



Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

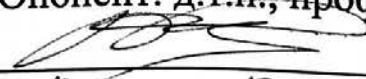
МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА


на тему:

«Покращення безпеки руху автомобілів обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради» місто Вінниця»

Виконав: студент 2 курсу,
групи 1АТ-21м
спеціальності
274 – Автомобільний транспорт
 Нахімчук А.О.

Керівник: д.т.н., проф., проф. каф. АТМ
 Кашканов А.А.
« 5 » 12 2022 р.

Опонент: д.т.н., проф., зав. каф. ТАМ
 Козлов Л.Г.
« 12 » 12 2022 р.

Допущено до захисту
Завідувач кафедри АТМ
 к.т.н., доц. Цимбал С.В.
« 9 » 12 2022 р.

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)
Галузь знань – 27 Транспорт
Спеціальність – 274 Автомобільний транспорт
Освітньо-професійна програма – Автомобільний транспорт

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал Є.В.

«19» 09 2022 р.

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Нахімчук Андрій Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Покращення безпеки руху автомобілів обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради» місто Вінниця,

керівник роботи Кашканов Андрій Альбертович, д.т.н., професор,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ВНТУ від «14» вересня 2022 року № 203.

2. Строк подання студентом роботи: 07.12.2022 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі АТЗ – автомобілі обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради» місто Вінниця; об'єкт дослідження – функціонування системи «водій – автомобіль – дорога – середовище» під час руху автомобіля в режимі гальмування; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

1 Обґрунтування розробок з покращення безпеки руху автомобілів комунального підприємства.

2 Аспекти формування заходів з удосконалення процесів покращення безпеки руху автомобілів підприємства.

3 Методика і практика застосування запропонованих підходів з підвищення безпеки руху.

4 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1-3 Тема, мета та завдання дослідження, наукова новизна результатів.

- 4 Результати аналізу аварійності в Україні.
 5 Взаємозв'язок факторів, які безпосередньо впливають на безпеку руху та ефективність використання АТЗ.
 6 Методи контролю технічного стану гальмівних систем автомобілів.
 7 Вплив гальмівного керування на формування експлуатаційних властивостей колісних машин.
 8 Модель оцінювання траєкторії руху автомобілів при гальмуванні.
 9 Експериментальна перевірка розробленої моделі та алгоритму.
 10 Результати дослідження зміни ефективності гальмування автомобіля Mercedes 280 E при несправній гальмівній системі.
 11 Економічна ефективність удосконалення контролю технічного стану гальмівних систем автомобілів.
 12 Висновки.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Кашканов А.А., професор кафедри АТМ	 19.09.2022	 15.12.2022
Економічна частина	Буренніков Ю.Ю., доцент кафедри АТМ	 20.09.22	 27.11.22
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Дембіцька С.В., професор кафедри БЖДПБ	 20.09.22	 27.11.22

7. Дата видачі завдання « 19 » вересня 2022 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	19.09-02.10.2022	вик
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	19.09-02.10.2022	вик
3	Обґрунтування методів досліджень	19.09-02.10.2022	вик
4	Розв'язання поставлених задач	03.10-20.11.2022	вик
5	Виконання розділу «Економічна частина»	07.11-27.11.2022	вик
6	Виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях»	07.11-27.11.2022	вик
7	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	21.11-04.12.2022	вик
8	Нормоконтроль МКР	05.12-07.12.2022	вик
9	Попередній захист МКР	08.12-09.12.2022	вик
10	Рецензування МКР	12.12-16.12.2022	вик
11	Захист МКР	20.12-28.12.2022	вик

Студент


(підпис)

Нахімчук А.О.

Керівник роботи


(підпис)

Кашканов А.А.

АНОТАЦІЯ

УДК 629.016

Нахімчук А.О. Покращення безпеки руху автомобілів обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради» місто Вінниця. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 – автомобільний транспорт, освітня програма – автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2022. 124 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 39 назв; рис.: 18; табл.: 22.

У магістерській кваліфікаційній роботі розроблено заходи з підвищення безпеки руху та випуску на лінію технічно справних автомобілів обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради» місто Вінниця шляхом удосконалення контролю параметрів оцінювання ефективності роботи їх гальмівних систем. Зокрема на основі аналізу факторів забезпечення ефективного функціонування автомобільного транспорту обґрунтовано розробки з покращення безпеки руху автомобілів підприємства; виявлено та досліджено аспекти покращення безпеки руху на основі аналізу експлуатаційних властивостей автомобілів, які забезпечуються використанням гальмівного керування; визначено методику застосування запропонованих підходів з підвищення безпеки руху, їх практичну реалізацію та економічну ефективність; розроблено питання охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Графічна частина складається з 12 плакатів із результатами досліджень.

Ключові слова: автомобіль, безпека руху, курсова стійкість, ефективність гальмування.

ABSTRACT

Nakhimchuk A.O. Improvement of traffic safety of vehicles of the regional utility enterprise, the Autobase of the Regional Council, Vinnytsia city. Master's qualification work in the specialty 274 - road transport, educational program - road transport. Vinnytsia: VNTU, 2022. 124 p.

In Ukrainian language. Bibliogr.: 39 titles; fig.: 18; table: 22.

In the master's qualification thesis, measures were developed to improve traffic safety and release technically sound cars of the regional utility enterprise "Autobase of the Regional Council" in the city of Vinnytsia by improving control parameters for evaluating the effectiveness of their braking systems. In particular, on the basis of the analysis of the factors for ensuring the effective functioning of road transport, the developments to improve the safety of the company's vehicles were substantiated; the aspects of traffic safety improvement based on the analysis of the operational properties of cars, which are ensured by the use of brake control, were identified and investigated; the method of applying the proposed approaches to increase traffic safety, their practical implementation and economic efficiency are determined; issues of labor protection and safety in emergency situations have been developed.

The graphic part consists of 12 posters with research results.

Key words: car, traffic safety, directional stability, braking efficiency.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
РОЗДІЛ 1. ОБГРУНТУВАННЯ РОЗРОБОК З ПОКРАЩЕННЯ БЕЗПЕКИ РУХУ АВТОМОБІЛІВ КОМУНАЛЬНОГО ПІДПРИЄМСТВА	7
1.1 Аналіз діяльності обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради» місто Вінниця	7
1.2 Безпека руху як складова забезпечення ефективного функціонування автомобільного транспорту	14
1.3 Процес гальмування як засіб попередження аварійних ситуацій ...	19
1.4 Порівняльний аналіз існуючих методів оцінювання ефективності функціонування гальмових систем автомобілів	24
1.5 Аналіз існуючих підходів до оцінки курсової стійкості легкових автомобілів при гальмуванні	30
Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження	38
РОЗДІЛ 2. АСПЕКТИ ФОРМУВАННЯ ЗАХОДІВ З УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ ПОКРАЩЕННЯ БЕЗПЕКИ РУХУ АВТОМОБІЛІВ ПІДПРИЄМСТВА	40
2.1 Формування експлуатаційних властивостей автомобілів шляхом використання гальмівного керування	40
2.2 Аналіз функціональної стабільності елементів гальмівних систем колісних транспортних засобів	43
2.3 Дослідження стабільності гальмівних механізмів за допомогою узагальненого рівняння гальмівного моменту	48
2.4 Оцінювання якості регулювання розподілу гальмівних сил між осями автомобілів	53
2.5 Моделювання впливу типу гальмівних механізмів на розподіл гальмівних сил між осями і колесами	60

2.6 Розробка математичної моделі для оцінювання стійкості руху легкових автомобілів при гальмуванні	66
2.7 Експериментальна перевірка розробленої моделі та алгоритму	75
Висновки до розділу 2	81
РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА І ПРАКТИКА ЗАСТОСУВАННЯ ЗАПРОПОНОВАНИХ ПІДХОДІВ З ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ РУХУ	
82	
3.1 Методика оцінювання курсової стійкості легкових автомобілів при гальмуванні	82
3.2 Приклади оцінювання курсової стійкості автомобілів при гальмуванні	84
3.3 Дослідження зміни ефективності гальмування автомобіля при несправній гальмівній системі	97
3.4 Розрахунок техніко-економічної ефективності виконаних досліджень	103
Висновки до розділу 3	107
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	
108	
4.1 Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи	109
4.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії	111
4.3 Пожежна безпека	117
Висновки до розділу 4	119
ВИСНОВКИ	120
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	121
Додаток А (обов'язковий). Ілюстративна частина	125
Додаток Б (обов'язковий). Протокол перевірки на плагіат	135

ВСТУП

Актуальність теми. Розширення обсягів та сфери застосування транспортних засобів підвищує ймовірність збільшення людських та матеріальних втрат, причиною яких є аварійність на дорогах. За даними Всесвітньої організації охорони здоров'я, щороку у світі гинуть на дорогах близько 1,3 млн. людей, а кількість поранених складає близько 50 млн. Ця ж організація прогнозує, що у 2030 році дорожньо-транспортні пригоди (ДТП) посідатимуть третє місце у світі серед причин втрати здоров'я після серцево-судинних захворювань та тяжких депресій. Україна за рівнем смертності від ДТП займає п'яте місце в Європі, причому смертність в результаті ДТП є головною причиною загибелі дітей та молоді віком від 5 до 29 років.

Статистика свідчить, що за останні 10 років кількість ДТП з постраждалими в Україні збільшилась у середньому на 25%, у тому числі з вини водіїв на 27%.

До причин високого рівня аварійності на автошляхах країни можна віднести:

- низький рівень правової культури учасників дорожнього руху;
- нехтування елементарними вимогами безпеки (невикористання ременів безпеки; ведення переговорів за допомогою мобільних телефонів за кермом автомобіля; перевезення маршрутними таксі кількості пасажирів більшої, ніж наявність посадкових місць; перехід пішоходами дороги поза спеціально облаштованими переходами і т.д.);
- технічний стан транспортних засобів;
- жахливий стан автомобільних доріг (особливо у весняний період);
- безкарність осіб, які скоїли правопорушення, пов'язані з транспортом.

Найпоширенішими видами пригод залишаються наїзди на пішоходів, зіткнення та перекидання транспортних засобів, на них припало 78% від усіх ДТП.

Основним фактором попередження ДТП є процес гальмування, тому забезпечення безпеки дорожнього руху повинно передбачати розробку нових чи удосконалення існуючих методів оцінки гальмових властивостей транспортних засобів з метою визначення найбільш ефективних напрямків боротьби з аварійністю. Таким чином, розроблювана в роботі тематика є актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Виконання роботи здійснювалось відповідно до Закону України «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки» від 05.12.2012 р. № 2623-14; постанови КМ України «Про схвалення Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2024 року» від 21.10.2020 р. № 1360-р; розпорядження КМ України «Про схвалення Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року» від 30.05.2018 р. № 430-р. Дослідження за тематикою МКР належать до основних напрямків наукових розробок кафедри автомобілів та транспортного менеджменту ВНТУ та виконувались згідно плану НДР ВНТУ на 2021-2022 н.р.

Мета і завдання дослідження. Мета дослідження – підвищення безпеки руху та випуск на лінію технічно справних автомобілів обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради» місто Вінниця шляхом удосконалення контролю параметрів оцінювання ефективності роботи їх гальмівних систем.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати обґрунтування розробок з покращення безпеки руху автомобілів комунального підприємства;
- виявити та дослідити аспекти формування заходів з удосконалення процесів покращення безпеки руху автомобілів підприємства;
- визначити методику застосування запропонованих підходів з підвищення безпеки руху, їх практичну реалізацію та економічну ефективність;
- розробити питання охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Об'єкт дослідження – функціонування системи «водій – автомобіль – дорога – середовище» під час руху автомобіля в режимі гальмування.

Предмет дослідження – математичні моделі інженерного аналізу причинно-наслідкових зв'язків, які діють в процесі дорожньо-транспортної ситуації при русі автомобіля в режимі гальмування.

Методи досліджень. При розв'язанні поставлених задач використовувались методи досліджень, основані на застосуванні системного аналізу та математичного моделювання. Експериментальні дані отримані за допомогою безпосередніх вимірювань геометричних параметрів досліджуваної величини.

Наукова новизна одержаних результатів.

Отримали подальший розвиток теоретичні підходи та методи оцінювання параметрів руху автомобілів при гальмуванні, які дозволяють враховувати взаємозв'язки між якістю зчеплення коліс автомобіля з дорожнім покриттям, створюваними гальмовими моментами на кожному колесі, зміщенням центру мас автомобіля та характером руху автомобіля при гальмуванні. В якості критерію використовувалось питоме сповільнення.

Практична значимість отриманих результатів.

Удосконалено методику і розроблено алгоритм оцінювання параметрів руху автомобіля при гальмуванні в дорожніх умовах. Використання результатів МКР дозволяє оцінити експлуатаційні гальмові властивості автомобілів шляхом моделювання.

Достовірність теоретичних положень МКР підтверджується строгістю постановки задач, коректним застосуванням математичних методів під час доведення наукових положень, строгим виведенням аналітичних співвідношень, порівнянням результатів, отриманих за допомогою розроблених у роботі методів, з відомими, та збіжністю результатів математичного моделювання з результатами, що отримані під час провадження експериментів.

Апробація результатів роботи. Деякі положення та результати роботи доповідались та обговорювались на XV міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», яка проходила у м. Житомир на базі державного університету «Житомирська політехніка» 24-26 жовтня 2022 року.

Публікації. Деякі положення та результати досліджень за участі автора опубліковані в роботі [1].



РОЗДІЛ 1.

ОБГРУНТУВАННЯ РОЗРОБОК З ПОКРАЩЕННЯ БЕЗПЕКИ РУХУ АВТОМОБІЛІВ КОМУНАЛЬНОГО ПІДПРИЄМСТВА

1.1 Аналіз діяльності обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради» місто Вінниця

Обласне комунальне підприємство „Автобаза обласної ради” за характером транспортної роботи є пасажирським підприємством, а за характером виробничої діяльності – підприємством, що надає транспортні послуги (в основному посадовим особам апарату Обласної Ради, відповідно до свого початкового призначення), обслуговує та ремонтує автомобілі. Підприємство виконує перевезення пасажирів по місту та області, надає транспортні послуги підприємствам, організаціям, закладам, населенню. Також підприємство виконує роботи по технічному обслуговуванню, ремонту транспортних засобів, що належать населенню, підприємствам, організаціям.

Для поліпшення свого фінансового становища підприємство здає в оренду частину свого рухомого складу приватним особам та організаціям.

ОКП „Автобаза обласної ради” знаходиться у центрі міста за адресою вулиця Константиновича 45, що є досить привабливим фактом для розширення сфери обслуговування та надання транспортних послуг, що, звичайно, робить підприємство досить перспективним і привабливим.

Підприємство обслуговує в основному посадових осіб та працівників службового апарату Вінницької Обласної Ради, та підлеглих їм структур, також надає транспортні послуги юридичним особам на замовлення, здає автомобілі в оренду, відповідно до чинного законодавства, складених договорів та штатного розкладу.

Автобаза має досить потужну виробничо-технічну базу, що дає змогу обслуговувати не тільки автомобілі власного рухомого складу, а й надавати

послуги по технічному обслуговуванню та ремонту автомобілів інших підприємств та приватних авто, що власне також входить до сфери діяльності підприємства.

Паливо та мастильні матеріали, запасні частини та матеріали АТП отримує в основному на договірній основі на заправних та обслуговуючих центрах Вінниці та області, також у комерційних організацій або в центрах обслуговування в різних містах України.

Дані про склад і вартість основних виробничих фондів автотранспортного підприємства за 2021 рік наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні виробничі фонди

Групи основних засобів	Код рядка	Залишок на початок року		Надійшло за рік	Вибуло за рік		Нараховано амортизації за рік	Залишилось на кінець року	
		Первісна (переоцінена) вартість	знос		Первісна (переоцінена) вартість	знос		Первісна (переоцінена) вартість	знос
Земельні ділянки	100								
Будинки, споруди та передавальні пристрої	120	2755,6	1002,8	106			136	2861,6	1138,8
Машини та обладнання	130	261,2	48				6	261,2	54
Транспортні засоби	140	2768,4	2194	78,4			17,6	2846,8	2211,6
Інструменти, прилади	180	33,2	10	10,4	6,4		12	37,2	4,8
Разом	260	5818,4	3254,8	194,8	6,4		171,6	6006,8	3409,2

Аналізуючи дані наведені в таблиці 1.1, можна зробити висновки про структуру основних виробничих фондів АТП: будівлі, споруди та передавальні пристрої становлять 47,63 % від загальної вартості; машини та обладнання – 4,35 %; транспортні засоби – 47,37 %; інструменти і прилади – 0,65 %.

У структурі основних виробничих фондів рухомий склад (47,37%) належить до активної частини і бере участь у наданні транспортних послуг.

Решта фондів (52,63%) призначена для технічного забезпечення перевізного процесу і утворює виробничо-технічну базу.

Для детальнішого аналізу стану основних фондів можна використовувати за [2] такі показники: коефіцієнт відновлення, коефіцієнт вибуття, коефіцієнт придатності. В результаті аналізу даних табл. 1.1 можна зробити такі висновки:

- основні виробничі фонди підприємства мають значний знос (56,8%);
- інтенсивність вибуття основних фондів (0,1%) не перевищує інтенсивність відновлення (3,2%);
- придатність основних виробничих фондів підприємства на сьогоднішній день становить 43,2%.

На підприємстві, робота автомобілів враховується в годинах. Рухомий склад підприємства в основному складається з таких марок і моделей: BMW 520, Mercedes-Benz 280 E, Skoda Octavia, Subaru Legacy, ГАЗ 31029, ГАЗ 3110, Lexus ES 350, Subaru Outback, Volkswagen Passat, Volkswagen Toureg, Toyota Prado. Це пов'язано з основними напрямками функціонування підприємства. Групування автомобілів залежно від часу перебування їх в експлуатації подано в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Групування автомобілів залежно від часу перебування в експлуатації

Тип автомобіля (кузова)	Кількість автомобілів	В тому числі автомобілів, які перебували в експлуатації з моменту випуску заводом виготовлювачем			
		Від 3 до 5 років	Від 5 до 7 років	Від 7 до 10 років	Більше 10 років
Автомобілі всього	35	–	4	–	31
Пасажирські легкові автомобілі	35	–	4	–	31

Отже ми бачимо, що структура парку досить різноманітна, а вік автомобілів досить великий. Звідси можна зробити висновок, що підприємство може з часом мати проблеми в наслідок застарілого рухомого складу.

Для аналізу виробничо-господарської діяльності використаєм показники діяльності підприємства за 2019-2021 роки подані в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Основні дані про роботу вантажного автотранспорту

Показники	2019	2020	2021
1. Середньооблікова кількість автомобілів, одиниць	35	35	35
2. Автомобіле-дні перебування в господарстві, тис.	12,775	12,775	12,775
2. Автомобіледні в роботі, тис.	9,326	9,709	9,581
3. Час в наряді, тис. год.	86,87	88,06	91,12
4. Загальний пробіг, тис. км	1703,9	1679,0	1775,1
5. Обсяг перевезень, тис. пас	16,2	17,9	18,7
6. Пасажирообіг, тис. пас*км	813,5	837,7	939,9

Беручи за основу відомості, які містяться в таблиці 1.3, визначаються основні техніко-експлуатаційні показники роботи рухомого складу підприємства за попередній період, враховуючи рекомендації [3]. За період приймається календарний рік (2019, 2020, 2021).

Аналізуючи наявні дані, можемо прийти до таких висновків:

- час перебування автомобілів в наряді за добу залишається практично незмінним і складає біля 9,1-9,5 години;
- середньодобовий пробіг за останній період складає 172...185 км;
- обсяги наданих транспортних послуг зросли: автомобіледні в роботі – на 3%; час в наряді – на 4%; обсяги перевезень – на 15% і пасажирообіг – на 16%; загальний пробіг – на 4,4%.

Тобто, спостерігаються позитивні тенденції в роботі автобази, що пов'язано з розширенням виробничих потужностей.

Основним сегментом ринку, на якому діє підприємство – є надання транспортних послуг та обслуговування і ремонт автомобілів.

Програма маркетингової стратегії орієнтована на декілька напрямків діяльності підприємства: глибокий вхід в ринок транспортних послуг та послуг

по технічному обслуговуванню та ремонту ТЗ; удосконаленню транспортних послуг за рахунок оновлення парку автомобілів, зменшення собівартості перевезень; поповнення номенклатури послуг, що надаються. Всі маркетингові задачі є реальними, але потребують змін, вдосконалення ВТБ, якісної зміни рухомого складу, впровадження ресурсозберігаючих технологій. Для виконання поставлених задач у підприємства не вистачає коштів, так як на даний час воно є не прибутковим, що частково впливає з особливостей організації роботи АТП та його першочергового призначення.

Отримання своєчасно і в повному обсязі маркетингової інформації про ситуацію на ринках – недостатня, так як немає конкретної особи, яка б відповідала за збір цієї інформації. Підприємство маркетингові дослідження в повному обсязі не виконує. Об'єми виконання транспортних замовлень юридичних та фізичних осіб та роботи по ремонту автомобілів не плануються, а виконується статистичний аналіз діяльності в цих сферах за попередні роки.

На підприємстві система контролю не досить ефективна. Маркетингові задачі перед АТП ставляться не чіткі. Керівництво підприємства періодично проводить аналіз і контроль витрат підприємства в цілому.

В процесі своєї діяльності «Автобаза обласної Ради» м. Вінниця має контакти з такими аудиторіями: органи місцевого самоврядування, фінансові установи, органи поліції; органи держкомприроди і екології.

На діяльність підприємства можуть вплинути різні фактори фінансового становища як самого підприємства та і фінансового становища замовників, податкова політика держави, правила та нормативи у веденні підприємницької діяльності та інші фактори. При зміні перерахованих факторів в бік погіршення, наслідки призведуть до зменшення об'ємів перевезень та наданих послуг.

Обстеження внутрішніх сильних і слабких сторін підприємства проведемо за допомогою SWOT-аналізу, який відображено у таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Базова матриця SWOT-аналізу ОКП «Автобаза обласної Ради»

Сильні сторони (S)	Слабкі сторони (W)
<p>S1. Стабільна забезпеченність обсягами транспортних послуг для потреб обласної Ради.</p> <p>S2. Надання послуг по ТО, ремонту та зберігання автомобілів.</p> <p>S3. Можливість заняття комерційною діяльністю.</p>	<p>W1. Значна частина рухомого складу експлуатується досить тривалий час, що вимагає підвищених витрат на їх технічне обслуговування та ремонт.</p> <p>W2. Додаткова комерційна діяльність у вигляді здавання в оренду нерухомого майна надала приблизно 53% від суми загального доходу.</p>
Можливості (O)	Загрози (T)
<p>O1. Підприємство має можливість збільшити свою частку на сегментах ринку транспортних послуг і послуг з ремонту, ТО і зберігання автомобілів юридичних і фізичних осіб.</p> <p>O2. Проведення нових ефективних методів в виробництві ТО і ремонту. O3. Збільшення об'ємів та номенклатури послуг.</p> <p>O3. Зниження собівартості послуг збільшить доходи підприємства для досягнення прибутковості та подальшого вдосконалення діяльності підприємства.</p>	<p>T1. Вартість природних ресурсів і енергії, які необхідні для діяльності підприємства відносно стабільна, але вона має тенденцію до збільшення через ряд економічних і політичних причин.</p> <p>T2. Несприятлива політика уряду щодо розвитку підприємництва.</p> <p>T3. Несприятливі економічні зміни.</p> <p>T4. Ріст цін на паливно-мастильні матеріали.</p> <p>T5. Низькі бар'єри виходу на ринок потенційних конкурентів, тобто можливість появи нових конкурентів</p>

На основі створеної SWOT-матриці спроектуємо стратегії чотирьох типів (таблиця 1.5).

Таблиця 1.5 – Стратегії, розроблені на основі даних SWOT-аналізу

Стратегії виду SO	Стратегії виду WO
1	2
<p>SO1: S1 S2 O1 O2 – За умови сприятливої економічної політики держави зросте і кількість клієнтів.</p> <p>SO2: S2 S3 S4 O2 O3 O4 – Дозволить вийти на нові сегменти ринку з збільшеною номенклатурою послуг.</p>	<p>WO1: W1 O1 O2 – Підприємство може збільшити дохід наданням послуг з ТО та ремонту транспортних засобів і їх зберігання.</p> <p>WO2: W1 O2 – Значний вік рухомого складу вимагає значних витрат на його експлуатацію, але впровадження нових ефективних методів в виробництві ТО і ремонту та закупівля нової техніки дозволить їх зменшити.</p> <p>WO3: W2 O3 O4 – Прибутковість комерційної діяльності може бути збільшена за рахунок розширення номенклатури надаваних послуг та зменшення їх собівартості.</p>

Продовження табл. 1.5

1	2
Стратегії виду ST	Стратегії виду WT
ST1: S1 T1 T2 – Тривалий час роботи на ринку перевезень та висока якість виконуваних робіт дасть можливість забезпечити основні види діяльності. ST2: S2 S3 S4 T3 T4 T5 T6 – Незважаючи на зростання цін на паливо-мастильні матеріали та кризові явища в економіці держави, покращення матеріально-технічної бази та розширення номенклатури послуг дасть змогу підвищити дохід підприємства	WT1: W1 W2 T2 – Вибір курсу на конкурентний рівень цін, реклама, розширення видів комерційної діяльності, модернізація існуючого обладнання дозволить працювати в період погіршення платоспроможності фізичних та юридичних осіб.

Пропоновані типи стратегій:

- стратегії виду SO – сили-можливості.
- стратегії виду ST – сили-загрози.
- стратегії виду WO – слабкості-можливості.
- стратегії виду WT – слабкості-загрози.

В таблиці 1.5 представлені розроблені стратегії, для кожної з них вказаний скорочений запис параметрів, з яких утворена стратегія. При цьому використані найбільш значимі фактори.

Впровадження нових ефективних методів у ТО і ремонті рухомого складу, збільшення об'ємів послуг, зниження собівартості перевезень дасть змогу підприємству збільшити свої доходи, досягти прибутковості в діяльності та подальшого вдосконалення.

Таким чином, проаналізувавши стан ВТБ, фінансово-виробничу діяльність і провівши маркетингове дослідження можна зробити такі висновки:

1. ВТБ автотранспортного підприємства потребує удосконалення оскільки основні виробничі фонди підприємства мають досить великий знос.
2. АТП має достатні площі і ресурси для виконання основної діяльності.
3. Структура і чисельність РС відповідає діяльності підприємства.

4. Підприємство має можливості забезпечити проведення запланованих наукових досліджень в рамках виконання даної МКР.

1.2 Безпека руху як складова забезпечення ефективного функціонування автомобільного транспорту

Проблема забезпечення безпеки руху є актуальною для багатьох країн світу [4]. За даними департаменту патрульної поліції в Україні кількість дорожньо-транспортних пригод (ДТП) у 2021 році сягнула 179376 випадків, в яких загинули 2592 людини і 31104 отримали травми різного ступеня тяжкості. Аналіз статистики аварійних ситуацій на дорогах України [5] показує, що найпоширенішими видами ДТП є: зіткнення, наїзд на транспортний засіб, що стоїть, наїзд на перешкоду, наїзд на пішохода, з'їзд з проїзної частини з перекиданням транспортного засобу (рис. 1.1).

Основні зареєстровані причини ДТП:

- перевищення безпечної швидкості руху;
- порушення правил маневрування;
- порушення правил проїзду перехресть;
- недотримання безпечної дистанції;
- порушення правил проїзду пішохідних переходів;
- водіння у стані сп'яніння.

Аналіз причинно-наслідкових зв'язків механізму ДТП дозволяє виділити три основні групи причин виникнення аварійних ситуацій:

1 група – недотримання учасниками руху діючих ПДР та помилки водіїв в управлінні ТЗ;

2 група – порушення правил експлуатації транспортних засобів (ТЗ) та їх несправність;

3 група – поганий стан дорожнього покриття і незадовільна організація дорожнього руху.

