

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ  
УНІВЕРСИТЕТ**

**Волков Володимир Петрович**

**УДК 629.017**

**ФОРМУВАННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ ГАЛЬМІВНИХ  
ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ МАШИН ПРИ ПРОЕКТУВАННІ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат  
дисертації на здобуття  
наукового ступеня доктора технічних наук

**Харків – 2005**

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 та ремонту машин.

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор **Федосов Олександр Сергійович**, Сумський національний аграрний університет, завідувач кафедри проектування технічних систем;

доктор технічних наук, професор **Гудз Густав Стефанович**, національний університет "Львівська політехніка", професор кафедри експлуатації і ремонту автомобільної техніки;

доктор технічних наук, професор **Тернюк Микола Емануїлович**, інститут машин і систем Мінпромполітики і НАН України, директор.

**Провідна установа:** Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, кафедра "Автомобілі", Міністерство освіти і науки України, м. Луганськ.

**Захист відбудеться:** 25 05 2005 р. о 12<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002, м. Харків, вул. Петровського, 25.

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

Автореферат розісланий " " 2005 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Наглюк І.С.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Вступ.** Забезпечення надійності є важливим етапом підвищення технічного рівня і удосконалення якості колісних машин, до групи яких відносяться автомобілі.

Функціональна нестабільність елементів системи "водій – автомобіль – дорожнє середовище" (ВАДС) є причиною параметричних і, у кінцевому рахунку, функціональних відмовлень, що призводять до значного матеріального збитку і людських жертв.

**Актуальність теми.** Важливу роль у забезпеченні активної безпеки колісних машин відіграє багатофункціональне гальмове управління.

Гальмові властивості колісних машин є важливим чинником, що забезпечує безпеку дорожнього руху. Досвід експлуатації показує, що при проектуванні необхідно не тільки забезпечити відповідність показників ефективності гальмування і курсової стійкості колісних машин у момент виходу з конвеєра заводу, але й створити умови для збереження цих показників у плині всього періоду експлуатації.

Стабільність гальмових властивостей у плині всього періоду експлуатації забезпечує необхідний технічний рівень і конкурентоздатність колісних машин. Відповідність цих властивостей пропонованим вимогам можна забезпечити при прогнозуванні на стадії проєктування розвитку вимог до гальмових властивостей як нових машин, так і машин, що перебувають в експлуатації.

Стабілізація гальмових властивостей колісних машин може здійснюватися як за рахунок застосування різних автоматичних пристрій (регуляторів гальмових сил, антиблокувальних систем, а також нових систем динамічної стабілізації курсового кута при заносі в процесі гальмування), так і за рахунок створення вузлів й агрегатів гальмового управління зі стабільними вихідними характеристиками.

На жаль, у даний час не одержало розвиток питання управління на стадії проєктування функціональною стабільністю системи ВАДС у режимі гальмування. Цьому перешкоджає недостатня вивченість функціональної стабільності елементів ВАДС, взаємозв'язку цих елементів у режимі гальмування, а також – відсутність необхідних критеріїв оцінки і нормативних вимог.

**Зв'язок з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконувалася:

- відповідно до постанови Національної ради з питань безпеки життєдіяльності населення №3 від 25 грудня 1997 р. "Про відповідність вимог охорони праці машин, транспортних засобів, устаткування яких виготовляється в Україні";

- відповідно з планами науково-дослідницької роботи кафедри автомобілів ХНАДУ з проблеми: "Безпека дорожнього руху", - і комплексної теми:

- “Системне проектування і конструювання транспортних засобів, що забезпечують необхідну активну безпеку дорожнього руху”;
- була складовою частиною програми ГКНТ СРСР № 054.04 за рішенням науково-технічної проблеми: “Розробити і впровадити прогресивні технічні засоби, прилади, системи і нові методи в галузі підвищення безпеки дорожнього руху на автомобільних дорогах країни в 1986 ... 1990 роки” (тема 04.01 “Розробити теоретичні основи і створити нові конструкції автомобільних систем”);
  - відповідно до господоговірних науково-дослідних робіт для Кременчуцького автомобільного заводу в 1974 – 1977 р., Горьківського автомобільного завodu в 1976 – 1977, 1980 р., автомобільного заводу ім. Ліхачова в 1980 р.

**Мета і задачі дослідження.** Метою дослідження є підвищення технічного рівня колісних машин поліпшенням гальмових властивостей на основі забезпечення їхньої функціональної стабільності.

Для реалізації поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- зробити оцінку стабільності показників ефективності гальмування колісних машин на основі прогнозу їхнього розвитку в часі;
- зробити оцінку курсової стійкості колісних машин при гальмуванні як прояву функціональної нестабільності системи ВАДС;
- оцінити особливості стійкості тривісних колісних машин при гальмуванні;
- здійснити аналіз і синтез способів динамічної стабілізації колісної машини при гальмуванні;
- зробити оцінку впливу енергоперетворювальних властивостей гальмового управління на стабільність гальмових властивостей колісних машин.

**Об'єкт дослідження** – процес гальмування і робочі процеси у гальмовому управлінні колісної машини.

**Предмет дослідження** – параметрична і функціональна стабільність системи ВАДС у процесі гальмування.

**Методи дослідження.** У теоретичній частині дисертації використовувалися методи рішення лінійних і нелінійних диференціальних рівнянь, методи теорії подоби, ймовірносно-статистичні методи, математичний апарат теорії похибок і теорії чутливості. В експериментальній частині використовувалися методи натурних випробувань.

**Наукова новизна отриманих результатів:** на основі проведеного ретроспективного аналізу розвитку системи ВАДС виконано прогнозування зміни вимог до гальмових властивостей колісних машин і стабільності їхніх характеристик. Уперше визначено взаємозв'язок стабільності структури і параметрів гальмового управління з поводженням системи ВАДС при гальмуванні.

**Практичне значення отриманих результатів.** Розроблені методики і моделі прогнозування розвитку вимог до ефективності гальмування; визначення радіусів інерції колісних машин на стадії проектування; вибору параметрів гальмового управління з урахуванням їхньої функціональної

стабільності; оцінки курсової стійкості колісної машини при гальмуванні; запропоновані варіанти сполучень конструкції елементів гальмового управління; енергетичного підходу до формування стабільних гальмових властивостей колісних машин – використані Запорізьким автомобільним заводом, Кременчуцьким автомобільним заводом, Львівським автобусним заводом, Волзьким автомобільним заводом, Горьківським автомобільним заводом, ВАТ “Автомобільний завод “Урал”, автомобільним заводом ім. Ліхачова, ЗАТ “УКРАВТОБУСПРОМ”, ДП ДЕРЖАВТОTRANСНДпроектом, Центральним науково-дослідним інститутом озброєнь і військової техніки Збройних сил України, інститутом машин і систем Мінпромполітики і НАН України, ГНЦ РФ ФГУП “НАМИ” при удосконалюванні гальмового управління серійних автомобілів і проектуванні нових, а також у навчальному процесі при підготовці інженерів-механіків, інженерів-конструкторів і магістрів-дослідників із спеціальностей 7.090258 “Автомобілі та автомобільне господарство”, 7.090211 “Колісні та гусеничні транспортні засоби”.

#### **Особистий внесок здобувача.**

Всі отримані результати, що виносяться на захист, отримані автором самостійно й в основному викладені в роботах, опублікованих без співавторів. У спільніх роботах здобувач:

- спроектував дискове гальмо, провів дорожньо-лабораторні випробування і узагальнив результати дослідження [5];
- узагальнив результати статистичного аналізу коефіцієнта тертя фрикційних пар та отримав їх математичні функції щільності розподілу [23];
- обґрутував і розробив методологічний підхід формування нормативних вимог до ефективності гальмування автомобілів [24];
- запропонував підхід і розробив математичні моделі визначення радіусів інерції автомобіля на стадії його проектування [25];
- запропонував критерій оцінки та виконав аналіз стійкості двох- і троххвісних автомобілів при гальмуванні [26];
- обґрутував методику визначення роботи включення барабанних гальм [27];
- виконав експериментальні дослідження та узагальнив їх результати [28];
- запропонував рекомендації по перспективі використання різних схем розподілу контурів гальмівного приводу з позиції зміни росту нормативних вимог до середнього сталого уповільнення легкових автомобілів при гальмуванні [29];
- обґрутував підхід і отримав залежності, що забезпечують вибір розподілу гальмівних сил за критерієм термонаvantаженості [30].

**Апробація результатів дисертації.** Дисертаційна робота обговорена на міжкафедральному науковому семінарі Харківського національного автомобільно-дорожнього університету та одержала позитивну оцінку. Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідалися на: міжнародній науковій конференції

“Сучасні транспортні проблеми” (Харків, 1996); міжнародні науково-технічні конференції “Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я “MicroCAD-96”” (Харків, 1996); міжнародні наукові конференції “Гальма автомашин” (Польща, Лодзь, 1997); III міжнародні науково-технічні конференції “Концепція розвитку й високі технології виробництва та ремонту транспортних засобів в умовах постіндустріальної технології” (Росія, Оренбург, 1997); міжнародні науково-технічні конференції “Проблеми експлуатації та ремонту автомобільних транспортних засобів” (Севастополь, 1997); першій міській науково-практичній конференції “Актуальні проблеми сучасної науки у дослідженнях молодих учених Харкова” (Харків, 1997); I, II, III міжнародних науково-технічних конференціях “Проблеми якості та експлуатації автотранспортних засобів” (Росія, Пенза, 2002, 2003, 2004); IV, V, VI, VII міжнародних науково-технічних конференціях “Автомобільний транспорт: проблеми та перспективи” (Севастополь, 2000, 2002, 2003, 2004); VII, VIII, IX, X міжнародних науково-технічних конференціях “Транспорт, екологія – стійкий розвиток” (Болгарія, Варна, 2001, 2002, 2003, 2004); міжнародні науково-технічні конференції “Проблеми мехатроніки в подальшому розвитку транспортних засобів і систем” (Харків, 2001); міжнародні науково-технічні конференції “Перспективні напрямки розвитку конструкцій автомобіля” (Харків, 2001); міжнародні науково-технічні конференції “Нові технології в машинно-приборобудуванні та на транспорті” (Севастополь, 2001); міжнародні конференції “KONFERENCIA HAMULKOVA” (Польща, Лодзь, 2001); XXXVIII міжнародній науково-технічній конференції “Безпека автотранспортних засобів” (Росія, Дмитров, ГУП НИЦІАМТ, 2002); науково-технічній конференції “Проблеми надійності машин на етапах проектування, експлуатації та ремонту” (Харків, ХДТУСХ, 2002); міжнародній конференції “Прогрес транспортних засобів і систем” (Росія, Волгоград, 2002); міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми створення нових машин і технологій” (Кременчук, 2002); другій міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми технічного сервісу сільськогосподарської техніки” (Харків, 2003); міжнародній науково-технічній конференції “Інформаційні технології в авіації” (Харків, 2003); міжнародній науково-технічній конференції “Автомобільний транспорт у XX столітті” (Харків, 2003); X міжнародній науково-практичній конференції “Актуальні проблеми керування якістю виробництва та експлуатації автотранспортних засобів” (Росія, Володимир, 2004); щорічній науково-технічній конференції “Проблеми створення нових машин і технологій” (Кременчук, 2004); третій міжнародній конференції “Перспективи розвитку автомобіле- і тракторобудування” (Харків, 2004); науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ХНАДУ (1996 – 2004).

