**Волков Володимир Петрович. Формування функціональної стабільності гальмівних властивостей колісних машин при проектуванні: дис... д-ра техн. наук: 05.22.02 / Харківський національний автомобільно-дорожній ун-т. - Х., 2005**

|  |  |
| --- | --- |
|

|  |
| --- |
| Волков В.П. Формування функціональної стабільності гальмових 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 й експериментальні дослідження функціональної стабільності гальмових властивостей колісних машин.Подано теоретичне узагальнення наукових положень і комплекс методів, що дозволяють формувати функціональну стабільність гальмових властивостей колісних машин при проектуванні. Запропоновано моделі прогнозування нормативних вимог до гальмових 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. |

 |
|

|  |
| --- |
| 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 мінімально припустимого середнього сталого уповільненя залежно від часу змінюється 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 осьову 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 ± 0,08. Розходження в коефіцієнтах тертя фрикційних пар різних гальм обумовлене застосуванням фрикційних накладок різних фірм-виробників, може призвести 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, 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 й заднього мостів мають меншу курсову стійкість порівняно із двохосьовими (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 колісьми 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 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 = 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 противному випадку автомобіль очікує занос 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 енергопперетворювальними 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 ДЕРЖАВТОТРАНСНДІпроекту, 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.
 |

 |