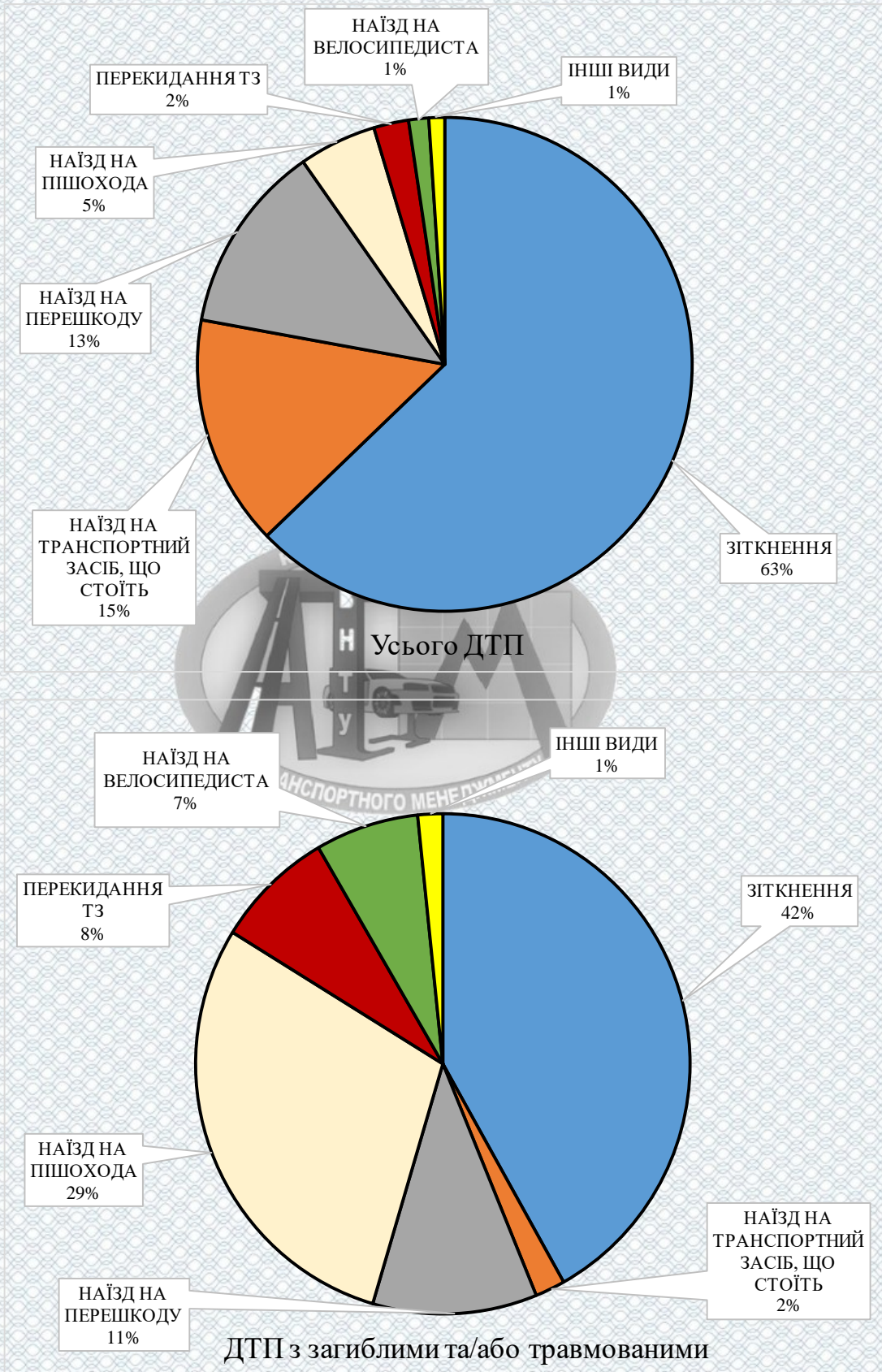


Рисунок 1.1 – Розподіл ДТП за видами

Безпека дорожнього руху суттєво впливає на ефективність виробничих процесів на автомобільному транспорті. У різний час дослідженням ефективності виробничих процесів займались Е. Дж. Долан, П. Ф. Друкер, М. Х. Мескон, М. Альберт, В. Я. Нусінов, А. М. Туріло, А. Г. Темченко, І. І. Мазур, В. Д. Шапіро, Н. Г. Ольдерогге, В. П. Орлов та багато інших дослідників. В результаті аналізу опублікованих робіт різних авторів можна впевнено стверджувати, що ефективність це комплексне поняття, яке проявляється через порівняння результату або ефекту від будь-якої діяльності і витрачених ресурсів. Тобто ефективність можна описувати такими характеристиками як доцільність, результативність, якість, корисність тощо [6]. Ефективність використання автомобільного транспорту на перевезеннях різного призначення насамперед залежить від технічної готовності автотранспортних засобів (АТЗ), якості маршрутизації перевезень, рівня організації дорожнього руху на маршрутах, економічної та соціальної складової виробничих процесів.

Якщо розглядати АТЗ як технічний об'єкт, що забезпечує транспортний процес, одним з найважливіших критерієм забезпечення необхідної якості цього процесу можна вважати відповідність параметрів функціонування АТЗ вимогам безпеки руху за ефективністю гальмування, технічним станом рульового керування, шин, освітлення, сигналізації, станом відпрацьованих газів. Своєчасне виявлення несправностей та їх усунення дозволяє істотно підвищити технічну швидкість руху АТЗ і збільшити їх продуктивність (рис. 1.2) без додаткової витрати палива, що в кінцевому випадку визначає ефективність виробничих процесів на транспорті в цілому [7, 8].

Як видно з рис. 1.2, забезпечення ефективного та безпечного транспортного процесу є складною багатоцільовою системою, при розробці якої неможливо визначити одну ціль чи встановити жорстку ієрархію цілей. Отже замість жорсткої моделі потрібно застосовувати «м'яку» модель, головна ідея якої полягає в компромісному рішенні в рамках діяльності по досягненню різних цілей, в знаходженні рішень, які в деякій мірі задовольняли б усі

потреби. Потрібно також відмітити, що реалізація компромісного підходу може супроводжуватись виникненням певних труднощів пов'язаних з оцінюванням напрацьованих рішень, вибором найкращого рішення із загальної сукупності можливих рішень.

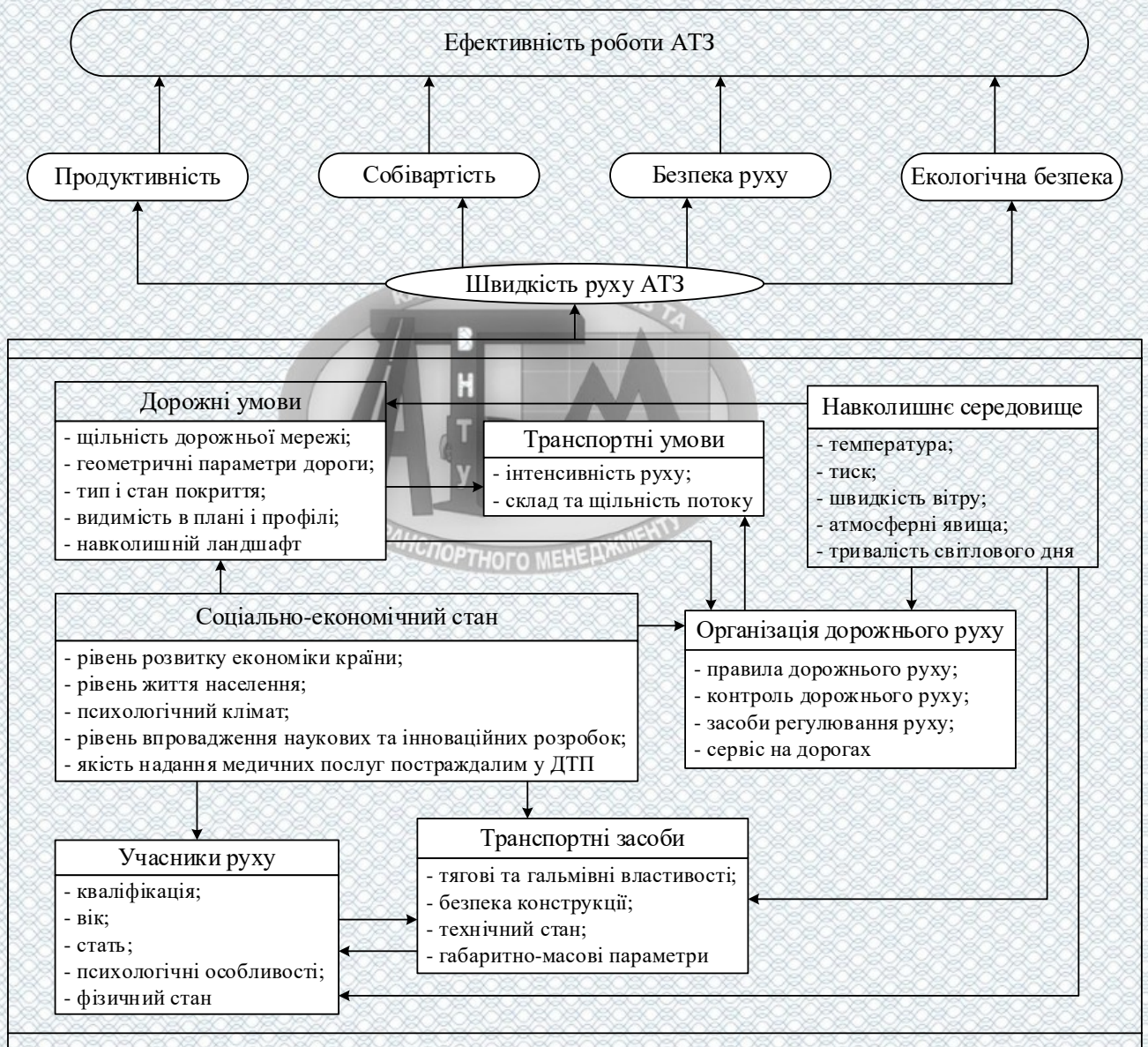


Рисунок 1.2 – Взаємозв'язок факторів, які безпосереднь впливають на безпеку руху та ефективність використання АТЗ

Постановка задачі оцінення ефективного та безпечного функціонування АТЗ виглядає так. Нехай задана множина можливих варіантів виконання конкретної функції АТЗ X :

$$X = \{x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n\}. \quad (1.1)$$

Кожний варіант характеризується множиною параметрів оцінювання якості Y :

$$Y = \{y_1, y_2, \dots, y_j, \dots, y_m\}. \quad (1.2)$$

Нечітке відношення, яке має місце між кожним членом сукупності X і кожним членом сукупності Y , позначене через μ_{ij} або μ_{ij} . Тобто, μ_{ij} відображає міру відповідності i -го варіанта функціонування АТЗ вимогам за j -м параметром ($\mu_{ij} \in [0,1]; i = 1, \dots, n; j = 1, \dots, m$). Якщо узяти разом всі нечіткі відношення x_i та y_j , то отримаємо матрицю нечітких відношень R розміром nm : $R = \{\mu_{ij} \mid i = 1, \dots, n; j = 1, \dots, m\}$.

Потрібно обрати оптимальний варіант x^* із множини X .

Задачу оцінювання ефективності та безпечності варіанту функціонування АТЗ можна записати так:

$$x^* = \text{opt}(X, Y, R, M), \quad (1.3)$$

де M – модель, що використовується для вирішення задачі, обрана особою, яка приймає рішення.

В якості основної моделі для вирішення задачі (3) доцільно прийняти модель еталонного порівняння [9]. Сутність моделі еталонного порівняння

полягає у визначенні еталонного варіанта виконання транспортної роботи x_0 . Параметри цього варіанта є мінімально допустимими значеннями $\mu_0, j = 1, \dots, m$. Усі варіанти сукупності X порівнюється з еталоном x_0 . У разі не гіршої якості у варіанта x_i ніж у еталона x_0 за усіма параметрами, варіант x_i додається до загальної сукупності рішень і для нього визначають інтегральний параметр якості f_i . Для еталонного варіанта інтегральний параметр приймає нульове значення $f_0 = 0$. Оптимальний розв'язок – варіант з максимальним значенням інтегрального параметра f_{\max} .

Математичний запис моделі:



$$\begin{cases} X^* = \{x_k \mid x_k \in X; \mu_{kj} \geq \mu_{0j} \forall j = 1, \dots, m; f_k = f_i \mid f_i \in F; i = 1, \dots, m\}; \\ f_i = \sum_{j=1}^m (\mu_{ij} - \mu_{0j}) \cdot w_j. \end{cases} \quad (1.4)$$

Варіант x_k є розв'язок задачі (4).

Недоліком моделі є необхідність забезпечення більшого обсягу інформації від особи, яка приймає рішення, порівняно з мінімаксною моделлю, моделлю абсолютного рішення, моделлю основного параметра чи моделлю компромісного рішення [10].

1.3 Процес гальмування як засіб попередження аварійних ситуацій

Основними причинами виникнення ДТП на автомобільних дорогах України є недотримання водіями і пішоходами Правил дорожнього руху (ПДР) – перевищення швидкості, порушення правил обгону, маневрування, керування транспортними засобами в нетверезому стані, перехід пішоходом проїзної частини у невстановленому місці; помилки водія в керуванні

автотранспортними засобами (АТЗ) – недотримання безпечної дистанції та ігнорування вимог технічних засобів організації дорожнього руху (дорожніх знаків, розмітки тощо); зниження працездатності водія; порушення правил експлуатації АТЗ та їх незадовільний технічний стан; поганий стан та утримання дорожнього покриття; незадовільна організація дорожнього руху.

У 80% випадків для попередження ДТП застосовують гальмівні системи. Крім того, згідно діючого законодавства, експлуатація будь-якого автомобіля допускається лише за умови справності його гальмової системи.

Гальма призначені для ефективного сповільнення автомобіля аж до зупинки та для утримання його в нерухомому стані. Розрізняють такі режими гальмування.

1. Аварійне – йому відповідає мінімальний шлях гальмування і максимальне за зчепленням з дорогою сповільнення ($j_c \approx 8 \div 9 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ при $\varphi = 0,8 \div 0,9$).

2. Службове – йому відповідають сповільнення $j_c \leq 3 \div 3,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$, які не викликають неприємних відчуттів у пасажирів.

3. Службове тривале на затяжних спусках до 10 км при $j_c = 0 \div 2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$.

4. Загальмування нерухомого автомобіля, у тому числі на значних ухилах.

Гальмівна сила, яка виникає між колесом та дорогою, спрямована проти напрямку обертання колеса, тобто перешкоджає його обертанню. Максимальне значення гальмівної сили на колесі залежить від можливостей механізму, який створює цю силу, від навантаження, що припадає на колесо, та від коефіцієнта зчеплення з дорогою. За умови однаковості всіх факторів, що визначають силу гальмування, ефективність гальмової системи залежатиме насамперед від особливостей конструкції механізмів, які гальмують автомобіль.

На сучасних автомобілях для підвищення безпеки руху встановлюють кілька гальмових систем, що за призначенням поділяються на: робочу; запасну; стоянкову; допоміжну [11].

В процесі експлуатації автомобіля внаслідок частого користування гальмами спрацьовуються поверхні спряжених деталей гальмових механізмів та їхніх приводів. Якщо спрацювання не виходить за межі, що встановлюються заводами-виготовлювачами, то нормальна робота гальмових систем не порушується. В протилежному разі виникають несправності, які треба негайно усунути, оскільки від нормального функціонування гальмових систем значною мірою залежить безпека дорожнього руху.

Гальмування забезпечується гальмовими системами, що складаються з гальмових механізмів і приводів (brake gear).

Гальмова система складається з енергопостачального пристрою; керувального пристрою; гальмового приводу для передавання гальмового зусилля і для приведення в дію допоміжної та стоянкової гальмових систем; додаткового устаткування тягача для гальмування причепа; колісних гальмових механізмів.

Кожний з компонентів впливає на сили, що визначають ефективність гальмування автомобіля.

Основні вимоги до гальмових систем [12].

1. Висока і приблизно однакова для всіх автомобілів і автопоїздів ефективність, в тому числі:

а) мінімальний час спрацювання гальмових систем;

б) синхронність збільшення і зменшення гальмового моменту всіх гальмових механізмів системи (різниця найбільших значень не більше 15%);

в) стабільні і високі значення коефіцієнта тертя (friction factor) в гальмових механізмах в усьому діапазоні можливих в експлуатації температур і тисків.

2. Легкість і зручність керування.

3. Висока надійність, безвідмовна робота протягом усього терміну служби при будь-яких умовах експлуатації.

4. Гарне відведення тепла від пар тертя і захист їх від зволоження і забруднення.
5. Мінімальний шум при спрацьовуванні.
6. При розриві зчепу автопоїзда гальма причепа повинні забезпечити його автоматичну зупинку.

Крім того, до гальмових систем висуваються вимоги для забезпечення необхідної ефективності гальмування, оцінюваної гальмовим шляхом і сповільненням, а також стійкістю автопоїзда в процесі гальмування.

Відповідно до ДСТУ 3649:2010 «Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання» [13] значення гальмового шляху S транспортних засобів в залежності від початкової швидкості гальмування V_0 (км/год) повинні відповідати наведеним у таблиці 1.6.

Стійкість повинна зберігатися при виході з ладу частини гальмової системи.

Таблиця 1.6 – Порядок обчислення нормативних значень гальмового шляху

Тип ДТЗ	Категорія ДТЗ	Гальмовий шлях, м, не більше значень, обчислених за формулами
Одиночні	M_1	$V_0 \times (0,10 + V_0 / 150)$
	M_2, M_3, N_1, N_2	$V_0 \times (0,15 + V_0 / 130)$
	N_3	$V_0 \times (0,18 + V_0 / 130)$
Автопоїзди	M_1	$V_0 \times (0,15 + V_0 / 150)$
	N_1, N_2, N_3	$V_0 \times (0,18 + V_0 / 130)$

Міжнародні вимоги щодо гальмівних систем та їх ефективності:

- Національні норми Німеччини викладені в параграфі 41 StVZO (FMVSS/CUP);
- Директива Ради Європейської співдружності (Директива 71/320/ЕЕС та виправлені директиви і додатки);

- Правила №13 і 78 Європейської комісії ООН в Женеві (ЄЕК ООН).

Вимоги до антиблокувальних систем, що містяться у параграфі 41 в StVZO Правил ліцензування транспортних засобів в Німеччині (FMVSS/CUP), є більш жорсткими, ніж діючі Директиви ЄС і Правила ЄЕК ООН. Параграф 41 StVZO, Директива ЄС 71/320 і Правила ЄЕК ООН №13, в основному, є однаковими по всім іншим пунктам.

Системи АБС повинні відповідати вимогам додатку 10 Директиви ЄС 71/320 чи Правила ЄЕК ООН №13 (для транспортних засобів категорій M₂, M₃, N₂ і N₃ на дорогах категорії 1). Основні вимоги:

- відсутність блокування непрямо контролюємих коліс при швидкостях вище 15 км/год, незалежно від дорожнього покриття;
- збереження стійкості і керованості при гальмуванні;
- оптимальне використання сил зчеплення при рівностворюваних зусиллях на дорожньому покритті категорії 1 чи при різних коефіцієнтах зчеплення у лівих і правих коліс („мікст”);
- використання візуального засобу контролю електроприладів АБС.

У додатку №13 правил №13 ЄЕК ООН міститься визначення характеристик гальмівних систем з антиблокувальними пристроями [14]. Де під „антиблокувальним пристроєм” розуміється елемент робочої гальмівної системи, який під час гальмування автоматично регулює степінь проковзування одного чи декількох коліс ДТЗ в напрямку його (їх) обертання. Типи антиблокувальних пристроїв поділено на 3 категорії для автомобілів та 2 категорії для причепів.

Аналіз основних нормативних документів по вимогам до технічного стану гальмівних систем автомобілів показує, що критеріями ефективності гальмування при дорожніх випробуваннях є:

- значення гальмового шляху при гальмуванні з певної швидкості;
- величина усталеного сповільнення;

- зусилля на органі керування;
- час спрацьовування гальмової системи.

Величину гальмового шляху при екстремому гальмуванні з певної швидкості пропонується розраховувати за відповідними формулами. Ці формули адекватні для ідеальних умов гальмування і не враховують вплив деяких експлуатаційних факторів:

- гальмування з циклічним короткочасовим блокуванням (АБС);
- гальмування з блокуванням не всіх коліс;
- величина ваги автомобіля;
- тип гальмівного механізму;
- розподіл величини коефіцієнта зчеплення по осям і бортам ТЗ.

Початкова швидкість гальмування 40 км/год – не забезпечує у повній мірі об'єктивну оцінку технічного стану гальмівної системи автомобіля. Більш точну оцінку ефективності гальмування можна отримати збільшивши її до швидкості, при якій проходить найбільша кількість екстрених гальмувань (з відомостей про розслідування ДТП), відповідно до категорії ТЗ. Наприклад, згідно правил ЄЕК ООН №13 ця швидкість становить 60 і 80 км/год.

В Україні з кожним роком зростає кількість автомобілів, обладнаних антиблокувальними системами, проте в нормативних документах не висунуті вимоги щодо перевірки технічного стану гальм з АБС та їх випробувань.

1.4. Порівняльний аналіз існуючих методів оцінювання ефективності функціонування гальмових систем автомобілів

Оцінювання ефективності функціонування гальмових систем автомобілів – це комплексна задача. Для її успішного вирішення необхідно врахувати фактори, які залежать від конструкції автомобіля (база автомобіля, колія, маса, розташування центру мас та його зміщення в наслідок нерівномірного розподілу навантаження), умов руху (вид та стан дорожнього покриття),

технічного стану автомобіля (зношеність шин, справність гальмової системи та її окремих елементів), режиму руху (швидкість автомобіля, інтенсивність сповільнення). Якість і адекватність отриманих результатів залежить від обраного методу оцінювання гальмової ефективності автомобілів.

З погляду дотримання розпоряджень офіційної державної нормативно-технічної документації, стендові та дорожні методи випробувань – рівноправні. В Правилах дорожнього руху перевага надана дорожньому методу випробувань, так як:

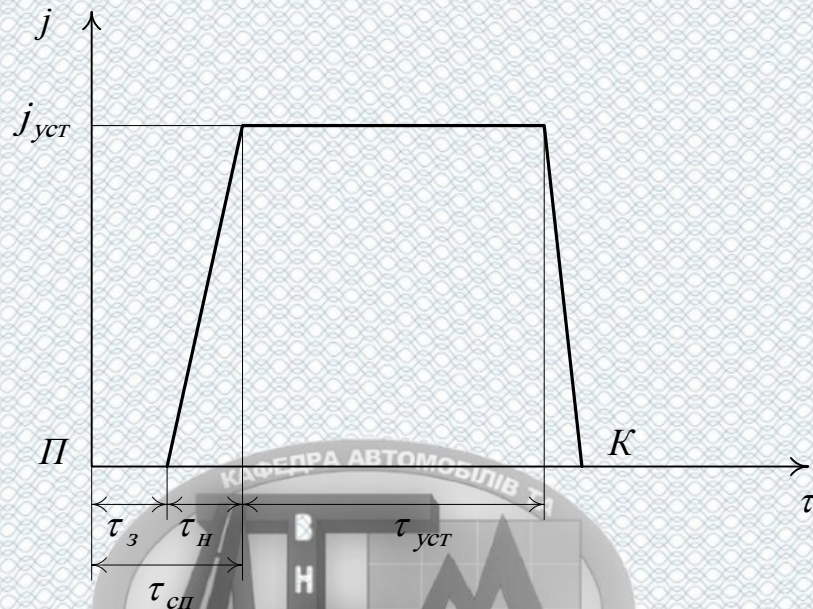
- він дозволяє визначити безпосередньо ті параметри гальмування автомобіля, які визначають безпеку його руху по дорозі;
- цей метод припускає більш широкі організаційні практичні можливості проведення дорожніх випробувань порівняно зі стендовими.

З іншої сторони, метод стендових випробувань дозволяє отримати більше інформації про технічний стан гальмівних систем, менш трудомісткий, так як потребує менше часу на підготовку випробувань і їх проведення. Не потрібно витратити часу на встановлення спеціальної апаратури, на розгін автомобіля до необхідної швидкості (як при дорожніх випробуваннях). Цей метод дозволяє проводити випробування практично при будь-яких зовнішніх метеорологічних умовах, що далеко не завжди дозволяє стан дороги при дорожніх випробуваннях та ін.

Вибір методу випробувань в кожному конкретному випадку залежить від конкретних можливостей, умов і мети випробувань. Наприклад, у випадку визначення фактичних параметрів гальмування конкретного автомобіля в умовах місця ДТП, то проводити випробування необхідно тільки дорожнім методом в умовах, максимально наближених до тих, в яких відбулась пригода.

Показниками ефективності робочої гальмівної системи при дорожніх випробуваннях є значення гальмівного шляху або встановленого сповільнення і часу спрацювання [11-14]. Встановлене сповільнення – це середнє значення сповільнення за час встановленого гальмування, яке визначається по гальмівній

діаграмі. Гальмівною діаграмою називається графічна залежність сповільнення чи гальмівної сили від часу (рис. 1.3).



τ_z – час запізнення спрацювання гальмівної системи; τ_n – час наростання сповільнення;

$\tau_{уст}$ – час усталеного гальмування; $\tau_{сп}$ – час спрацювання гальмівної системи;

$j_{уст}$ – усталене сповільнення

Рисунок 1.3 – Гальмівна діаграма автомобіля

Сучасні методи визначення гальмового шляху базуються, як правило, на залежностях, які відтворені для випадку екстреного гальмування, і на припущенні, що всі колеса мають однаковий коефіцієнт зчеплення та спрацювують одночасно. При цьому реалізується усталене сповільнення ($j_{уст}$), яке не може перевищити добутку прискорення сили тяжіння (g) на коефіцієнт зчеплення (φ). На плоскій твердій поверхні зчеплення можна ототожнити тертю ковзання. Якщо до теперішнього часу не встановлені точні фізичні закони тертя, хоча тертя являється одним з найбільш розповсюджених

явищ природи і зустрічається майже в усіх задачах механіки, то тим більш це можна віднести до зчеплення. Практично при визначенні сили зчеплення користуються законами, які представляють собою тільки деяке наближення до дійсності.

Згідно державного стандарту ДСТУ 3649:2010, гальмівний шлях при дорожніх випробуваннях має визначатися за формулою

$$S_{\Gamma} = \frac{v_0}{3,6} (\tau_{cn} + 0,5\tau_n) + \frac{v_0^2}{26 j_{уст}}, \quad (1.5)$$

де v_0 – початкова швидкість гальмування, км/год;

τ_{cn} – проміжок часу від початку гальмування транспортного засобу (ТЗ) до моменту виникнення сповільнення (гальмівної сили), с;

τ_n – тривалість наростання сповільнення, с;

$j_{уст}$ – усталене сповільнення ТЗ, м/с².

Проф. Н.А. Бухарін запропонував емпіричну формулу на основі аналізу експериментальних діаграм гальмування:

$$S_{\Gamma} = \frac{v_0}{3,6} (\tau_{cn} + 0,5\tau_n) - 1,63\varphi\tau_n^2 + \frac{(v_0 - 17,7\tau_n)^2}{254\varphi}, \quad (1.6)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею.


В. Г. Розанов запропонував таку залежність (на основі аналізу теоретичних діаграм гальмування):

$$S_{\Gamma} = \frac{v_0}{3,6} (\tau_{cn} + 0,5\tau_n) + \frac{v_0^2}{26 j_{уст}} - \frac{j_{уст} \tau_n^2}{24}. \quad (1.7)$$

Проф. Д. П. Великанов (ввів коефіцієнт K_e , що враховує експлуатаційні умови):

$$S_{\Gamma} = \frac{K_e v_0^2}{254\varphi}. \quad (1.8)$$

І. Л. Крузе (ввів коефіцієнт δ , що враховує вплив обертальних мас при гальмуванні):



$$S_{\Gamma} = \frac{v_0 \tau_{cp}}{3,6} + \frac{K_e v_0^2 \delta}{254\varphi}. \quad (1.9)$$

Американський дослідник Я. Таборек запропонував таку формулу:

$$S_{\Gamma} = \frac{v_0 \tau_{cp}}{3,6} + \frac{v_0^2}{26j_{cp}}, \quad (1.10)$$

де j_{cp} – середнє сповільнення автомобіля, м/с².

У роботі [15] проведено розрахунки гальмівного шляху по даним формулам, результати яких занесені до таблиці 1.7.

Таблиця 1.7 – Результати розрахунку S_{Γ}

Автор	Бухарін Н.А.	Розанов В.Г.	Великанов Д.П.	Крузе І.Л.	Я. Таборек
S_{Γ} , м	14,09	13,45	13,55	16,85	13,56

Якщо за вихідну величину прийняти середнє арифметичне трьох близьких значень гальмівного шляху (13,45; 13,55; 13,56), то відхилення результатів від цієї величини по формулі Н.А. Бухаріна складає 4,2%, а по формулі І.Л. Крузе 24,6%.

Нормативна величина гальмівного шляху згідно з ДСТУ 3649:2010 – 14,7 м. Порівняння даних величин з результатами розрахунків по наведеним вище формулам показує ще більше їх відхилення.

При визначенні гальмового шляху за формулами (1.5) – (1.10) передбачається, що: кінетична енергія рухомого автомобіля в процесі гальмування повністю поглинається тертям шини об дорожню поверхню, в той час, як в дійсності значна частина енергії поглинається різними видами внутрішнього тертя, що існують в автомобілі, а особливо шинами і гальмівними колодками. При такому спрощеному представленні перетворення енергії в процесі гальмування втрачається фізичний вплив маси транспортного засобу на величину гальмового шляху. Дані формули також не можуть застосовуватися для автомобілів обладнаних АБС, адже вони відтворені для випадку гальмування, коли всі колеса заблоковано.

Експериментальними дослідженнями проведеними Науково-дослідним інститутом автомобільного транспорту [16] підтверджено суттєвий вплив на показники гальмування (гальмівний шлях і сповільнення) маси автомобіля і, щоб врахувати даний недолік, визначено, що збільшення ваги транспортного засобу призводить пропорційне збільшення гальмівного шляху. Прийнято, що кожна тонна збільшення ваги дає збільшення гальмівного шляху (зі швидкості 30 км/год) на 0,5 – 1 м. Але дане уточнення дає тільки приблизне уявлення про вплив ваги автомобіля на показники гальмування.

1.5 Аналіз існуючих підходів до оцінки траєкторії руху автомобіля при гальмуванні

Траєкторію руху автомобіля на даний час оцінюють виходячи з умов стійкого руху автомобіля. Як самостійний розділ науки, теорія стійкості руху в сучасному розумінні склалась в кінці 19ст., коли академік А.М. Ляпунов в 1892р. розв'язав загальну задачу про стійкість усталеного руху. Його дослідження були продовжені. Інженерна теорія стійкості руху автомобіля тісно пов'язана з ім'ям Я.М. Певзнера, який взяв за основу математичне тлумачення теорії стійкості по Ляпунову. З цього періоду інженерна теорія стійкості отримала плідний розвиток в працях А.Б. Гредескула, А.С. Литвинова, В.А. Іларіонова, А.А. Хачатурова, Д.А. Антонова, Ю.А. Брянського, Л.В. Гуревича, Л.В. Гячева, Г.М. Косолапова, А.А. Мартинюка, М.А. Подригало, В.П. Волкова та інш.

Стійкість - властивість автомобіля, яка визначається його здатністю зберігати задану траєкторію руху при впливі на автомобіль зовнішніх сил, які прагнуть відхилити його від цієї траєкторії при зафіксованих колесах [17-20]. Розрізняють курсову і траєкторну стійкість [21]. Траєкторна стійкість - властивість автомобіля з достатньою точністю прямувати по заданій криволінійній траєкторії (повертати), курсова - прямувати по прямій (не змінювати напрямку руху).

Стійкість автомобіля визначається боковими реакціями, які дорога прикладає до коліс. Якщо бічні сили, що виникають, наприклад, від відцентрового ефекту при повороті, від поперечного ухилу дороги, вітру і т.п., менше граничної величини бокової реакції, колесо буде рухатись по заданій траєкторії і незначно відхилитись від неї тільки за рахунок бічного уводу. Якщо ж ця границя перевищена, починається бічне ковзання, і колесо втрачає стійкість. Таким чином, колесо буде стійким, якщо [22]:

$$R_{\Sigma} = \sqrt{X^2 + Y^2} \leq \varphi_{\max} \cdot Z, \quad (1.11)$$

де R_{Σ} - сумарна реакція, яка діє в площині контакту з опорною поверхнею, кН;

X , Y , Z - поздовжня, бічна, нормальна реакції в контакті колеса (чи коліс осі) з опорною поверхнею;

φ_{\max} - максимальне значення коефіцієнта зчеплення для певного покриття при оптимальному проковзанні коліс автомобіля.