**Публікації.** Результати дисертацій опубліковані у 30 наукових роботах, у тому числі 4 монографіях і 26 роботах, опублікованих у спеціальних виданнях переліку ВАК України.

**Структура й обсяг роботи.** Дисертація складається зі вступу, сімох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатка. Повний обсяг дисертації складає 334 сторінки, у тому числі: 71 рисунок на 69 сторінках, 32 таблиці на 28 сторінках. Список використаних джерел – 301 найменування на 30 сторінках і одного додатка на 16 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У *вступі* обґрутовано актуальність і новизну теми, подано загальну характеристику роботи, сформульовано мету і задачі досліджень, приведено основні напрямки вирішення задач, викладено положення, що визначають наукову новизну і практичну значущість роботи.

**Перший розділ** присвячено аналітичному огляду виконаних раніше досліджень і обґрутуванню обраного напрямку роботи. Основна увага приділена таким питанням:

- оцінці ефективності гальмування колісних машин;
- оцінці стійкості колісних машин при гальмуванні;
- функціональній стабільноті елементів гальмового управління;
- формуванню експлуатаційних властивостей колісних машин з використанням гальмового управління;
- оцінці ефективності технічних систем з урахуванням функціональної стабільноті елементів.

Гальмові властивості колісних машин визначаються ефективністю гальмування і курсовою стійкістю при гальмуванні. У розділі розглянуто критерії оцінки і нормативи ефективності гальмування колісних машин, а також параметри, що визначають їхню стабільність.

Дослідженням гальмових властивостей колісних машин і пошуку шляхів удосконалювання гальмового управління присвячені роботи відомих учених Антонова Д.А., Біленського Ю.Б., Богомолова В.О., Бухарина М.О., Генбома Б.Б., Гецовича Е.М., Гредескула А.Б., Гудза Г.С., Иларіонова В.О., Зимелева В.Г., Косолапова Г.М., Кузнецової О.І., Лебедянцева В.Г., Литвинова А.С., Метлюка М.Ф., Мичке М., Певзнера Я.М., Петрова М.О., Петрова В.О., Подригало М.А., Ревіна О.О., Розанова В.Г., Сахно В.П., Соцкова Д.О., Туренко А.М., Федосова О.С., Фрумкина А.К., Чудакова Е.О., Strien H., Koiter W.T., Pacejka H.B. та інших авторів.

Аналіз відомих робіт показав, що найбільш нестабільними елементами гальмового управління є гальмові механізми, що розсіюють теплову енергію, що генерується при гальмуванні. Зміна коефіцієнта тертя фрикційних поверхонь обумовлена нагріванням останніх і приводить до зміни розподілу гальмових моментів (гальмових сил) як між колісами однієї осі, так і між колісами передньої і задньої осей. Нестабільність розподілу гальмових сил між осями і колісами є однією з причин погіршення курсової стійкості колісної машини.

У роботі запропоновано підходи до оцінки ефективності технічних систем (у розглянутому випадку – гальмових систем) з урахуванням функціональної стабільності її елементів.

При створенні й дослідженнях технічних систем часто виникає питання:

“Чому те, що ми в результаті одержали відрізняється від того, що ми хотіли одержати”? При цьому всі розрахункові параметри отримані коректно, а конструктивні й технологічні заходи виконані правильно. Відповідь на це питання можна знайти, підходячи до процесу створення нових машин з позиції функціональної стабільності.

При проектуванні технічних систем виникає необхідність оцінки того, наскільки доцільне введення якогось додаткового пристроя, що теоретично підвищує ефективність роботи об'єкта. Відомі випадки, коли установка додаткового елемента не дає на практиці бажаного ефекту, а іноді – і знижує показники роботи технічної системи. У більшості випадків ефект або не спостерігається, або є незначним. Прикладом може служити масове застосування на легкових автомобілях 60–70 років минулого сторіччя регуляторів гальмових сил. Це пов'язане з тим, що очікуване підвищення ефективності гальмової системи було “компенсоване” нестабільністю її елементів й елементів ходової частини автомобіля.

Використання теорії функціональної стабільності при створенні нових технічних систем і, зокрема автомобілів і тракторів, дозволить підвищити технічний рівень виробів, зменшити вартість конструкторських і доводочних робіт. Проведений аналіз стану питання дозволив сформулювати задачі дослідження з позицій забезпечення стабільності гальмових властивостей колісних машин на стадії проектування.

**Другий розділ** присвячено прогнозуванню зміни гальмових властивостей колісних машин. На основі ретроспективного аналізу вимог, у різний час пропонованих до середнього сталого уповільнення, установлена залежність нормативного значення цієї величини від часу

$$[j_{cm}] = j_{max} [1 - \exp(-B\lambda)], \quad (1)$$

де  $j_{max}$  – максимально можливе уповільнення, обумовлене зчіпними властивостями автотранспортних засобів (АТЗ),

$$j_{max} = \varphi'' g, \quad (2)$$

$\varphi''$  – максимальний коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою, обумовлений за умовами проведення випробувань на сухому асфальтобетоні,  $\varphi'' = 0,8$ ;  $g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $B$  – коефіцієнт, що залежить від категорії АТЗ і типу гальмових випробувань;  $\lambda$  – відносний час,

$$\lambda = \frac{\Gamma_1 - \Gamma_2}{\Gamma_3 - \Gamma_2} \quad (3)$$

де  $\Gamma_1$  – рік, у який робиться зміна нормативних вимог (у даному випадку поточний час);  $\Gamma_2$  – рік, від якого умовно ведеться відлік часу; приймаємо  $\Gamma_2 = 1900$ ;  $\Gamma_3$  – рік, від якого проводиться ретроспективний аналіз; приймаємо  $\Gamma_3 = 2000$ .

На рис.1 подано криві зміни середнього сталого уповільнення, які побудовані за залежністю (1) і ломані прямі, що відповідають нормативним значенням  $[j_{cm}]$  в залежності від відносного часу  $\lambda$ .

Формування гальмових властивостей АТЗ – це процес взаємодії виробників продукції, споживачів і законодавців, що розвивається в часі. Оскільки система більш високого рівня, у яку входить підсистема “водій – автомобіль – дорожнє середовище”, постійно розвивається, то повинні постійно розвиватися і нормативні вимоги до гальмових властивостей АТЗ. Для забезпечення оптимальної точності прогнозу вимог до гальмових властивостей АТЗ необхідно розглянути гальмове управління як частину ВАДС, а останню – як підсистему адаптивної системи формування гальмових властивостей АТЗ (рис. 2).

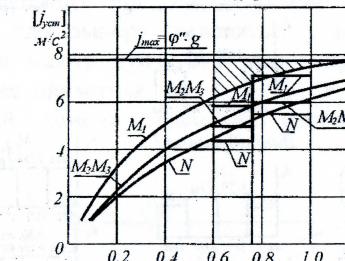


Рис. 1. Криві змін вимог до ефективності гальмування АТЗ категорій  $M_1, M_2, M_3, N_1, N_2, N_3$

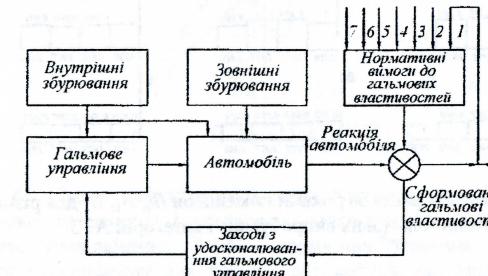


Рис. 2. Адаптивна система формування гальмових властивостей автотранспортних засобів:

- 1 – досягнутий науково-технічний рівень;
- 2 – особливості умов експлуатації;
- 3 – кон'юнктура ринку;
- 4 – економічна доцільність;
- 5 – міжнародні домовленості;
- 6 – категорія АТЗ;
- 7 – удосконалювання методів проведення гальмових випробувань

Зміна гальмових властивостей АТЗ відбувається в часі як результат зміни нормативних вимог і пов'язаних з цією зміною заходів щодо уdosконалювання гальмового управління. Визначено значення коефіцієнтів  $B_0$ ,  $B_1$ ,  $B_2$  (залежність (1)), для різних типів випробувань і категорій АТЗ. Діаграми, наведені на рис. 3, свідчать про пошук законодавцем оптимальних рішень шляхом внесення змін.

Аналіз результатів досліджень інших авторів (зокрема Н.В. Яреценко) дозволив запропонувати залежність, що описує зміну максимальної конструктивної швидкості легкових автомобілів від відносного часу  $\lambda$ . Останнє дозволило здійснити прогноз зміни гальмового шляху легкових автомобілів і пропускної здатності автомобільної дороги.

