок 11 – Залежності власного індексу динамічності і власного фактичного індексу динамічності від швидкості руху автомобіля ВАЗ-2110 при використанні різних видів палива

Встановлено, що власний інтегральний відносний індекс динамічності на інтервалі швидкостей руху 1-25 м/с автомобіля ВАЗ-2110 з пробігом 200 тис. км знизився відносно значення, отриманого згідно з тяговим розрахунком для нового автомобіля, з 0,3 до 0,23 (на 23%) при використанні в якості палива бензина та до 0,19 (на 36%) при використанні в якості палива газу.

На рис. 12 та у табл. 2 наведено результати виконаного дорожнього експериментального дослідження автомобіля Hyundai i30 з визначення потужності, що витрачається на розгін, та індивідуальних індексів динамічності, які враховують індивідуальну манеру водіїв під час управління при розгоні.



————— – під управлінням 1-го водія; — — — — — 2-го водія; — · — · — 3-го водія;
----- – у відповідності з тяговим розрахунком

Рисунок 12 – Залежності потужності на колесах автомобіля, що витрачається на розгін, від швидкості руху автомобіля Hyundai i30 під управлінням водіїв з різною манерою водіння

Таблиця 2 – Значення власного і індивідуальних з урахуванням індивідуальної манери водіння інтегральних відносних індексів динамічності на відповідному інтервалі швидкостей руху автомобіля Hyundai i30

Інтервал швидкості руху V_a , м/с	Власний інтегральний відносний індекс динамічності Q_δ	Індивідуальний інтегральний відносний індекс динамічності		
		Водій 1 Q_{i1}	Водій 2 Q_{i2}	Водій 3 Q_{i3}
1-15	0,80	0,58	0,59	0,65
15-25	0,66	0,44	0,46	0,53

Визначено, що потужність на ведучих колесах автомобіля Hyundai i30, яка витрачається на розгін, при управлінні водіями з різним досвідом водіння при русі зі швидкістю 18 м/с змінюється у діапазоні від 26,7 кВт до 46,3 кВт.

Удосконалено експериментальний метод визначення маси автомобіля у процесі його руху шляхом урахування кута поздовжнього ухилу дороги. Маса автомобіля в експлуатації визначатиметься за формулою

$$m_{a_2} = \frac{m_{a_1} \cdot (g \cdot f + \delta \cdot a_{x_1} + g \cdot (1 - \delta) \cdot \sin \alpha_1)}{g \cdot f + \delta \cdot a_{x_2} + g \cdot (1 - \delta) \cdot \sin \alpha_2}, \quad (26)$$

де m_{a1} – відома маса автомобіля в тестовому заїзді; δ – коефіцієнт врахування обертових мас двигуна і трансмісії автомобіля при розгоні; a_{x1} , a_{x2} – значення лінійних поздовжніх прискорень автомобіля відповідно масою m_{a1} і m_{a2} у площині дороги, що реєструються акселерометром; α_1 , α_2 – кути поздовжнього ухилу дороги відповідно у тестовому заїзді і в експлуатації, які визначаються з використанням GPS / GLONASS приймача.

Значення маси m_{a2} пропонується обчислювати багаторазово при різних значеннях швидкості руху V_{ai} при розгоні на певній передачі.

Індивідуальну манеру водіння і рівень кваліфікації водіїв, зниження максимальної ефективної потужності двигуна та коефіцієнта корисної дії трансмісії автомобіля в експлуатації, а також зміну поточної маси автомобіля необхідно враховувати в алгоритмах роботи бортових систем, у тому числі, для підвищення точності прогнозування безпеки виконання маневру обгону.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі узагальнено методи оцінювання взаємозв'язку між динамічними та енергоперетворюючими властивостями, що дозволило сформулювати концепцію вирішення наукової проблеми підвищення функціональної стабільності автомобіля. Це дозволило отримати нові наукові результати та зробити практичні рекомендації.

1. Аналіз результатів відомих досліджень виявив відсутність сучасного системного підходу до оцінювання енергоперетворюючих властивостей автомобілів та їхнього взаємозв'язку з динамічними властивостями. У зв'язку з

розвитком електроавтомобілів, гібридних автомобілів і автомобілів з інерційними акумуляторами енергії термін «паливна економічність» застарів і не відповідає своєму призначенню.

Впровадження рівнів реалізації забезпечення стабільності величини параметрів автомобіля, що впливають на його експлуатаційні властивості та їх адаптивної зміни дозволяє здійснювати кваліметричне оцінювання ступеня забезпечення функціональної стабільності експлуатаційних властивостей автомобіля.

2. Для більш об'єктивного оцінювання енергоперетворюючих властивостей автомобілів доцільно використовувати показник – енергетична економічність автомобіля, який визначається як відношення витрат енергії двигуна на величину нормованого шляху автомобіля. Зворотна величина цього показника характеризує відстань на яку може переміститися автомобіль при використанні одиниці енергії двигуна. При русі зі швидкістю 30 м/с горизонтальною ділянкою дороги з коефіцієнтом сумарного дорожнього опору $\psi = 0,014$ умовного легкового автомобіля з коефіцієнтом опору повітря $k_x = 0,25 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$, оснащеного бензиновим двигуном, витрата енергії на одиницю

довжини шляху склала $\frac{\Delta W_{\partial}}{S_M} = 3,71 \text{ кДж/м}$; оснащеного дизельним двигуном – $\frac{\Delta W_{\partial}}{S_M} = 2,53 \text{ кДж/м}$.