Ясно, що чим більше X (сильніше гальмується колесо), тим гірше стійкість автомобіля.

Потужність гальм сучасних автомобілів дозволяє водію заблокувати колеса автотранспортного засобу. При цьому можливі випадки:

- втрата траєкторної стійкості у випадку блокування передніх коліс;
- втрата курсової стійкості у випадку блокування задніх коліс.

Якщо автомобіль відхилився від прямолінійного напрямку руху на кут біля 20° (типове значення для легкових автомобілів), занос вже неможливо припинити навіть повним розгальмовуванням та енергійним маневром за допомогою рульового керування [21].

Випробування, які проведені на легкових автомобілях [22], показали, що при одночасному блокуванні чи при випереджаючому блокуванні передніх коліс автомобіль, як правило, не втрачав курсову стійкість. Якщо ж задні колеса блокувались раніше передніх на 0.5с і більше, то відбувався занос автомобіля. При блокуванні одного заднього колеса заносу не було до блокування другого.

Виходячи із конструктивних і технологічних особливостей, ДСТУ 3649:2010 допускає певне відхилення величин гальмових сил між різними колесами в процесі гальмування, а також нерівномірність спрацювання гальм коліс одної осі. Тому транспортний засіб під час гальмування може

розвертатись навколо свого центра ваги, але в процесі розвороту він не повинен виходити за габарити коридору шириною 3.5 м (рис. 1.4).

З урахування інтервалу безпеки 0.5 м ширину коридору безпеки можна вважати рівною 4.5 м.

Таким чином, для забезпечення безпеки руху автомобіля необхідно, щоб гальмовий шлях S_2 не перевищував певної нормованої величини, яка визначається по ДСТУ 3649:2010. Крім того, не можна допускати вихід автомобіля за межі заданої смуги руху, який може виникнути при розвороті (заносі). Умовою гранично допустимого розвороту автомобіля є вираз [23]:

$$\frac{B_0}{2} \leq y + \frac{L_a}{2} \sin \gamma + \frac{B_a}{2} \cos \gamma, \quad (1.12)$$

де B_0 - ширина смуги руху;

y - поперечне відхилення центра мас;

L_a та B_a - габарити автомобіля (довжина і ширина);

γ - кут розвороту повздовжньої осі автомобіля.

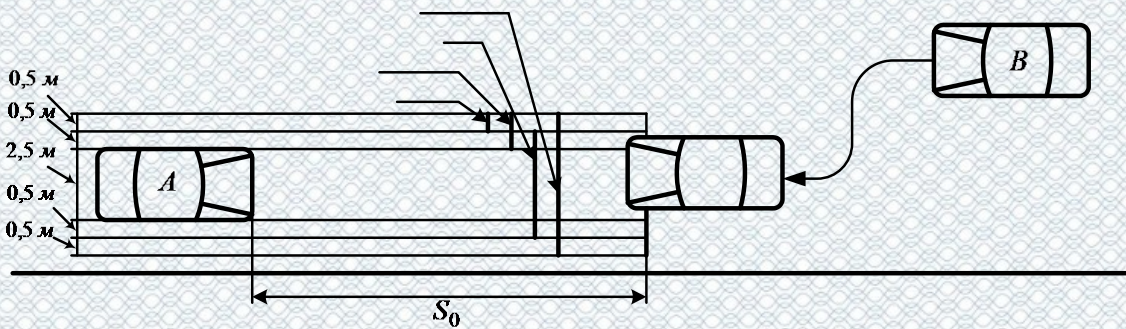


Рисунок 1.4 – Коридор безпеки

На сьогоднішній день в практиці аналізу і експертизи дорожньо-транспортних пригод для оцінки експлуатаційних гальмових властивостей автомобіля в дорожніх умовах використовують такі схеми та моделі [14-25]:

1. Плоска одномасова.

Це найбільш розповсюджена розрахункова модель. В цьому випадку автомобіль подається у вигляді двоколісного візка. Колеса шарнірно зв'язані з корпусом візка, причому одне з них (частіше заднє) має відносно корпусу тільки один ступінь волі – обертання відносно своєї осі обертання, а інше – два ступеня волі – обертання відносно тої ж осі та поворот відносно вертикальної осі, яка розташована в поздовжній площині (кероване колесо). Ведучим являється некероване колесо. Звичайно така модель може зображатись чотириколісною (рис. 1.5). Проте кожне з двох коліс осі вважається навантаженим однаковими силами (нормальними, поздовжніми та боковими). Крім того, приймають, що центр мас автомобіля здійснює плоский рух і копіює поздовжній профіль дороги без коливань, викликаних її нерівностями, а обидва колеса кожної з осей мають однакові кути уводу та обидва керовані колеса повернуті на один і той же кут.

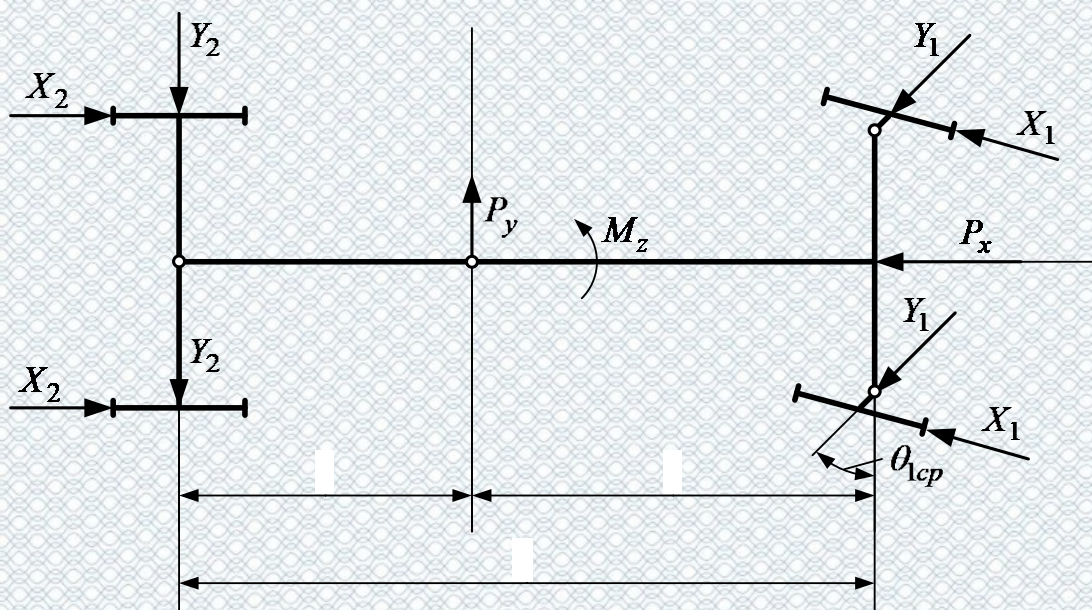


Рисунок 1.5 – Плоска розрахункова модель автомобіля

При складанні рівнянь руху розглядаються не сили, які діють на кожне з коліс, а сумарні сили, які діють на обидва колеса передньої та задньої осей. Таким чином, два колеса кожної осі як би зливаються в одне, що дозволяє замість просторової схеми розглядати плоску (велосипедну).

Рух автомобіля, поданого за допомогою схеми (рис. 1.5), описується системою трьох рівнянь:

$$m_a j_x = \sum X_2 - \sum X_1 \cos \theta_{1cp} - \sum Y_1 \sin \theta_{1cp} - P_x ; \quad (1.13)$$

$$m_a j_y = \sum Y_2 - \sum Y_1 \cos \theta_{1cp} - \sum X_1 \sin \theta_{1cp} - P_y ; \quad (1.14)$$

$$I_z \dot{\omega}_a = \sum Y_1 a \cos \theta_{1cp} - \sum Y_2 b - \sum X_1 a \sin \theta_{1cp} - M_z , \quad (1.15)$$

де m_a - маса автомобіля;

j_x і j_y - прискорення центру ваги автомобіля відповідно в напрямку осей x та y ;

$\sum X_1$ і $\sum X_2$ - сумарні поздовжні реакції, діючі на обидва колеса відповідно передньої та задньої осей автомобіля;

θ_{1cp} - середній кут повороту керованих коліс;

$\sum Y_1$ і $\sum Y_2$ - сумарні поздовжні реакції, діючі на обидва колеса відповідно передньої та задньої осей автомобіля;

P_x - сума проєкцій на вісь x зовнішніх сил, які діють на автомобіль;

P_y - сума проєкцій на вісь y зовнішніх сил, які діють на автомобіль;

$\dot{\omega}_a$ - кутове прискорення автомобіля відносно осі z (ω_a - кутова швидкість автомобіля відносно осі z);

a і b - відстань від центра ваги автомобіля відповідно до передньої та задньої осей автомобіля;

I_z - момент інерції автомобіля відносно осі z ;

M_z - сума зовнішніх моментів, які діють на автомобіль, відносно осі z .

Якщо рівняння (1.14) і (1.15) не залежать від рівняння (1.13) то визначення параметрів руху автомобіля зводиться до розв'язку системи двох диференціальних рівнянь першого порядку.

Використання цієї розрахункової моделі дозволило показати якісний вплив основних пружних характеристик шин на параметри криволінійного руху автомобіля, ввести в теорію автомобіля такі поняття, як надлишкова, недостатня і нейтральна поворотність, критична швидкість руху, поняття про зони стійкого та нестійкого руху. Проте, як показує порівняння результатів експериментального визначення параметрів руху автомобіля з параметрами, що розраховані теоретично за рівняннями, які виведені з застосуванням одномасової плоскої розрахункової моделі, в ряді випадків отримується значна не тільки кількісна, а і якісна розбіжність.

2. Просторова одномасова.

Ця модель, на відміну від попередньої, дозволяє дослідити вплив перерозподілу нормальних реакцій на характер руху автомобіля при його повороті. В цьому випадку автомобіль зображається чотириколісним та вважається, що його колеса навантажені силами, різними за величиною та напрямком дії. Таким чином, необхідно розглядати всі шість рівнянь, які характеризують рух твердого тіла:

$$m_a j_x = \sum X_2 - X_1^n \cos \theta_1^n - X_1^n \cos \theta_1^n - Y_1^n \sin \theta_1^n - Y_1^n \sin \theta_1^n - P_x; \quad (1.16)$$

$$m_a j_y = Y_1^n \cos \theta_1^n + Y_1^n \cos \theta_1^n + \sum Y_2 - X_1^n \sin \theta_1^n - X_1^n \sin \theta_1^n - P_y; \quad (1.17)$$

$$G_a = \sum Z; \quad (1.18)$$

$$\begin{aligned} I_z \dot{\omega}_a = & \left(Y_1^n \cos \theta_1^n + Y_1^n \cos \theta_1^n \right) a - \sum Y_2 b - \left(X_1^n \sin \theta_1^n + X_1^n \sin \theta_1^n \right) a - \\ & - \left(Y_1^n \sin \theta_1^n - Y_1^n \sin \theta_1^n \right) \frac{B_1}{2} - \left(X_1^n \cos \theta_1^n - X_1^n \cos \theta_1^n \right) \frac{B_1}{2} + \\ & + \left(X_2^n - X_2^n \right) \frac{B_2}{2} - M_z; \end{aligned} \quad (1.19)$$

$$m_a j_x h_g = G_a b - P_x h_g - \left(Z_1^n + Z_1^n \right) L - \sum M_f - M_y; \quad (1.20)$$

$$m_a j_y h_g = G_a \frac{B_{cp}}{2} - P_y h_g - \left(Z_1^n + Z_2^n \right) B_{cp} - \sum M_{on} - M_x, \quad (1.21)$$

де $\sum X_2$ - сума поздовжніх реакцій, які діють на задні колеса автомобіля;

$\sum Y_2$ - сума бокових реакцій, які діють на задні колеса автомобіля;

$\sum Z$ - сума всіх нормальних реакцій, які діють на колеса автомобіля;

B_1 і B_2 - колії відповідних осей автомобіля; $B_{cp} = \frac{B_1 + B_2}{2}$;

Z_1^n, Z_1^n і т.д. - нормальні реакції, прикладені в центрі контактної площадки кожного колеса;

h_g - відстань від опорної площини до центра ваги автомобіля;

L - база автомобіля;

$\sum M_f$ - сума моментів опору коченню всіх коліс;

M_y - момент зовнішніх сил, які діють на автомобіль відносно осі y ;

$\sum M_{on}$ - сума перекидаючих моментів, які діють на колеса автомобіля;

M_x - момент зовнішніх сил, які діють на автомобіль відносно осі x ;

h_x і h_y - відстані від опорної площини до точок прикладання відповідно сил P_x та P_y .

Індекси 1 і 2 відносяться відповідно до передньої і задньої осі, а індекси l і n - до лівого та правого коліс.

Із наведеної системи рівнянь видно, що число невідомих більше числа рівнянь, тобто задача є статично невизначеною.

Для отримання необхідних рівнянь можна використати наступні залежності:

- залежність між поздовжніми реакціями, які діють на колеса автомобіля (за допомогою рівнянь, що пов'язують між собою повздовжні реакції, діючі на ведучі колеса, всі ці реакції можна виразити через одну любую повздовжню реакцію);
- залежність між поздовжніми і нормальними реакціями на ведених колесах, відомі із курсу “Теорія автомобіля” [24];
- залежність між боковими реакціями, діючими на колеса кожної осі автомобіля.

Застосування просторової розрахункової моделі збільшує коло тих практичних задач, які можуть бути розв'язані з застосуванням одномасової моделі. Може бути достатньо точно досліджена залежність керованості та стійкості від характеристик рульової трапеції, наближено вивчено вплив конструкції підвіски, типу диференціала і т.п.

Проте для обох моделей характерні такі недоліки:

1. При визначенні характеристик стійкості автомобіля при гальмуванні не враховується вплив нерівномірного розподілу коефіцієнта зчеплення по бортам та колесам, бокового зміщення центру ваги автомобіля на перерозподіл реакцій в поперечному напрямку, що досить часто призводить до суттєвих похибок.

2. Існуючі методи і моделі дозволяють оцінити траєкторію руху автомобіля при екстремому гальмуванні з повним використанням сил зчеплення, тоді як досить велика кількість пригод відбувається при службовому гальмуванні, коли сили зчеплення використовуються частково.

В зв'язку з цим доцільно розглянути гальмову динаміку на основі просторової схеми сил, діючих на автомобіль при гальмуванні з використанням гальмових механізмів, враховуючи зазначені недоліки.

Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження

Мета і завдання дослідження. Мета дослідження – шляхом.

Проведений огляд стану досліджуваного питання показав, що для підвищення безпеки руху та випуску на лінію технічно справних автомобілів обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради» місто Вінниця необхідно удосконалити контроль параметрів оцінювання ефективності роботи гальмівних систем транспортних засобів підприємства. Існуючі методи оцінювання ефективності функціонування гальмових систем автомобілів побудовані на елементарних законах динаміки і не враховують ряд експлуатаційних характеристик:

- вплив маси транспортного засобу та її перерозподіл при гальмуванні;
- наявність у гальмівній системі АБС;
- зміна траєкторії руху ТЗ при гальмуванні;
- нерівномірність блокування коліс та ін.

Оскільки зміна траєкторії руху ТЗ при гальмуванні є наслідком впливу технічного стану гальмової системи автомобіля, маси транспортного засобу та її перерозподілу при гальмуванні, нерівномірності блокування коліс та ін., мета цієї роботи полягає в удосконаленні методики, яка б дозволила швидко і ефективно оцінити експлуатаційні гальмові властивості автомобіля (траєкторію руху ТЗ при гальмуванні) в дорожніх умовах та при аналізі дорожньо-

транспортної пригоди. Ця методика повинна уявляти собою взаємозв'язану сукупність математичних моделей, алгоритмів та, можливо, програмних засобів, яка б дозволила приймати теоретично обґрунтовані рішення при заданій сукупності кількісних та якісних факторів.

Для досягнення мети роботи автором в подальшому ставляться такі задачі:

- виявити та дослідити аспекти формування заходів з удосконалення процесів покращення безпеки руху автомобілів підприємства;
- визначити методику застосування запропонованих підходів з підвищення безпеки руху, їх практичну реалізацію та економічну ефективність;
- розробити питання охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.



РОЗДІЛ 2.

АСПЕКТИ ФОРМУВАННЯ ЗАХОДІВ З УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ ПОКРАЩЕННЯ БЕЗПЕКИ РУХУ АВТОМОБІЛІВ ПІДПРИЄМСТВА

2.1 Формування експлуатаційних властивостей автомобілів шляхом використання гальмівного керування

Розвиток конструкцій автомобілів, розширення використання електроніки і інформаційних технологій для управління колісними машинами вимагає переогляду стратегії наукових досліджень, напрямів розробки вказаних машин і їх елементів.

З рисунка 2.1 видно, що участь гальмівного управління у формуванні експлуатаційних властивостей колісних машин. Досліджується можливість використання роздільного гальмування бортів машини для підвищення її маневреності. У зарубіжній літературі достатньо велика кількість публікацій про системи динамічної стабілізації курсу автомобілів шляхом пригальмовуванням коліс відповідного борту при виникненні занесення виходить за рамки процесу гальмування.

Для підвищення прохідності можливе використання гальм на провідних колесах для блокування диференціала у разі буксування одного з них. Таким чином, управляючи не тільки гальмівною системою в цілому, але і гальмівними механізмами окремих коліс можна істотно поліпшити ряд експлуатаційних властивостей колісних машин. Маючи електричний, пневматичний або гідросиловий гальмівний привід, колісні клапани, керовані від бортового комп'ютера і датчиків параметрів руху, можна здійснювати оптимальне управління машиною (рис 2.2).

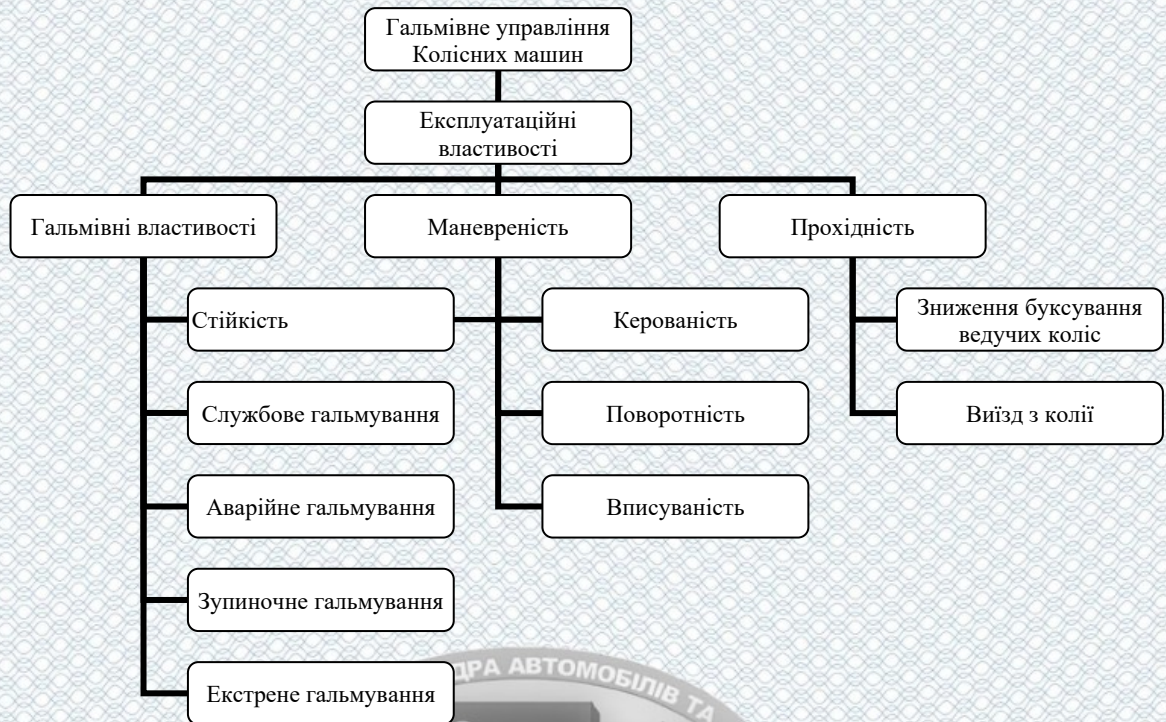
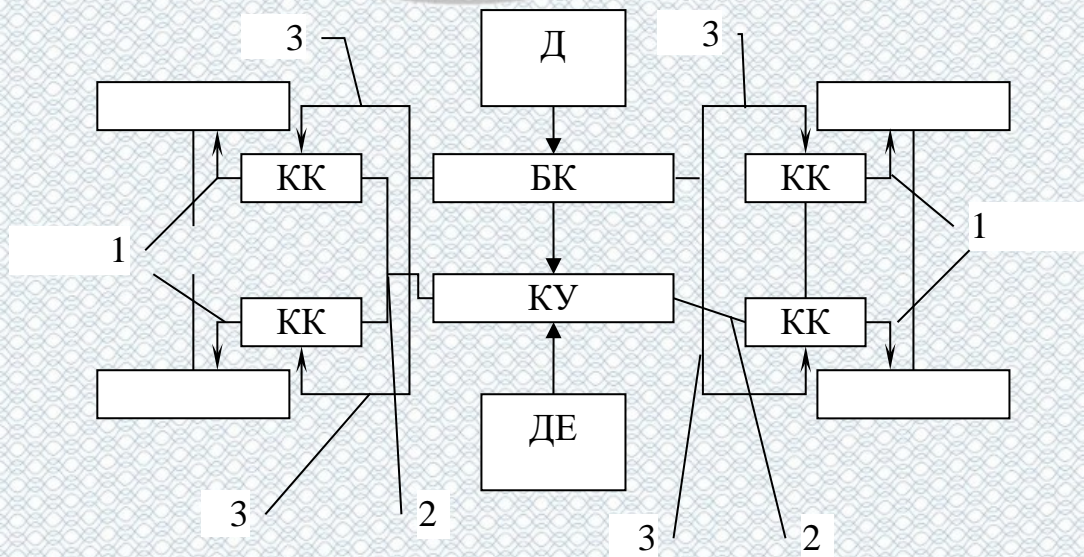


Рисунок 2.1 – Вплив гальмівного керування на формування експлуатаційних властивостей колісних машин [30]



1 - магістраль приводу колісного гальма; 2 - магістраль приводу гальм одного моста;
3 - ланцюг управління колісним клапаном (кк); кк - колісний клапан; БК - бортовий комп'ютер;
КУ - кран управління гальмівної системи; ДЕ - джерело енергії; Д - датчики параметрів руху

Рисунок 2.2 – Блок-схема незалежного керування колісними гальмами

Впровадження нової елементної бази і інформаційних технологій в конструкції автомобілів і тракторів супроводжується боротьбою новаторів і консерваторів, що є об'єктивним і природним процесом. Крім того, споживач повинен бути упевнений у тому, що у разі відмови електронних пристроїв він зуміє забезпечити безпечну зупинку машини традиційною гальмівною системою. В цьому випадку традиційні пристрої повинні забезпечити залишкову ефективність гальмування, що відповідає нормативним вимогам. З погляду забезпечення безпеки руху ми можемо побудувати певну ієрархічну послідовність часткових відмов гальмівного керування як мехатронну систему (рис. 2.3).

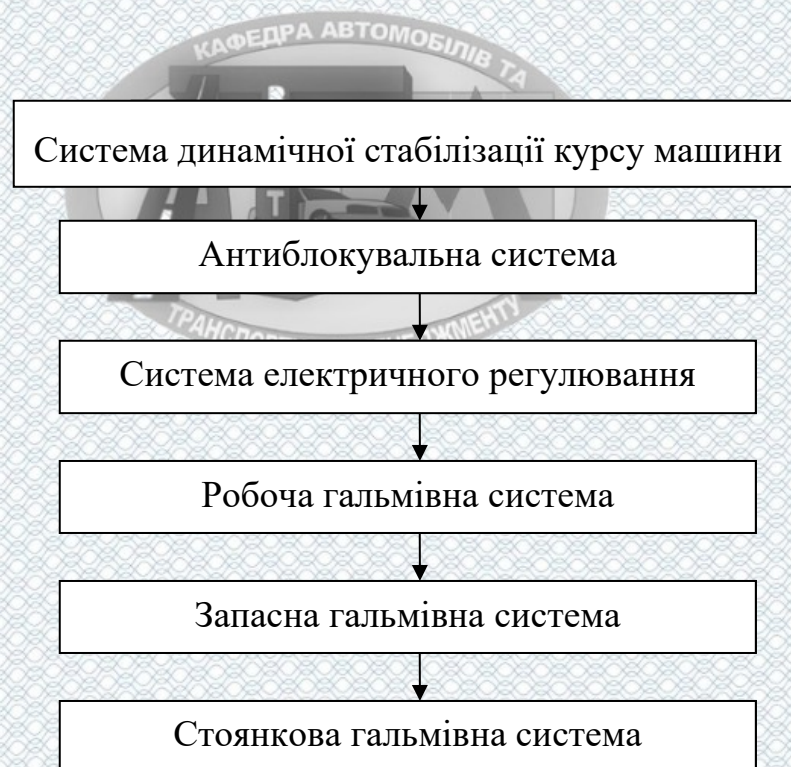


Рисунок 2.3 – Бажана ієрархічна послідовність часткових відмов гальмівного керування

З розвитком автомобільних мехатронних систем, забезпеченням їх надійності можлива послідовна відмова від традиційних дублюючих елементів. Таким чином, розвиваючи мехатронні системи управління автомобілями і

тракторами (зокрема, процесом гальмування) необхідно зберігати як дублюючі елементи традиційні механічні гальмівні системи [14, 26].

2.2 Аналіз функціональної стабільності елементів гальмівних систем колісних транспортних засобів

2.2.1 Стабільність гальмівних механізмів і шляхи її забезпечення.

Стабільність величин моментів, створюваних гальмівними механізмами робить вплив не тільки на величину гальмівного шляху, але і на стійкість колісної машини. Нерівномірність гальмівних моментів на колесах різних бортів приводить до появи додаткового моменту, який розвертає машину в площині дороги.

Для оцінки стабільності вихідних показників гальмівних механізмів використовують так звану гальмівну характеристику, що виражає залежність внутрішнього передавального числа гальма від коефіцієнта тертя μ . Мірою чутливості гальма до зміни коефіцієнта тертя μ є коефіцієнт чутливості

$$E = \frac{\partial c}{\partial \mu}, \quad (2.1)$$

де c – коефіцієнт ефективності (внутрішнє передаточне число) гальмівного механізму.

Коефіцієнт чутливості являється безпосередньо мірою чутливості гальмівного механізму. Використовується також і відносна чутливість гальма

$$e = \frac{\partial c}{\partial \mu} \cdot \frac{\mu}{c} = \frac{E\mu}{c} \quad (2.2)$$

Оскільки гальма з малим c мають, як правило, і мале значення E .

Наступні критерії, що оцінюють гальмівні механізми:

- коефіцієнт стабільності гальмівного моменту

$$\alpha_{cm} = \frac{M_{Tcp}}{M_{Tmax}}, \quad (2.3)$$

де M_{Tcp} M_{Tmax} - середнє і максимальне значення гальмівного моменту,

- коефіцієнт коливання гальмівного моменту

$$\gamma = \frac{M_{Tmin}}{M_{Tmax}}, \quad (2.4)$$

де M_{Tmin} - мінімальне значення гальмівного моменту,

- коефіцієнт ефективності гальмування

$$\beta_{эф} = \frac{\alpha_{cm}}{T^2} \quad (2.5)$$

- приведена ефективність гальма

$$\delta_{эфт} = \frac{\beta_{эф} \cdot n}{h} = \frac{\alpha_{cm}}{h \cdot T^2}, \quad (2.6)$$

де n - число однакових гальмувань;

h - лінійний знос за одиничне гальмування (або за цикл однакових гальмувань).

Виконання найжорсткіших вимог міжнародних і національних стандартів по ефективності гальмування автотранспортних засобів нерозривно пов'язане з необхідністю підвищення енергоємності гальмівних механізмів. Під

енергоємністю гальмівних механізмів розуміється здатність останніх розсіювати найбільшу кількість енергії загальмовуваної машини без зменшення показників ефективності гальмування до мінімально допустимого рівня. Надмірний нагрів гальмівних механізмів приводить до зменшення коефіцієнта тертя μ фрикційних поверхонь і підвищеного зносу фрикційних накладок.

Забезпечення високої ефективності і стабільності дії можливе при забезпеченні наступних умов:

- раціональному виборі типу гальмівних механізмів для даної колісної машини,
- забезпеченні необхідного теплового режиму і умов охолодження фрикційних поверхонь,
- забезпеченні рівномірної енергонавантажуваності фрикційних пар гальмівного механізму, гальмівних механізмів однієї осі, гальмівних механізмів різних осей, а також гальм тягача і причепа,
- застосування гальмівних механізмів з негативним серводією (негативним зворотним зв'язком по гальмівному моменту).

Найраціональнішим типом гальмівного механізму є такий, в якому узгоджено розподіл тертя тепла, що генерується по поверхні, з направленням теплових потоків, що відводяться від нагрітих поверхонь. Якщо на етапі проектування невідомі теплові потоки, що відводяться, то необхідно прагнути до рівномірної генерації тепла по поверхнях тертя.

Слід зазначити, що не всі вживані в автотракторобудуванні типи гальмівних механізмів можуть забезпечити рівномірний розподіл тепла, що генерується, по поверхнях тертя. У стрічковому і барабанному гальмах через змінність тиску за площею тертя при однаковій швидкості ковзання епюра потужності тертя (яка характеризує розподіл тепла, що генерується) відповідає епюрі тиску. У дисковому гальмі є можливість узгодження характеристик зносу фракційних матеріалів, закону розподілу контактного тиску із швидкістю ковзання і формою фрикційних накладок, що дає

можливість одержати більш рівномірний розподіл температури по поверхнях тертя [14].