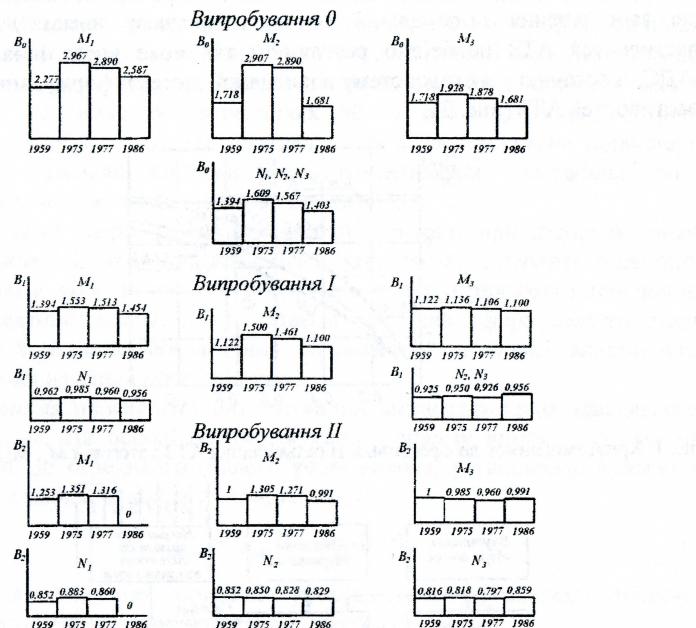


Рис. 3. Діаграми зміни за роками показників  $B_0$ ,  $B_1$ ,  $B_2$  для різних типів гальмових випробувань і категорій АТЗ

Виконано також прогноз зміни вимог до запасної гальмової системи, а також запропоновано методику визначення нормативів ефективності гальмування і термінів внесення змін у стандарти. Проведено оцінку стабільності гальмових властивостей АТЗ шляхом порівняння нормативів ефективності гальмування нових машин з тими, що знаходяться в експлуатації.

Під час проектування нового автомобіля, якщо в конструкцію закладається можливість одержання показників ефективності гальмування, що відповідають діючим нормативам, то величина  $T_G$  може бути визначена як

$$T_G = T_1 + T_2 + T_3, \quad (4)$$

де  $T_G$  – гарантійний термін збереження необхідних гальмових властивостей АТЗ при реальній (нестабільній) гальмовій системі, років;  $T_1$  – тривалість розробки і постановки на виробництво розглянутої моделі автомобіля, років;  $T_2$  – тривалість періоду випуску зазначеної моделі автомобіля, років;  $T_3$  – планований термін служби автомобіля, років.

Очевидно, що при проектуванні АТЗ потрібно враховувати величину  $T_1$  і закладати в конструкцію можливість одержання тих показників ефективності гальмування, що будуть відповідати нормативам, що відповідають року початку випуску (чи навіть більш пізнім рокам).

Величина  $T_G$  залежить від середньорічного пробігу автомобіля  $I_{cr}$ . Легкові автомобілі, здебільшого знаходяться у приватному користуванні. Тому багато машин мають дуже малу величину  $I_{cr}$ . Це призводить до збільшення  $T_3$ . Може виявиться, що  $T_3 > T_G$ . У цьому випадку доцільно робити вілбудовний ремонт гальмових систем АТЗ чи ремонт із модернізацією (рис. 4).

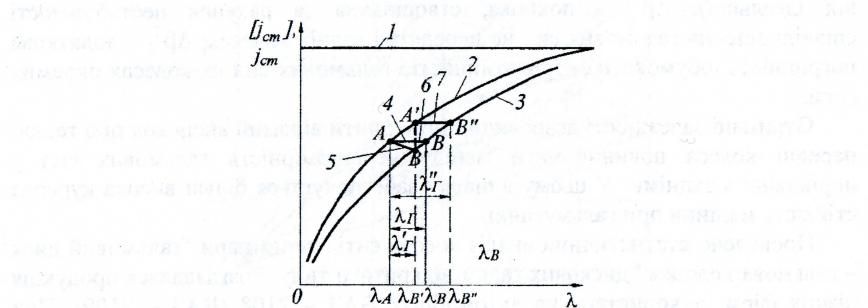


Рис. 4. Зміна ефективності гальмування автомобіля при вілбудовному ремонті і ремонті з модернізацією: 1 – гранично можливе уповільнення; 2, 3 – нормативні значення середнього сталого уповільнення для нових і автомобілів, що знаходяться в експлуатації; 4 – характеристика абсолютно стабільної гальмової системи; 5 – характеристика реальної (нестабільної) гальмової системи; 6 – характеристика реальної гальмової системи після вілбудовного ремонту в точці  $B$ ; 7 – характеристика реальної гальмової системи після ремонту з модернізацією в точці  $B$

Аналіз графіків, наведених на (рис. 4), показує, що відбудовний ремонт дозволяє одержати  $\lambda_r = \lambda_f (T_f = T_r)$ , а ремонт із модернізацією  $\lambda_r > \lambda_f (T_f > T_r)$ .

Отримані результати можуть бути використані при розробці гальмових систем перспективних автомобілів, нормативних документів і при проведенні експериментальних досліджень гальмових властивостей автомобілів.

**Третій розділ** присвячений дослідженню впливу гальмових механізмів на стабільність гальмових властивостей колісних машин. Запропоновано методику оцінки стабільності гальмових механізмів за допомогою узагальненого рівняння гальмового моменту. Використання цієї методики дозволило визначити, що найбільш стабільними є стрічкові гальма з негативним зворотним зв'язком, а потім барабанові та дискові гальма відкритого типу. Найбільш нестабільними є барабанні гальмові механізми. Якщо забезпечити необхідний тепловий режим гальмових механізмів, то можна прогнозувати появу на колісних машинах стрічкових гальм з негативною серводією.

Під час оцінки похибки регулювання розподілу гальмових сил між осями необхідно враховувати три компоненти

$$\Delta\beta = \Delta\beta_0 + \Delta\beta_1 + \Delta\beta_1'', \quad (5)$$

де  $\Delta\beta_0$  – теоретична похибка, обумовлена недосконалістю обраного способу регулювання (відмінність дійсної розрахункової характеристики регулювання від ідеальної);  $\Delta\beta_1$  – похибка, створювана за рахунок нестабільності співвідношення гальмових сил на передніх і задніх колесах;  $\Delta\beta_1''$  – додаткова погрішність, обумовлена нерівномірністю гальмових сил на колесах окремих осей.

Отримані залежності дозволили підтвердити відомий висновок про те, що передні колеса повинні мати меншу нерівномірність гальмових сил у порівнянні з задніми. У цьому випадку забезпечується більш висока курсова стійкість машини при гальмуванні.

Проведено статистичний аналіз коефіцієнтів тертя пари “гальмовий диск – гальмова колодка” дискових гальм відкритого типу. Розглядалася продукція різних фірм, використана на автомобілях ВАЗ – 2108 (ВАЗ – 2109). При нормальному законі розподілу значень коефіцієнта тертя визначені його імовірні характеристики: математичне чекання, дисперсія, середньо-квадратичне відхилення і коефіцієнт варіації. Вони складають:  $m_{\mu x} = 0,46$ ;  $D_{\mu x} = 0,0106$ ;  $\sigma_{\mu x} = \pm 0,10$ ;  $v_{\mu x} = \pm 0,220$  – при холодних гальмах;  $m_{\mu z} = 0,34$ ;  $D_{\mu z} = 0,0047$ ;  $\sigma_{\mu z} = \pm 0,068$ ;  $v_{\mu z} = \pm 0,200$  – при “гарячих” гальмах;  $m_{\mu p} = 0,37$ ;  $D_{\mu p} = 0,0028$ ;  $\sigma_{\mu p} = \pm 0,053$ ;  $v_{\mu p} = \pm 0,143$  – при гальмуваннях гірського циклу;  $m_{\mu ost} = 0,47$ ;  $D_{\mu ost} = 0,0057$ ;  $\sigma_{\mu ost} = \pm 0,075$ ;  $v_{\mu ost} = \pm 0,160$  – при остиглих гальмах.

Отримані також імовірні характеристики різниці коефіцієнтів тертя для однієї і тієї ж пари тертя при різних режимах випробувань. Параметри розподілу:  $m_{\Delta\mu} = 0,17$ ;  $D_{\Delta\mu} = 0,0064$ ;  $\sigma_{\Delta\mu} = \pm 0,08$ ;  $v_{\Delta\mu} = \pm 0,471$ . Розмах випадкової величини  $\frac{\Delta\mu_{\max}}{\Delta\mu_{\min}} = \frac{0,38}{0,08}$ .

Проведено також статистичний аналіз стабільності барабанних гальмових механізмів легкових автомобілів ВАЗ – 2101 (ВАЗ – 2103). Визначено імовірні характеристики коефіцієнта тертя:  $m_{\mu} = 0,559$ ;  $\sigma_{\mu} = \pm 0,045$ ;  $v_{\mu} = \pm 0,080$  – при 1-ом гальмуванні;  $m_{\mu} = 0,479$ ;  $\sigma_{\mu} = \pm 0,051$ ;  $v_{\mu} = \pm 0,106$  – при 10-ом гальмуванні;  $m_{\mu} = 0,432$ ;  $\sigma_{\mu} = \pm 0,088$ ;  $v_{\mu} = \pm 0,204$  – при 15-ом гальмуванні.

Проведений статистичний аналіз зміни коефіцієнтів тертя дискових гальм на прикладі автомобілів ВАЗ – 2108 (ВАЗ – 2109) і зміни гальмового моменту задніх барабанних гальм автомобіля ВАЗ – 2101 дозволив визначити характеристики розподілу зазначених випадкових величин. З огляду на те, що передні гальмові колодки автомобілів ВАЗ – 2101 і ВАЗ – 2108 (ВАЗ – 2109) виготовляються тими ж виробниками і, як правило, мають той же матеріал фрикційних накладок, було здійснено статистичну оцінку зміни розподілу гальмових сил між осями автомобіля ВАЗ – 2101 (рис. 5).