3. Нерівномірність крутильного моменту двигуна внутрішнього згоряння є причиною додаткових витрат енергії на рух автомобіля. Додаткові витрати енергії ДВЗ пропорційні амплітуді коливань A_p тягової сили на ведучих колесах та шляху, що пройдено автомобілем. Введено нову інтерпретацію коефіцієнта корисної дії транспортного засобу, що враховує нерівномірність крутильного моменту двигуна, й отримано аналітичний вираз для його визначення.

Поздовжня податливість ходової частини автомобіля при коливаннях тягової сили на колесах призводить до збільшення додаткових витрат енергії. Ці витрати збільшуються в міру наближення частоти коливань крутильного моменту ДВС до частоти вільних (власних коливань) ходової частини автомобіля в поздовжньому напрямку.

4. При проектуванні автомобілів необхідно прагнути того, щоб трансмісія автомобіля працювала в дорезонансній зоні, зі значним перевищенням частоти власних коливань k трансмісії над частотою вимушених Ω_M коливань крутильного моменту. При відношенні $\frac{k}{\Omega_M} > 4$ відношення додаткових витрат енергії ΔW_s

до витрат енергії W_s при рівномірному русі становить 0,2, а при $\frac{k}{\Omega_M} > 6$ – не перевищує 0,1.

5. За величиною зміни потужності на ведучих колесах автомобіля, що витрачається на розгін, за час тривалої експлуатації можливо здійснювати

оцінку функціональної стабільності показників потужності його двигуна і ККД трансмісії. Проведенні експериментальні дослідження з використанням запропонованого методу визначення зміни потужності на ведучих колесах автомобіля в процесі експлуатації дозволили оцінити функціональну стабільність його тягових властивостей. Встановлено, що при розгоні на 5-й передачі у момент руху зі швидкістю 20 м/с падіння потужності на ведучих колесах автомобілів ГАЗ-3309 склало 17 % (14,5 кВт) при 150 тис. км пробігу, що призводить до зниження максимального прискорення автомобіля на 35% з 0,611 м/с до 0,394 м/с. Визначено, що при зазначеному пробігу коефіцієнт падіння потужності на ведучих колесах автомобіля склав $K_n = 0,83$. Зі збільшенням пробігу тенденція падіння потужності на ведучих колесах автомобілів зберігається.

6. Використання методу багатокомпонентного складного руху дозволило визначити кінематичні й динамічні параметри ведучого колеса (жорсткого й еластичного) при дії постійного і змінного за гармонійним законом крутильних моментів. Отримані аналітичні вирази дозволяють оцінювати вплив вібраційних характеристик крутильного моменту на колесі і пружних характеристик шин на стійкість поступального руху автомобіля. При наближенні колової частоти коливань крутильного моменту на колесі до колової частоти власних коливань шини відбувається різке збільшення відносного буксування й величини поздовжнього коефіцієнта зчеплення, який використовується, що може спричинити втрату стійкості поступального руху.

7. Застосування показника – кінематичного параметру K контакту коліс автомобіля з дорогою дозволяє спростити оцінювання втрат швидкості автомобіля, що обумовлені ковзанням шини в контакт з дорогою та її деформаціями у радіальному та дотичному напрямках. Отримані залежності коефіцієнта зчеплення від кінематичного параметра K контакту шини з дорогою дозволяють спростити аналіз динаміки кочення колеса. Параметр радіальної деформації колеса λ_z , що враховується при визначенні кінематичного параметра K , для більшості шин нормального профілю буде знаходитися в діапазоні від 0 до 0,4.

8. За результатами проведеного комп'ютерного моделювання процесу впливу повітряного потоку на автомобіль, який рухається, виявлено, що зі збільшенням класу легкових автомобілів (від класу А до позашляховиків), які мають кузов типу «хетчбек», неможливо виявити чіткі тенденції у зміні їх аеродинамічних характеристик. Останні залежать, перш за все, від ступеня опрацювання дизайну автомобілів фірмами-виробниками. Так, при однакових швидкостях руху, сила поздовжнього аеродинамічного опору моделі автомобіля класу Е (прототип Audi A7 Sportback) менша, ніж у моделей автомобіля класу С (прототип Hyundai i30) й автомобіля класу D (прототип Opel Signum). При встановленні боксу на даху легкового автомобіля класу А поздовжня сила аеродинамічного опору збільшується в 1,23 рази при швидкості руху 40 м/с. При встановленні боксу на даху позашляховика поздовжня сила аеродинамічного опору збільшується незначно.

9. При русі назустріч великогабаритному транспортному засобу, наприклад, автобусу по зустрічній смузі на автомобіль додатково будуть впливати повітряні потоки. Швидкість повітряних потоків у поздовжньому напрямку змінюється від 9 м/с до -5 м/с, у поперечному напрямку від 9 м/с до -3 м/с. На позашляховик з боксом (прототип Mitsubishi Pajero Wagon) буде впливати сила в поперечному напрямку в діапазоні від 385 Н до -45 Н.

Застосування частотного методу оцінювання бокової стійкості автомобіля при русі паралельними полосами дороги зі швидкісними великогабаритними транспортними засобами дозволило встановити умову відсутності резонансу коливань у площині дороги при дії на бічну поверхню автомобіля збурених повітряних потоків. Це дозволяє запобігти виникненню загрози "затягування" автомобіля під швидкісний великогабаритний транспортний засіб.