2.2.2 Гальмівний привід і чинники, що визначають стабільність його швидкодії.

Тривалість динамічної стадії процесу гальмування визначається швидкодією гальмівного приводу. Швидкодія гальмівного приводу зв'язана із швидкістю передачі тиску робочого тіла від джерела енергії до виконавчих пристроїв гальмівних механізмів. Основною причиною зниження швидкодії гальмівного приводу є зміна властивостей робочого тіла (рідини або повітря) під впливом температури, а також утворення пробок і звужень прохідного перетину в трубопроводах. Найменшу швидкодію має пневмопривід гальм. При цьому він більш схильний і до температурних дій, оскільки при низьких температурах в трубопроводах і апаратах застигає конденсат, що створює пробки.

Гідростатичний привід, у зв'язку із застосуванням гальмівних рідин із стабільними температурними властивостями, володіє вищою надійністю. Основною причиною утворення пробок в трубопроводах може бути змішування робочих рідин різних сортів або механічні пошкодження (утворення вм'ятин на трубках).

2.2.3 Стабільність розподілу гальмівних сил між колесами.

Нестабільність розподілу гальмівних сил між бортами або колесами однієї осі, як вже наголошувалося вище, приводить до появи повертаючого моменту і занесення машини. Нестабільність розподілу гальмівних сил між осями може привести до небезпеки випереджаючого блокування задніх коліс, що, кінець кінцем, також приводить до занесення машини.

Застосування дискових гальм відкритого типу, володіючих вищою, в порівнянні з іншими типами гальмівних механізмів, стабільністю гальмівного

моменту дозволило підвищити не тільки стабільність розподілу гальмівних сил між бортами, але і між осями машини. Установка дискових гальм відкритого типу на передніх колесах і барабанних гальм на задніх колесах легкових автомобілів стало поширеною схемою. Така схема установки гальмівних механізмів балу обумовлена (свого часу) простішим технічним рішенням приводу стоянки на задні барабанні гальма. При цьому враховувалося, що нерівномірність задніх гальм робить менший вплив на стійкість колісної машини, ніж нерівномірність передніх. З появою нових технічних рішень приводу стоянки дискових гальм відкритого типу проблеми застосування дискових гальм на всіх колесах легкових автомобілів не стало. На автомобілях середнього і високого класів стали застосовуватися дискові гальма на всіх колесах (при цьому на передні колеса встановлюють вентильовані гальмівні диски).

2.2.4 Стабільність характеристик регуляторів гальмівних сил.

Регулятори гальмівних сил запобігають випереджаючому блокуванню задніх коліс і забезпечують максимальне використання зчпної ваги колісної машини при гальмуванні до моменту блокування коліс. Нестабільність характеристик регулятора гальмівних сил може привести до появи випереджаючого блокування задніх коліс при екстремому гальмуванні колісної машини і занесенню автомобіля. Відомі регулятори гальмівних сил підрозділяються на три категорії залежно від використання командного сигналу на спрацьовування (включення):

- клапани, що реагують на тиск; клапани, що реагують на уповільнення;
- клапани, що реагують на навантаження.

Проведений розрахунково-експериментальний аналіз стабільності вказаних типів регуляторів гальмівних сил показав, що клапани, що реагують на уповільнення (інерційні регулятори гальмівних сил) дозволяють забезпечити вимоги стандартів до розподілу гальмівних сил між осями легкових автомобілів

всіх класів, включаючи передньоприводні, при максимальних коливаннях їх повної маси. З погляду відповідності дійсних характеристик регулювання ідеальним за умов зчеплення інерційні регулятори гальмівних сил мають перевагу перед регуляторами, що спрацьовують по тиску, але поступаються регуляторам, що реагують на зміну завантаження. Проте, оскільки інерційні регулятори не мають схильних до руйнування механічних елементів, що пов'язують їх з підвіскою автомобіля, вони значно більш надійні, ніж регулятори, що спрацьовують по навантаженню. У зв'язку з цим, застосування останніх є переважним. Запропоновані і досліджені конструкції стабільних регуляторів розподілу гальмівних сил між осями, реагуючим на тиск, але що має програму, що дозволяє забезпечувати випереджаюче блокування передніх коліс при всіх завантаженнях автомобіля і при будь-якому значенні коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою. При цьому досягається максимальне використання зчипної ваги машини. Таким чином, можливе забезпечення найстабільнішої характеристики регулятора розподілу гальмівних сил між осями [12].

2.3 Дослідження стабільності гальмівних механізмів за допомогою узагальненого рівняння гальмівного моменту

В роботі [27] отримані інваріантні рівняння гальмівного моменту багатодискового і барабанного гальмівних механізмів. Їх використання дозволить нам отримати з використанням елементів булевої алгебри узагальнене рівняння гальмівного моменту для різних типів фрикційних пар

$$M_{\Gamma} = P_{np} \cdot R_2 \cdot Q_1 \{ \exp[Q_2 \mu (1 - Q_3)] - \exp[(-Q_2 \mu Q_3)] \} \quad (2.7)$$

де P_{np} - приводне зусилля, що створює гальмівний момент;

R_2 - габаритний радіус ротора гальмівного механізму;

μ - коефіцієнт тертя між елементами фрикційної пари;

Q_1, Q_2 - конструктивні коефіцієнти, залежні від геометричних параметрів фрикційних пар (таблиця 2.1);

Q_3 - коефіцієнт, залежний від знака зворотного зв'язку в гальмівному механізмі; при позитивній дії $Q_3=0$, а при негативній $Q_3=1$.

Таблиця 2.1 – Конструктивні коефіцієнти

Тип гальмівного механізму	Q_1		Q_2	
	Розрахункова формула	Діапазон чисельних значень	Розрахункова формула	Діапазон чисельних значень
Стрічковий	1	1	α_n	0-6,28
Дисковий	$\frac{1}{\mu_1(K_R+1)}$	2,5- ∞	$\frac{\mu_1 Z (K_R+1)^2}{2K_R}$	0-2,67
Барабанний	$\frac{(a+b)}{e}$	2- ∞	$\frac{e}{c}$	0-1

В таблиці 2.1 представлені величини: α_n - кут обхвату стрічки, μ_1 - коефіцієнт тертя в направляючих гальмівних дисках, Z - число поверхонь тертя, K_R - відношення зовнішнього і внутрішнього радіусів тертя гальмівних дисків, a, c, e - геометричні параметри барабанного гальмівного механізму.

Для гальмівних механізмів з декількома паралельно працюючими фрикційними парами узагальнене управління гальмівного моменту прийме вигляд:

$$M_T = \sum_{i=1}^{m_n} P_{npi} \cdot R_{pii} \cdot Q_1 \{ \exp[Q_{2i} \cdot \mu_i \cdot (1 - Q_{3i})] - \exp[-Q_{2i} \cdot \mu_i \cdot Q_{3i}] \} \quad (2.8)$$

де m_n - число паралельно працюючих фрикційних пар.

В роботі відзначено, що багатодискові гальма можуть мати тільки негативну серводію ($Q_3=1$).

Проведемо оцінку стабільності гальмівного моменту (див. рівняння (2.7)) з використанням як критерій показника чутливості гальмівного моменту M_T до зміни коефіцієнта тертя μ

$$\frac{\partial M_T}{\partial \mu} = P_{np} \cdot R_r \cdot Q_1 \{ Q(1 - Q_3) \exp[Q_2 \cdot \mu(1 - Q_3)] + Q_2 \cdot Q_3 \exp(-Q_2 \cdot \mu \cdot Q_3) \} \quad (2.9)$$

Перетворивши (2.9) з урахуванням (2.7), одержимо:

$$\frac{\partial M_T}{\partial \mu} = M_T \cdot Q_2 \left[\frac{1}{1 - \exp(-Q_2 \cdot \mu)} - Q_3 \right]. \quad (2.10)$$

При $\frac{\partial M_T}{\partial \mu} = 0$ гальмівний механізм буде володіти ідеальною

стабільністю. Цю умову можна виконати при рівності нулю правої частини (2.11), що реалізується при $Q_3=1$ і $Q_2=\infty$.

Введемо функцію

$$F_1 = Q_2 \left[\frac{1}{1 - \exp(-Q_2 \cdot \mu)} - Q_3 \right] \quad (2.11)$$

і перетворимо (2.10) до вигляду

$$\frac{\partial M_T}{\partial \mu} = M_T \cdot F_1 \quad (2.12)$$

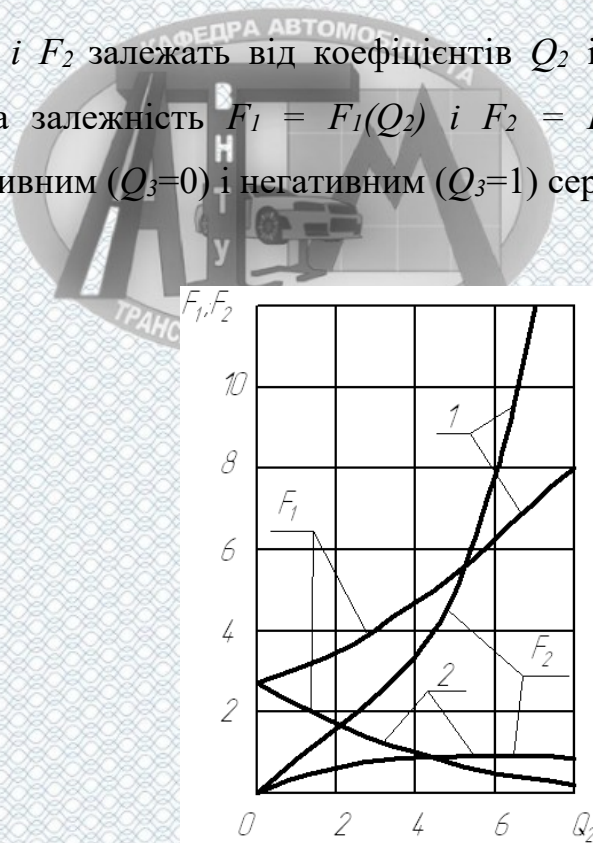
Чутливість гальмівного моменту до зміни коефіцієнта тертя μ при заданому гальмівному моменті M_T визначається безрозмірною функцією F_1 . Аналогічно введемо безрозмірну функцію для визначення гальмівного моменту

$$F_2 = \{\exp[Q_2 \cdot \mu(1 - Q_3)] - \exp(-Q_2 \cdot \mu \cdot Q_3)\} \quad (2.13)$$

Що дозволить записати рівняння гальмівного моменту у вигляді:

$$M_T = P_{np} \cdot R_T \cdot Q_1 \cdot F_2 \quad (2.14)$$

Функції F_1 і F_2 залежать від коефіцієнтів Q_2 і Q_3 , а також від μ . На рис. 2.4 приведена залежність $F_1 = F_1(Q_2)$ і $F_2 = F_2(Q_2)$ для гальмівних механізмів з позитивним ($Q_3=0$) і негативним ($Q_3=1$) серводією при $\mu=0,35$.



1- позитивний зворотний зв'язок; 2 - негативний зворотний зв'язок

Рисунок 2.4 – Залежність $F_1 = F_1(Q_2)$ і $F_2 = F_2(Q_2)$

Аналіз графіків, приведених на рис. 2.4 з урахуванням значень в таблиці 2.1, приводить до, здавалося б, парадоксального висновку про те, що

найбільшою стабільністю гальмівного моменту володіють стрічкові гальма з негативним зворотним зв'язком (з приводом на набігаючу гілку стрічки). Барабанні гальма одночасно можуть мати фрикційні пари як з позитивним так і негативною серводією. Проведемо аналіз стабільності барабанного гальмівного механізму, що має заклинюючі (активні) колодки. При цьому прийmemo, що привід гальма гідравлічний (гальмо з рівними приводними зусиллями). Гальмівні колодки мають однакову геометрію, тобто коефіцієнти Q_1 і Q_2 для обох колодок однакові. Безрозмірні функції у цьому випадку прийме вигляд:

$$F_1 = Q_3 \frac{1 + \exp(-2Q_2 \cdot \mu)}{1 - \exp(-2Q_2 \cdot \mu)} \quad (2.15)$$

$$F_2 = \exp(Q_2 \cdot \mu) - \exp(Q_2 \cdot \mu) \quad (2.16)$$

Графіки залежності (2.15) і (2.16) при $\mu=0,35$ приведені на рис. 2.5. Порівняльний аналіз графіків, приведених на рис. 2.4 і рис. 2.5 показує, що гальмо з однією активною і однією пасивною колодкою володіє меншою чутливістю до зміни коефіцієнта тертя μ , чим гальмо з двома активними колодками. Це підтверджує відомі раніше факти.

Запропонована методика оцінки стабільності гальмівних механізмів за допомогою узагальненого рівняння гальмівного моменту дозволяє на стадії проектування автомобілів і інших колісних машин виконувати вибір раціонального типу гальмівних механізмів і оптимізацію їх геометричних параметрів. Наприклад, аналіз даних таблиці 2.1 показує, що найбільш стабільними є стрічкові гальма з негативним зворотним зв'язком, потім слідують багатодискові гальма, оскільки має найбільше значення Q_2 .

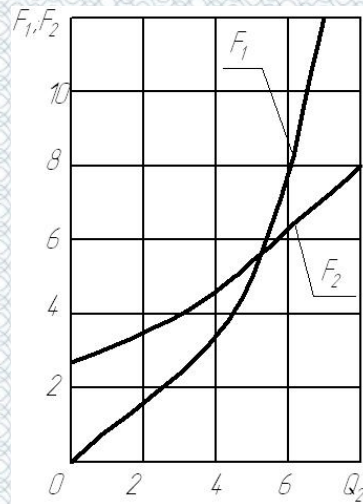


Рисунок 2.5 – Залежність $F_1(Q_2)$ і $F_2(Q_2)$ для барабанного гальма з рівними приводними зусиллями і однаковими геометричними параметрами гальмівних колодок при $\mu=0,35$.

Самим нестабільними є барабанні гальмівні механізми. Якщо забезпечити необхідний тепловий режим гальмівних механізмів, то можна прогнозувати появу на колісних машинах стрічкових гальм з негативною серводією.

2.4 Оцінювання якості регулювання розподілу гальмівних сил між осями автомобілів

Розподіл гальмівних сил між осями колісної машини робить вплив на ефективність гальмування, що досягається без блокування коліс і курсову стійкість. Дійсний коефіцієнт розподілу гальмівних сил відрізняється від ідеального β_i (забезпечуючого одночасне доведення до грані блокування передніх і задніх коліс) на величину

$$\Delta\beta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} - \beta_i = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} - \frac{b + \varphi \cdot h}{L} \quad (2.17)$$

де P_{T1} , P_{T2} - гальмівні сили на колесах передньої і задньої осей відповідно;

b - відстань від задньої осі до проекції центру мас колісної машини на горизонтальну площину;

h - висота центру мас колісної машини;

L - подовжня колісна база;

φ - коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

Дійсний коефіцієнт розподілу гальмівної сили на передню вісь:

$$\beta_{\phi} = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{1}{(1 + P_{T2}) / P_{T1}} \quad (2.18)$$

Для зручності подальшого аналізу приведемо вираз (2.18) до інваріантного експоненціального вигляду. Припустимо, що знаменник (2.18) є сумою двох перших членів ряду Маклорена. Якщо обмежитися двома цими членами ряду, то вираз (2.18) можна записати у вигляді:

$$\beta_{\phi} = \exp\left(-\frac{P_{T2}}{P_{T1}}\right) \quad (2.19)$$

$$\ln \beta_{\phi} = -\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \quad (2.20)$$

Параметри P_{T1} і P_{T2} можуть відрізнятися від реальних значень, оскільки залежать від певного числа нестабільного числа нестабільних чинників (радіусу коліс, коефіцієнта тертя фрикційних пар гальм, приводних зусиль). Для оцінки впливу зміни вказаних параметрів на величину β_{ϕ} доцільно використовувати теорію помилок. Виразимо (2.20) в диференціальному вигляді:

$$d \ln \beta_{\partial} = -d \left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \right) \quad (2.21)$$

або

$$\frac{d\beta_{\partial}}{\beta_{\partial}} = -d \left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \right) \quad (2.22)$$

Приходячи до кінцевих приростів і розглядаючи їх щодо розрахункової величини дійсного коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь, отримаємо:

$$\Delta \beta'_{\partial 1} = -\beta_{\partial} \Delta \left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \right) \quad (2.23)$$

де $\Delta \beta'_{\partial 1}$ - відхилення дійсного коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь, обумовлене нестабільністю співвідношення P_{T2}/P_{T1} ;

$\Delta \left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \right)$ – відхилення співвідношення P_{T1}/P_{T2} від розрахункового

значення

$$\Delta \left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \right) = \frac{\Delta P_{T2} \cdot P_{T1} - \Delta P_{T1} \cdot P_{T2}}{P_{T1}^2} = \frac{P_{T2}}{P_{T1}} \cdot \left(\frac{\Delta P_{T2}}{P_{T2}} - \frac{\Delta P_{T1}}{P_{T1}} \right) \quad (2.24)$$

Підставляючи залежність (2.24) і (2.23) з урахуванням, що $P_{T2}/P_{T1} = \ln \beta_{\partial 0}$, одержимо:

$$\Delta \beta'_{\partial 1} = \left(\frac{\Delta P_{T2}}{P_{T2}} - \frac{\Delta P_{T1}}{P_{T1}} \right) \beta_{\partial 0} \ln \beta_{\partial 0} \quad (2.25)$$

Переходячи до відносних відхилень (погрешностей), одержимо:

$$\delta\beta'_{\partial 1} = (\delta P_{T2} - \delta P_{T1}) \cdot \ln \beta_{\partial 0} \quad (2.26)$$

де $\delta\beta'_{\partial 1}, \delta P_{T2}, \delta P_{T1}$, - відносні відхилення величини $\beta'_{\partial 1}, P_{T2}, P_{T1}$ від розрахункових значень

$$\delta\beta'_{\partial 1} = \Delta\beta_{\partial 1} / \beta_{\partial 0} \quad (2.27)$$

$$\delta P_{T2} = \left(\frac{\Delta P_{T2}}{P_{T2}} \right) \quad (2.28)$$

$$\delta P_{T1} = \left(\frac{\Delta P_{T1}}{P_{T1}} \right) \quad (2.29)$$

Для забезпечення курсової стійкості колісної машини при гальмуванні необхідно, щоб $\Delta\beta \geq 0$. Оскільки у виразі (2.26) величина $\ln \beta_{\partial 0} \leq 0$, то потрібно прагнути того, щоб реалізувати позитивне значення $\delta\beta'_{\partial 1}$. При негативних значеннях δP_{T2} і δP_{T1} потрібно, щоб $\delta P_{T2} \leq \delta P_{T1}$ (ураховуючи, що ці величини негативні $|\delta P_{T2}| \geq |\delta P_{T1}|$).

Проведемо оцінку того, наскільки впливає нерівномірність гальмівних сил на колесах однієї осі на відхилення розподілу гальмівних сил між осями від свого розрахункового значення. Якщо розглядати гальмівні сили на кожному колесі окремо, то рівняння (2.18) прийме вигляд

$$\beta_{\partial} = \frac{P_{T11} + P_{T12}}{P_{T11} + P_{T12} + P_{T21} + P_{T22}} = \frac{1}{1 + \frac{P_{T21} + P_{T22}}{P_{T11} + P_{T12}}} \quad (2.30)$$

Замінюючи залежність (2.27) експоненціальної, одержимо

$$\beta_{\delta} = \exp\left(-\frac{P_{T21} + P_{T22}}{P_{T11} + P_{T12}}\right) \quad (2.31)$$

де $P_{T11}; P_{T12}$ – гальмівні сили, але окремих колесах передньої осі;

$P_{T21}; P_{T22}$ – гальмівні сили, але окремих колесах задньої осі.

Припустимо, що $P_{T21} \geq P_{T22}$ і $P_{T11} \geq P_{T12}$ і, перетворюючи до вигляду

$$\beta_{\delta} = \exp\left(-\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \cdot \frac{1 + P_{T22}/P_{T21}}{1 + P_{T12}/P_{T11}}\right) \quad (2.32)$$

$$\ln\beta_{\delta} = \exp\left(-\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \cdot \frac{1 + P_{T22}/P_{T21}}{1 + P_{T12}/P_{T11}}\right) \quad (2.33)$$

Диференціал функції декількох змінних $\left(\frac{P_{T21}}{P_{T11}}; \frac{P_{T22}}{P_{T21}}; \frac{P_{T12}}{P_{T11}}\right)$.

$$d\ln\beta_{\delta} = \frac{\partial\ln\beta_{\delta}}{\partial(P_{T21}/P_{T11})} \cdot d(P_{T21}/P_{T11}) + \frac{\partial\ln\beta_{\delta}}{\partial(P_{T22}/P_{T21})} \cdot d(P_{T22}/P_{T21}) + \frac{\partial\ln\beta_{\delta}}{\partial(P_{T12}/P_{T11})} \cdot d(P_{T12}/P_{T11}) \quad (2.34)$$

Частинні похідні

$$\frac{\partial\ln\beta_{\delta}}{\partial(P_{T21}/P_{T11})} = \left(\frac{1 + P_{T22}/P_{T21}}{1 + P_{T12}/P_{T11}}\right) \quad (2.35)$$

$$\frac{\partial \ln \beta_{\partial}}{\partial (P_{T22} / P_{T21})} = \left(\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \cdot \frac{1}{1 + P_{T12} / P_{T11}} \right) \quad (2.36)$$

$$\frac{\partial \ln \beta_{\partial}}{\partial (P_{T12} / P_{T11})} = \left(-\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \cdot \frac{1 + P_{T22} / P_{T21}}{(1 + P_{T12} / P_{T11})^2} \right) \quad (2.37)$$

Підставляючи (2.35), (2.36), (2.37), в (2.34) і переходячи до кінцевих перетворень, одержимо

$$\begin{aligned} \frac{\Delta \beta_{\partial}}{\beta_{\partial}} = & \left(\frac{1 + P_{T22} / P_{T21}}{1 + P_{T12} / P_{T11}} \right) \cdot \Delta \left(\frac{\Delta P_{T21}}{P_{T11}} \right) - \left(-\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \cdot \frac{(P_{T22} / P_{T21})}{1 + P_{T12} / P_{T11}} \right) + \\ & + \left(\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \cdot \frac{1 + P_{T22} / P_{T21}}{(1 + P_{T12} / P_{T11})^2} \right) \cdot \Delta \left(\frac{\Delta P_{T12}}{P_{T11}} \right) \end{aligned} \quad (2.38)$$

Якщо розглядати відхилення параметрів щодо початкових (розрахункових) значень, то $P_{T21} = P_{T22}$; $P_{T11} = P_{T12}$; $P_{T21} / P_{T11} = \ln \beta_{\partial 0}$. В цьому випадку, після перетворень рівняння (2.38) прийме вигляд

$$\Delta \beta'_{\partial 1} + \Delta \beta''_{\partial 1} = -\beta_{\partial 0} \cdot \left\{ \frac{1}{2} \ln \beta_{\partial 0} \cdot \left[\Delta \left(\frac{P_{T12}}{P_{T11}} \right) - \Delta \left(\frac{P_{T22}}{P_{T21}} \right) \right] + \Delta \left(\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \right) \right\} \quad (2.39)$$

або, враховуючи співвідношення $\Delta \beta'_{\partial 1} = -\beta_{\partial 0} \cdot \Delta \left(\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \right)$, одержимо

$$\Delta \beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2} \ln \beta_{\partial 0} \cdot \left[\Delta \left(\frac{P_{T12}}{P_{T11}} \right) - \Delta \left(\frac{P_{T22}}{P_{T21}} \right) \right] \quad (2.40)$$

Введемо поняття коефіцієнтів нерівності гальмівних сил на колесах передньої $\Delta_1 = \Delta \left(\frac{P_{T12}}{P_{T11}} \right)$ і задньої $\Delta_2 = \Delta \left(\frac{P_{T22}}{P_{T21}} \right)$ осей. При прийнятих раніше допущеннях ці коефіцієнти повинні знаходитися в межах $[0;1]$. Рівняння (2.40) прийме вигляд

$$\delta\beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2}(\Delta_1 - \Delta_2) \ln \beta_{\partial 0} \quad (2.41)$$

Таким чином при оцінці погрішностей регулювання розподілу гальмівних сил між осями необхідно враховувати три компонента

$$\Delta\beta = \Delta\beta_0 + \Delta\beta'_1 + \Delta\beta''_1 \quad (2.42)$$

де $\Delta\beta_0$ - теоретична погрішність, обумовлена недосконалістю вибраного способу регулювання (відмінність дійсної характеристики регулювання від ідеальної);

$\Delta\beta'_1$ - погрішність, створювана за рахунок нестабільності співвідношення гальмівних сил на передніх і задніх колесах;

$\Delta\beta''_1$ - додаткова погрішність, обумовлена нерівністю гальмівних сил на колесах окремих осей.

Аналізуючи залежність (2.41) можна зробити висновок про те, що для отримання $\Delta\beta''_{\partial} > 0$ необхідно мати $\Delta_2 > \Delta_1$, тобто передні колеса повинні мати меншу нерівномірність гальмівних сил, в порівнянні із задніми.

Запропонована методика дозволяє проводити оцінку якості регулювання розподілу гальмівних сил між осями колісної машини з урахуванням нестабільності гальмівних сил на колесах.

2.5 Моделювання впливу типу гальмівних механізмів на розподіл гальмівних сил між осями і колесами

Як відомо на автомобілях можуть застосовуватися комбінації різних типів. Можуть використовуватися на всіх колесах дискові або барабанні гальма, а можуть встановлюватися дискові гальмівні механізми на передні колеса і барабанні на задні. Неоднаково розподіл гальмівних сил між осями автомобіля в поєднанні з вказаним різновидом гальмівних механізмів приводить до різної енерго- і теплонавантаженості гальм передньої і задньої осей. Особливо це виявляється при русі на зтяжних спусках і в міських умовах. Нагрів до різних температур поверхонь фрикційних пар передніх і задніх гальмівних механізмів приводить до зміни гальмівних моментів і розподілу гальмівних сил між осями і окремими колесами автомобілів.

Було визначено раніше, що зміна коефіцієнта розподілу гальмівних сил на передню вісь $\Delta\beta_1$, обумовлене нестабільністю гальмівних моментів на колесах можна визначити так:

$$\Delta\beta_1 = \Delta\beta'_{\sigma 1} + \Delta\beta''_{\sigma 1} = -\Delta\beta_{\sigma 0} \cdot \ln\Delta\beta_{\sigma 0} \cdot \frac{1}{2}(\Delta_1 - \Delta_2) \left(\frac{\Delta P_{T2}}{\Delta P_{T2}} - \frac{\Delta P_{T1}}{\Delta P_{T1}} \right) \quad (2.43)$$

З рівняння (2.12), переходячи до кінцевих змін коефіцієнта тертя $\Delta\mu$, можна отримати

$$\Delta M_T = M_T \cdot F_T \cdot \Delta\mu \quad (2.44)$$

де ΔM_T - зміна гальмівного моменту, відповідна $\Delta\mu$.

Якщо допустити, що гальмівні сили P_{T11} і P_{T22} рівні розрахунковим величинам, то коефіцієнти нерівномірності гальмівних сил на колесах передньої і задньої осей можна визначити так:

$$\Delta_1 = \frac{\Delta P_{T12}}{P_{T11}} = \frac{r_{k11}}{r_{k12}} \cdot \frac{\Delta M_{T1}}{M_{T1}} \quad (2.45)$$

$$\Delta_2 = \frac{\Delta P_{T21}}{P_{T22}} = \frac{r_{k21}}{r_{k22}} \cdot \frac{\Delta M_{T2}}{M_{T2}} \quad (2.46)$$

де r_{k11} ; r_{k12} - дійсні радіуси передніх коліс;

r_{k21} ; r_{k22} - дійсні радіуси задніх коліс;

M_{T1} ; M_{T2} - розрахункові гальмівні моменти на передньому і задньому колесах;

ΔM_{T1} ΔM_{T2} - зміни гальмівних моментів на передньому і задньому колесах, обумовлені нестабільністю гальмівних механізмів.

Дійсні радіуси коліс однієї осі автомобіля завжди відрізняються один від одного, оскільки залежать від великої кількості нестабільних параметрів. Оскільки при проведенні аналізу нас цікавить нестабільність гальмівних механізмів, то приймемо допущення де $r_{k11} = r_{k12} = r_{k21} = r_{k22}$.

Підставляючи (2.44) в (2.45) і (2.46), одержимо в загальному вигляді

$$\Delta_1 = F_{11} \cdot \Delta\mu_1 \quad (2.47)$$

$$\Delta_2 = F_{12} \cdot \Delta\mu_2 \quad (2.48)$$

де F_{11} ; F_{12} - безрозмірні функції F1 для гальм передньої і задньої осей;

$\Delta\mu_1$; $\Delta\mu_2$ - зміни коефіцієнтів тертя фрикційних поверхонь переднього і заднього гальм.

В таблиці 2.2 приведені значення коефіцієнтів нерівномірності гальмівних сил для різних типів гальмівних механізмів при $\Delta\mu = -0,1$.

Аналіз результатів розрахунків, приведених в таблиці 2.8 показує, що якнайменший коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил досягається при установці стрічкових гальм з негативною серводією, потім слідує багатодискові гальма, барабанні з негативною серводією, однодискові сухі відкритого типу, барабанні з однією пасивною і однією активною колодками, барабанні з двома активними колодками (позитивною серводією). Найстабільнішими є стрічкові гальма з позитивною серводією.