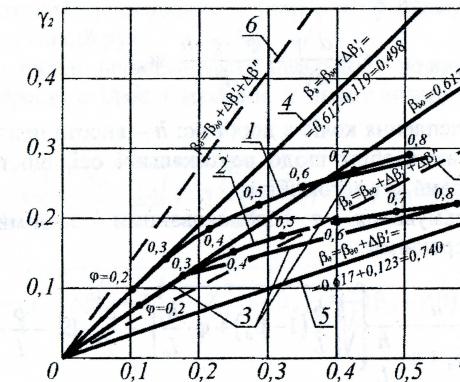


Рис. 5. Характеристики розподілу гальмових сил між осями автомобіля ВАЗ-2101:  
1, 2 – ідеальний розподіл гальмових сил при цілком навантаженому і спорядженному автомобілі; 3 – дійсний розподіл гальмових сил між осями, що відповідає розрахунковим значенням коефіцієнтів тертя передніх і задніх гальм; 4, 5 – постійний розподіл гальмових сил між осями при зміні коефіцієнтів тертя передніх і задніх гальм у межах одного середнього квадратичного відхилення; 6, 7 – постійний розподіл гальмових сил між осями, що враховує зміни коефіцієнтів тертя передніх і задніх гальм у межах одного середнього квадратичного відхилення, а також – нерівномірність передніх і задніх гальмових механізмів

На рис. 5 наведено залежність  $\gamma_{2\delta} = \gamma_{2\delta}(\gamma_{1\delta})$  для спорядженого і цілком навантаженого автомобіля ВАЗ – 2101. На цьому ж графіку наведено дійсні залежності між питомими гальмовими силами на передній і задній осях.

$$\gamma_{2\delta} = \gamma_{1\delta} \frac{1 - \beta_\delta}{\beta_\delta}, \quad (6)$$

де  $\beta_\delta$  – коефіцієнт дійсного розподілу гальмових сил між передньою і задньою осями.

**Четвертий розділ** присвячений оцінці курсової стійкості колісних машин під час гальмування. Розглянуто моделі розвитку заносу, що дозволили одержати лінійну математичну модель руху колісної машини при малих кутових відхиленнях її подовжньої осі.

Лінійну модель вдалося одержати завдяки прийнятому допущенню про невеликі кутові відхилення машини, оскільки діючі стандарти не допускають її розвитку на кут більше  $8 - 15^\circ$ . Одержання лінійної моделі дозволило оцінити вплив геометричних і конструктивних параметрів розподілу гальмових сил між осями на показники курсової стійкості машини під час гальмування. При гальмуванні з усіма заблокованими колісами отримане рівняння обертального руху

$$\varepsilon = \frac{d^2\psi}{dt^2} = \frac{\varphi^2 \cdot g \cdot h}{i_z^2} \cdot \psi, \quad (7)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;  $h$  – висота центра мас машини;  $i_z$  – радіус інерції автомобіля щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас;  $\psi$  – курсовий кут автомобіля.

Під час гальмування з заблокованими задніми колісами і незаблокованими передніми

$$\varepsilon = \frac{d^2\psi}{dt^2} = \frac{\varphi \cdot g}{i_z^2} \cdot \frac{a}{1 - \beta_\delta + \varphi \cdot \frac{h}{L}} \left\{ \sqrt{\left[ \frac{b}{L} (1 - \beta_\delta) + \varphi \cdot \frac{h}{L} \right]^2 - \frac{a^2}{L^2} \cdot \beta_\delta^2} - \frac{b}{L} \cdot (1 - \beta_\delta) \cdot \psi \right\}, \quad (8)$$

де  $a$ ,  $b$  – відстань від передньої і задньої осей до проекції центра мас на горизонтальну площину;  $L$  – колісна база машини.

При нескінченно малому курсовому куті  $\psi \approx 0$  початкове кутове прискорення машини

$$\varepsilon_0 = \frac{\varphi \cdot g}{i_z^2} \cdot \frac{a}{1 - \beta_\delta + \varphi \cdot \frac{h}{L}} \cdot \sqrt{\left[ \frac{b}{L} (1 - \beta_\delta) + \varphi \cdot \frac{h}{L} \right]^2 - \frac{a^2}{L^2} \cdot \beta_\delta^2} \quad (9)$$

Початкове кутове прискорення дорівнює нулеві при рівності нулеві вираження під знаком кореня.

Це можливо при

$$\beta_\delta = \beta_{i\delta} = \frac{b + \varphi \cdot h}{L}, \quad (10)$$

де  $\beta_{i\delta}$  – ідеальний коефіцієнт розподілу гальмових сил за умовою одночасного доведення до грани блокування передніх і задніх коліс.

Таким чином, одночасне доведення до грани блокування передніх і задніх коліс забезпечує не тільки підвищення стійкості машини проти заносу, але і при заносі. Останнє неодноразово відзначалося в ході експериментальних досліджень, однак в аналітичному вигляді не було пояснено.

Під час гальмування з заблокованими передніми і незаблокованими задніми колісами

$$\varepsilon = \frac{d^2\psi}{dt^2} = \frac{\varphi \cdot g \cdot L}{i_z^2 (\beta_\delta - \varphi \cdot \frac{h}{L})} \cdot \frac{b}{L} \left\{ \left( 1 - \frac{b}{L} \right) \beta_\delta \psi - \sqrt{\left[ \beta_\delta \left( 1 - \frac{b}{L} \right) - \varphi \frac{h}{L} \right]^2 - \left[ \frac{b}{L} (1 - \beta_\delta) \right]^2} \right\} \quad (11)$$

Початкове кутове прискорення  $\varepsilon_0$  (при  $\psi \approx 0$ ) у цьому випадку негативне, що свідчить про стійкий рух.

Досліджене вплив нестабільності ідеального розподілу гальмових сил між осями на курсову стійкість машини. У цьому випадку рівняння (10) і (11) будуть такими

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{\varphi g}{i_z^2} \frac{a}{a + \Delta\beta} \left\{ \sqrt{\Delta\beta \left[ \beta_{i\delta} \frac{2a}{L} - \Delta\beta \left( 1 - 2 \frac{b}{L} \right) \right]} - \frac{b}{L} (1 - \beta_{i\delta} + \Delta\beta) \psi \right\} & \text{при } \beta_\delta < \beta_{i\delta}; \\ \frac{\varphi g}{i_z^2} \frac{b}{b - \Delta\beta} \left\{ - \sqrt{\Delta\beta \left[ \Delta\beta \left( 1 - 2 \frac{b}{L} \right) - 2 \frac{b}{L} (1 - \beta_{i\delta}) \right]} + \frac{a}{L} (\beta_{i\delta} - \Delta\beta) \psi \right\} & \text{при } \beta_\delta > \beta_{i\delta}, \end{cases} \quad (12)$$

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{\varphi g}{i_z^2} \frac{b}{b - \Delta\beta} \left\{ - \sqrt{\Delta\beta \left[ \Delta\beta \left( 1 - 2 \frac{b}{L} \right) - 2 \frac{b}{L} (1 - \beta_{i\delta}) \right]} + \frac{a}{L} (\beta_{i\delta} - \Delta\beta) \psi \right\} & \text{при } \beta_\delta > \beta_{i\delta}, \end{cases} \quad (13)$$

де  $\Delta\beta$  – відхилення величини дійсного коефіцієнта розподілу гальмових сил між осями від його ідеального значення,

$$\Delta\beta = \beta_{i\delta} - \beta_\delta \quad (14)$$

Аналіз рівнянь (7, 12, 13) показав що:

- кутове прискорення автомобіля, що виникає в момент блокування коліс відстаючої осі, відрізняється від кутового прискорення автомобіля при одночасному блокуванні коліс;

- вупереч традиційним поданням, у момент блокування передніх коліс (при випереджальному блокуванні задніх коліс) виникає негативне прискорення, спрямоване убік, протилежну кутовому зсуву;

-у момент блокування задніх коліс при випереджальному блокуванні передніх коліс виникає позитивне кутове прискорення, спрямоване убік кутового зсуву.

Оцінка показників маневреності й стійкості автомобілів неможлива без знання радіусів інерції щодо трьох центральних осей.

Якщо визначення положення центра мас автомобіля експериментальними методами не викликає складнощів, а розрахунковими широко користуються конструктори, то оцінка моментів інерції (радіусів інерції) автомобіля щодо трьох центральних осей викликає серйозні труднощі. Ця проблема загострюється на етапі попереднього проектування при розгляді різних варіантів технічних рішень, спрямованих на поліпшення маневреності і стійкості автомобіля.

Вирішили зазначене задачу з припустимої для попереднього етапу проектування ступенем точності можна імовірними методами. Варто допустити, що величини моментів інерції залежать від закону розподілу мас автомобіля в межах його колії, бази і габаритної висоти. При значній кількості факторів, які впливають на цей розподіл можна припустити, що щільність розподілу моменту інерції підкоряється нормальному закону. Для визначення радіуса інерції автомобіля щодо вертикальної осі була визначена залежність

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot a \cdot b + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6} \cdot a \cdot b}, \quad (15)$$

де  $B$  – колія машини.

Узагальнюючи цю методику на випадок визначення радіусів інерції щодо трьох координатних осей машини (рис. 6), автором отримано залежності

$$i_x = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (H-h) \cdot h + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6} \cdot (H-h)}; \quad (16)$$

$$i_y = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot a \cdot b + \frac{1}{3} \cdot h \cdot (H-h) \pm \frac{1}{6} \cdot a \cdot b}, \quad (17)$$

де  $H$  – габаритна висота машини.

Проведено статистичне й експериментальне дослідження радіусів інерції легкових автомобілів. За результатами проведеного статистичного аналізу визначено, що середня квадратична похибка визначення  $i_z$  по десяти розглянутих моделях автомобілів при використанні розрахункової формули (15) складає 5,57%, а максимальна – 8,5%.

Початкове кутове прискорення дорівнює нулеві при рівності нулеві вираження під знаком кореня.

Це можливо при

$$\beta_{io} = \beta_o = \frac{b + \varphi \cdot h}{L}, \quad (10)$$

де  $\beta_{io}$  – ідеальний коефіцієнт розподілу гальмових сил за умовою одночасного доведення до грани блокування передніх і задніх коліс.