10. Результати дослідження граничних за умовою зчеплення ведучих коліс автомобіля з дорогою динамічних показників легкових автомобілів, що враховують вплив підйомної складової аеродинамічної сили виявило наступне:

- задньомоторні автомобілі мають найбільш високі значення граничних прискорень як при частковому, так і при повному завантаженні;
- передньопривідні легкові автомобілі мають найменші показники граничних прискорень у порівнянні з автомобілями інших компоновальних схем;
- на граничне прискорення здійснюють вплив швидкість руху та завантаження автомобіля, що для задньопривідних легкових автомобілів виявляється більшим, а для передньопривідних – меншим;
- раціональний розподіл тягових сил між осями повнопривідних автомобілів при реалізації граничних зчіпних можливостей, що враховує динамічні радіуси, відносне поздовжнє буксування ведучих коліс, характеристики дороги, масу та геометричні параметри машини.

11. Запропоновані власний і власний інтегральний відносний індекси динамічності автомобіля дозволяють здійснювати кваліметричне оцінювання його динамічних властивостей за ступенем реалізації зчіпних можливостей ведучих коліс автомобіля з дорогою, що є одним з елементів кваліметричного оцінювання технічного рівня автомобіля.

Проведені експериментальні дослідження показали можливість використання запропонованого методу оцінки динамічних властивостей автомобілів під керуванням конкретного водія з певними навичками водіння в експлуатації на будь-якому інтервалі швидкостей руху. Для автомобіля Hyundai i30 з пробігом 13780 км індивідуальний індекс динамічності q_i при русі зі швидкістю 10 м/с знижується відносно значення, отриманого згідно тягового розрахунку з 0,76 до 0,72 (на 5 %), 0,65 (на 14 %) та 0,45 (на 41 %) при управлінні відповідно 3-м, 1-м та 2-м водіями. На інтервалі швидкостей руху 15-25 м/с індивідуальний інтегральний відносний індекс динамічності Q_i знизився щодо значення, отриманого згідно тягового розрахунку з 0,66 до 0,53 (на 20 %); 0,46 (на 30 %); 0,44 (на 33 %) при управлінні відповідно 3-м, 2-м та 1-м водіями.

12. При проведенні дорожніх експериментальних досліджень і для забезпечення роботи бортових систем контролю технічного стану необхідно визначати масу автомобіля та поздовжній кут дорожнього полотна. Удосконалені методи оцінки цих параметрів дозволили суттєво знизити похибку їх визначення. Так, при використанні запропонованих методів, при куті ухилу дороги $\alpha = 3^0$ і значенні фактичного поздовжнього лінійного прискорення автомобіля $\dot{V}_a = \pm 3 \text{ м/с}^2$, абсолютна й відносна похибки вимірювання зменшаться у 7 разів з $\Delta = \pm 0,5 \text{ м/с}^2$ до $\Delta_{\text{хmax}} = \pm 0,0719 \text{ м/с}^2$ і з $\delta_{\text{max}} = 17\%$ до $\delta_{\text{хmax}} = 2,4\%$.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Подригало М. А. Квалиметрия, стандартизация и унификация тормозного управления колесных машин: монография / М. А. Подригало, В. П. Волков, Д. В. Абрамов и др. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2007, – 446 с.
2. Абрамов Д. В. Динамічні властивості і стабільність функціонування автотранспортних засобів: монографія / Д. В. Абрамов, Н. М. Подригало, М. А. Подригало та ін. – Х.: ХНАДУ, 2014. – 204 с.
3. Абрамов Д. В. Покращення тактико-технічних властивостей засобів транспорту при русі в колоні: монографія / Д. В. Абрамов, М. А. Подригало, О. С. Полянський та ін. – Х.: Національна академія НГУ, 2016. – 281 с.
4. Подригало М. А. Обґрунтування вимог до тактико-технічних та експлуатаційних характеристик автомобілів та бойових машин Національної гвардії України: монографія за редакцією М. А. Подригало, О. С. Полянського / М. А. Подригало, С. А. Соколовський, Р. О. Кайдалов, Д. В. Абрамов та ін. – Харків, НАНГУ, 2017. – 348 с.
5. Абрамов Д. В. Предельные динамические показатели переднеприводных легковых автомобилей с учетом подъемной аэродинамической силы / Д. В. Абрамов // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті: науковий журнал. – 2015. – №1 (3). – С. 10–15.
6. Абрамов Д. В. Экспериментальный метод оценки индивидуальных особенностей управления автомобилем водителями при разгоне / Д. В. Абрамов // Технология приборостроения. Научно-технический журнал. – 2015. – №1. – С. 31–34.
7. Абрамов Д. В. Оценка использования запаса мощности двигателя в процессе разгона автомобиля / Д. В. Абрамов // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – 2015. – №2 (26). – С. 55–59.
8. Абрамов Д. В. Метод определения массы автомобиля в процессе движения по дороге с продольным уклоном / Д. В. Абрамов // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Технічні науки»). – 2016. – Вип. 55. – С. 11 – 15.