Таблиця 2.2 – Коефіцієнти нерівномірності гальмівних сил для однієї осі автомобіля при різних типах гальмівних механізмів

Тип гальмівного механізму	Серводія	Коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил
Стрічковий	Позитивна	-0,707
	негативна	-0,079
Багатодисковий	Негативна	-0,173
Одно дисковий сухий відкритого типу	Позитивна	-0,285
	Негативна	-0,339
Барабанний	Позитивна	-0,239
	негативна	-0,297

Рівняння (2.43) з урахуванням (2.47), (2.48) можна перетворити до вигляду

$$\Delta\beta_1 = \beta_{\partial 0} \cdot \ln \beta_{\partial 0} \left(\frac{\Delta_1 - \Delta_2}{2} + F_{12} \cdot \Delta\mu_2 - F_{11} \cdot \Delta\mu_1 \right) \quad (2.49)$$

або

$$\Delta\beta_1 = -\beta_{\partial 0} \cdot \ln \beta_{\partial 0} \frac{F_{12} \cdot \Delta\mu_2 - F_{11} \cdot \Delta\mu_1}{2} \quad (2.50)$$

Для забезпечення курсової стійкості автомобіля при гальмуванні необхідно, щоб $\Delta\beta_1 > 0$. При $\Delta\beta_{\partial 0} \leq 1$ і $\ln \beta_{\partial 0} \leq 0$ це досягається у випадку

$$(F_{12} \cdot \Delta\mu_2 - F_{11} \cdot \Delta\mu_1) \leq 0 \quad (2.51)$$

і

$$F_{12} \cdot \Delta\mu_2 \leq F_{11} \cdot \Delta\mu_1 \quad (2.52)$$

Величини $\Delta\mu_1$ і $\Delta\mu_2$ менше нуля. Якщо брати їх значення по абсолютній величині то знак нерівності у виразі (2.52) зміниться на протилежний

$$F_{12} \cdot |\Delta\mu_2| \leq F_{11} \cdot |\Delta\mu_1| \quad (2.53)$$

Це показує, що для забезпечення курсової стійкості автомобіля при нестабільних гальмівних механізмах необхідно збільшувати енергонагруженість задніх гальм в порівнянні з передніми $(|\Delta\mu_1|/|\Delta\mu_2|) > 1$ і встановлювати на задніх колесах менш стабільні гальма в порівнянні з передніми ($F_{12} > F_{11}$). Якщо забезпечити рівну енерговантажуваність передніх і задніх гальм, то $|\Delta\mu_1| = |\Delta\mu_2| = |\Delta\mu|$. В цьому випадку повинна дотримуватися умова

$$F_{12} \geq F_{11} \quad (2.54)$$

Аналізуючи дані таблиці 2.2 з урахуванням співвідношень (2.47) і (2.48) і з позицій виконання нерівності (2.54), можна зробити висновок про те, що якщо не вдається із якої-небудь причини встановити дискові гальма на всі колеса, то найбільш раціональним варіантом є поєднання типів гальмівних механізмів при якому мінімально співвідношення $F_{11}/F_{12} \leq 1$.

В таблиці 2.3 уявлені значення $F_{11}/F_{12} > 1$ для різного поєднання типів гальмівних механізмів. З цієї таблиці видно, що неприйнятна установка стрічкових гальм з позитивним зворотним зв'язком на передніх колесах при будь-якому типі гальм на задній осі. Стрічкові гальма з негативним зворотним зв'язком на передніх колесах добре поєднуються з будь-яким типом гальм на задніх колесах. Багатодискові гальма на передній осі добре поєднуються зі всіма типами гальм на задній осі. Виключення складає тільки установка на задній осі стрічкових гальм з негативним зворотним зв'язком.

Одностричкові сухі гальма відкритого типу, встановлені на передній осі добре поєднуються із стрічковими (позитивне серводія), барабанными (з двома активними, однією пасивною і однією активною колодками) гальмами. Барабанны гальма з двома активними колодками на передній осі погано поєднуються зі всіма (окрім стрічкових з позитивним серводією) типами гальм на задній осі. При застосуванні на передніх колесах барабанных гальм з двома пасивними колодками доцільно встановлювати на задніх стрічкові з позитивною серводією, одностричкові сухі відкритого типу і барабанны будь-якого з вказаних в таблиці типів.

Барабанны гальма з пасивною і активною колодками, встановлені на передній осі, добре поєднуються з стрічковими (позитивний зворотний зв'язок), барабанными (дві активні колодки) гальмівними механізмами на задній осі. Застосування однотипних гальм на передніх і задніх колесах забезпечує виконання заданої умови при рівній їх енергонавантажуваності. З цього слідує, що доцільно встановлювати на передніх колесах або стрічкові гальма з негативною серводією, або такі ж багатодискові гальма.

Таблиця 2.3 – Співвідношення F_{11}/F_{12} для поєднання різних типів гальмівних механізмів

Гальмівні механізми на передній осі. Гальмівні механізми на задній осі.	ЛП	ЛО	МД	ОСОТ	БА	БП	БПА
Стрічкові з позитивною обробкою зв'язку(ЛП)	1		0,247	0,403	0,479	0,338	0,42
Стрічкові з негативною обробкою зв'язку(ЛО)	8,097	1	2,190	3,607	4,921	3,025	3,76
Багатодискові (МД)			1	1,647	1,960	1,381	1,72
Одно дискові сухі відкритого типу (ОСОТ)	2,481	0,277	0,607	1	1,189	0,839	1,04
Барабани з двома активними колодками (БА)	2,085	0,233	0,51	0,841	1	0,705	0,876
Барабани з двома пасивними колодками (БП)	2,958	0,33	0,724	1,192	1,418	1	1,24
Барабани з пасивною і активною колодками (БПА)	2,380	0,266	0,582	0,96	1,141	0,805	1

Найбільш раціональним поєднанням є установка на передній осі стрічкових гальм з негативною серводією, а на задній - стрічкових гальм з позитивною серводією.

З таблиці 2.3 видно також, що поєднання дискових гальм відкритого типу передньої осі і барабанних гальм з двома активними колесами на задній осі краще, ніж традиційне поєднання дискових гальм і барабанних з активною і пасивною колодками.

2.6 Розробка математичної моделі для оцінювання стійкості руху легкових автомобілів при гальмуванні

Основними показниками ефективності гальмування автомобіля є сповільнення і шлях гальмування [11-14]. При цьому приймається, що автомобіль рухається прямолінійно і з постійним сповільненням.

Проте можна спостерігати криволінійну траєкторію руху автомобіля в процесі гальмування навіть з фіксованим в нейтральному положенні рульовим колесом. Це пояснюється тим, що при гальмуванні в силу різних конструктивних, технологічних та експлуатаційних факторів нерівномірно діють гальмові моменти на окремих колесах, в результаті чого з'являються різні за величиною поздовжні реакції і виникає момент, який повертає автомобіль в горизонтальній площині. Рух автомобіля при цьому стає нестійким, виникає можливість його заносу.

Гальмування автомобіля в залежності від нерівномірності дії гальмових моментів і в зв'язку з цим різними величинами поздовжніх, бокових та нормальних реакцій на колесах може відбуватись з різним сполученням заблокованих і незаблокованих коліс (рис. 2.6), оскільки в деяких випадках потужності гальмового приводу не вистачає для їх блокування. Це суттєво впливає на характер перебігу процесу.

Процес гальмування двовісного автомобіля можна умовно розділити на дві стадії: динамічну і статичну.

В динамічній стадії відбувається зростання гальмових сил на колесах автомобіля від нуля до максимальних значень, які визначаються зчіпними якостями заблокованих коліс або найбільшим тиском робочого тіла в гальмовому приводі. Тривалість динамічної стадії залежить від конструкції приводу, індивідуальних особливостей водія, зчіпних властивостей коліс з дорогою. При екстреному гальмуванні вона складає в середньому 0.5 с [16].

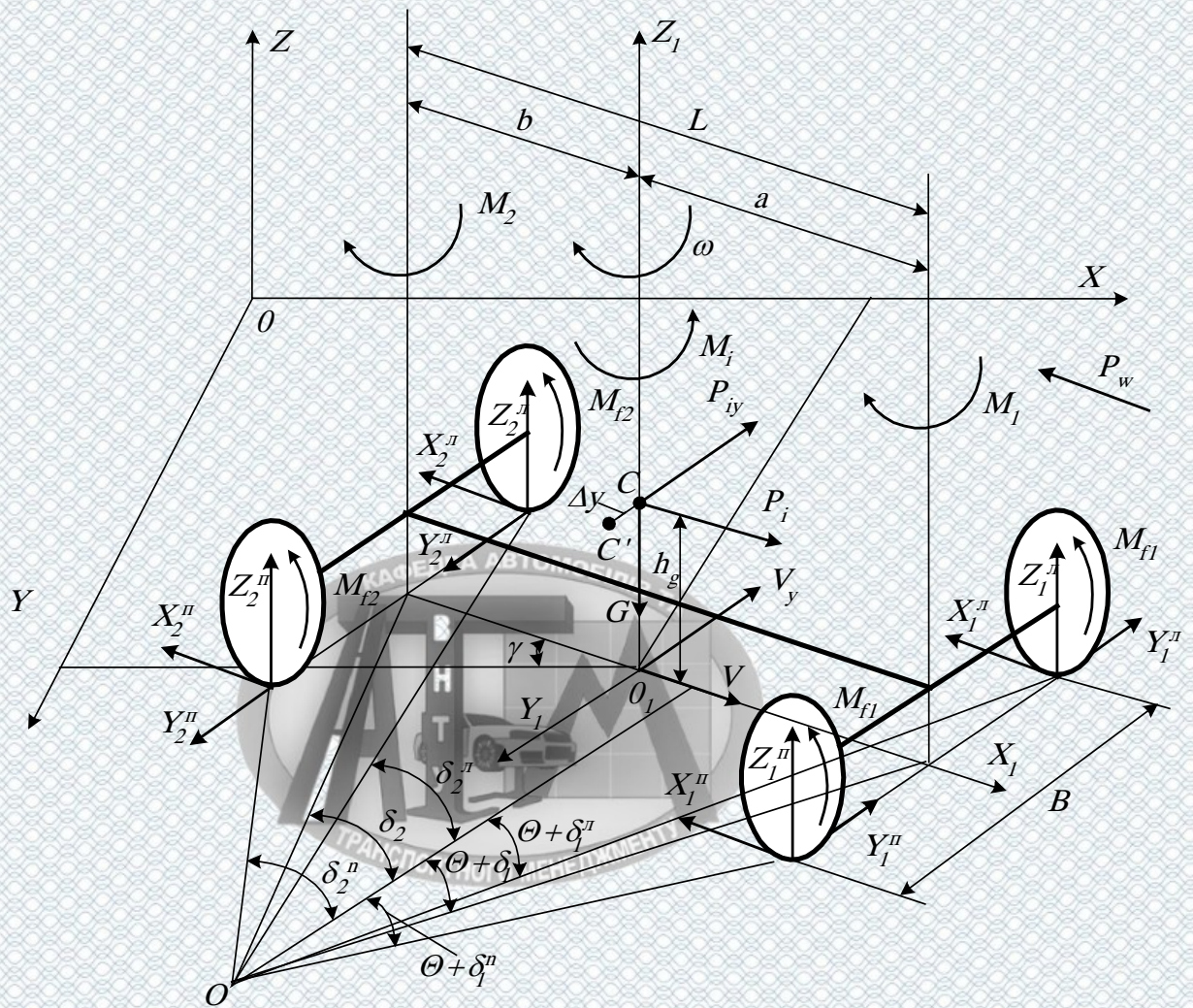


Рисунок 2.6 – Схема сил, діючих на автомобіль при гальмуванні

Для динамічної стадії гальмування двовісного автомобіля можливі п'ять фаз перебігу процесу: до моменту блокування одного з коліс; після блокування одного з коліс; після блокування двох коліс; після блокування трьох коліс; гальмування з усіма заблокованими колесами.

Статична стадія характеризує процес гальмування від моменту закінчення динамічної стадії до повної зупинки автомобіля.

В залежності від нерівномірності дії гальмових моментів, бокового зміщення центра мас автомобіля, зчіпних властивостей коліс з дорогою,

початкової швидкості гальмування, зусилля, прикладеного водієм до важеля гальма, гальмування автомобіля в динамічній стадії може закінчитись з сполученням заблокованих коліс, характерним для будь-якої із фаз процесу. В статичній стадії автомобіль рухається з таким самим сполученням заблокованих коліс.

Закони зміни сил і моментів, діючих на автомобіль в статичній і в кожній фазі динамічної стадії процесу гальмування, суттєво відрізняються один від одного.

Положення автомобіля в просторі визначається рухом його центра мас $(x; y)$ в нерухомій системі координат x, y, z і кутом розвороту поздовжньої осі γ (рис. 2.6). Для визначення цих параметрів необхідно скласти диференціальні рівняння руху в рухомій системі координат x_1, y_1, z_1 , жорстко зв'язаній з автомобілем:



$$m_a j_x = -X_1 - X_2;$$

$$m_a j_y = -Y_1 + Y_2; \quad (2.55)$$

$$I_z \dot{\omega} = M_1 + M_2 - Y_1 a - Y_2 b,$$

де m_a - маса автомобіля;

I_z - момент інерції автомобіля відносно вертикальної осі, яка проходить через його центр мас;

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= X_1^n + X_1^n \\ X_2 &= X_2^n + X_2^n \end{aligned} \right\} \text{- поздовжні реакції, діючі на осі автомобіля;}$$

$$\left. \begin{aligned} Y_1 &= Y_1^n + Y_1^n \\ Y_2 &= Y_2^n + Y_2^n \end{aligned} \right\} \text{- бокові реакції, діючі на осі автомобіля;}$$

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= \left(\frac{B}{2} - \Delta y \right) X_1^n - \left(\frac{B}{2} + \Delta y \right) X_1^l \\ M_2 &= \left(\frac{B}{2} - \Delta y \right) X_2^n - \left(\frac{B}{2} + \Delta y \right) X_2^l \end{aligned} \right\} \text{- моменти, що повертають автомобіль;}$$

Δy - бокове зміщення центру мас автомобіля;

$$\left. \begin{aligned} j_x &= \dot{V} + V_y \omega \\ j_y &= -\dot{V}_y + V \omega \end{aligned} \right\} \text{прискорення центру мас автомобіля відповідно в} \\ \text{напрямку осей } x \text{ та } y \text{ [28];}$$

$\dot{\omega}$ - кутове прискорення автомобіля відносно осі z (ω - кутова швидкість автомобіля відносно осі z);

V і V_y - швидкість центра мас відповідно в напрямку повздовжньої осі автомобіля і в напрямку, перпендикулярному до неї;

a, b, B - конструктивні параметри автомобіля (індекси 1 і 2 позначають передню і задню осі, а індекси l і n - ліві та праві колеса).

Для оцінювання параметрів траєкторії руху автомобіля і розв'язку системи диференціальних рівнянь (2.55) необхідно визначити закони зміни сил і моментів, діючих на автомобіль в процесі гальмування.

Для заблокованих коліс можна записати наступні вирази поздовжніх реакцій:

$$X_1^l = \frac{M_{z1}^l}{r_k}; \quad X_1^n = \frac{M_{z1}^n}{r_k}; \quad (2.56)$$

$$X_2^l = \frac{M_{z2}^l}{r_k}; \quad X_2^n = \frac{M_{z2}^n}{r_k}, \quad (2.57)$$

де $M_{z1}^l, M_{z1}^n, M_{z2}^l, M_{z2}^n$ - гальмові моменти на колесах автомобіля;

r_k - радіус колеса.

Величини бокових реакцій Y на заблокованих колесах автомобіля можна визначити по відомій залежності:

$$Y = k_y \operatorname{tg} \delta, \quad (2.58)$$

де δ - тут кут бокового уводу;

k_y - коефіцієнт опору боковому уводу колеса.

Апроксимувати закон зміни коефіцієнта опору боковому уводу в залежності від тиску повітря в шині можна за допомогою емпіричних формул (2.59, 2.60), запропонованих Р. Смілеєм та В. Горном і перевірених А.С. Литвіновим. Розрахунки за цими формулами показали, що для автомобільних шин (крім шин з регульованим тиском повітря), досягається достатньо добре наближення для висхідної вітки залежності $k_y = f(p_w)$. Суттєве розходження розрахункових та експериментальних даних спостерігається при тисках повітря в шинах, які значно перевищують ті, що зустрічаються при експлуатації шин.

Таким чином, коефіцієнта опору боковому уводу можна визначити так

$$k_y = C_c \left(A - \frac{E}{p_w} \right), \quad (2.59)$$

де $C_c = 1.038 \cdot 10^{-4} \cdot G_k^2 - 0.168 \cdot G_k + 141.062$;

$$A = 0.714 G_k \sqrt{\frac{B_{ш}^2}{D_0^3}}; \quad E = 2.2 \frac{G_k^2 B_{ш}}{D_0^3};$$

G_k - навантаження на колесо;

$B_{ш}$ - ширина профілю недеформованої шини;

D_0 - вільний діаметр шини.

Рівняння (2.59) справедливо для $p_w \geq 4.77 \frac{G_k}{\sqrt{D_0^3 B_{ш}}}$. При $p_w \leq 4.77 \frac{G_k}{\sqrt{D_0^3 B_{ш}}}$

необхідно використати формулу:

$$k_y = C_c (A' p_w - E'), \quad (2.60)$$

$$\text{де } A' = 0.095 B_{ш}^2; \quad E' = 0.206 \frac{G_k}{\sqrt{B_{ш} D_0^3}}.$$

Нормальну реакцію дороги під задніми колесами автомобіля можна знайти наступним чином:

$$Z_2 = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha \cdot h_g - \frac{G}{g} \delta_i \cdot j \cdot h_g + G \cdot \cos \alpha \cdot f \cdot r_k}{L}, \quad (2.61)$$

де G - вага автомобіля з урахуванням навантаження;

α - кут поздовжнього нахилу проїзної частини (приймається додатнім під час руху автомобіля на підйом, а від'ємним - під час руху на спуск);

h_g - висота розміщення центру мас автомобіля;

g - прискорення вільного падіння;

δ_i - коефіцієнт, що враховує інерцію оберткових мас автомобіля;

j - сповільнення автомобіля;

L - база автомобіля;

f - коефіцієнт опору коченню;

$$\delta_i = 1.03 + 0.05 \cdot i_k^2 \cdot i_0^2, \quad (2.62)$$

де i_k - передаточне число коробки передач;


i_0 - передаточне число додаткової передачі;

$$j = g \cdot \left(\frac{\varphi}{K_e} \cos \alpha + \sin \alpha \right), \quad (2.63)$$

де φ - середнє значення коефіцієнта зчеплення;

K_e - коефіцієнт ефективності гальмування.

Нормальну реакцію дороги під передніми колесами можна розрахувати так:



$$Z_1 = G - Z_2. \quad (2.64)$$

Враховуючи вплив зміщення центру мас автомобіля, нормальні реакції на колесах автомобіля розподіляться наступним чином:

$$Z_1^n = Z_1 \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{\Delta y}{B} \right); \quad Z_1^n = Z_1 \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\Delta y}{B} \right); \quad (2.65)$$

$$Z_2^n = Z_2 \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{\Delta y}{B} \right); \quad Z_2^n = Z_2 \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\Delta y}{B} \right). \quad (2.66)$$

Поздовжні реакції на заблокованих колесах можна визначити наступним чином:

$$X = Z \cdot \varphi \cdot \cos \delta. \quad (2.67)$$

Вираз для бокової реакції на заблокованих колесах зручно подати у вигляді:

$$Y = X \cdot \operatorname{tg} \delta. \quad (2.68)$$

На рис. 2.6 показані кути напрямку руху коліс δ_1^i та δ_2^i , які у випадку заблокованого колеса є кутом ковзання, у випадку незаблокованого колеса – кутом уводу. Розрахунки [19] показали, що кути зміни напрямку руху незаблокованих коліс за рахунок перекоосу осі з залежною ресорною підвіскою при крені кузова під дією бокових сил малі порівняно з кутами уводу, викликаними цими ж силами, і ними можна знехтувати.

Кут θ характеризує зміну напрямку руху передньої осі автомобіля за рахунок невідповідності кінематики рульового приводу і підвіски у випадку залежної підвіски або за рахунок нахилу коліс у випадку незалежної підвіски при крені кузова. Якщо заблоковані обидва колеса передньої осі, то кути θ дорівнюють нулю. Проведені дослідження [18] показали, що величини кутів θ невеликі і змінюються від нуля до одного градуса.

Для автомобілів з передньою залежною підвіскою

$$\theta = \rho (\dot{V} + V_y \omega), \quad (2.69)$$

а для автомобілів з передньою незалежною підвіскою

$$\theta = \rho_n (-\dot{V}_y + V \omega), \quad (2.70)$$

де ρ і ρ_n - параметри, які характеризують конструкцію та пружні властивості підвісок.


Враховуючи невеликі значення кутів при гальмуванні автомобіля, можна прийняти

$$\theta + \delta_1^n \approx \theta + \delta_1^n \approx \theta + \delta_1; \quad \delta_2^n \approx \delta_2^n \approx \delta_2. \quad (2.71)$$

Відповідно (рис. 2.6) кінематиці повороту [33] маємо

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\omega \cdot a - V_y}{V} - \theta; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{\omega \cdot b + V_y}{V}. \quad (2.72)$$

Для оцінювання стійкості руху автомобіля та визначення параметрів процесу гальмування (x, y, γ) можна скористатись системою диференціальних рівнянь (2.55). Для розв'язку системи (2.55) перетворимо рівняння, які входять в неї:



$$\begin{cases} \dot{V} = f_V(V, V_y, \omega, \text{const}); \\ \dot{V}_y = f_{V_y}(V, V_y, \omega, \text{const}); \\ \dot{\omega} = f_{\omega}(V, V_y, \omega, \text{const}). \end{cases} \quad (2.73)$$

Розв'язувати систему (2.73) в аналітичній формі не можна, тому потрібно застосувати чисельний метод розв'язування, в результаті чого після інтегрування даної системи можна отримати функціональні залежності $V = f_1(t)$; $V_y = f_2(t)$; $\omega = f_3(t)$, які характеризують процес гальмування автомобіля.

Для інтегрування системи (2.73) була розроблена програма обчислень на об'єктно-орієнтованій мові Delphi методом Рунге-Кутта. З метою отримання траєкторії руху центра мас автомобіля (x, y) і розвороту його поздовжньої осі

γ необхідно знову інтегрувати функціональні залежності, отримані для V , V_y та ω відповідно виразам

$$\gamma = \int_0^t \omega dt;$$

$$x = \int_0^t (V \cos \gamma + V_y \sin \gamma) dt; \quad (2.74)$$

$$y = \int_0^t (V \sin \gamma - V_y \cos \gamma) dt.$$

Для розрахунку за формулами (2.74) знову була розроблена програма обчислень на об'єктно-орієнтованій мові Delphi методом Сімпсона. Програма дозволяє отримувати наглядний вигляд траєкторії руху, який вичерчується на екрані монітора.

2.7 Експериментальна перевірка розробленої моделі та алгоритму

Експеримент проводився за алгоритмом.

1. Створення (фіксація) відповідних умов руху автомобіля.
2. Отримання (фіксація) експериментальної траєкторії автомобіля при гальмуванні для заданих умов руху при відключеній АБС.
3. Моделювання траєкторії автомобіля для заданих умов руху за допомогою розроблених моделей і алгоритмів.
4. Порівняння результатів моделювання з результатами натурних експериментів (ДТП).

В якості дослідного зразка було обрано автомобіль Skoda Octavia, основні параметри якого наведені в таблиці 2.4. В таблиці 2.5 подано умови проведення натурних випробувань автомобіля.

Таблиця 2.4 – Основні параметри автомобіля Skoda Octavia

Назва параметра	Величина
База автомобіля, м	2,512
Коля автомобіля, м	1,492
Відстань від центра мас до передньої осі автомобіля, м	1,287
Висота центра мас автомобіля, м	0,562
Маса автомобіля, кг	1350
Радіус колеса, м	0,31
Ширина профілю недеформованої шини, м	0,195
Вільний діаметр шини, м	0,634

Таблиця 2.5 – Умови експерименту

Назва параметра	Величина
Тип дорожнього покриття	асфальтобетон
Стан дорожнього покриття	Сухий, мокрий, покритий грязю
Кут поздовжнього нахилу дороги, °	0
Коефіцієнт опору коченню	0,017
Передаточне число коробки передач	1,28 (3-тя передача)
Внутрішній тиск в шині, МПа	0,21 (для всіх коліс)
Коефіцієнт ефективності гальмування	1,2; 1,0
Швидкість руху перед гальмуванням, км/год.	50; 30

Криволінійну траєкторію руху автомобіля в процесі гальмування з фіксованим в нейтральному положенні рульовим колесом можна спостерігати в таких випадках:

- нерівномірність дії гальмових моментів;
- бокове зміщення центра мас автомобіля;
- нерівномірність розподілу коефіцієнта зчеплення по колесах автомобіля.

Дослідимо детально кожну з цих ситуацій.

2.7.1 Нерівномірність дії гальмових моментів.

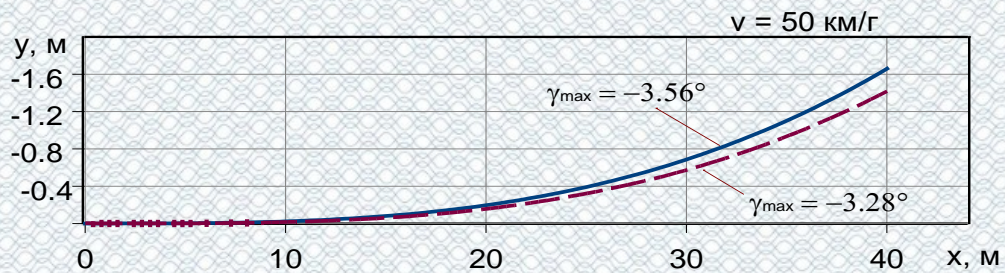
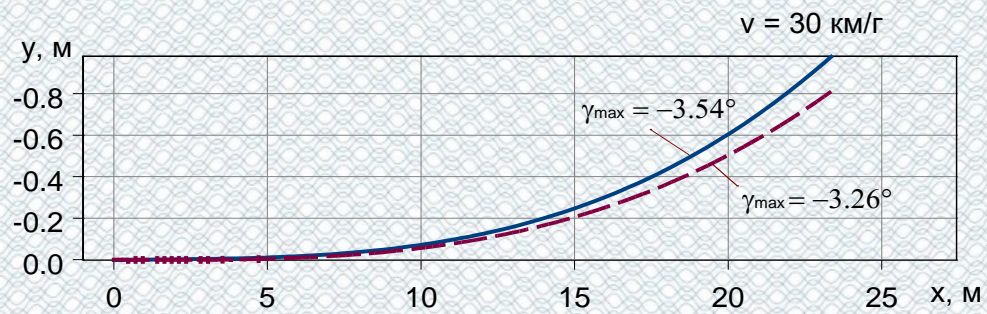
Для створення нерівномірного гальмового зусилля на колесах лівого і правого борту на переднє праве колесо автомобіля була встановлена гальмова колодка, яка забезпечувала контакт накладки з диском в 55%. Величини гальмових моментів на колесах автомобіля та коефіцієнтів зчеплення коліс автомобіля з дорогою визначались за допомогою моделей, розроблених в [15].
Результати розрахунків:

- коефіцієнт зчеплення – 0,7 (для всіх коліс);
- гальмові моменти на колесах автомобіля, Н·м: переднє ліве – 468, переднє праве – 398, задні – 365.

Траєкторія руху автомобіля при нерівномірній дії гальмових моментів на колеса автомобіля зображена на рис. 2.7.

2.7.2 Бічне зміщення центра мас.

З метою забезпечення бокового зміщення центра мас автомобіля, по його лівому борту було рівномірно розташовано вантаж масою 120 кг на відстані 0.2 м від поздовжньої осі автомобіля. В результаті чого зміщення центру мас автомобіля склало – 0,015 м.



— — — — — експериментальна; — — — — — модельна; від'ємні значення курсового кута та бічного зміщення вказують на зміщення автомобіля вліво

Рисунок 2.7 – Траєкторія руху автомобіля під час гальмування при нерівномірній дії гальмових моментів

Результати розрахунків за розробленими моделями в [15] для заданих умов руху:

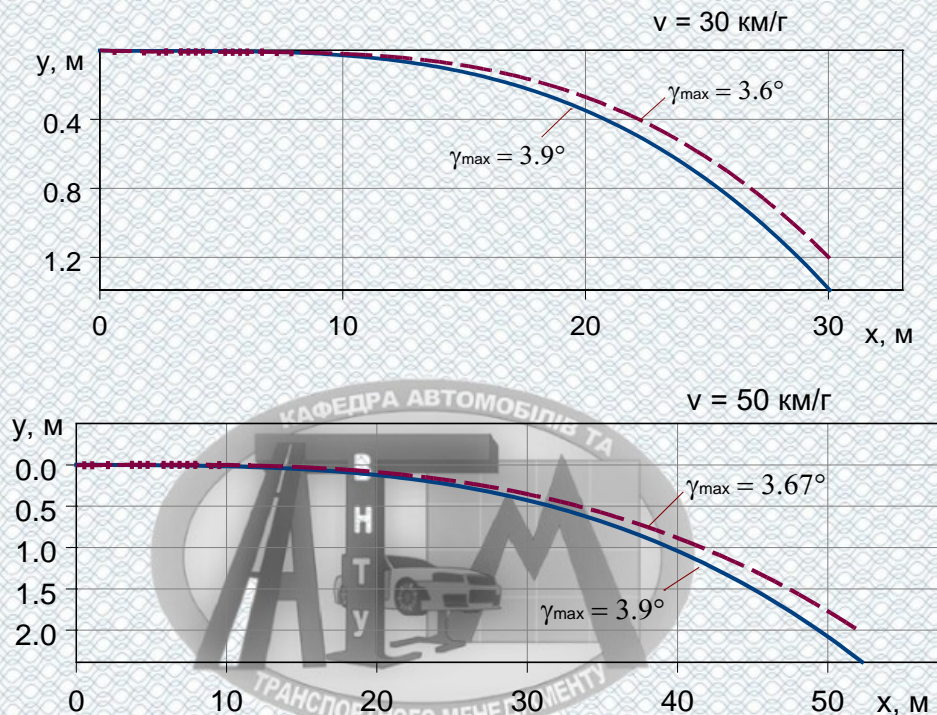
- коефіцієнт зчеплення – 0,7 (для всіх коліс);
- гальмові моменти на колесах автомобіля, Н·м: передні – 468, задні – 419.

Траєкторія руху автомобіля під час гальмування при заданому бічному зміщенні центра мас зображена на рис. 2.8.