Таким чином, одночасне доведення до грани блокування передніх і задніх коліс забезпечує не тільки підвищення стійкості машини проти заносу, але і при заносі. Останнє неодноразово відзначалося в ході експериментальних досліджень, однак в аналітичному вигляді не було пояснено.

Під час гальмування з заблокованими передніми і незаблокованими задніми колісами

$$\varepsilon = \frac{d^2 \psi}{dt^2} = \frac{\varphi \cdot g \cdot L}{i_z^2 (\beta_o - \varphi \frac{h}{L})} \cdot \frac{b}{L} \left\{ \left( 1 - \frac{b}{L} \right) \beta_o \psi - \sqrt{\left[ \beta_o \left( 1 - \frac{b}{L} \right) - \varphi \frac{h}{L} \right]^2 - \left[ \frac{b}{L} (1 - \beta_o) \right]^2} \right\} \quad (11)$$

Початкове кутове прискорення  $\varepsilon_0$  (при  $\psi \approx 0$ ) у цьому випадку негативне, що свідчить про стійкий рух.

Досліджене вплив нестабільності ідеального розподілу гальмових сил між осями на курсову стійкість машини. У цьому випадку рівняння (10) і (11) будуть такими

$$\varepsilon = \frac{\varphi g}{i_z^2 \frac{a}{L} + \Delta \beta} \left\{ \sqrt{\Delta \beta \left[ \beta_{io} \frac{2a}{L} - \Delta \beta \left( 1 - 2 \frac{b}{L} \right) \right]} - \frac{b}{L} (1 - \beta_{io} + \Delta \beta) \psi \right\} - \text{при } \beta_o < \beta_{io}; \quad (12)$$

$$\varepsilon = \frac{\varphi g}{i_z^2 \frac{b}{L} - \Delta \beta} \left\{ - \sqrt{\Delta \beta \left[ \Delta \beta \left( 1 - 2 \frac{b}{L} \right) - 2 \frac{b}{L} (1 - \beta_{io}) \right]} + \frac{a}{L} (\beta_{io} - \Delta \beta) \psi \right\} - \text{при } \beta_o > \beta_{io}, \quad (13)$$

де  $\Delta \beta$  – відхилення величини дійсного коефіцієнта розподілу гальмових сил між осями від його ідеального значення,

$$\Delta \beta = \beta_{io} - \beta_o \quad (14)$$

Аналіз рівнянь (7, 12, 13) показав що:

- кутове прискорення автомобіля, що виникає в момент блокування коліс відстаючої осі, відрізняється від кутового прискорення автомобіля при одночасному блокуванні коліс;

- усупереч традиційним поданням, у момент блокування передніх коліс (при випереджальному блокуванні задніх коліс) виникає негативне прискорення, спрямоване убік, протилежну кутовому зсуву;

-у момент блокування задніх коліс при випереджальному блокуванні передніх коліс виникає позитивне кутове прискорення, спрямоване убік кутового зсуву.

Оцінка показників маневреності й стійкості автомобілів неможлива без знання радіусів інерції щодо трьох центральних осей.

Якщо визначення положення центра мас автомобіля експериментальними методами не викликає складнощів, а розрахунковими широко користуються конструктори, то оцінка моментів інерції (радіусів інерції) автомобіля щодо трьох центральних осей викликає серйозні труднощі. Ця проблема загострюється на етапі попереднього проектування при розгляді різних варіантів технічних рішень, спрямованих на поліпшення маневреності і стійкості автомобіля.

Вирішили зазначене задачу з припустимої для попереднього етапу проектування ступенем точності можна імовірними методами. Варто допустити, що величини моментів інерції залежать від закону розподілу мас автомобіля в межах його колії, бази і габаритної висоти. При значній кількості факторів, які впливають на цей розподіл можна припустити, що щільність розподілу моменту інерції підкоряється нормальному закону. Для визначення радіуса інерції автомобіля щодо вертикальної осі була визначена залежність

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot a \cdot b + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6} \cdot a \cdot b}, \quad (15)$$

де  $B$  – колія машини.

Узагальнюючи цю методику на випадок визначення радіусів інерції щодо трьох координатних осей машини (рис. 6), автором отримано залежності

$$i_x = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (H-h) \cdot h + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6} \cdot (H-h)}; \quad (16)$$

$$i_y = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot a \cdot b + \frac{1}{3} \cdot h \cdot (H-h) \pm \frac{1}{6} \cdot a \cdot b}, \quad (17)$$

де  $H$  – габаритна висота машини.

Проведено статистичне й експериментальне дослідження радіусів інерції легкових автомобілів. За результатами проведеного статистичного аналізу визначено, що середня квадратична похибка визначення  $i_z$  по десяти розглянутих моделях автомобілів при використанні розрахункової формулі (15) складає 5,57%, а максимальна – 8,5%.

Аналогічні рівнянням (21), (22), (23) отримано рівняння для випадку розгальмовування одного з задніх коліс. Момент часу, відповідний повторному загальмуванню заднього колеса, визначено за аналогією з розгальмовуванням двох задніх коліс.

Проведено порівняльний аналіз ефективності застосування способів динамічної стабілізації з розгальмовуванням одного і двох задніх коліс. На рис. 10 наведено залежності часу  $\tau_{stab}$  стабілізації курсового кута умовного автомобіля від коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  при повному розгальмовуванні одного чи двох задніх коліс.

На рис. 11 наведено графіки залежності відносного зменшення уповільнення  $\delta_{Jcm}$  умовного автомобіля від коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  у випадках розгальмовування одного чи двох задніх коліс.

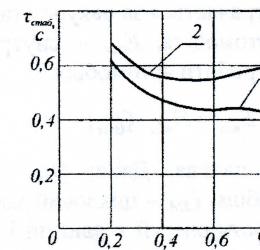


Рис. 10. Залежність часу стабілізації курсового кута автомобіля ( $a = b = 1$  м;  $L = 2$  м;  $B = 1,3$  м;  $h = 0,5$  м;  $i_z = 0,8$  м;  $\psi_1 = 10^\circ$ ) від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою при повному розгальмовуванні задньої осі (крива 1) і одного заднього колеса (крива 2)

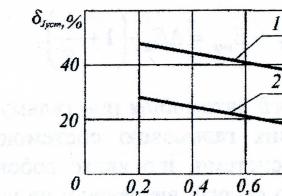


Рис. 11. Залежність відносного зменшення уповільнення автомобіля ( $a = b = 1$  м;  $L = 2$  м;  $B = 1,3$  м;  $h = 0,5$  м;  $i_z = 0,8$  м;  $\psi_1 = 10^\circ$ ) від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою при повному розгальмовуванні задньої осі (крива 1) і одного заднього колеса (крива 2)

**Сьомий розділ** присвячено енергетичному підходу до формування стабільних гальмових властивостей колісних машин.

Основне призначення гальмового управління колісних машин – це управління швидкістю руху за рахунок поглинання і розсіювання надлишкової кінетичної енергії. Гальмові механізми є основним елементом,

що забезпечує перетворення кінетичної енергії автомобіля в теплову і подальше її розсіювання. Цей процес супроводжується внутрішніми змінами в гальмовій системі, що призводять до відхилення характеристик елементів від розрахункових значень, а також – до зміни гальмових властивостей колісних машин.

З погляду енергетичного балансу автомобіля втрати енергії в процесі гальмування є непродуктивними, оскільки не забезпечують виконання корисної роботи.

Автором запропоновано визначити цикловий ККД автомобіля як

$$\eta_{ЦА} = 1 - \frac{E_{\text{гал}} + E_{B,B}}{E_{\text{нал}}} = 1 - \zeta_{ЦА}, \quad (24)$$

де  $E_{\text{гал}}$  – енергія двигуна, що втрачається за рахунок гальмування, обчислена за визначений цикл роботи автомобіля;  $E_{\text{нал}}$  – внутрішня енергія палива, витраченого за визначений цикл роботи автомобіля,

$$E_{\text{нал}} = H_{\text{нал}} \cdot Q_{\text{нал}}; \quad (25)$$

$H_{\text{нал}}$  – теплотворна здатність палива, Дж/л;  $Q_{\text{нал}}$  – витрата палива за визначений цикл роботи автомобіля;  $\zeta_{ЦА}$  – цикловий коефіцієнт втрат енергії автомобіля;  $E_{B,B}$  – внутрішні втрати енергії в двигуні і трансмісії автомобіля за визначений цикл його роботи.

Енергія, що втрачається при гальмуванні складається з двох компонентів – зміни кінетичної енергії автомобіля й енергії, що витрачається на керування гальмовою системою. Цю енергію можна визначити як

$$E_{\text{гал}} = \Delta E_K + E_{\text{упр}} = \Delta E_K \cdot \left(1 + \frac{1}{F}\right), \quad (26)$$

де  $\Delta E_K$  – зміна кінетичної енергії автомобіля при гальмуванні;  $E_{\text{упр}}$  – енергія, що витрачається на управління гальмовою системою;  $F$  – енергетична передатча функція гальмової системи, що являє собою відношення зміни поглиненої гальмової енергії до енергії, витраченої на управління гальмовою системою.

Зміна кінетичної енергії автомобіля при гальмуванні

$$\Delta E_K = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{mp} \cdot m_a \cdot (V_{bi}^2 - V_{2i}^2)}{2} = \frac{\delta_{mp} \cdot m_a \cdot n}{2} \sum_{i=1}^n (V_{bi}^2 - V_{2i}^2), \quad (27)$$

де  $\delta_{mp}$  – коефіцієнт обліку обертових мас трансмісії;  $m_a$  – загальна маса автомобіля;  $V_{bi}$ ;  $V_{2i}$  – початкова і кінцева швидкості при  $i$ -ом гальмуванні автомобіля;  $n$  – число гальмувань автомобіля за визначений цикл.

Визначено роботу вимкнення гальмового механізму

Аналогічні рівнянням (21), (22), (23) отримано рівняння для випадку розгальмування одного з задніх коліс. Момент часу, відповідний повторному загальмуванню заднього колеса, визначено за аналогією з розгальмуванням двох задніх коліс.