9. Подригало М. А. Оценка падения мощности на ведущих колесах автомобиля в процессе длительной эксплуатации / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Ю. В. Тарасов, А. И. Коробко, Р. О. Кайдалов, А. И. Никорчук // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2015. – Вип. 3. – С. 308–314.

10. Подригало М. А. Застосування методу парціальних прискорень для оцінювання тягово-швидкісних властивостей автомобілів та бойових машин / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Р. О. Кайдалов // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – 2016. – №2 (28). – С. 16–21.

11. Лебедев А. Т. Оценка наработки мобильных машин по выполненной двигателем механической работе / А. Т. Лебедев, М. А. Подригало, А. С. Полянський, Д. В. Абрамов [та ін.] // Механіка та машинобудування: науково-технічний журнал. – 2011. – № 2. – С. 120–127.

12. Подригало М. А. Аналіз і класифікація засобів вимірювання витрати палива автотракторною технікою в умовах експлуатації / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Вісник СевНТУ: збірник наукових праць. Серія: машинобудування та транспорт. – 2011. – Вип. 122. – С. 73–77.

13. Подригало М. А. Определение параметров выбега автомобиля, применяемых при дальнейшем расчете мощности двигателя в процессе его движения / М. А. Подригало, Д. М. Клец, Д. В. Абрамов [та ін.] // Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Технічні науки. – 2011. – Вип. 29. – С. 6–8.

14. Абрамов Д. В. Визначення доцільності проведення позапланового технічного обслуговування автомобілів за критерієм витрат на паливо в експлуатації / Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Вісник Національного транспортного університету. – 2012. – Вип. 25. – С. 286–290.

15. Подригало М. А. Раціональне шикування автомобільних колон внутрішніх військ за критерієм динамічності / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, А. І. Нікорчук // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – 2013. – Вип. 2(22). – С. 61–67.

16. Подригало М. А. Підвищення маневреності автомобільних колон / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, А. І. Нікорчук // Наукові нотатки: міжвузівський збірник наукових праць. – 2014. – Вип. 46. – С. 416–420.

17. Подригало М. А. Шикування автомобільних колон за інтегральним критерієм динамічності / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, С. А. Соколовський, А. І. Нікорчук // Системи озброєння і військова техніка: науковий журнал. – 2014. – №2 (38). – С. 130–136.

18. Подригало М. А. Определение предельных динамических показателей легковых автомобилей / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов // Механіка та машинобудування: науково-технічний журнал. – 2013. – № 1. – С. 81–91.

19. Абрамов Д. В. Визначення поточної маси автомобіля в процесі руху / Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Технічні науки. – 2013. – Вип. 40. – С. 41–43.

20. Подригало М. А. Розробка способу та бортових засобів запобігання зіткненню автомобілів при виконанні маневру обгону / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Автомобільний транспорт: збірник наукових праць. – 2013. – Вип. 33. – С. 29–35.

21. Подригало М. А. Метод экспериментальной оценки параметров контакта колес автомобиля с дорогой / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2013. – № 3. – С. 80–84.

22. Подригало М. А. Определение зависимости коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью от кинематического параметра колеса / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов // Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Технічні науки. – 2014. – Вип. 43. – С. 18–21.

23. Подригало М. А. Установившееся движение колеса автомобиля при изменении крутящего момента по гармоническому закону / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов // Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Технічні науки. – 2014. – Вип. 46. – С. 13–17.

24. Подригало М. А. Энергетическая экономичность автомобиля и критерии ее оценки / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Ю. В. Тарасов, В. М. Ефимчук // Вісник національного технічного університету «ХПІ». Серія: автомобіле- та тракторобудування: збірник наукових праць. – 2015. – № 10 (1119). – С. 28–37.

25. Абрамов Д. В. Коэффициент полезного действия и показатели удельного потребления энергии при движении автомобиля / Д. В. Абрамов, Н. М. Подригало, М. А. Подригало // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Технічні науки»). – 2017. – Вип. 57. – С. 8–16.

26. Подригало М. А. Оценка дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин / М. А. Подригало, Н. П. Артемов, Д. В. Абрамов, М. Л. Шуляк // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Серія: автомобіле- та тракторобудування: збірник наукових праць. – 2015. – № 9 (1118). – С. 98–107.

27. Подригало М. А. Влияние неравномерности крутящего момента двигателя внутреннего сгорания на энергетическую экономичность колесных транспортных средств / М. А. Подригало, А. С. Полянский, Н. М. Подригало, Д. В. Абрамов // Залізничний транспорт України: науково-практичний журнал. – 2015. – № 6. – С. 40–46.

28. Lebedev A. Operating of mobile machine units system using the model of multicomponent complex movement / A. Lebedev, N. Artiomov, M. Shuljak, [et. all] // Автомобільний транспорт: збірник наукових праць. – 2015. – Вип. 36. – С. 60–66.

29. Подригало М. А. Визначення необхідного запасу потужності двигуна в момент розгону автомобіля, що здійснює обгін / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Вісник Харківського Національного автомобільно-дорожнього університету: збірник наукових праць. – 2015. – Вип. 71. – С. 7–12.

30. Абрамов Д. В. Оценка влияния пробега на показатели тяговых свойств автомобиля / Д. В. Абрамов, А. И. Никорчук // Вісник Харківського Національного автомобільно-дорожнього університету: збірник наукових праць. – 2016. – Вип. 72. – С. 23–28.