2.7.3 Нерівномірність розподілу коефіцієнта зчеплення по колесах автомобіля.

Забезпечення нерівномірного розподілу коефіцієнта зчеплення по бортах автомобіля здійснювалось за рахунок встановлення шин різного ступеня зносу, а також зволоження чи забруднення смуги асфальтобетонного покриття. Зокрема на колеса лівого борту встановлювались нові шини, а під колесами

правого борту зволожувалось (забруднювалось) покриття. Відповідний коефіцієнт зчеплення, а також гальмові моменти на колесах автомобіля розраховувались за розробленими моделями в [15].



— — — — експериментальна; — — — — модельна; додатні значення курсового кута та бокового зміщення вказують на зміщення автомобіля вправо

Рисунок 2.8 – Траєкторія руху автомобіля під час гальмування при бічному зміщенні центра мас

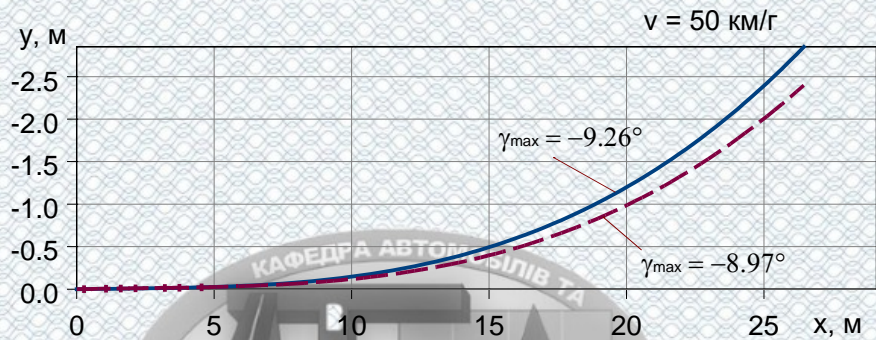
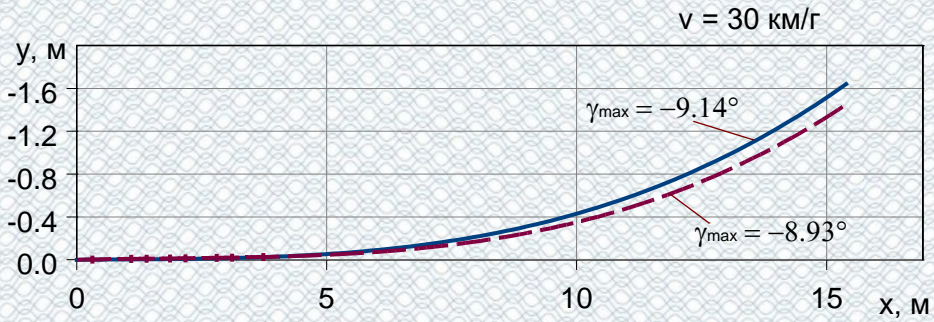
Результати розрахунків:

– коефіцієнт зчеплення: ліві колеса – 0,7; праві колеса: 0,51 (мокрый асфальтобетон), 0,38 (покритий грязю асфальтобетон);

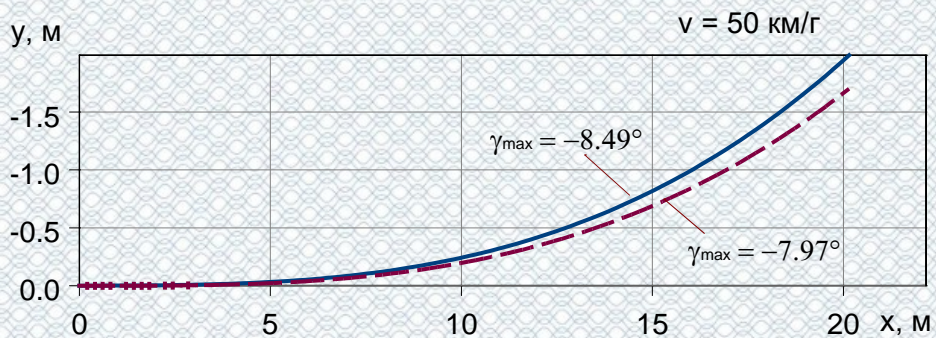
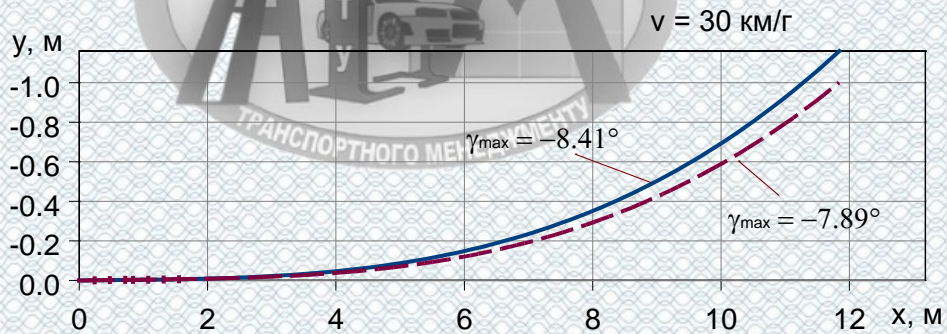
– гальмові моменти на колесах автомобіля, Н·м: передні – 945, задні – 828.

Траєкторія руху загальмованого автомобіля при заданій нерівномірності розподілу коефіцієнта зчеплення по бортах автомобіля зображена на рис. 2.9

Мокрий асфальтобетон під правими колесами



Покритий грязю асфальтобетон під правими колесами



— — — — — експериментальна; — — — — — модельна; від'ємні значення курсового кута та бокового зміщення вказують на зміщення автомобіля вліво

Рисунок 2.9 – Траєкторія руху автомобіля під час гальмування при нерівномірному розподілі коефіцієнта зчеплення

При проведенні розрахунків за запропонованою моделлю слід враховувати, що наведений алгоритм можна застосовувати для аналізу траєкторії руху автомобіля при гальмуванні лише за наявності значень величини гальмових моментів, які були прикладені до коліс автомобіля, а також величини коефіцієнта зчеплення на кожному колесі. Під час аналізу дорожньо-транспортних ситуацій відомості про фактори впливу на зазначені величини носять якісний характер, тобто мають оцінку у вигляді певного діапазону можливих значень і визначаються експертно. Тому для зменшення суб'єктивності при оцінці коефіцієнта зчеплення та гальмових моментів на колесах автомобіля необхідно скористатись відповідними моделями, які детально описані в [15].

Висновки до розділу 2

1. В розділі 2 розроблена математична модель, яка дозволяє оцінити курсову стійкість легкового автомобіля при гальмуванні і дає змогу встановити момент виникнення юзу кожного колеса по критерію j/g .
2. Результати проведених експериментів підтверджують можливість оцінювання курсової стійкості легкового автомобіля при гальмуванні на основі моделей і алгоритмів запропонованих в розділі 2.
3. Різниця між теоретичними та експериментальними даними при визначенні параметрів гальмування автомобіля для всіх випадків гальмування не перевищувала 7,9 %.

РОЗДІЛ 3.

ЗАСТОСУВАННЯ УДОСКОНАЛЕНОЇ МЕТОДИКИ ОЦІНЮВАННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ

3.1 Методика оцінювання курсової стійкості легкових автомобілів при гальмуванні

Експлуатаційні гальмові властивості автомобіля визначають курсову стійкість його руху при гальмуванні. Успішний розв'язок задачі оцінювання курсової стійкості загальмованого автомобіля полегшує виявлення справжніх причин виникнення аварійних ситуацій.

Задачу оцінювання курсової стійкості при гальмуванні можна рішити на основі математичної моделі та алгоритму, розроблених в розділі 2 за такою методикою:

1. Збір початкових даних.

Для оцінювання курсової стійкості автомобіля при гальмуванні необхідно мати відомості про такі фактори:

- база автомобіля, м;
- колія автомобіля, м;
- відстань від центра мас до передньої осі автомобіля, м;
- висота центра мас автомобіля, м;
- маса автомобіля, кг;
- поперечне зміщення центра мас автомобіля, м;
- передаточне число коробки передач;
- передаточне число додаткової передачі;
- радіус колеса, м;
- внутрішній тиск в шинах, МПа;
- ширина профілю недеформованої шини, м;

- вільний діаметр шини, м;
- кут поздовжнього нахилу проїзної частини (приймається додатнім під час руху автомобіля на підйом, а від'ємним - під час руху на спуск), °;
- коефіцієнт опору коченню;
- коефіцієнт зчеплення для кожного колеса;
- гальмові моменти на колесах автомобіля, Н·м;
- коефіцієнт ефективності гальмування;
- швидкість автомобіля перед гальмуванням, км/г.

2. Оцінювання курсової стійкості автомобіля при гальмуванні.

Вона провадиться наступним чином:

1. Визначаємо нормальні реакції автомобіля Z за формулами (2.61 - 2.66).
2. Встановлюємо закони зміни сил і моментів, діючих на автомобіль в процесі гальмування, шляхом визначення режиму руху кожного колеса з умови, що блокування колеса наступає при виконанні умови:

$$\varphi \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha) < \frac{M_z}{r_k \cdot Z}.$$

3. Визначаємо коефіцієнти опору боковому вводу коліс за формулами (2.59, 2.60) для незаблокованих коліс.
4. Складаємо систему диференціальних рівнянь руху автомобіля в рухомій системі координат x_1, y_1, z_1 , жорстко зв'язаній з автомобілем і приводимо її до вигляду (2.73).
5. Розв'язуємо отриману систему методом Рунге-Кутта і отримуємо функціональні залежності $V = f_1(t)$, $V_y = f_2(t)$, $\omega = f_3(t)$, які характеризують процес гальмування автомобіля.

6. Функціональні залежності, отримані для V , V_y та ω інтегруємо методом Сімпсона відповідно виразам (2.74) і отримуємо координати траєкторії руху центра мас автомобіля (x, y) і величину розвороту його поздовжньої осі γ .

Таким чином, використавши описаний вище алгоритм, можна оцінити курсову стійкість легкового автомобіля при гальмуванні. Приклад такої оцінки наведено в п. 3.2.

3.2 Приклади оцінювання курсової стійкості автомобілів при гальмуванні

3.2.1 Комплексне оцінювання курсової стійкості легкового автомобіля при гальмуванні.

Обставини ДТП та вихідні дані.

На розгляд експертів поставлена задача дослідження траєкторії руху загальмованого автомобіля, якщо відомо:

1. Громадянин К., керуючи автомобілем Skoda Octavia зі швидкістю близько 50 км/г, і рухаючись в умовах дощової погоди при мокрому асфальті, виїхав на смугу зустрічного руху, де зіткнувся з автомобілем ВАЗ-2115 під керуванням водія Ш., який зі швидкістю 40-50 км/г рухався в зустрічному напрямку, після чого між вказаними автомобілями "в'їхав" автомобіль ВАЗ-21011 під керуванням громадянина В.

2. Проїзна частина дороги асфальтована, мокра, горизонтального профілю, шириною 15.1 м, слідів гальмування коліс транспортних засобів на проїзній частині не виявлено.

3. За даними протоколів ДТП встановлено, що коефіцієнт зчеплення коліс автомобіля з дорогою складає 0.51.

4. Оглядом гальмових колодок лівого заднього колеса встановлено, гальмові колодки мають фрикційну накладку із довжиною зовнішньої дуги

250 мм, шириною 50 мм з кутом охоплення 115° , у верхній частині накладок є плями без слідів експлуатаційного тертя довжиною 55 мм, тому робочий кут охоплення цих колодки складає близько 90° .

5. При огляді гальмових колодок правого заднього колеса встановлено, що фрикційні накладки гальмових колодок мають в нижній частині неробочу зону довжиною 110 мм, тому робочий кут охоплення цих колодок складає біля 65° .

Оцінювання курсової стійкості.

Дослідження курсової стійкості автомобіля Skoda Octavia будемо проводити на основі математичних моделей та алгоритмів, які розроблені в розділі 2, за методикою, описаною в п. 3.1.

Вихідні дані:

- база автомобіля $L = 2.512$ м;
- колія автомобіля $B = 1.492$ м;
- відстань від центра мас до передньої осі автомобіля $a = 1.287$ м;
- висота центра мас автомобіля $h = 0.562$ м;
- маса автомобіля $m_a = 1350$ кг;
- бокове зміщення центра мас автомобіля $\Delta y = 0.02$ м;
- передаточне число коробки передач $i_k = 1.28$;
- передаточне число додаткової передачі $i_o = 1$;
- радіус колеса $r_k = 0.31$ м;
- внутрішній тиск в шинах $p_w = 0.2$ МПа;
- ширина профілю недеформованої шини $B_{ш} = 0.195$ м;
- вільний діаметр шини $D_0 = 0,634$ м;
- кут поздовжнього нахилу проїзної частини $\alpha = 0^\circ$;
- коефіцієнт опору коченню $f = 0.017$;
- коефіцієнт зчеплення для кожного колеса $\varphi = 0.51$;
- гальмові моменти на колесах автомобіля:
 - 1-ліве і 1-праве: $M_z = 339$ Н·м,

- 2-ліве: $M_z = 297.2 \text{ Н}\cdot\text{м}$,
- 2-праве: $M_z = 271.4 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- коефіцієнт ефективності гальмування $K_e = 1$;
- швидкість автомобіля перед гальмуванням $V = 50 \text{ км/г}$.

Розв'язування задачі

1. Визначаємо нормальні реакції автомобіля Z за формулами (2.61 - 2.66):

$$\delta_i = 1.03 + 0.05 \cdot 1.28^2 \cdot 1^2 = 1.118;$$

$$j = 9.8 \cdot \left(\frac{0.51}{1} \cdot \cos 0 + \sin 0 \right) = 4.998 \frac{\text{м}}{\text{с}^2};$$

$$Z_2 = \frac{1350 \cdot 9.8}{2.512} \cdot (1.287 \cdot \cos 0 + \sin 0 \cdot 0.562 - \frac{1}{9.8} \cdot 1.118 \cdot 4.998 \cdot 0.562 + \cos 0 \cdot 0.017 \cdot 0.31) = 5359 \text{ Н};$$

$$Z_1 = 1350 \cdot 9.8 - 5359 = 7871 \text{ Н};$$

$$Z_1^n = 7871 \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{0.02}{1.492} \right) = 3808 \text{ Н}; \quad Z_1^n = 7871 \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{0.02}{1.492} \right) = 4063 \text{ Н};$$

$$Z_2^n = 5359 \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{0.02}{1.492} \right) = 2593 \text{ Н}; \quad Z_2^n = 5359 \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{0.02}{1.492} \right) = 2767 \text{ Н}.$$

2. Встановлюємо закони зміни сил і моментів, діючих на автомобіль в процесі гальмування:

$$\frac{M_{z1}^n}{r_k \cdot Z_1^n} = \frac{339}{0.31 \cdot 4063} = 0.27 < \varphi_1^n = 0.51 \Rightarrow \text{колесо не забловане};$$

$$\frac{M_{z1}^n}{r_k \cdot Z_1^n} = \frac{339}{0.31 \cdot 3808} = 0.29 < \varphi_1^n = 0.51 \Rightarrow \text{колесо не забловане};$$

$$\frac{M_{z2}^n}{r_k \cdot Z_2^n} = \frac{271.4}{0.31 \cdot 2767} = 0.32 < \varphi_2^n = 0.51 \Rightarrow \text{колесо не забловане};$$

$$\frac{M_{z2}^n}{r_k \cdot Z_2^n} = \frac{297.2}{0.31 \cdot 2593} = 0.37 < \varphi_2^n = 0.51 \Rightarrow \text{колесо не забловане}.$$

Таким чином, при складанні диференціальних рівнянь руху автомобіля необхідно користуватись законами зміни бокових і повздовжніх реакцій для не заблованих коліс (2.56 – 2.58).

3. Визначаємо коефіцієнти опору боковому уводу коліс за формулами (2.59):

$$k_{y1}^n = C_{c1}^n \cdot \left(A_1^n - \frac{E_1^n}{p_{wl}^n} \right) = 92.139 \cdot \left(2.587 - \frac{0.175}{2} \right) = 2302.86 \text{ Н},$$

$$\text{де } C_{c1}^n = 1.038 \cdot 10^{-4} \cdot 380.8^2 - 0.168 \cdot 380.8 + 141.062 = 92.139;$$

$$A_1^n = 0.714 \cdot 380.8 \cdot \sqrt{\frac{195^2}{634^3}} = 2.587;$$

$$E_1^n = 2.2 \cdot \frac{380.8^2 \cdot 195}{634^3} = 0.175.$$

$$\text{Аналогічно } k_{y1}^n = 2392.76 \text{ Н}, k_{y2}^n = 1797.96 \text{ Н}, k_{y2}^n = 1879.73 \text{ Н}.$$

4. Складаємо систему диференціальних рівнянь руху автомобіля в рухомій системі координат x_1, y_1, z_1 , жорстко зв'язаній з автомобілем і приводимо її до вигляду (2.73).

Виходячи з (2.55 – 2.58, 2.72) маємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{V} = \frac{-M_{z1}^n - M_{z1}^n - M_{z2}^n - M_{z2}^n}{r_k \cdot G} - V_y \cdot \omega; \\ \dot{V}_y = - \left(\frac{(k_{y1}^n + k_{y1}^n) \cdot \frac{\omega \cdot a - V_y}{V} - (k_{y2}^n + k_{y2}^n) \cdot \frac{\omega \cdot b + V_y}{V}}{G} + V \cdot \omega \right); \\ \dot{\omega} = \frac{\left(\frac{B}{2} - \Delta y \right) \cdot \left(\frac{M_{z1}^n + M_{z2}^n}{r_k} \right) - \left(\frac{B}{2} + \Delta y \right) \cdot \left(\frac{M_{z1}^n + M_{z2}^n}{r_k} \right) - a \cdot (k_{y1}^n + k_{y1}^n) \cdot \frac{\omega \cdot a - V_y}{V} - b \cdot (k_{y2}^n + k_{y2}^n) \cdot \frac{\omega \cdot b + V_y}{V}}{I_z}. \end{array} \right.$$

Таким чином, для даного випадку отримаємо систему:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{V} = -0.285 - V_y \cdot \omega; \\ \dot{V}_y = -0.355 \cdot \frac{\omega \cdot 1.287 - V_y}{V} + 0.278 \cdot \frac{\omega \cdot 1.113 + V_y}{V} - V \cdot \omega; \\ \dot{\omega} = -6.528 \cdot 10^{-3} - 0.319 \cdot \frac{\omega \cdot 1.287 - V_y}{V} - 0.216 \cdot \frac{\omega \cdot 1.113 + V_y}{V}. \end{array} \right.$$

5. Розв'язуємо отриману систему методом Рунге-Кутта і отримуємо функціональні залежності $V = f_1(t)$, $V_y = f_2(t)$, $\omega = f_3(t)$, які характеризують процес гальмування автомобіля (таблиця 3.1).

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку $V = f_1(t)$, $V_y = f_2(t)$, $\omega = f_3(t)$

t, c	$V, m/c$	$V_y, m/c$	ω, c^{-1}	t, c	$V, m/c$	$V_y, m/c$	ω, c^{-1}
0	13,889	0,000	0,000	5	12,505	1,057	-0,033
1	13,603	0,045	-0,007	6	12,265	1,501	-0,039
2	13,319	0,176	-0,013	7	12,055	2,017	-0,046
3	13,038	0,391	-0,020	8	11,882	2,603	-0,052
4	12,765	0,686	-0,026	9	11,759	3,258	-0,059

6. Функціональні залежності, отримані для V , V_y та ω інтегруємо методом Сімпсона відповідно виразам (2.74) і отримуємо координати траєкторії руху центра мас автомобіля (x , y) та величину розвороту його поздовжньої осі γ : (рис. 3.1).



Рисунок 3.1 – Зміна координати траєкторії руху центра мас автомобіля та величина розвороту його поздовжньої осі при гальмуванні

Висновок: як видно з отриманого графіка, бокове зміщення та курсовий кут автомобіля приймають від'ємні значення. Отже траєкторія автомобіля в результаті гальмування буде відхилитись вліво – на смугу зустрічного руху.

3.2.2 Нерівномірність дії гальмових моментів.

Обставини справи:

06 січня 20__ року біля 08 години на вісімнадцятому кілометрі автодороги Вінниця–Тиврів сталося зіткнення автомобіля Опель-Астра та автомобіля Форд-Фокус, який рухався назустріч та виїхав на смугу руху автомобіля Опель.

На вирішення експертів поставлені питання:

1. Який технічний стан механізмів гальмівної системи автомобіля Форд? Якщо є несправності, то коли вони виникли до чи після ДТП?
2. Чи можливий занос автомобіля Форд вліво на смугу зустрічного руху при терміновому гальмуванні і стані гальмівних механізмів, визначеному при відповіді на перше питання?

Вихідні дані:

- ДТП скоєно передніми частинами автомобілів Опель-Астра і Форд-Фокус;
- технічний стан автомобіля Опель-Астра: справний;
- технічний стан автомобіля Форд-Фокус: справний;
- відомості про завантаженість автомобіля Опель-Астра: повне завантаження;
- відомості про завантаженість автомобіля Форд-Фокус: неповне завантаження (1 пасажир);
- профіль ділянки дороги: горизонтальна ділянка;
- напрямок руху автомобіля Форд-Фокус відносно напрямку руху автомобіля Опель-Астра: назустріч;

- стан дорожнього покриття: мокре, однорідне;
- тип дорожнього покриття: асфальтобетон;
- S_a – відстань між автомобілями в момент виникнення небезпеки для руху, м: 80; 100;
- V_a – швидкість руху автомобілів, км/год.: 80; 90.

Дослідження

Оглядом автомобіля Форд-Фокус, поданого на дослідження встановлено:

1. Гальма передніх коліс мають експлуатаційний знос фрикційного матеріалу і спрацьовують з однаковою ефективністю при гальмуванні автомобіля.

2. Фрикційні накладки гальмівних колодок гальмового механізму правого заднього колеса мають значний знос, особливо передня (активна) колодка, кут обхвату якої складає 40° . Пасивна колодка має кут обхвату 73° . Має місце замаслювання гальмових накладок внаслідок підтікання гальмової рідини.

3. Фрикційні накладки гальмівних колодок гальмового механізму лівого заднього колеса мають контакт з гальмовим барабаном по всій довжині накладок, кут обхвату складає 109° .

Різниця в ефективності гальмування гальмівних механізмів задніх коліс буде викликати занос автомобіля в ліву сторону, по ходу руху автомобіля. Це повинно виражатись більш відчутно при незначному гальмуванні автомобіля.

Моделювання траєкторії руху автомобіля за допомогою розроблених моделей.

З протоколу огляду транспортних засобів відомо, що на автомобілі Форд-Фокус встановлені шини низького тиску 195/65 R15, тиск в шинах 0,2 МПа, знос шин в допустимих межах. Виходячи з вихідних даних, інтегральний показник $Q = 5,08$ у.о. (за принципом термометра) [15]. Тоді коефіцієнт зчеплення складає 0,49.

За умови низької привідної сили і стану гальмових механізмів маємо такі гальмові моменти на колесах автомобіля, Н·м: переднє ліве – 315; переднє праве – 315; заднє ліве – 272; заднє праве – 137.

Виходячи з умов ДТП та технічного стану автомобілів, модель їх руху має вигляд зображений на рис. 3.2.



Рисунок 3.2 – Траєкторії руху автомобілів

Точка перетину осей координат відповідає початку гальмування автомобіля Форд-Фокус. Прогнозований час гальмування до зіткнення (точка перетину траєкторій руху автомобілів) – 2,3 с.

3.2.3 Бічне зміщення центра мас при нерівномірній дії гальмових моментів.

Обставини справи: водій К. на автомобілі ЗАЗ Ланос з одним пасажиром і вантажем рухався зі швидкістю 60 км/год. по дорозі Вінниця – Калинівка і в районі перехрестя з дорогою, що веде на село Сальник не справився з керуванням автомобіля, з'їхав на зустрічну смугу, де зіштовхнувся з рейсовим автобусом Богдан А092. Проїжджа частина асфальтована, мокра, горизонтального профілю.

Дослідженням необхідно установити:

1. Яка причина зміщення автомобіля ЗАЗ Ланос вліво?
2. Чи мав водій автомобіля ЗАЗ Ланос технічну можливість запобігти цій події?

Оглядом автомобіля ЗАЗ Ланос, поданого на дослідження встановлено:

1. Розподіл вантажу нерівномірний: дві акумуляторні батареї 6СТ-60ЕМ масою 49 кг розміщені по правому борту на відстані 0,3 м від поздовжньої осі автомобіля.

2. На автомобілі встановлені шини 175/70 R13 82Т, протектор шин коліс автомобіля має знос у межах допустимого. Тиск повітря в шинах однаковий – 0,18 МПа, за винятком шини правого заднього колеса – 0,1 МПа.

3. Гальмівні колодки гальмового механізму лівого переднього колеса автомобіля відрізняються одна від одної, тобто внутрішня гальмова колодка (її фрикційна накладка) має неприпустимий знос, фрикційна накладка зовнішньої гальмової колодки не зношена і не має слідів тертя. Хід поршня гальмового циліндра внутрішньої гальмової колодки відсутній («прикипів»), що могло мати місце при неправильній технології заміни гальмової рідини в гідравлічному приводі гальма. Гальмовий диск має великий абразивний знос.

4. Фрикційні накладки гальмових колодок гальмового механізму правого переднього колеса не зношені, у той час як гальмовий диск має великий знос.

5. Фрикційні накладки гальмових колодок гальмового механізму правого заднього колеса мають значний знос, особливо передня (активна) колодка – в нижній частині, де має місце викришування фрикційного матеріалу.

6. Фрикційні накладки гальмових колодок гальмового механізму лівого заднього колеса мають значний знос, а передня (активна) колодка має неприпустимий знос фрикційної накладки до металу в 1/3 робочої поверхні (у нижній частині).

7. Під час демонтажу гальмових колодок гальмових механізмів передніх коліс для полегшення демонтажу рульове колесо виверталося вліво і вправо, у процесі чого відбувся розлам регулювальної муфти лівої бічної тяги рульового приводу. При дослідженні характеру зламу муфти було встановлено, що 1/5 її перерізу має свіжий злам, інша частина перерізу зламу має сліди корозії, тобто ця муфта працювала з виявленим дефектом до ДТП, а остаточна руйнація її відбулася в процесі ДТП.

Дослідження фрикційних накладок гальмових колодок показало, що їхній різний знос на лівих і правих колесах привів до перерозподілу гальмових сил, це викликало зміщення автомобіля вліво при гальмуванні, що мало місце в цьому випадку. Крім того, розвороту вліво сприяло зміщення центра мас автомобіля в сторону правого борту, що при гальмуванні зумовило виникнення додаткового моменту, який розвертав автомобіль в сторону смуги зустрічного руху.

Моделювання траєкторії руху автомобіля виконувалось за допомогою розробленої моделі.

Виходячи з результатів огляду автомобіля ЗАЗ Ланос та вихідних даних, інтегральний показник $Q = 5,46$ у.о. (за принципом термометра) [15]. Тоді коефіцієнт зчеплення складає 0,517.

За умови низької привідної сили і стану гальмових механізмів маємо такі гальмові моменти на колесах автомобіля, Н·м: переднє ліве – 401; переднє праве – 339; заднє ліве – 187; заднє праве – 171.

Виходячи з умов ДТП та технічного стану транспортних засобів, модель їх руху приймає вигляд (рис. 3.3).

Точка перетину осей координат відповідає початку гальмування автомобіля ЗАЗ Ланос. Прогнозований час гальмування до зіткнення (точка перетину траєкторій руху) – 3,1 с.

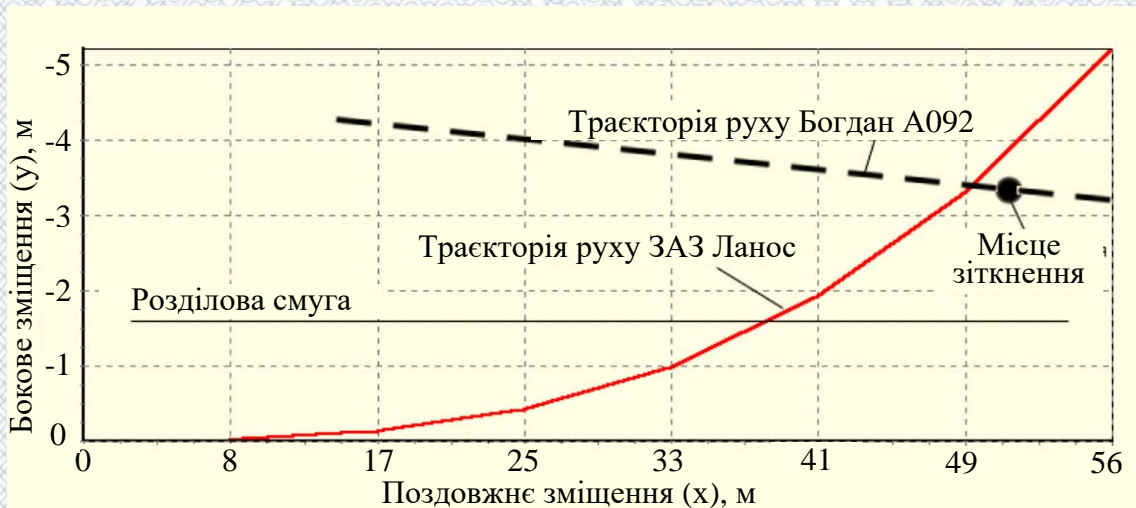


Рисунок 3.3 – Траєкторії руху ЗАЗ Ланос і Богдан А092

3.2.4 Нерівномірність розподілу коефіцієнта зчеплення по колесах автомобіля.

Обставини справи і вихідні дані.

19 вересня 20__ р. біля 7 години водій В. на технічно справному автомобілі БМВ 520 рухався по дорозі Летичів–Хмельницький і в районі перехрестя біля села Головчинці при роз'їзді з зустрічним автомобілем не справився з керуванням, виїхав на смугу зустрічного руху, де зіштовхнувся з автомобілем Рено Логан під керуванням водія М.