Проведено порівняльний аналіз ефективності застосування способів динамічної стабілізації з розгальмуванням одного і двох задніх коліс. На рис. 10 наведено залежності часу  $\tau_{\text{stab}}$  стабілізації курсового кута умовного автомобіля від коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  при повному розгальмуванні одного чи двох задніх коліс.

На рис. 11 наведено графіки залежності відносного зменшення уповільнення  $\delta_{Jcm}$  умовного автомобіля від коефіцієнта зчеплення  $\varphi$  у випадках розгальмування одного чи двох задніх коліс.

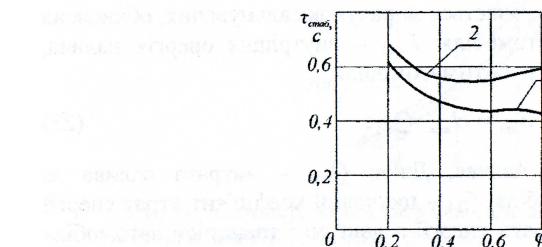


Рис. 10. Залежність часу стабілізації курсового кута автомобіля ( $a = b = 1$  м;  $L = 2$  м;  $B = 1,3$  м;  $h = 0,5$  м;  $i_z = 0,8$  м;  $\psi_1 = 10^\circ$ ) від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою при повному розгальмуванні задньої осі (крива 1) і одного заднього колеса (крива 2)

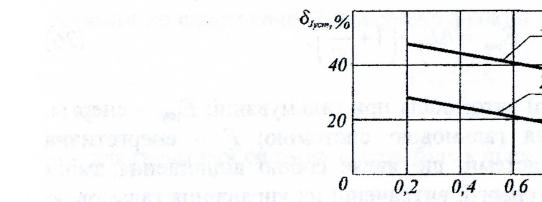


Рис. 11. Залежність відносного зменшення уповільнення автомобіля ( $a = b = 1$  м;  $L = 2$  м;  $B = 1,3$  м;  $h = 0,5$  м;  $i_z = 0,8$  м;  $\psi_1 = 10^\circ$ ) від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою при повному розгальмуванні задньої осі (крива 1) і одного заднього колеса (крива 2)

**Сьомий розділ** присвячено енергетичному підходу до формування стабільних гальмових властивостей колісних машин.

Основне призначення гальмового управління колісних машин – це управління швидкістю руху за рахунок поглинання і розсіювання надлишкової кінетичної енергії. Гальмові механізми є основним елементом,

що забезпечує перетворення кінетичної енергії автомобіля в теплову і подальше її розсіювання. Цей процес супроводжується внутрішніми змінами в гальмовій системі, що призводять до відхилення характеристик елементів від розрахункових значень, а також – до зміни гальмових властивостей колісних машин.

З погляду енергетичного балансу автомобіля втрати енергії в процесі гальмування є непродуктивними, оскільки не забезпечують виконання корисної роботи.

Автором запропоновано визначити цикловий ККД автомобіля як

$$\eta_{ЦД} = 1 - \frac{E_{\text{гальм}} + E_{B,B}}{E_{\text{палива}}} = 1 - \zeta_{ЦД}, \quad (24)$$

де  $E_{\text{гальм}}$  – енергія двигуна, що втрачається за рахунок гальмування, обчислена за визначений цикл роботи автомобіля;  $E_{\text{палива}}$  – внутрішня енергія палива, витраченого за визначений цикл роботи автомобіля,

$$E_{\text{палива}} = H_{\text{палива}} \cdot Q_{\text{палива}}; \quad (25)$$

$H_{\text{палива}}$  – теплотворна здатність палива, Дж/л;  $Q_{\text{палива}}$  – витрата палива за визначений цикл роботи автомобіля;  $\zeta_{ЦД}$  – цикловий коефіцієнт втрат енергії автомобіля;  $E_{B,B}$  – внутрішні втрати енергії в двигуні і трансмісії автомобіля за визначений цикл його роботи.

Енергія, що втрачається при гальмуванні складається з двох компонентів – зміни кінетичної енергії автомобіля й енергії, що витрачається на керування гальмовою системою. Цю енергію можна визначити як

$$E_{\text{гальм}} = \Delta E_K + E_{\text{управ}} = \Delta E_K \cdot \left(1 + \frac{1}{F}\right), \quad (26)$$

де  $\Delta E_K$  – зміна кінетичної енергії автомобіля при гальмуванні;  $E_{\text{управ}}$  – енергія, що витрачається на управління гальмовою системою;  $F$  – енергетична передатна функція гальмової системи, що являє собою відношення зміни поглиненої гальмової енергії до енергії, витраченої на управління гальмовою системою.

Зміна кінетичної енергії автомобіля при гальмуванні

$$\Delta E_K = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{mp} \cdot m_a \cdot (V_{li}^2 - V_{2i}^2)}{2} = \frac{\delta_{mp} \cdot m_a \cdot n}{2} \sum_{i=1}^n (V_{li}^2 - V_{2i}^2), \quad (27)$$

де  $\delta_{mp}$  – коефіцієнт обліку обертових мас трансмісії;  $m_a$  – загальна маса автомобіля;  $V_{li}$ ;  $V_{2i}$  – початкова і кінцева швидкості при  $i$ -ом гальмуванні автомобіля;  $n$  – число гальмувань автомобіля за визначений цикл.

Визначено роботу вмикання гальмового механізму

$$A_{\text{авт}} = \int_0^{L_{\max}} P dL = \int_0^{L_{\max}} C_n \cdot L dL, \quad (28)$$

де  $P$  – приводне зусилля гальмового механізму;  $L$  – переміщення управлюючої (вхідні) ланки гальма;  $C_n$  – приведена до управлюючої ланки твердість гальмового механізму;  $L_{\max}$  – максимальне переміщення вхідної ланки.

На рис. 12 наведено залежність роботи вмикання барабанних гальм вантажних автомобілів від максимального гальмового моменту, що розвивається.

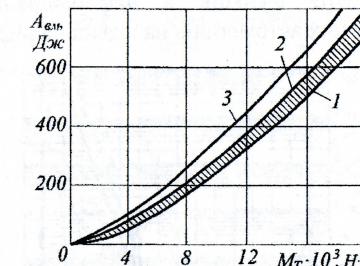


Рис. 12. Залежність роботи вмикання барабанних гальмових механізмів від величини гальмового моменту ( $\mu = 0,35$ ): 1 – заднє гальмо ЗИЛ – 130 з новими гальмовими колодками; 2 – заднє гальмо ЗИЛ – 130 з зношеними гальмовими колодками; 3 – гальмовий механізм автомобіля КамАЗ

У роботі запропоновано оцінювати енергоперетворюальні властивості гальмового управління в цілому і гальмових механізмах зокрема за допомогою енергетичної передатної функції

$$F = \frac{\Delta E_K}{E_{\text{управ}}} \quad (29)$$

- для гальмової системи автомобіля в цілому;

$$F_j = \frac{\beta_j \cdot \Delta E_K}{2 A_{\text{авт}}} \quad (30)$$

- для одного гальмового механізму  $j$ -ої осі; де  $\beta_j$  – коефіцієнт розподілу загальної гальмової сили на колеса  $j$ -ої осі;  $A_{\text{авт}}$  – робота вмикання гальмового механізму  $j$ -ої осі.

Функції (29) і (30) є інтегральним показником, оскільки характеризують перетворення енергії в гальмових механізмах і гальмовій системі в цілому за час одного гальмування. Якщо подати ці вираження в диференціальному виді, то ми зможемо оцінити перетворення енергії в кожен конкретний момент часу. У цьому випадку

$$f = \frac{dE_K}{dE_{\text{upr}}} \quad (31)$$

- для гальмової системи в цілому;

$$f_j = \frac{\beta_j}{2} \cdot \frac{dE_K}{dA_{\text{upr}}} \quad (32)$$

- для одного гальмового механізму  $j$ -ої осі.

Енергетична передатна функція в диференціальному вигляді для барабанних гальм вантажних автомобілів наведена на рис. 13.

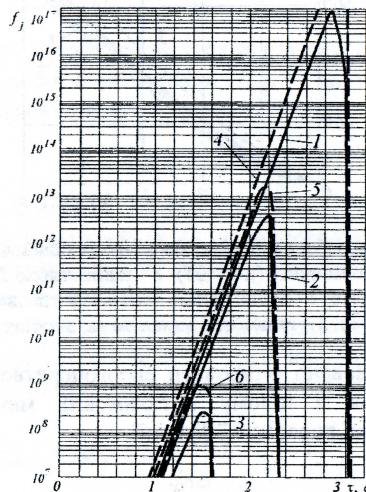


Рис.13. Енергетична передатна функція в диференціальному вигляді:  
1, 2, 3 – барабанне гальмо автомобіля КАМАЗ; 4, 5, 6 – заднє барабанне гальмо  
ЗІЛ – 130; 1, 4 –  $V_0 = 22,2$  м/с (80 км/год); 2, 5 –  $V_0 = 16,7$  м/с (60 км/год);  
3, 6 –  $V_0 = 11,1$  м/с (40 км/год)

У роботі також проведено оцінку енергії, що поглинається гальмами автомобілів у реальних умовах експлуатації. Запропоновано формули для визначення коефіцієнта розподілу гальмових сил між осями за критерієм термонавантаженості.

Щонайкраще критерію термонавантаженості відповідає установка дискових гальм відкритого типу на всіх колесах.

Автором розроблено і випробувано конструкцію дискового гальма відкритого типу для перспективних автомобілів КрАЗ. На рис. 14, 15 наведені характеристики ефективності та стабільності розробленого дискового гальма відкритого типу.