31. Podrigalo. M. Creation of the energy approach for estimating automobile dynamics and fuel efficiency / M. Podrigalo, D. Klets, N. Podrigalo, D. Abramov, Yu. Tarasov, R. Kaidalov, V. Hatsko, A. Mazin, A. Litvinov, M. Barun // Eastern-European journal of enterprise technologies. – 2017. – №5/7 (89). – p. 58–64.

32. Podrigalo M. Synthesis of energyefficient acceleration control law of automobile / M. Podrigalo, R. Kaidalov, D. Klets, N. Podrigalo, A. Makovetskyi, V. Hatsko, D. Abramov, Yu. Tarasov, D. Lytovchenko, A. Litvinov // Eastern-European journal of enterprise technologies. – 2018. – №1/7 (91). – p. 62–70.

Публікації за кордоном

33. Артемов Н. П. Мобильный регистрационно-измерительный комплекс для проведения динамических испытаний колесных машин / Н. П. Артемов, М. А. Подригало, Д. М. Клец, Д. В. Абрамов [и др.] // Совершенствование эксплуатационных свойств транспортно-технологических машин и комплексов: материалы первой международной научно-практической конференции в г. Сургут, 18–20 апреля 2012 г. – Омск: СибАДИ, 2012. – С. 19–23.

34. Шеин В. С. Определение продольного уклона дороги в процессе движения автомобиля / В. С. Шеин, А. И. Коробко, Д. В. Абрамов, М. А. Подригало // Альтернативные источники энергии в транспортно-технологическом комплексе: проблемы и перспективы рационального использования: сборник научных трудов международной научно-практической конференции, 20–21 ноября 2014 года. – Воронеж: Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова, 2014. – Вып. 1. – С. 163–168.

35. Podrigalo M. Determination of the work done by the engine in the course of automobile movement / M. Podrigalo, D. Abramov, A. Molodan // Сборник доклады XXII Науково-технічної конференції з міжнародною участю «Транспорт, екологія – устойчиво развитие», 19–21 мая 2016 року. – Варна: ТУ-Варна, 2016. – С. 124–130.

36. Yatsenko K. Increase of functional stability of control and sustainability against skid of double-section multiaxial automobiles / M. Podrigalo, A. Kurenko, I. Rogozin, D. Abramov // Сборник доклады XXIII Науково-технічної конференції з міжнародною участю «Транспорт, екологія – устойчиво развитие», 15–17 июня 2017 року. – Варна: ТУ-Варна, 2017. – С. 363–367.

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

37. Абрамов Д. В. Анализ способов определения продольного уклона дорожного полотна в процессе движения автомобиля / Д. В. Абрамов // Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту і

експертизи автомобіля: зб. тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції з нагоди Дня автомобіліста і дорожника, 15–16 жовтня 2014 року. – Харків: ХНАДУ, 2014. – С. 86–87.

38. Абрамов Д. В. Визначення акселерометрами абсолютного лінійного прискорення автомобіля при русі дорогою з поздовжнім ухилом / Д. В. Абрамов // Наукове забезпечення службово-бойової діяльності національної гвардії України. Секція 2. Наукове забезпечення процесів розроблення, удосконалення, експлуатації та ремонту зразків озброєння, військової та спеціальної техніки. Тези доповідей на VII науково-практичній конференції від 31 березня 2016 року, м. Харків: НАНГУ, 2016. – С. 4–5.

39. Podrigalo M. A. Determination of moving car engine power as one of monitored parameters by an on-board diagnostic system / M. A. Podrigalo, D. V. Abramov, D. M. Klets [et. all], // Innovative technologies and perspectives of transport, automobile and road-building branches of industry: збірник матеріалів регіональної науково-практичної конференції, 14–15 січня 2011 року. – Харків: ХНАДУ, 2011 – С. 173–175.

40. Подригало М. А. Визначення потужності двигуна при русі автомобіля / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, Д. М. Клец [та ін.] // Новітні технології – для захисту повітряного простору: тези доповідей сьомої наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 13–14 квітня 2011 року. – Х.: ХУПС ім. Івана Кожедуба, 2011.– С. 189.

41. Абрамов Д. В. Розробка експериментального методу визначення потужності двигуна при русі автомобіля по дорозі/ Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Новітні технології – для захисту повітряного простору: тези доповідей дев'ятої наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 17–18 квітня 2013 року. – Х.:ХУПС ім. Івана Кожедуба, 2013. – С. 238.

42. Абрамов Д. В. Потери в упругих и инерционных звеньях и их учет в тяговом расчете автомобилей / Д. В. Абрамов, Н. М. Подригало // Актуальні питання розвитку, удосконалення та експлуатації озброєння та військової техніки у внутрішніх військах МВС України: матеріали науково-практичного семінару, 28 листопада 2013 року. – Х.: Академія внутрішніх військ МВС України, 2013. – С. 6–7.

43. Абрамов Д. В. Професійна підготовка водіїв до безпечного виконання маневру обгону / Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Проблеми підготовки кадрів автомобільної галузі та шляхи їх вирішення: збірник матеріалів Міжнародної науково-методичної конференції, 7–8 листопада 2013 р. – Х.: ХНАДУ, 2013. – С. 168–169.