На вирішення експертів поставлені такі питання:

1. Що послужило причиною зіткнення автомобіля БМВ 520 і Рено Логан?
2. Чи мав технічну можливість водій автомобіля БМВ 520 В. уникнути зіткнення?

Дослідження

Як випливає з матеріалів кримінальної справи і протоколу огляду місця дорожньо-транспортної події в момент події йшов дощ і транспорт рухався в цей час доби з включеним світлом фар, а тому видимість була обмежена. І при роз'їзді з зустрічним вантажним автомобілем, коли було забризкане лобове

скло, автомобіль БМВ 520 правими колесами після проїзду перехрестя потрапляє на ґрунтове узбіччя, тому що на перехресті проїжджа частина дещо розширена, а після перехрестя звужується.

Під час дощу коефіцієнти зчеплення на мокрій проїзній частині (асфальт) і ґрунтовому узбіччі значно відрізняються: на асфальті – 0,4–0,6, а на узбіччі 0,3.

В результаті різниці коефіцієнтів зчеплення при спробі водія автомобіля БМВ 520 пригальмувати і виїхати цілком на проїзну частину виникають умови заносу задніх коліс. При цьому втрачається курсова стійкість автомобіля, в результаті чого автомобіль може винести на смугу зустрічного руху.

При виїзді автомобіля з узбіччя на асфальтовану проїзну частину миттєвий центр повороту автомобіля знаходився зліва по ходу руху. Поперечна сила, що виникла при цьому, спрямована від центру повороту, що збільшує занос автомобіля.

Виникає критична ситуація – прогресуючий занос із виїздом на зустрічну смугу руху. Застосувавши гальмування водій не міг ліквідувати аварійну ситуацію, тому що автомобіль втратив керованість. При втраті керованості змінити напрямок руху не можливо й автомобіль продовжує рухатися в напрямку вектора швидкості на зустрічну смугу руху.

Моделювання траєкторії руху автомобіля виконувалось за допомогою розроблених моделей.

Виходячи з вихідних даних, інтегральний показник $Q = 5,1$ у.о. та 3,24 у.о. (за принципом термометра) [18], відповідно для коліс лівого та правого борту. Тоді коефіцієнт зчеплення складає: ліві колеса – 0,48; праві колеса – 0,298.

За умови середньої привідної сили і стану гальмових механізмів маємо такі гальмові моменти на колесах автомобіля, Н·м: передні колеса – 520; задні колеса – 440.

Виходячи з умов ДТП та технічного стану транспортних засобів, модель їх руху приймає вигляд (рис. 3.4).

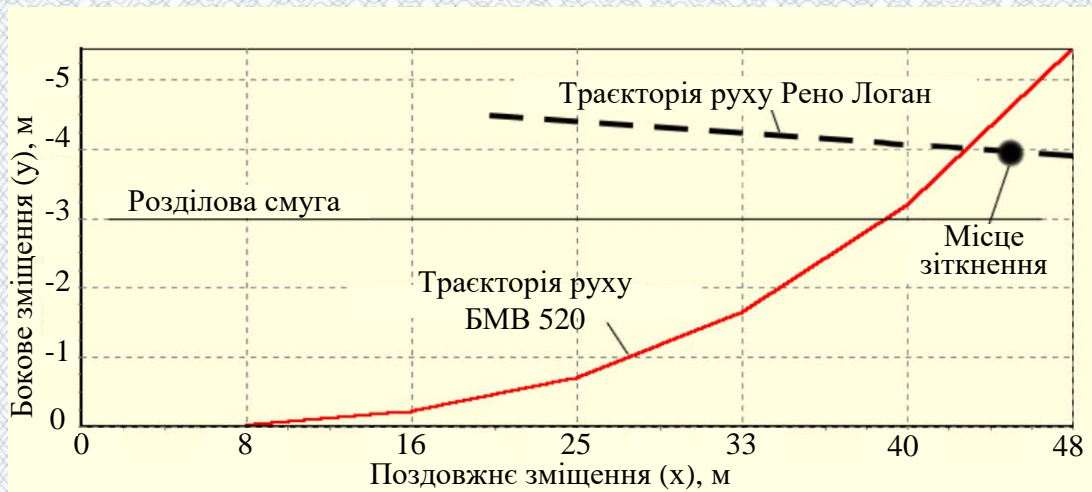


Рисунок 3.4 – Траєкторії руху автомобілів БМВ 520 і Рено Логан

Точка перетину осей координат відповідає початку гальмування автомобіля БМВ 520. Прогнозований час гальмування до зіткнення (точка перетину траєкторій руху) – 2,7 с.

3.3 Дослідження зміни ефективності гальмування автомобіля при несправній гальмівній системі

Згідно Правил дорожнього руху України експлуатація транспортних засобів з несправною гальмовою системою заборонена. Але в практиці можливі випадки, коли несправності гальмової системи виникають в дорозі. В такій ситуації рух автомобіля до найближчого технічного сервісу необхідно здійснювати з безпечною швидкістю тобто такою, що дозволяє зупинити автомобіль не створюючи аварійної ситуації.

Аналіз несправностей гальмової системи автомобіля Mercedes E-класу дозволяє виділити такі випадки її роботи в процесі експлуатації:

1. Гальмують усі колеса автомобіля, тоді його сповільнення на горизонтальній дорозі можна визначити за формулою

$$j = g \cdot \varphi, \quad (3.1)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с²;

φ – коефіцієнт зчеплення.

2. Не гальмує одне переднє колесо

$$j = \frac{(L + a) \cdot g \cdot \varphi}{2L + h_g \cdot \varphi}, \quad (3.2)$$

де L – база автомобіля, м;

a – відстань від центру мас до передньої осі автомобіля, м.

h_g – висота центру мас, м.

3. Не гальмує одне заднє колесо

$$j = \frac{(L + b) \cdot g \cdot \varphi}{2L - h_g \cdot \varphi}, \quad (3.3)$$

де b – відстань від центру мас до задньої осі автомобіля, м.

4. Гальмує тільки одне переднє колесо

$$j = \frac{b \cdot g \cdot \varphi}{2L - h_g \cdot \varphi}. \quad (3.4)$$

5. Гальмує тільки одне заднє колесо

$$j = \frac{a \cdot g \cdot \varphi}{2L + h_g \cdot \varphi}. \quad (3.5)$$

6. Гальмують тільки передні колеса

$$j = \frac{b \cdot g \cdot \varphi}{L - h_g \cdot \varphi}. \quad (3.6)$$

7. Гальмують тільки задні колеса



$$j = \frac{a \cdot g \cdot \varphi}{L + h_g \cdot \varphi}. \quad (3.7)$$

8. Гальмують колеса тільки однієї сторони

$$j = \frac{g \cdot \varphi}{2}. \quad (3.8)$$

Згідно виконаних у розділі 1 теоретичних досліджень в якості критеріїв ефективності гальмування приймається гальмовий шлях і сповільнення автомобіля. Відповідно до діючого в Україні ДСТУ 3649:2010 гальмовий шлях будемо визначати за формулою (1.1). Сповільнення – за формулами (3.1)-(3.8).

Автомобіль Mercedes 280 E має одне із широко розповсюджених на сьогодні компонувальних рішень – компонування легкових автомобілів з переднім розташуванням двигуна та задніми ведучими і передніми керованими колесами. База автомобіля складає $L = 2800$ мм.

Тоді для даного автомобіля координати центру мас будуть

$$a = (0.50 \dots 0.55) \cdot L = 0.528 \cdot 2800 = 1478 \text{ мм.}$$

$$b = L - a = 2800 - 1478 = 1322 \text{ мм.}$$

Координата центру мас по висоті

$$h_g = (0.25 \dots 0.30) \cdot L = 0.274 \cdot 2800 = 767 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт зчеплення для сухого асфальтобетону – $\varphi = 0,7$.

Час запізнення спрацювання гальмового приводу – $0,2 \text{ с.}$

Час наростання сповільнення – $0,4 \text{ с.}$

Початкова швидкість гальмування – 40 км/год.

Розглянемо характерні випадки:

1. Гальмують усі колеса автомобіля

$$j = 9.8 \cdot 0.7 = 6.86 \text{ м/с}^2;$$

$$S = \frac{40}{3.6} \cdot (0.2 + 0.5 \cdot 0.4) + \frac{40^2}{26 \cdot 6.86} = 4.44 + 8.97 = 13.415 \text{ м.}$$

2. Не гальмує одне переднє колесо

$$j = \frac{(2.800 + 1.478) \cdot 9.8 \cdot 0.7}{2 \cdot 2.800 + 0.767 \cdot 0.7} = 4.782 \text{ м/с}^2;$$

$$S = \frac{40}{3.6} \cdot (0.2 + 0.5 \cdot 0.4) + \frac{40^2}{26 \cdot 4.782} = 17.315 \text{ м.}$$

3. Не гальмує одне заднє колесо

$$j = \frac{(2.800 + 1.322) \cdot 9.8 \cdot 0.7}{2 \cdot 2.800 - 0.767 \cdot 0.7} = 5.585 \text{ м/с}^2;$$

$$S = \frac{40}{3.6} \cdot (0.2 + 0.5 \cdot 0.4) + \frac{40^2}{26 \cdot 5.585} = 15.462 \text{ м.}$$

4. Гальмує тільки одне переднє колесо

$$j = \frac{1.322 \cdot 9.8 \cdot 0.7}{2 \cdot 2.800 - 0.767 \cdot 0.7} = 1.791 \text{ м/с}^2;$$

$$S = \frac{40}{3.6} \cdot (0.2 + 0.5 \cdot 0.4) + \frac{40^2}{26 \cdot 1.791} = 38.785 \text{ м.}$$

5. Гальмує тільки одне заднє колесо

$$j = \frac{1.478 \cdot 9.8 \cdot 0.7}{2 \cdot 2.800 + 0.767 \cdot 0.7} = 1.652 \text{ м/с}^2;$$

$$S = \frac{40}{3.6} \cdot (0.2 + 0.5 \cdot 0.4) + \frac{40^2}{26 \cdot 1.652} = 41.707 \text{ м.}$$

6. Гальмують тільки передні колеса

$$j = \frac{1.322 \cdot 9.8 \cdot 0.7}{2.800 - 0.767 \cdot 0.7} = 4.007 \text{ м/с}^2;$$

$$S = \frac{40}{3.6} \cdot (0.2 + 0.5 \cdot 0.4) + \frac{40^2}{26 \cdot 4.007} = 19.794 \text{ м.}$$

7. Гальмують тільки задні колеса

$$j = \frac{1.478 \cdot 9.8 \cdot 0.7}{2.800 + 0.767 \cdot 0.7} = 3.038 \text{ м/с}^2;$$

$$S = \frac{40}{3.6} \cdot (0.2 + 0.5 \cdot 0.4) + \frac{40^2}{26 \cdot 3.038} = 24.706 \text{ м.}$$

8. Гальмують колеса тільки однієї сторони

$$j = \frac{9.8 \cdot 0.7}{2} = 3.43 \text{ м/с}^2;$$

$$S = \frac{40}{3.6} \cdot (0.2 + 0.5 \cdot 0.4) + \frac{40^2}{26 \cdot 3.43} = 22.386 \text{ м.}$$

Отримані результати зведемо в табл. 3.2 і проаналізуємо.

Таблиця 3.2 – Аналіз результатів гальмівної ефективності

Несправність	Усталене сповільнення, м/с ²	Коефіцієнт втрати ефективності	Гальмовий шлях, м	Коефіцієнт втрати ефективності
–	6,86	1	13,415	1
Не гальмує одне переднє колесо	4,782	0,697	17,315	1,291
Не гальмує одне заднє колесо	5,585	0,814	15,462	1,153
Гальмує тільки одне переднє колесо	1,791	0,261	38,785	2,891
Гальмує тільки одне заднє колесо	1,652	0,241	41,707	3,109
Гальмують тільки передні колеса	4,007	0,584	19,794	1,476
Гальмують тільки задні колеса	3,038	0,443	24,706	1,842
Гальмують колеса тільки однієї сторони	3,43	0,5	22,386	1,669

Як видно з цієї таблиці найбільша втрата ефективності гальмування спостерігається у випадку, коли гальмує тільки одне заднє або переднє колесо;

найменша – коли не гальмує одне заднє колесо. Крім того, присутня велика імовірність виникнення заносу автомобіля при гальмуванні внаслідок нерівномірного розподілу гальмових зусиль.

3.4 Розрахунок техніко-економічної ефективності виконаних досліджень

На основі результатів теоретичних і експериментальних досліджень з підвищення безпеки руху економічний ефект досягається за рахунок збільшення часу роботи автомобілів на лінії та скорочення збитків від простоїв внаслідок технічних несправностей. Тоді, економічний ефект від впровадження результатів дослідження складе

$$E = (\Pi_2 - \Pi_1) \cdot A_{cn} = \Delta\Pi \cdot A_{cn}, \quad (3.9)$$

де E – річний економічний ефект, грн.;

Π_1, Π_2 – прибуток від використання результатів дослідження, грн;

A_{cn} – облікова кількість АТЗ, од.

Слід зазначити, що капітальні вкладення для реалізації результатів досліджень не потрібні.

За [3, 29] прибуток при роботі АТЗ визначається так

$$\Pi = D - Z_m - Z_c - Z_{ш} - Z_{то} - Z_n - Z_o - Z_{zn}, \quad (3.10)$$

де D - дохід від транспортної роботи АТЗ, грн;

Z_m - витрати на паливо, грн;

Z_c - витрати на мастильні матеріали, грн;

$Z_{ш}$, $Z_{то}$ - витрати, відповідно, на шини та технічне обслуговування, грн;

Z_n - накладні витрати, грн;

Z_o - плата за основні фонди, грн;

Z_{zn} - заробітна плата водія без простою, грн.

Введення витрат на ТО і ремонт в зазначену групу пов'язано з тим, що несправності, а тим більше знос сполучень силових агрегатів АТЗ, виникають внаслідок його роботи, тобто виконання транспортної роботи. Крім того, виконання ТО і ремонту служить для забезпечення працездатного стану автомобіля. У разі простою автомобіль доходу не приносить, але витрати при цьому мають місце.

До них слід віднести: накладні витрати, плату за основні фонди, амортизаційні відрахування на повне відновлення рухомого складу і зарплату водієві, яка нараховується в залежності від характеру виконаної ним роботи.

В цьому випадку збиток при простої автомобіля визначається як

$$П = Д - Z_n - Z_a - Z_o - Z_{zn}^{np}, \quad (3.11)$$

де Z_{zn}^{np} - зарплата водія при простої автомобіля в ремонті, грн;

Z_a - амортизаційні відрахування на повне відновлення рухомого складу, грн.

Витрати на ТО і ремонт при простої автомобіля дорівнюють нулю, так як автомобіль не зношується (старіння в розрахунок не береться).

Віднімаючи з виразу (3.10) вираз (3.11), отримаємо величину збитку від простою

$$\Delta П = Д - Z_m - Z_c - Z_{ш} - Z_{то} - Z_{zn} - Z_{zn}^{np}. \quad (3.12)$$

Дохід, отриманий автовласником від одного автомобіля при його роботі протягом дня, визначається з виразу

$$D = l_c \cdot C_{км}, \text{ грн} \quad (3.13)$$

або

$$D = T_{раб} \cdot C_u, \text{ грн} \quad (3.14)$$

де l_c - добовий пробіг автомобіля, км;

$T_{раб}$ - час роботи автомобіля у клієнта, год;

$C_{км}, C_u$ - тариф вартості, відповідно, одного кілометра, грн / км, або однієї години роботи, грн / год.

Всі складові наведених рівнянь визначаються на підставі звітних даних автопідприємства. Простої в ТО і поточного ремонту, що приносять збитки, це наднормативні

$$P_y = P_f - P_n, \quad (3.15)$$

де P_f, P_n - фактичний і нормативний простій автомобіля, дн / тис.км.

Простої, що приносять збитки внаслідок несправності i -го найменування

$$P_{y_{зч}} = P_f \cdot K_i, \quad (3.16)$$

де K_i - частка простою автомобіля, викликана несправністю i -го найменування.

За рік такі збитки складуть на один автомобіль

$$P_{г_{зч}} = P_{y_{зч}} \cdot \bar{L}_g, \quad (3.17)$$

де \bar{L}_2 - середній пробіг автомобілів за рік, тис.км.

Таким чином, величина збитку від простою автомобіля за рік складе

$$\Delta\Pi_2 = \Delta\Pi + \Pi_{2_{3ч}}. \quad (3.18)$$

В результаті використання розробленої методики річний економічної ефект у витраті на один автомобіль складе

$$\Xi_2 = \Pi_2. \quad (3.19)$$

У табл. 3.3 наведені деякі вихідні дані і основні результати розрахунку економічної ефективності на один автомобіль.

Таблиця 3.3 – Економічна ефективність удосконалення контролю технічного стану гальмівних систем автомобілів

Найменування показників	Умовні позначення	Кількісні показники
1. Величина втрат від простою автомобіля, грн/день	$\Delta\Pi$	1190
2. Нормативний простій автомобіля, дн / тис.км	Π_n	0,30
3. Фактичний простій автомобіля, дн / тис.км	Π_f	0,65
4. Частка простою автомобіля через несправність досліджуваного найменування, %	K_i	3,1
5. Простій через несправність <i>i</i> -го найменування дн / тис.км	$\Pi_{y_{3ч}}$	0,0203
6. Середній річний пробіг автомобіля, тис. км	\bar{L}_2	40
7. Простій автомобіля за рік через несправності гальм, дні / тис.км	$\Pi_{2y_{3ч}}$	0,11
8. Економічний ефект загальний, грн / рік	E	7512

Отримані результати (табл. 3.4) свідчать про високу економічну ефективність розробок.

Висновки до розділу 3

1. Ефективність застосування розробленої математичної моделі та алгоритму проілюстрована на прикладах оцінювання гальмових властивостей автомобілів, які підтверджують адекватність запропонованих підходів.

2. Дослідження дорожньо-транспортних пригод, пов'язаних зі зміною траєкторії руху автомобіля при гальмуванні, підтвердили можливість застосування запропонованої удосконаленої методики в автотехнічній експертизі ДТП.

3. Аналіз характерних несправностей гальмівної системи автомобіля Mercedes 280 E дозволив оцінити їх вплив на ефективність процесу гальмування. Встановлено, що найбільша втрата ефективності гальмування спостерігається у випадку, коли гальмує тільки одне заднє колесо; найменша – коли не гальмує одне заднє колесо. Крім того, присутня велика імовірність втрати курсової стійкості (виникнення заносу) автомобіля при гальмуванні внаслідок нерівномірного розподілу гальмових зусиль.

РОЗДІЛ 4.

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Безпека праці – один з чинників, який, поряд з іншими (станом охорони здоров'я, освіти, свободи підприємництва, свободи слова) визначає, в цілому, якість нашого життя. По стану безпеки праці в державі можна судити про відношення суспільства до таких вищих цінностей, як людське життя, про рівень технічного прогресу, а також про соціальну відповідальність влади, бізнесу, політичних і суспільних організацій.

В даній роботі розглядаються умови праці працівника під час виконання досліджень з підвищення безпеки руху та випуску на лінію технічно справних автомобілів обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради» місто Вінниця шляхом удосконалення контролю параметрів оцінювання ефективності роботи їх гальмівних систем. Обробка результатів досліджень відбувалася в приміщенні, яке обладнане комп'ютеризованими робочими місцями. На працівника, згідно [30], мали вплив такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

1. Фізичні:

- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищена чи понижена вологість повітря;
- підвищений рівень статичної електрики;
- підвищений рівень електромагнітного випромінювання;
- недостатня освітленість робочої зони.

2. Психофізіологічні:

- розумове перевантаження;
- перенапруга аналізаторів;
- статичне перевантаження.

4.1 Технічні рішення щодо безпечного виконання роботи

Обладнання приміщення та робочого місця.

Під час аналізу умов праці на робочому місці необхідно оцінити відповідність параметрів приміщення [31] та відповідність параметрів мікроклімату [32]. В приміщенні знаходиться 2 робочих місця обладнаних ПК.

Площа приміщення становить 20,8 м², що в розрахунку на одного працівника становить 10,4 м². Даний показник відповідає нормі щодо площі приміщення на одного працівника відповідно до [31].

Об'єм приміщення становить 62,4 м³, що в розрахунку на одного працівника становить 31,2 м³. Даний показник відповідає нормі щодо площі приміщення на одного працівника відповідно до [31].

Робоче місце проектувальника і взаємне розташування всіх його елементів відповідає антропометричним, фізичним і психологічним вимогам [33].

Робота за ЕОМ вимагає пильної уваги, чітких дій і самоконтролю. Тому не можна працювати :

- при недостатньому освітленні;
- при поганому самопочутті (в цьому випадку треба звернутися до лікаря).

Вимоги роботи перед початком роботи:

- спокійно, без поспіху, заходити в кабінет і займати відведене місце;
- візуально оглянувши пристрої ПК, переконатися у відсутності явних пошкоджень;
- сідати так, щоб екран дисплея знаходився на відстані 60-70 см від очей, перпендикулярно лінії погляду;
- розташовувати на столі зошит, навчальний посібник так, щоб вони не перешкождали роботі ПК.

Вимоги безпеки під час роботи на ЕОМ:

- дбайливо поводитись з технікою;
- чітко виконувати всі правила, зазначені вище, а також поточні рекомендації технічних працівників;
- плавно натискати на клавіші, без різких ударів;
- працювати на клавіатурі чистими руками;
- ніколи не намагатись самостійно усувати неполадки в роботі апаратури;
- слідкувати за справністю апаратури і з появою незвичного звуку чи мимовільного відключення апаратури негайно припинити роботу та негайно повідомити про це технічних працівників.

При роботі в комп'ютерному класі забороняється:

- торкатися місць під'єднання кабелів;
- торкатися проводів живлення і пристроїв заземлення;
- працювати на комп'ютері при знятому кожусі будь-якого пристрою;
- під'єднувати та від'єднувати з'єднувачі при поданій напрузі;
- вмикати і вимикати апаратуру без дозволу викладача;
- порушувати порядок ввімкнення і вимкнення апаратурних блоків;
- класти диски, книги, зошити на монітор і клавіатуру;
- працювати у вологому одязі і вологими руками.

Вимоги безпеки після закінчення роботи:

- вимкнути пристрої ПК;
- від'єднати ПК від електромережі;
- привести робоче місце в належний порядок.

У разі виникнення аварійних ситуацій потрібно негайно припинити роботу, вимкнути пристрої і повідомити про це технічних працівників.

Електробезпека

Обладнання живиться від однофазної мережі з заземленою нейтраллю напругою 220 В. Клас приміщення по ступеню небезпеки ураження електричним струмом – без підвищеної небезпеки.

Згідно з [34] в якості захисту необхідно виконувати занулення. Занулення це навмисне електричне з'єднання з нульовим захисним провідником металевих струмоведучих частин обладнання, що може виявитись під напругою.

Усю будівлю, в тому числі і досліджуване приміщення, електрифіковано згідно з усіма відповідними нормами. Вимоги електробезпеки і пожежної безпеки у приміщеннях, де встановлені екранні пристрої, відображені у [31]: ПК і все устаткування для обслуговування, ремонту та налагодження роботи їх, електропроводи і кабелі мають відповідати електробезпеці зони за ПВЕ та мати апаратуру захисту від струму короткого замикання.

Заборонено під'єднувати обладнання до звичайної двопровідної електричної мережі, зокрема з використанням перехідних пристроїв. Електромережі штепсельних з'єднань та електричних розеток виконані за магістральною схемою, по 3-6 в одному колі. Оскільки вони розташовані уздовж стін, то провідники прокладені по підлозі в металевих трубах і гнучких металевих рукавах. Металеві трубки і гнучкі металеві рукави заземлені.

4.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

Показники мікроклімату в виробничих приміщеннях нормуються згідно [32] для теплого та холодного періодів року згідно категорій робіт. Роботи, які виконуються відносяться до категорії Іб

Інтенсивність теплового опромінення працюючих від нагрітих поверхонь не повинна перевищувати 100 Вт/м^2 при опроміненні не більше 25% поверхні тіла.

Температура повітря коливається в межах 16...18°C в холодний період року та 18...22°C в теплий період року з вологістю 50...70%. Швидкість руху повітря в межах 0,2...0,4 м/с. Теплове опромінення в межах 20...40 Вт/м при опроміненні не більше 15% поверхні тіла.

Таблиця 4.1 – Оптимальні та допустимі норми температури, відносна вологість та швидкість руху повітря в робочій зоні виробничого приміщення

Період року	Категорія	Температура, °C		Відносна вологість, %		Швидкість руху повітря, м/хв		
		Оптим.	Допустима	Оптим.	Допуст. не більше	Оптим. більше	Допуст. не більше	
			Верхня гран.	Нижня гран.				
Холод	Iб	17-19	21	15	40-60	75	0,3	0,4
тепл	Iб	20-22	27	16	40-60	70	0,4	0,5

Отже, всі показники мікроклімату знаходяться в оптимально-допустимих межах.

Освітлення природне бокове та штучне комбіноване.

Обладнання живиться напругою 220 В від однофазної мережі з заземленою нейтраллю.

Використовується природна вентиляція та механічна приточно-витяжна система. ГДК шкідливих речовин, які знаходяться в досліджуваному приміщенні, наведені в таблиці 4.2.

Забезпечення складу повітря робочої зони здійснюється за допомогою системи кондиціонування та вологого прибирання.

Освітлення робочої зони має наступні параметри:

- штучне освітлення: освітленість 150лк;
- природне освітлення: освітленість 300 лк.

Таблиця 4.2 – ГДК шкідливих речовин у повітрі

Назва речовини	ГДК, мг/м ³		Клас небезпечності
	Максимально разова	Середньо добова	
Пил нетоксичний	0,5	0,15	4
Озон	0,16	0,03	1
Вуглекислий газ	3	1	4

Стосовно природного освітлення:

- освітлення бічне;
- географічна широта 48°;
- орієнтація вікон - на захід.

Таблиця 4.3 – Нормування освітленості за [35]

Характер зорової роботи	Найменший розмір об'єкту розрізнення	Розряд зорової роботи	Під-розряд зорової роботи	Контраст об'єкту розрізнення	Характер фону	Штучне, лм	Природне, %
						Комбіноване	Комбіноване
Високоточні	Більше 0,15 до 0,3	2	в	Середній	Середній	750	2,5

Так як маємо одностороннє бічне природне освітлення, то мінімальне значення КЕО нормується в точці, розміщеній на відстані 1 м від стіни, найбільш віддаленої від світлових проїомів, на перетині вертикальної площини характерного перерізу приміщення та умовної робочої поверхні (пола).

Нормоване значення КПО, e_H для будівлі, що знаходиться в IV поясі світлового клімату, знаходимо по формулі:

$$e_H^{IV} = e_H^{III} \cdot m \cdot c, \quad (4.1)$$

де $e_n^{III}=2,5$ для природнього освітлення;

$e_n^{III} = 4,5$ для суміщеного освітлення;

$m=0,9$; $c=0,75$

$e_n^{IV} = 2,5*0,9*0,75=1,6875=1,7\%$ $e_n^{IV} = 4,5*0,9*0,75=3,075=3,0\%$

$e_n^{IV} = 0,5-0,9-0,75=0,3375\sim 0,4\%$.

Таблиця 4.4 – Коефіцієнт світлового клімату та сонячності

Пояс світлового клімату	Коефіцієнт світлового клімату, m	Коефіцієнт сонячності клімату, C
		при світлових пройомах, орієнтовних в боки горизонту (азимут, град) 226.. 315
II б) 50° пш та південніше	0,9	0,75

Отже, освітленість робочої зони дільниці відповідає нормам [35].

Основним джерелом шуму на дільниці є комп'ютери та системи вентиляції.

Допустимі рівні звукового тиску, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях в виробничих приміщеннях визначаються за [36].

Таблиця 4.5 – Допустимі рівні звукового тиску

Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньогеометричними частотами, Гц									Рівні звуку і еквівалентні рівні звуку, дБ(А)
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Для забезпечення допустимих параметрів шуму в приміщенні передбачено використання звукопоглинаючих матеріалів.

Під час роботи в приміщенні на працівника діє електромагнітне випромінювання (ЕМВ), що створюється ПК. ЕМВ через свою негативну дію на генофонд і здоров'я людини підлягають гігієнічному нормуванню згідно з вимогами [37].

Допустимі значення параметрів неіонізуючих електромагнітних випромінювань від монітора комп'ютера представлені в табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Допустимі значення параметрів неіонізуючих електромагнітних випромінювань

Найменування параметра	Допустимі значення
Напруженість електричної складової електромагнітного поля на відстані 50см від поверхні відеомонітора	10В / м
Напруженість магнітної складової електромагнітного поля на відстані 50см від поверхні відеомонітора	0,3 А / м
Напруженість електростатичного поля не повинна перевищувати: для дорослих користувачів	20кВ / м
для дітей дошкільних установ і що вчаться середніх спеціальних і вищих навчальних закладів	15кВ / м

Для забезпечення безпеки від дії ЕМВ використовують організаційні, інженерно-технічні та лікувально-профілактичні заходи.

Організаційні заходи: організація робочих місць, оптимальне розміщення технологічного устаткування, розробка гігієнічно-обґрунтованих режимів праці та відпочинку, зменшення часу перебування у зоні опромінення.

Технічні заходи: віддалення робочого місця від джерела випромінювання.

Лікувально-профілактичні заходи: періодичні медогляди.

Оцінка психофізіологічних факторів під час проектування об'єкта будівництва здійснюється відповідно до Гігієнічної класифікацією праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу.

Загальні енергозатрати організму: до 174 Вт.

Стереотипні робочі рухи (кількість за зміну): до 40 000.

Робоча поза: вільна зручна поза, можливість зміни пози («сидячи – стоячи») за бажанням працівника; перебування в позі «стоячи» до 40% часу зміни.

Нахили тулуба (вимушені, більше 30°), кількість за зміну: до 50 раз.

Класи умов праці за показниками напруженості праці:

Інтелектуальні навантаження:

– зміст роботи – творча діяльність, що вимагає вирішення складних завдань за відсутності алгоритму;

– сприймання інформації та їх оцінка – сприймання сигналів з наступним порівнянням фактичних значень параметрів з їх номінальними значеннями.