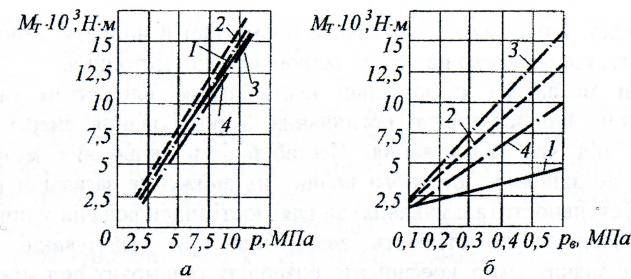


Рис. 14. Ефективність дискового гальмового механізму (а) і серійного барабанного гальмового механізму (б): 1 – до геометричній приробітки; 2 – після геометричній приробітки; 3 – після першої термічної приробітки; 4 – після другої термічної приробітки

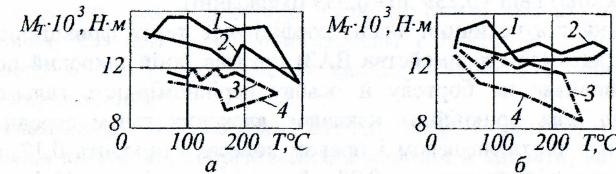


Рис.15. Зміна гальмового моменту при першій (а) та другій (б) термічній приробітках дискового та серійного барабанного гальмових механізмів:  
1, 3 – при підвищенні температури гальмового диска (барабана);  
2, 4 – при охолодженні гальмового диска (барабана)

## ВИСНОВКИ

1. Аналіз технічного рівня сучасних колісних машин і стану питання дослідження їхніх гальмових систем показав необхідність створення методології формування стабільності гальмових властивостей на стадії проектування. Стабільність є умовою адекватності функціонування гальмового управління, тобто необхідною умовою їхнього функціонування.
2. Оскільки під стабільністю розуміється стан рівноваги, що відповідає критеріям функціонування, то при нормуванні гальмових властивостей АТЗ на стадії проектування необхідно враховувати як перспективу росту вимог до зазначених властивостей, так і погіршення останніх із часом (збільшенням наробітки). У результаті ретроспективного аналізу вимог до ефективності гальмування АТЗ визначено, що величина мінімальної припустимого середнього сталого уповільнення залежно від часу зміниться за експонентною залежністю, параметри якої визначаються категорією АТЗ і типом випробувань. Отримані аналітичні залежності дозволяють прогнозувати вимоги до ефективності гальмування АТЗ на

період часу, що цікавить, визначати нормативи й вносити зміни в чинні стандарти, що можливо на основі запропонованої методики.

3. Гальмові механізми є найбільш нестабільним елементом гальмового управління, що забезпечує поглинання й розсіювання енергії колісної машини під час гальмування. Нестабільність гальмових моментів на колесах не здійснює істотного впливу на зниження загальної гальмової сили (ефективності гальмування) за наявності підсилювачів у приводі, але значно впливає на стійкість автомобіля при гальмуванні, оскільки викликає значну зміну коефіцієнта розподілу гальмових сил між осями й появу їхньої бортової нерівномірності. Під час розгляду, наприклад дискових і барабанних гальмових механізмів визначено, що коефіцієнт нерівномірності гальмових моментів на одній осі становить від - 0,173 до - 0,285 (дискові) і від - 0,239 до - 0,339 (барабанні).
4. Проведений статистичний аналіз коефіцієнтів тертя фрикційних пар (на прикладі автомобілів сімейства ВАЗ) показав їхній широкий розкид, що істотно впливає на бортову й осеву нерівномірність гальмових сил; наприклад, для фрикційних накладок дискових гальм середня різниця коефіцієнтів тертя на левом і правом колесах становить 0,17, а середнє квадратичне відхилення  $\pm 0,08$ . Розходження в коефіцієнтах тертя фрикційних пар різних гальм обумовлене застосуванням фрикційних накладок різних фірм-виробників, може привести до зміни коефіцієнта розподілу гальмових сил у широких межах (наприклад, для автомобілів ВАЗ він може змінюватися в межах 0,479 - 0,739).
5. Кутове прискорення в площині дороги характеризує схильність автомобіля до розвитку заносу і є критерієм його стійкості при гальмуванні. З огляду на те, що відхилення поздовжньої осі автомобіля від первісного напрямку руху не повинне перевищувати  $8^\circ$ , необхідно оцінювати стійкість у межах малих кутів повороту. Отримані аналітичні залежності дозволяють робити оцінку впливу геометричних характеристик автомобіля, коефіцієнта зчеплення коліс із дорогою й розподілу гальмових сил між осями на курсову стійкість автомобіля під час гальмування. При ідеальному розподілі гальмових сил між осями забезпечується не тільки одночасне доведення до грані блокування передніх і задніх коліс, але й рівність нулю початкового кутового прискорення автомобіля.
6. Радіуси інерції автомобіля щодо трьох координатних осей суттєво впливають на стійкість автомобіля й визначення цих параметрів на стадії проектування з достатнім ступенем точності можна робити за допомогою запропонованих залежностей. Проведені експериментальні дослідження показали, що похибка запропонованого аналітичного методу визначення радіуса інерції щодо вертикальної осі не перевищує 13%, а середнє значення становить 9,8%.
7. Тривісні колісні машини з балансирною підвіскою середнього і заднього мостів мають меншу курсову стійкість порівняно із двохосовими (що

мають такі ж геометричні характеристики), що визначено за допомогою отриманих аналітичних залежностей.

8. Динамічна стабілізація курсового кута є перспективним напрямком підвищення курсової стійкості автомобіля. Після появи заносу автомобіля в процесі гальмування з усіма заблокованими колісами розгальмовування двох задніх коліс призводить до стабілізації курсу автомобіля, однак це викликає появу коливального процесу із частотою, що збільшується зі збільшенням коефіцієнта зчеплення коліс із дорогою й зменшується зі зменшенням курсового кута  $\psi_1$ , при якому проводиться розгальмовування задніх коліс. Для припинення коливального процесу необхідно здійснити повторне загальмовування задніх коліс при досягненні автомобілем у процесі стабілізації курсу положення, що відповідає  $\psi = \psi_1$ .
9. Застосування способу стабілізації курсу автомобіля з розгальмовуванням одного заднього колеса дозволяє зберегти більш високу ефективність гальмування, але при цьому обов'язковим є повторне загальмовування зазначеного колеса (у протилежну сторону).
10. При гальмуванні відбуваються втрати енергії двигуна за рахунок розсіювання кінетичної енергії колісної машини й витрати, на управління гальмовим приводом і гальмовими механізмами. Витрати енергії на управління дисковим гальмом відкритого типу становлять 15 Дж (на один гальмовий механізм), а для одного барабанного гальма - 700 Дж, що визначено на підставі проведеного теоретичного дослідження.
11. Використання запропонованої енергетичної передатної функції гальмових механізмів, а також проведеного експериментального дослідження дозволили визначити, що дискове гальмо відкритого типу є найбільш перспективним для застосування як на легкових, так і на вантажних автомобілях за енергоперетворюальними властивостями.
12. Енергетичний підхід до проектування гальмового управління в цілому й гальмових механізмах окремо дозволив виробити рекомендації з вибору розподілу гальмових сил між осями, що забезпечує необхідні властивості колісних машин (включаючи курсову стійкість при гальмуванні), і їхню стабільність у процесі експлуатації.
13. Основні результати досліджень, виконані у дисертаційній роботі, дозволили Запорізькому автомобільному заводу, Кременчуцькому автомобільному заводу, Львівському автомобільному заводу, Волзькому автомобільному заводу, Горьковському автомобільному заводу, ВАТ "Автомобільний завод "Урал", автомобільному заводу ім. Ліхачова, ВАТ "УКРАВТОБУСПРОМ", ДП ДЕРЖАВТОТРАНСНДПроекту, Центральному науково-дослідному інституту озброєнь і військової техніки збройних сил України, інституту машин і систем АН України й Мінпромполітики України, ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ" удосконалити методику розрахунку гальмового управління під час проектування нових автомобілів і вносити зміни в конструкцію серійних.

## ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И. Устойчивость колесных машин при торможении. Научное издание: Монография. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 1999. – 93 с. (Автором подготовлено главы 1 і 5, разделы 3.2, 3.3, 3.4, 3.5).
2. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко,. Научное издание: Монография. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2003. – 403с. (Автором подготовлено разделы 10 і 11, подразделы 5.1 – 5.6, 6.5, 8.2 – 8.5).
3. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А., Гецович Е.М., Бобошко А.А., Ефимчук В.М., Матырин А.Н. Научное издание: Монография. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2003. – 614 с. (Автором подготовлено разделы 5, 9 і 11, подразделы 1.5, 5.1 – 5.5).
4. Волков В.П. Обеспечение стабильности тормозных свойств автотранспортных средств. Научное издание: Монография. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2003. – 306 с.
5. Гредескул А.В., Решетников Е.Б., Кушов В.Я., Доля В.К., Волков В.П., Таболин В.В., Строев Н.А., Бобровник И.Ф. Дисковый тормоз для автомобилей большой грузоподъемности // Автомобильная промышленность. – 1982. – №10. – С. 28-29. (Автор спроектировал дисковое гальмо, провел дорожно-лабораторные испытания и узагальнив результаты исследований).
6. Волков В.П. Влияние нестабильности идеального распределения тормозных сил между осями на курсовую устойчивость автомобиля // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів. – К.: МОiН, НТУ, ТАУ. Зб. наук. пр.– 2001. – Вип.11. – С. 36-39.
7. Волков В.П. Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ. Сб. науч. пр.– 2001. – Вып.7-8. – С. 72-74.
8. Волков В.П. Кибернетический подход к формированию тормозных свойств автотранспортных средств // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ “ХПІ”. Науково-технічний журнал. – 2001. – №1, 2. – С.84-88.
9. Волков В.П. Оценка эффективности технических систем с учетом функциональной стабильности её элементов. Авиационно-космическая техника и технология. – Харків: XAI. Зб. наук. пр. – 2001. – Вип.22. – С. 443-444.
10. Волков В.П. Ретроспективный анализ требований к эффективности гальмования ДТЗ // Автошляховик України. – К.: Науково-практичний журнал. – 2002. – №2 (168). – С. 11-13.