44. Лебедєв А. Т. Оцінка напрацювання машин по виконаній двигуном механічної роботи / А. Т. Лебедєв, М. А. Подригало, О. С. Полянський, Д. В. Абрамов та ін. // Новітні технології – для захисту повітряного простору: тези доповідей восьмої наукової конференції Харківського університету

повітряних сил ім. Івана Кожедуба, 18–19 квітня 2012р. – Харків: ХУПС ім. Івана Кожедуба, 2012. – С. 220–221.

45. Черников А. В. Оценка степени влияния на аэродинамические характеристики легковых автомобилей дополнительного багажника-бокса / А. В. Черников, Д. В. Абрамов // Наукові праці міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції присвяченої 85-річчю кафедри автомобілів, та 100-річчю з Дня народження професора А. Б. Гредескула «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців», 20–21 жовтня 2016 р. – Харків: ХНАДУ, 2016. – С. 180–181.

46. Подригало М. А. Розробка системи запобігання зіткнення автомобільно транспортних засобів при обгоні / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов, А. І. Коробко, В. О. Тесля // Проблеми і перспективи розвитку автомобільної галузі: матеріали II всеукраїнської науково – практичної конференції молодих учених та студентів Донецької академії автомобільного транспорту, 18–19 вересня 2013р. – Донецьк, 2013. – С. 71–73.

47. Абрамов Д. В. Експериментальні дослідження потужності двигуна автомобіля в дорожніх умовах / Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України: зб. тез доповідей V науково-практичної конференції 28 березня 2013. – Х.: Академія внутрішніх військ МВС України, 2013. – С. 99.

48. Лебедев А. Т. Модель многокомпонентного сложного движения в решении задач управления системой мобильных машин / А. Т. Лебедев, М. А. Подригало, Н. П. Артемов, Д. М. Клец, Д. В. Абрамов, Р. О. Кайдалов, М. Л. Шуляк // Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті: зб. наук. праць 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 року. – Харків: ХНАДУ, 2015. – С. 152–153.

49. Подригало М. А. Общий подход к решению задачи оценки влияния амплитуды и частоты колебаний крутящего момента на кинематические параметры ведущего колеса автомобиля / М. А. Подригало, Д. В. Абрамов // Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України: зб. тез доповідей науково-практичного семінару, 16 жовтня 2014 року. – Харків: Національна академія Національної гвардії України, 2014. – С. 73–75.

50. Подригало М. А. Експериментальне дослідження зміни динамічних властивостей автомобіля відповідно до його пробігу / М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, А. І. Нікорчук, Д. В. Абрамов // Проблемні питання розвитку озброєння та військової техніки. Тези доповідей на VI науково-технічній конференції від 15–18 грудня 2015 року, м. Київ/ЦНДІ ОВТ ЗС України. – К.: Видавничий дім Дмитра Бураго, 2015. – С. 172–173.

51. Подригало М. А. Визначення коефіцієнта падіння потужності автомобілів, які входять до складу військової автомобільної колони /

М. А. Подригало, Р. О. Кайдалов, Д. В. Абрамов, А. І. Нікорчук // Новітні технології для захисту повітряного простору. Тези доповідей дванадцятої наукової конференції Харківського університету Повітряних Сил імені Івана Коржедуба 13–14 квітня 2016 року. – Х.:ХУПС ім. І. Кожедуба, 2016. – С. 296–297.

52. Черников А. В. Особенности компьютерного моделирования при определении аэродинамических характеристик автомобиля в пакете AUTODESK CFD / А. В. Черников, Д. В. Абрамов, Е. О. Кравец // Впровадження технологій комп'ютерного моделювання для підвищення якості підготовки фахівців з будівельної та машинобудівельної галузей. Наукові праці Всеукраїнської науково-методичної Інтернет-конференції Харківського національного автомобільно-дорожнього університету 24 листопада 2016 року. – Х.:ХНАДУ, 2016. – С. 75–78.

53. Абрамов Д. В. Экспериментальная оценка степени реализации потенциальных динамических возможностей автомобилей при разгоне / Д. В. Абрамов, Ю. В. Тарасов, Р. О. Кайдалов // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції «Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення сил охорони правопорядку» 27 жовтня 2016 р. – Х.: НАНГУ, 2016. – С. 9–10.

54. Кайдалов Р. О. Оцінка показників динамічності броньованих автомобілів при випробуваннях / Р. О. Кайдалов, Д. В. Абрамов, Ю. В. Тарасов, Г. М. Маренко, О. В. Літвінов // Тези ІХ Всеукраїнської науково-практичної конференції «Освітньо-наукове забезпечення діяльності правоохоронних органів і військових формувань України» 8 грудня 2016 р. – Хмельницький: НАДПСУ, 2016. – С. 543–544.

55. Абрамов Д. В. Визначення індексу динамічності при розгоні броньованого автомобіля під керуванням водіїв з різною кваліфікацією / Д. В. Абрамов // Актуальні проблеми проектування, виготовлення і експлуатації озброєння та військової техніки. Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції 17 – 19 травня 2017 року. – Вінниця: ВНТУ, 2017. – С. 11–13.

56. Абрамов Д. Визначення похибки вимірювання прискорення автомобіля акселерометром під час руху дорогою з поздовжнім ухилом / Д. Абрамов, А. Коробко, Ю. Тарасов, А. Молодан // 13-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Матеріали симпозіуму 18–19 травня 2017 року. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2017. – С. 87–88.