11. Волков В.П. Статистический анализ радиусов инерции легковых автомобилей // Автомобильный транспорт. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. Сб. науч. тр.– 2002. – Вып.9. – С. 33-36.
12. Волков В.П. Залежність безпечної швидкості руху від мінливості параметрів ДТЗ у процесі гальмування // Автошляховик України. – К.: Науково-практичний журнал. – 2002. – №4 (170). – С. 24-25.
13. Волков В.П. Динамическая стабилизация автомобиля при торможении // Вісник Східноукраїнського національного університету. – Луганськ. Науковий журнал. – 2002. – №10 (56). – С. 67-73.
14. Волков В.П. Амплитудно-частотные характеристики рыскания автомобиля при торможении // Тракторная энергетика в растениеводстве. – Харьков: ХГТУСХ. Сб. науч. тр.– 2002. – Вып.5. – С. 191-196.
15. Волков В.П. Выбор рациональных параметров процесса стабилизации автомобиля при торможении // Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков: НТУ “ХПІ”. Сб. науч. тр.– 2003. – №4. – С.123-127.
16. Волков В.П. Статистичний аналіз стабільності барабанних гальмових механізмів легкових автомобілів. – Житомир: Вісник ЖІТП. Науковий журнал. Технічні науки. – 2003. – №1 (24). – С. 11-13.
17. Волков В.П. Прогнозирование допустимого снижения эффективности тормозных механизмов легковых автомобилей. – Харків: Вісник ХДТУСХ. Зб. наук. пр.– 2003. – Вип.14. – С. 139-141.
18. Волков В.П. Оценка влияния нестабильности тормозных механизмов на распределение тормозных сил между осями легкового автомобиля // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ “ХПІ”. Науковий-технічний журнал. – 2003. – №1, том 1. – С. 153-159.
19. Волков В.П. Обеспечение устойчивости автомобиля при торможении. – Харьков: Вестник ХНАДУ. Сб. науч. тр.– 2003. – Вып.22. – С. 117-122.
20. Волков В.П. Энергетическая передаточная функция тормозного механизма // Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков: Вестник НТУ “ХПІ”. Сб. науч. тр.– 2004. – № 2. – С. 93-100.
21. Волков В.П. Системный подход к прогнозу стандартов эффективности торможения легковых автомобилей. – Харьков: Вестник ХНАДУ. Сб. науч. тр.– 2004. – Вып.24 . – С.11-14.
22. Волков В.П. Методика прогнозирования развития требований стандартов к эффективности торможения легковых автомобилей // Автомобильная промышленность. – 2004. – №11. – С. 37-38.
23. Подригало М.А., Волков В.П., Степанов В.Ю. Статистический анализ коэффициента трения фрикционных пар дисковых тормозов легковых автомобилей // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ. Сб. науч. тр.– 2002. – Вып.10. – С. 51-55. (Автор узагальнив результаты статистического анализа коэффициента трения фрикционных пар и получил их математическую функцию щільності розподілу).

24. Волков В.П., Байтур М.В. Формирання нормативних вимог до ефективності торможення грузових автомобілів // Автомобіль- і тракторобудування. – Харків: Вестник НТУ “ХПІ”. Сб. науч. пр. – 2003. – №4. – С.104-111. (Автором обрунтовано і розроблено методологічний підхід формування нормативних вимог до ефективності гальмування автомобілів).

25. Подригalo M.A., Волков В.П. Определение радиусов инерции автомобиля на стадии его проектирования // Автомобильная промышленность. – 2003. – №6. – С. 19-22. (Автором запропоновано підхід і розроблено математичні моделі визначення радіусів інерції автомобіля на стадії його проектування).

26. Волков В.П., Байтур М.В. Сравнительный анализ устойчивости двухосных и трехосных грузовых автомобилей в процессе торможения // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ. Сб. науч. пр. – 2003. – Вып.13. – С. 113-116. (Автором запропоновано критерії оцінки та виконано аналіз стійкості двох- і трохосівних автомобілів при гальмуванні).

27. Волков В.П., Миленин А.Н., Байтур М.В. Определение работы, выполняемой при включении барабанных тормозных механизмов. – Харьков: Вестник ХНАДУ. – 2004. – Вып.23. – С. 36-38. (Автор обґрунтав методику визначення роботи включення барабанних гальм).

28. Волков В.П., Алекса Н.Н., Павленко В.А., Ефимчук В.М. Експериментальне определение момента інерції легкових автомобілій. – Харьков: Вестник ХНАДУ. Сб. науч. пр. – 2004. – Вып.25. – С. 32-34.

(Автор виконав експериментальні дослідження та узагальнив їх результати).

29. Волков В.П., Ефимчук В.М. Оценка перспективы применения различных схем разделения контуров тормозного привода легковых автомобилей // Автомобіль- і тракторобудування. – Харків: Вестник НТУ “ХПІ”. Сб. науч. пр. – 2002. – №10, том 1. – С. 109-116. (Автором запропоновані рекомендації по перспективі використання різних схем розподілу контурів гальмівного приводу з позиції зміни росту нормативних вимог до середнього сталого уповільнення легкових автомобілів при гальмуванні).

30. Подригalo M.A., Волков В.П., Алекса Н.Н., Волков П.В. Вибір розподілення тормозних сил между осьми автомобіля по критерию термонагруженості. – Харьков: Вестник ХГАДТУ. Сб. науч. пр.–2001. – Вып.15-16. – С. 174-176. (Автором обрунтовано підхід і отримані залежності, що забезпечують вибір розподілу гальмівних сил за критерієм термонаутаженності).

## АНОТАЦІЯ

Волков В.П. Формування функціональної стабільності гальмівних властивостей колісних машин при проектуванні. – Рукопис. Дисертація на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук за фахом 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, 2005.

Захищається дисертація у вигляді рукопису. За основними результатами опубліковано 30 наукових праць, що містять теоретичні та експериментальні дослідження функціональної стабільності гальмівних властивостей колісних машин.

Подано теоретичне узагальнення наукових положень і комплекс методів, що дозволяють формувати функціональну стабільність гальмівних властивостей колісних машин при проектуванні. Запропоновано моделі прогнозування нормативних вимог до гальмівних властивостей колісних машин і розроблена нова методологія оцінки їхньої курсової стійкості при гальмуванні з урахуванням стабільності структурних елементів гальмового керування.

Основні результати досліджень використані на підприємствах автомобільної промисловості, у наукових і навчальних організаціях.

*Ключові слова:* функціональна стабільність, гальмові властивості колісних машин, проектування гальмових систем, нормативи ефективності гальмування.

## АННОТАЦІЯ

Волков В.П. Формування функціональної стабільності тормозних властивостей колесних машин при проектуванні. – Рукопис. Дисертація на здобування наукового ступеня доктора технічних наук по спеціальності 05.22.02 – автомобільно-дорожній університет, м. Харків, 2005.

Защищается диссертация в виде рукописи. По основным результатам опубликовано 30 научных работ, которые содержат теоретические и экспериментальные исследования функциональной стабильности тормозных свойств колесных машин.

Структурно диссертация состоит из введения, семи разделов, выводов, списка использованных источников и приложения.

Диссертация посвящена решению актуальной научной проблемы, имеющей важное народнохозяйственное значение и заключающейся в определении новой взаимосвязи стабильности структуры и параметров тормозного управления с поведением системы "водитель – автомобиль – дорожная среда" (ВАДС).

На основе ретроспективного анализа требований, прельявляемых к эффективности торможения автотранспортных средств (АТС) разработан кибернетический подход к формированию тормозных свойств и выполнен прогноз их изменения. Разработана методика определения нормативных значений среднего установившегося замедления для всех категорий АТС и типов тормозных испытаний. Проведена оценка стабильности тормозных свойств автотранспортных средств с учетом перспективы роста нормативов эффективности торможения. Определены рациональные сроки внесения изменений в действующие стандарты.

Проведено исследование влияния тормозных механизмов на стабильность тормозных свойств колесных машин. Исследована стабильность тормозных механизмов с помощью уравнения тормозного момента. Проведена оценка стабильности распределения тормозных сил между осями и влияние на него типа тормозных механизмов. Проведен статистический анализ коэффициента трения фрикционных пар тормозов легковых автомобилей, на основе которого проведена статистическая оценка нестабильности распределения тормозных сил между осями выполнен прогноз допустимого снижения эффективности тормозных механизмов легковых автомобилей.

Разработана новая методология оценки курсовой устойчивости колесных машин при торможении. Предложен вероятностный метод определения радиусов инерции машины относительно трех центральных координатных осей. Теоретические результаты подтверждены статистическими и экспериментальными исследованиями.

Промоделирована оценка курсовой устойчивости трехосного автомобиля с балансирной подвеской среднего и заднего мостов. Показано, что при одинаковых геометрических параметрах трехосные автомобили имеют лучшую курсовую устойчивость при торможении, чем двухосные.

Изучены способы динамической стабилизации двухосного автомобиля при торможении путем разстремивания одного или двух задних колес. Проведен сравнительный анализ этих способов.

Предложен энергетический подход к формированию стабильных тормозных свойств колесной машины. Определены энергетические передаточные функции тормозной системы в целом и тормозных механизмов в отдельности. Рассмотрен выбор распределения тормозных сил между осями по критерию термоагрессивности. Предложен лисковый тормоз открытого типа для грузовых автомобилей семейства КРАЗ.

Основные результаты исследований использованы на предприятиях автомобильной промышленности, в научных и учебных организациях.

**Ключевые слова:** функциональная стабильность, тормозные свойства колесных машин, проектирование тормозных систем, нормативы эффективности торможения.

## ABSTRACT

Volkov V.P.

Formation of functional stability of wheeled machines braking properties at designing. – Manuscript. Thesis for doctor's degree in engineering. Speciality 05.22.02 – automobiles and tractors. – Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, 2005.

The dissertation is submitted in the firm of a manuscript. The basic data have been summarized in 30 publications presenting theoretical and experimental research on functional stability of wheeled machines braking properties at designing have been given. Prognostication models of standard requirements for wheeled machines braking properties being offered, a new methodology of the estimation of structural components of the brake control have been worked out.

The basic research data have been used by automobile industry enterprises, scientific and educational institutions.

*Key words:* functional stability, braking properties of wheeled machines, brake systems designing, braking efficiency standards.