57. Абрамов Д. В. Визначення доцільності проведення позапланового технічного обслуговування автомобіля за критерієм витрат на паливо в експлуатації / Д. В. Абрамов, В. О. Тесля // Покращення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів та двигунів: матеріали міжнародної конференції НТУ, 5–9 червня 2012р. – Київ, 2012. – С. 286–290.

58. Абрамов Д. В. Оцінювання енергетичної економичності автомобілів за показниками питомого споживання енергії при його русі / Д. В. Абрамов, Н. М. Подригало, М. А. Подригало // Новітні технології – для захисту повітряного простору. Тези доповідей тринадцятої наукової конференції

Харківського національного університету Повітряних Сил імені Івана Коржедуба 12–13 квітня 2017 року. – Х.:ХНУПС ім. І. Коржедуба, 2017. – С. 345–346.

59. Абрамов Д. В. Загальний підхід до дослідження руху колеса автомобіля у тяговому режимі з урахуванням коливань крутного моменту, зумовлених організацією робочого процесу двигуна внутрішнього згорання / Д. В. Абрамов, М. А. Подригало // Збірник тез доповідей науково-практичної конференції «Актуальні питання матеріально-технічного забезпечення військових формувань та правоохоронних органів» 26 жовтня 2017 р. – Х.: НАНГУ, 2017. – С. 10–11.

60. Абрамов Д. В., Подригало М. А. Рух колеса автомобіля у тяговому режимі навантаженого крутним моментом, що коливається / Д. В. Абрамов, М. А. Подригало // Новітні технології – для захисту повітряного простору. Тези доповідей чотирнадцятої наукової конференції Харківського національного університету Повітряних Сил імені Івана Коржедуба 11–12 квітня 2018 року. – Х.:ХНУПС ім. І. Коржедуба, 2018. – С. 338.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

61. Пат. 80213 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення потужності двигуна автомобіля в експлуатації / Подригало М. А., Клец Д. М., Абрамов Д. В., Коробко А. І., Мостова А. М., Тесля В. О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2012 07280; заявл. 15.06.2012; опубл. 27.05.2013, Бюл. № 10.

62. Пат. 80214 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення потужності двигуна автомобіля в експлуатації без попереднього проведення його вибігу / Подригало М. А., Клец Д. М., Абрамов Д. В., Коробко А. І., Тесля В. О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2012 07283; заявл. 15.06.2012; опубл. 27.05.2013, Бюл. № 10.

63. Пат. 86134 Україна, МПК G08G 1/16, B60W 30/08. Система запобігання зіткнення автомобілів при виконанні маневру обгону / Подригало М. А., Абрамов Д. В., Тесля В. О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2013 09325; заявл. 25.07.2013; опубл. 10.12.2013, Бюл. № 23.

64. Пат. 86133 Україна, МПК G08G 1/16, B60W 30/08. Спосіб запобігання зіткнення автомобілів при виконанні маневру обгону / Подригало М. А., Абрамов Д. В., Тесля В. О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2013 09323; заявл. 25.07.2013; опубл. 10.12.2013, Бюл. № 23.

65. Пат. 92259 Україна, МПК G01G 19/03, B60W 40/12, B60W 40/13. Спосіб визначення повної маси автомобіля та маси вантажу в процесі руху / Подригало М. А., Абрамов Д. В., Тесля В. О.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2014 01854; заявл. 25.02.2014; опубл. 11.08.2014, Бюл. № 15.

66. Пат. 101997 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення зміни потужності на ведучих колесах автомобіля в процесі експлуатації / Абрамов Д. В., Кайдалов Р. О., Коробко А. І., Нікорчук А. І., Подригало М. А., Тарасов Ю. В.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 201503553; заявл. 16.04.2015; опубл. 12.10.2015, Бюл. № 19.

67. Пат. 102155 Україна, МПК B60B 15/00, G01M 17/02, G01N 19/02. Спосіб визначення параметрів контакту колеса автомобіля з дорогою / Подригало М. А., Абдулгасіс У. А., Абрамов Д. В., Абдулгасіс А. У., Феватов С. А.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 201413703; заявл. 22.12.2014; опубл. 26.10.2015, Бюл. № 20.

68. Пат. 106039 Україна, МПК G01P 15/00, G01P 3/00. Система для вимірювання параметрів руху рухомих об'єктів / Подригало М. А., Абрамов Д. В., Тарасов Ю. В., Коробко А. І., Оліярник Б. О., Власюк П. С.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № u 201510857; заявл. 06.11.2015; опубл. 11.04.2016, Бюл. № 7.

АНОТАЦІЯ

Абрамов Д.В. Концепція покращення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобілів. – Кваліфікаційна наукова праця 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, 2018.

Дисертація присвячена вирішенню актуальної наукової проблеми підвищення функціональної стабільності автомобіля на основі розробки комплексного підходу, який об'єднує в систему оцінювання динамічних властивостей автомобілів на стадії проектування, зміну цих властивостей у процесі експлуатації, а також застосування моделі багатокомпонентного складного руху, що дозволяє розглядати загальну динаміку руху автомобілів у транспортному потоці. Розроблено підходи до оцінювання та покращення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобіля. Запропоновано показник енергетичної ефективності автомобіля – енергетична економічність. Визначено додаткові витрати енергії, що обумовлені коливаннями тягової сили на ведучих колесах автомобілів. Визначено взаємозв'язок між кінематичними та динамічними параметрами ведучого колеса при його русі, що супроводжується коливаннями крутильного моменту. Виконано комп'ютерне моделювання впливу конструктивних та експлуатаційних чинників на аеродинамічні характеристики легкових автомобілів. Розвинуто метод оцінювання гранично досяжних показників тягово-швидкісних властивостей автомобілів. Проведено експериментальні дослідження впливу експлуатаційних чинників на динамічні властивості автомобілів.

Ключові слова: автомобіль, динамічність, функціональна стабільність, крутильний момент, колесо, енергія, ухил, маса, аеродинамічні характеристики.

АННОТАЦИЯ

Абрамов Д.В. Концепция улучшения функциональной стабильности динамических и энергопреобразующих свойств автомобилей. – Квалификационная научная работа 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, 2018.

Диссертация посвящена решению актуальной научной проблемы повышения функциональной стабильности автомобиля на основе разработки комплексного подхода, объединяющего в систему оценивание динамических свойств автомобилей, выполняемую на стадии проектирования, изменение этих свойств в процессе эксплуатации, а также применение модели многокомпонентного сложного движения, которая позволяет рассматривать общую динамику движения автомобилей в организованном и неорганизованном транспортном потоке, что составило основу концепции улучшения функциональной стабильности их динамических и энергопреобразующих свойств. Разработаны подходы к оценке и улучшению функциональной стабильности динамических и энергопреобразующих свойств автомобиля.

Предложен показатель энергетической эффективности автомобиля – энергетическая экономичность, что позволило обобщить известные показатели на автомобили с альтернативными источниками энергии. Определены дополнительные затраты энергии, обусловленные колебаниями тяговой силы на ведущих колесах у автомобилей с двигателями внутреннего сгорания, а также влияние продольной податливости ходовой части на дополнительные потери энергии при установившемся движении автомобиля.

За счет использования физической модели многокомпонентного сложного движения определена взаимосвязь между кинематическими и динамическими параметрами ведущего колеса при его движении в разных режимах, которое сопровождается колебаниями крутящего момента. Получена взаимосвязь между проскальзыванием и радиальной деформацией шины с использованием показателя – кинематического параметра контакта колеса с дорогой.

Разработан метод сравнительного квалитетического анализа динамических свойств различных автомобилей и уровня квалификации водителей с применением предложенных собственного и собственного интегрального относительного а также индивидуального и индивидуального интегрального относительного индексов динамичности.

Выполнено компьютерное моделирование влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на аэродинамические характеристики легковых автомобилей. Моделирование позволило оценить влияние воздушных потоков на автомобиль при движении параллельными полосами дороги со скоростными крупногабаритными транспортными средствами с применением частотного метода оценки боковой устойчивости автомобиля.

Получил развитие метод оценки предельно достижимых по условию сцепления ведущих колес с дорогой показателей тягово-скоростных свойств автомобилей при различных вариантах привода ведущих колес и с учетом подъемной аэродинамической силы.

Усовершенствован метод определения массы автомобиля в процессе его движения путем учета угла продольного уклона дороги. Дальнейшее развитие получил расчетно-экспериментальный метод оценки изменения мощности двигателя в процессе эксплуатации за счет сравнения затрат мощности на разгон автомобиля при различном пробеге.

Проведены экспериментальные исследования влияния эксплуатационных факторов на динамические свойства автомобилей.

Практическое значение полученных результатов подтверждено внедрением предложенных методов и подходов в опытно-конструкторские работы на производстве и испытания, судебную автотехническую экспертизу, эксплуатацию автомобилей.

Ключевые слова: автомобиль, динамичность, функциональная стабильность, крутящий момент, колесо, энергия, уклон, масса, аэродинамические характеристики.

ABSTRACT

D. Abramov. The Concept of Improving the Functional Stability of Dynamic and Energy-Transforming Properties of the Cars. - Qualification scientific work. Manuscript copyright.

Thesis for obtaining the scientific degree of the Doctor of Technical Sciences, specialty 05.22.02 – cars and tractors. – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2018.

The thesis deals with solving the actual scientific problem of increasing the functional vehicle stability through the development of a comprehensive approach, that combines assessment system dynamic properties of cars at the design stage, these properties change in the operation and use of complex multicomponent model movement that allows us to consider the general dynamics traffic in the traffic flow. The approaches to the estimation and the improvement of functional stability of dynamic and energy-transforming properties of the car are developed. A measure of energy efficiency vehicle is proposed - energy efficiency. The additional energy costs resulting from fluctuations traction on the driving wheels of cars are determined. The relationship between the kinematic and dynamic parameters of the driving wheel with its movement, which is accompanied by torque fluctuations, is determined. The computer simulation of the influence of constructive and operational factors on the aerodynamic characteristics of cars is performed. The method of estimation of the maximum achievable indicators of the traction-speed properties of cars is developed. The experimental investigations of the influence of operational factors on the dynamic properties of cars have been carried out.

Key words: car, dynamic, functional stability, torque, wheel, energy, slope, weight, aerodynamic characteristics.

Підписано до друку 20.09.2018 р. Формат 60×84¹/₁₆.
Умов. друк. арк. 24,5. Папір офсетний. Наклад 300 прим.

КП «Міська друкарня»
м. Харків, 61002, вул. Алчевських, 44.
Свідоцтво про державну реєстрацію
серія ДК, № 5495, від 22.08.2017 р.