Заключна оцінка фактичних значень параметрів;

– розподіл функцій за ступенем складності завдання – обробка, виконання завдання та його перевірка.

Сенсорні навантаження:

– зосередження (%за зміну) – до 5-75%;

– щільність сигналів (звукові за 1 год) – до 150;

– навантаження на слуховий аналізатор (%) – розбірливість слів та сигналів від 50 до 80 %;

– спостереження за екранами відеотерміналів (годин на зміну) – 4-6 год.

– навантаження на голосовий апарат (протягом тижня) – від 16 до 20.

Емоційне навантаження: ступінь відповідальності за результат своєї діяльності – є відповідальним за функціональну якість основної роботи;

Ступінь ризику для власного життя – вірогідний;

Режим праці:

– тривалість робочого дня – більше 8 год;

– змінність роботи – однозмінна (без нічної зміни).

За зазначеними показниками важкості та напруженості праці, робота, яка виконується належить до допустимого класу умов праці (напруженість праці середнього ступеня).

4.3 Пожежна безпека

За вибухопожежною і пожежною небезпекою приміщення відноситься до категорії Д. До категорії приміщення Д відносяться приміщення з наступною характеристикою речовин і матеріалів, які знаходяться у приміщенні: Негорючі речовини і матеріали в холодному стані.

Будівля, де знаходиться приміщення відноситься до I ступені вогнестійкості. До ступені вогнестійкості I відносяться будівлі з штучними і відгороджуваними конструкціями з природних та штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону із застосуванням листових та плитних негорючих матеріалів. Відповідно до [38] мінімальні межі вогнестійкості будівельних конструкцій, год. (над ризикою) і максимальні межі розповсюдження вогню по ним, см. (під ризикою):

- стіни несучі і сходинові клітини - 2,5/0;
- стіни самонесучі - 1,25/0;
- стіни зовнішні не несучі (у тому числі з навісних панелей) - 0,5/0;
- стіни внутрішні ненесучі (перегородки) - 0,5/0;
- колони - 2,5/0;
- сходинові площадки, косоури, ступені, балки і марші сходинових клітин - 1/0;
- плити, настили (у тому числі з утеплювачем) і другі несучі конструкції перекрить - 1 /0;
- елементи покрить: плити, настили (у тому числі з утеплювачем) і прогони - 0,5/0;
- елементи покрить: балки, ферми, арки, рами - 0,5/0.

Для категорії приміщення Д, ступені вогнестійкості І допустима кількість поверхів 10, площа поверху в межах пожежного відсіку не обмежується.

Відстань від найбільш віддаленого робочого місця до ближчого евакуаційного виходу із приміщення безпосередньо зовні чи в сходинову клітину не обмежується незалежно від об'єму приміщення для категорії приміщення Д і ступені вогнестійкості будови І.

Ширину евакуаційного виходу (дверей) із приміщення необхідно приймати в залежності від загальної кількості людей, які евакуюються через цей вихід і кількості людей на 1 м ширини виходу (дверей). Для категорії приміщення Д, ступені вогнестійкості І, незалежно від об'єму кількість людей на 1 м ширини евакуаційного виходу (дверей) повинна бути не менше 260 чол./м.

Для виробничих будов, споруд категорії Д норми первинних засобів пожежогасіння приведені в табл. 4.7.

Таблиця 4.7 – Характеристика та норми оснащення приміщення

Категорія приміщення	Гранична захищена площа, м ²	Пінні та водні вогнегасники місткістю 10 л	Порошкові вогнегасники місткістю, л		
			2	5	10
Д	1800		1+	2+	

Протипожежний захист приміщення забезпечується шляхом:

1. Безпечної евакуації людей та майна (аварійного вимкнення устаткування).
2. Обмеження розмірів та поширення пожежі (облаштування систем автоматичної пожежної сигналізації та пожежогасіння).
3. Створення умов для успішного гасіння пожежі (пожежної автоматики).

Висновки до розділу 4

В даному розділі на основі аналізу умов праці при виконанні роботи по підвищенню безпеки руху автомобілів було розроблено необхідні організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії, організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи. Отже поставлені завдання виконані.



ВИСНОВКИ

В ході виконання досліджень з підвищення безпеки руху та випуску на лінію технічно справних автомобілів обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради» місто Вінниця шляхом удосконалення контролю параметрів оцінювання ефективності роботи їх гальмівних систем було досягнуто такі наукові і практичні результати:

1. На основі аналізу діяльності обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради», факторів забезпечення ефективного функціонування автомобільного транспорту обґрунтовано розробки з покращення безпеки руху автомобілів комунального підприємства.

2. Виявлено та досліджено аспекти формування заходів з удосконалення процесів покращення безпеки руху автомобілів підприємства на основі аналізу експлуатаційних властивостей автомобілів, які забезпечуються використанням гальмівного керування.

3. Визначено методику застосування запропонованих підходів з підвищення безпеки руху, їх практичну реалізацію та економічну ефективність.

4. Розроблено питання охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Отже, поставлені в кваліфікаційній роботі завдання виконані.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кашканов А. А., Кашканова А. А., Нахімчук А. О. Безпека руху як складова забезпечення ефективного функціонування автомобільного транспорту. Матеріали XV міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» 24-26 жовтня 2022 року: збірник наукових праць. Житомир: ДУЖП, 2022. С. 51-53.
2. Кукурудзяк Ю. Ю., Рудь О. В., Кукурудзяк Л. В. Дипломне проектування виробничих підрозділів підприємств автомобільного транспорту. Навчальний посібник МОН. Вінниця: ПП «Едельвейс і К», 2010. 336 с.
3. Кашканов А. А., Варчук В. В., Зелінський В. Й., Севостьянов С. М. Аналіз витрат операційної діяльності пасажирського АТП з урахуванням зміни їх структурних елементів. Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. 2009. №3. С. 9-14.
4. World Health Organization. Road traffic injuries. URL: <https://www.who.int/en/news-room/fact-sheets/detail/road-traffic-injuries>.
5. Статистика. Офіційний сайт патрульної поліції України. URL: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/>
6. Шаповал М. І. Менеджмент якості: підручник. К. : Знання, 2003. 475 с.
7. Говорущенко М.Я., Волков В.П., Шаша І.К. Забезпечення безпеки руху на автомобільному транспорті: монографія. Харків: ХНАДУ, 2007. 361 с.
8. Алексієв В. О. Управління розвитком транспортних систем. Харків : ХНАДУ, 2008. 268 с.
9. Гнатієнко Г. М., Снитюк В. Є. Експертні технології прийняття рішень: монографія. К.: ТОВ «Маклаут», 2008. 444 с.
10. Снитюк В. Є. Прогнозування. Моделі. Методи. Алгоритми: навчальний посібник. К.: ТОВ «Маклаут», 2008. 364 с.
11. Кашканов А. А., Грисюк О. Г. Безпека руху автомобільного транспорту : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2005. 177 с.

12. Буренніков Ю. А., Кашканов А. А., Ребедайло В. М. Автомобілі: робочі процеси та основи розрахунку : навчальний посібник МОНМС України. Вінниця : ВНТУ, 2013. 283 с. ISBN 978-966-641-515-1.
13. Колісні транспортні засоби: вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання ДСТУ 3649:2010. [Прийнято та надано чинності: наказ Держспоживстандарту України від 28 грудня 2010 р. № 630]. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2011. 32 с.
14. Robert Bosch GmbH (2022) Automotive Handbook. 11th Edition. Karlsruhe, Germany.
15. Кашканов В.А., Ребедайло В.М., Кашканов А.А., Кужель В.П. Інтелектуальна технологія ідентифікації коефіцієнта зчеплення при автотехнічній експертизі ДТП : монографія. Вінниця : ВНТУ, 2011. 128 с.
16. Кашканов А. А., Ребедайло В. М., Кашканов В. А. Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних : монографія. Вінниця : ВНТУ, 2010. 148 с.
17. Основенко М. Ю., Сахно В. П. Автомобілі : навчальний посібник. Київ : НМК ВО, 1992. 344 с.
18. Burckhardt M. Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme. Wurzburg: Vogel, 1993. 432 p.
19. Dixon J. C. Tires, Suspension, and Handling. Second ed. 1996, Warrendale, Pa: Society of Automotive Engineers. 621 p.
20. Подригало М. А., Шелудченко В. В. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів: Навч. посібн. Суми.: Сумський національний аграрний університет, 2015. 213 с.
21. Reimpell J., Betzler J. W. The Automotive Chassis: Engineering Principles. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001. 456 p.
22. Pacejka H. B. Tyre and vehicle dynamics. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2005. 621 p.

23. Jazar R. N. Vehicle Dynamics: Theory and Application. NY: Springer, 2008. 1015 p.
24. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля : підручник. Суми : Університетська книга, 2010. 320 с.
25. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ. К.: Арістей, 2010. 155 с.
26. Кашканов А. А., Кужель В. П., Грисюк О. Г. Інформаційні комп'ютерні системи автомобільного транспорту : навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2010. 230 с.
27. Маневреність та гальмівні властивості колісних машин / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. І. Кирчатий, А. А. Бобошко; під. ред. М. А. Подригало. Харків: ХНАДУ, 2003. 403 с.
28. Кашканов А. А., Кашканов В. А., Кашканова А. А. Моделювання траєкторії руху автомобіля при дослідженні дорожньо-транспортних пригод. Вісник машинобудування та транспорту. 2019. №1(9). С. 53-65. DOI: 10.31649/2413-4503-2019-9-1-53-65.
29. Методичні вказівки для виконання практичних робіт з дисципліни “Економічне обґрунтування інноваційних рішень в галузі транспорту” для студентів спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт» денної та заочної форми навчання / Уклад. В. В. Біліченко, С. О. Романюк. Вінниця : ВНТУ, 2016. 63 с.
30. Батлук В. А., Кулик М. П., Яцюк Р. А. Охорона праці : навчальний посібник. Третє видання, доповнене. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2011. 388 с.
31. НПАОП 0.00-7.15-18 Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями.
32. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.

33. ДСТУ 8604:2015 Дизайн і ергономіка. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги.
34. ДСТУ Б В.2.5-82:2016 Електробезпека в будівлях і спорудах. Вимоги до захисних заходів від ураження електричним струмом.
35. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення.
36. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.
37. ДСанПіН 3.3.6.096-2002 Державні санітарні норми і правила при роботі з джерелами електромагнітних полів.
38. ДСТУ Б В.1.1-36:2016 Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою.
39. Положення про кваліфікаційні роботи на другому (магістерському) рівні вищої освіти. СУЯ ВНТУ-03.02.02-П.001.01:21. [Електронний ресурс]. URL: <https://iq.vntu.edu.ua/repository/getfile.php/3091.pdf>.



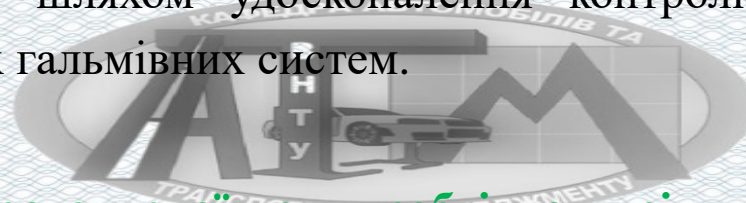
ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА



**ПОКРАЩЕННЯ БЕЗПЕКИ РУХУ АВТОМОБІЛІВ
ОБЛАСНОГО КОМУНАЛЬНОГО ПІДПРИЄМСТВА
«АВТОБАЗА ОБЛАСНОЇ РАДИ» МІСТО ВІННИЦЯ**

МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є підвищення безпеки руху та випуск на лінію технічно справних автомобілів обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради» місто Вінниця шляхом удосконалення контролю параметрів оцінювання ефективності роботи їх гальмівних систем.



Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати обґрунтування розробок з покращення безпеки руху автомобілів комунального підприємства;
- виявити та дослідити аспекти формування заходів з удосконалення процесів покращення безпеки руху автомобілів підприємства;
- визначити методику застосування запропонованих підходів з підвищення безпеки руху, їх практичну реалізацію та економічну ефективність;
- розробити питання охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

ОБ'ЄКТ І ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ, НАУКОВА НОВИЗНА РЕЗУЛЬТАТІВ

Об'єкт дослідження – процес функціонування системи «водій – автомобіль – дорога – середовище» під час руху автомобіля в режимі гальмування.

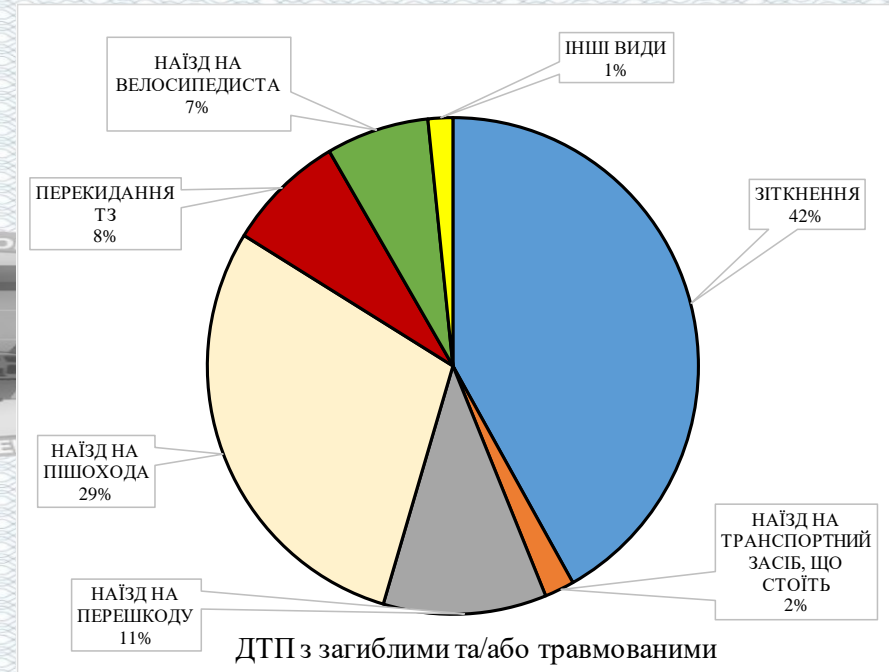
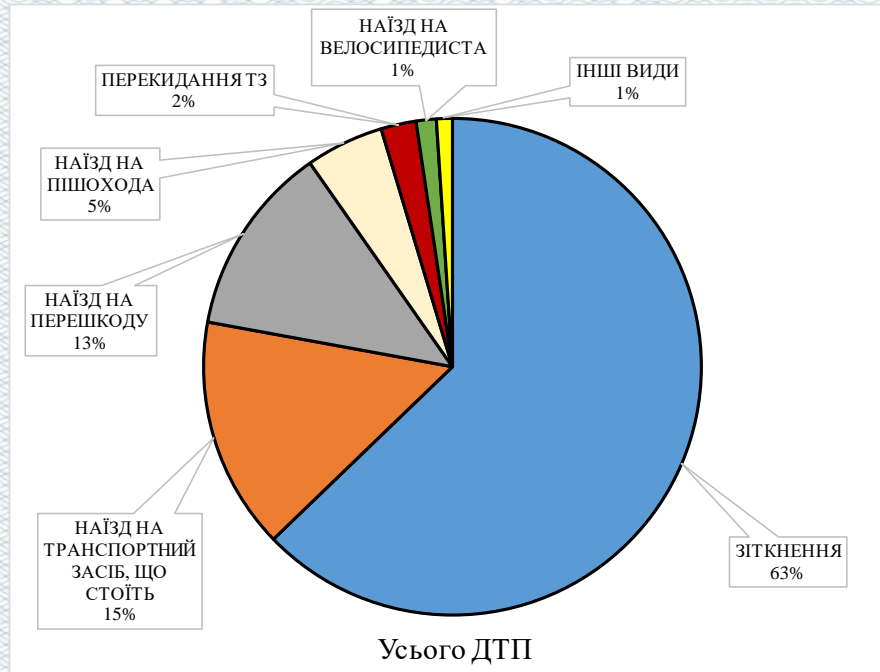
Предмет дослідження – математичні моделі інженерного аналізу причинно-наслідкових зв'язків, які діють в процесі дорожньо-транспортної ситуації при русі автомобіля в режимі гальмування.

Наукова новизна одержаних результатів

Отримали подальший розвиток теоретичні підходи та методи оцінювання параметрів руху автомобілів при гальмуванні, які дозволяють враховувати взаємозв'язки між якістю зчеплення коліс автомобіля з дорожнім покриттям, створюваними гальмовими моментами на кожному колесі, зміщенням центру мас автомобіля та характером руху автомобіля при гальмуванні. В якості критерію використовувалось питоме сповільнення.

РЕЗУЛЬТАТИ АНАЛІЗУ АВАРІЙНОСТІ В УКРАЇНІ

Розподіл ДТП за видами



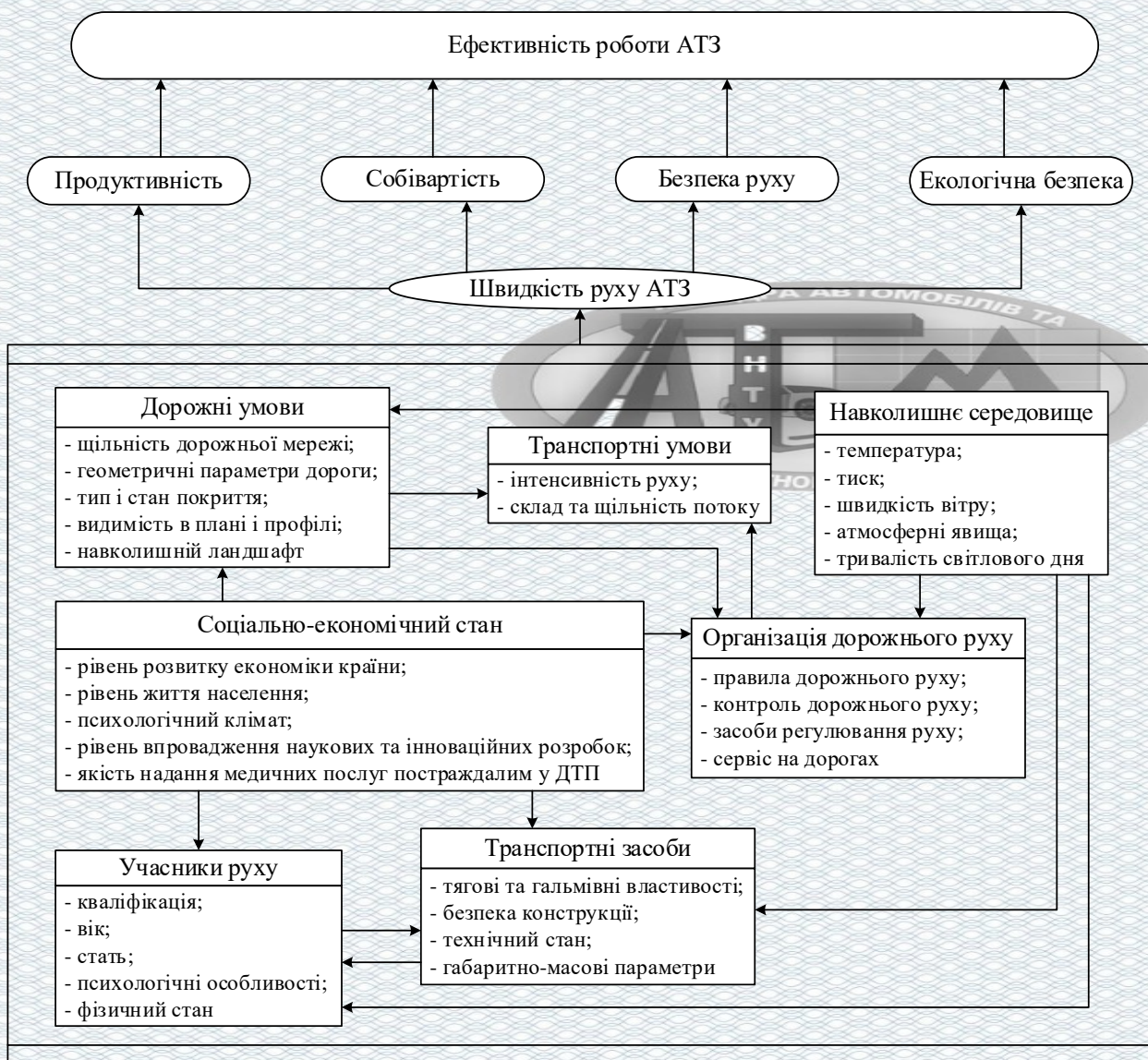
Основні зареєстровані причини ДТП

- перевищення безпечної швидкості руху;
- порушення правил маневрування;
- порушення правил проїзду перехресть;
- недотримання безпечної дистанції;
- порушення правил проїзду пішохідних переходів;
- водіння у стані сп'яніння.

Основні групи причин виникнення аварійних ситуацій

- 1 група – недотримання учасниками руху діючих ПДР та помилки водіїв в управлінні ТЗ;
- 2 група – порушення правил експлуатації транспортних засобів (ТЗ) та їх несправність;
- 3 група – поганий стан дорожнього покриття і незадовільна організація дорожнього руху.

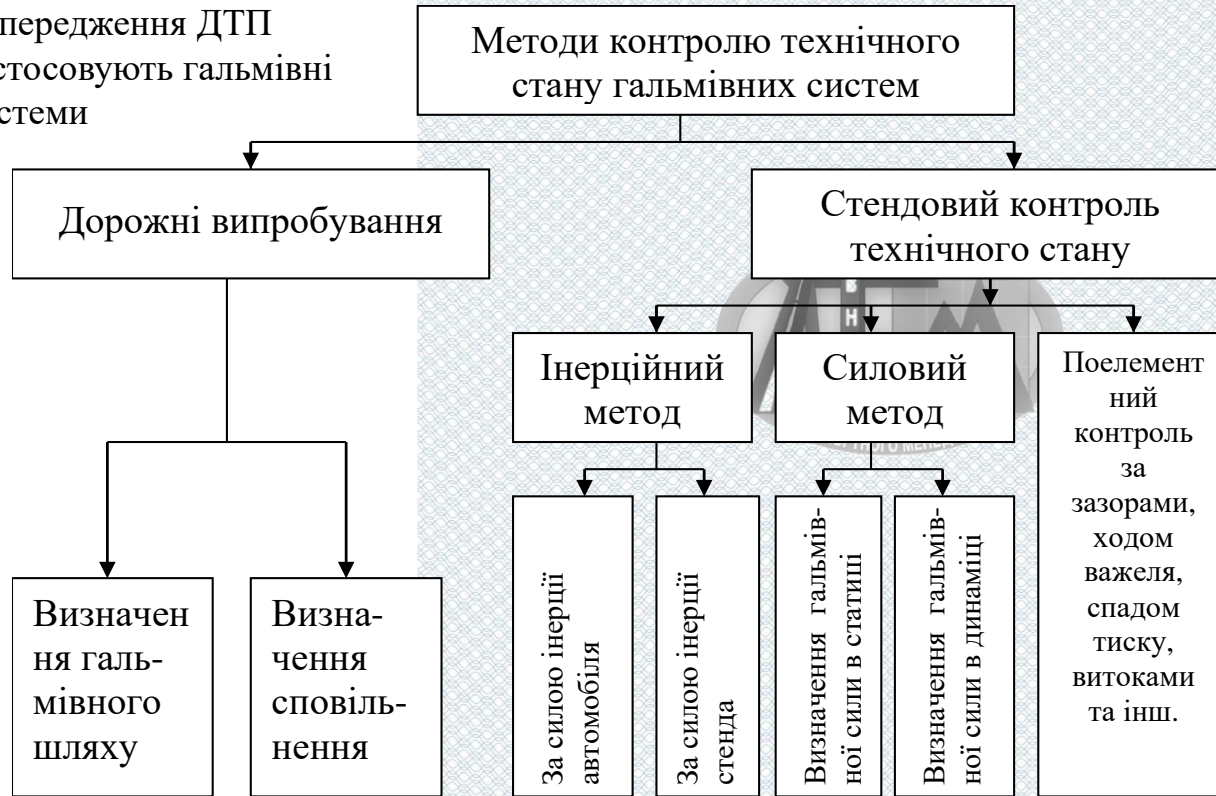
ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК ФАКТОРІВ, ЯКІ БЕЗПОСЕРЕДНЬ ВПЛИВАЮТЬ НА БЕЗПЕКУ РУХУ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ АТЗ



Якщо розглядати АТЗ як технічний об'єкт, що забезпечує транспортний процес, одним з найважливіших критерієм забезпечення необхідної якості цього процесу можна вважати відповідність параметрів функціонування АТЗ вимогам безпеки руху за ефективністю гальмування, технічним станом рульового керування, шин, освітлення, сигналізації, станом відпрацьованих газів. Своєчасне виявлення несправностей та їх усунення дозволяє істотно підвищити технічну швидкість руху АТЗ і збільшити їх продуктивність без додаткової витрати палива, що в кінцевому випадку визначає ефективність виробничих процесів на транспорті в цілому

МЕТОДИ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ

У 80% випадків для попередження ДТП застосовують гальмівні системи

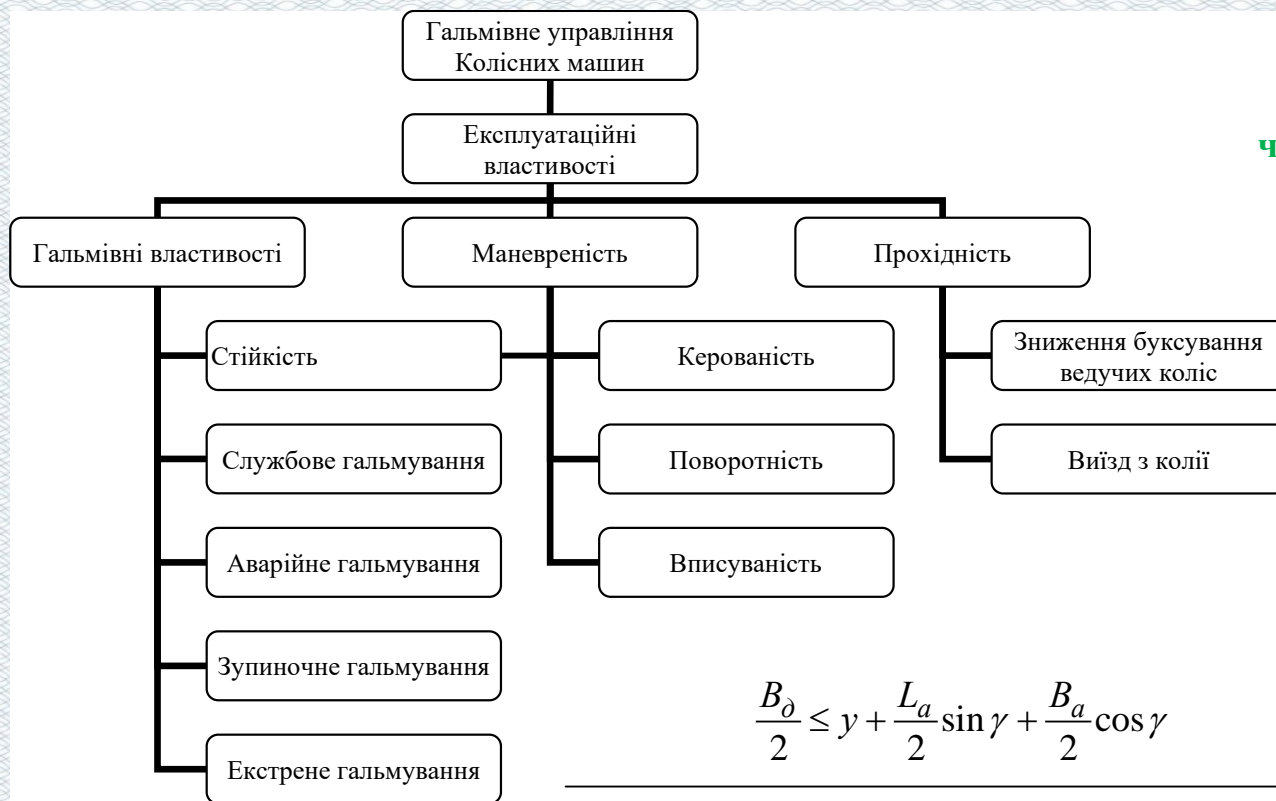


При стендових випробуваннях критеріями технічного стану РГС є загальна питома гальмівна сила і час спрацьовування гальмівної системи (ГС) на стенді, а також осьовий коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил для кожної осі. максимальне значення коефіцієнта нерівномірності будь-якої осі не повинно перевищувати 20% в діапазоні гальмівних сил від 30% до 100% максимальних значень

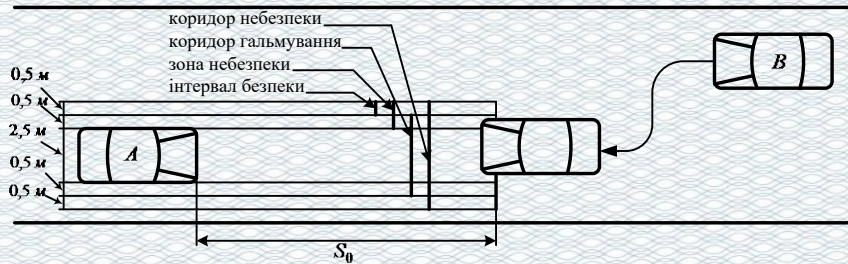
ДСТУ 3649: 2010 «Колісні транспортні засоби: вимоги щодо безпеки технічного стану та методи контролювання

Дорожні випробування РГС виконуються з водієм і засобами вимірювання (в разі потреби і з оператором-випробувачем) при "холодних" гальмівних механізмах (РГС не використовувалася протягом 30-40 хв). Початкова швидкість гальмування V_0 повинна знаходитися в межах від 35 до 45 км/год. Зусилля на педалі гальма (або іншому органі управління) не повинно бути більше 490 Н для дорожньо-транспортних засобів (ДТЗ) категорій M1 та N1, 686 Н для ДТЗ інших категорій. У процесі гальмування не допускається коригування водієм траєкторії руху ДТЗ, якщо це не потрібно для забезпечення безпеки руху. У разі коригування траєкторії результат випробувань не зараховується

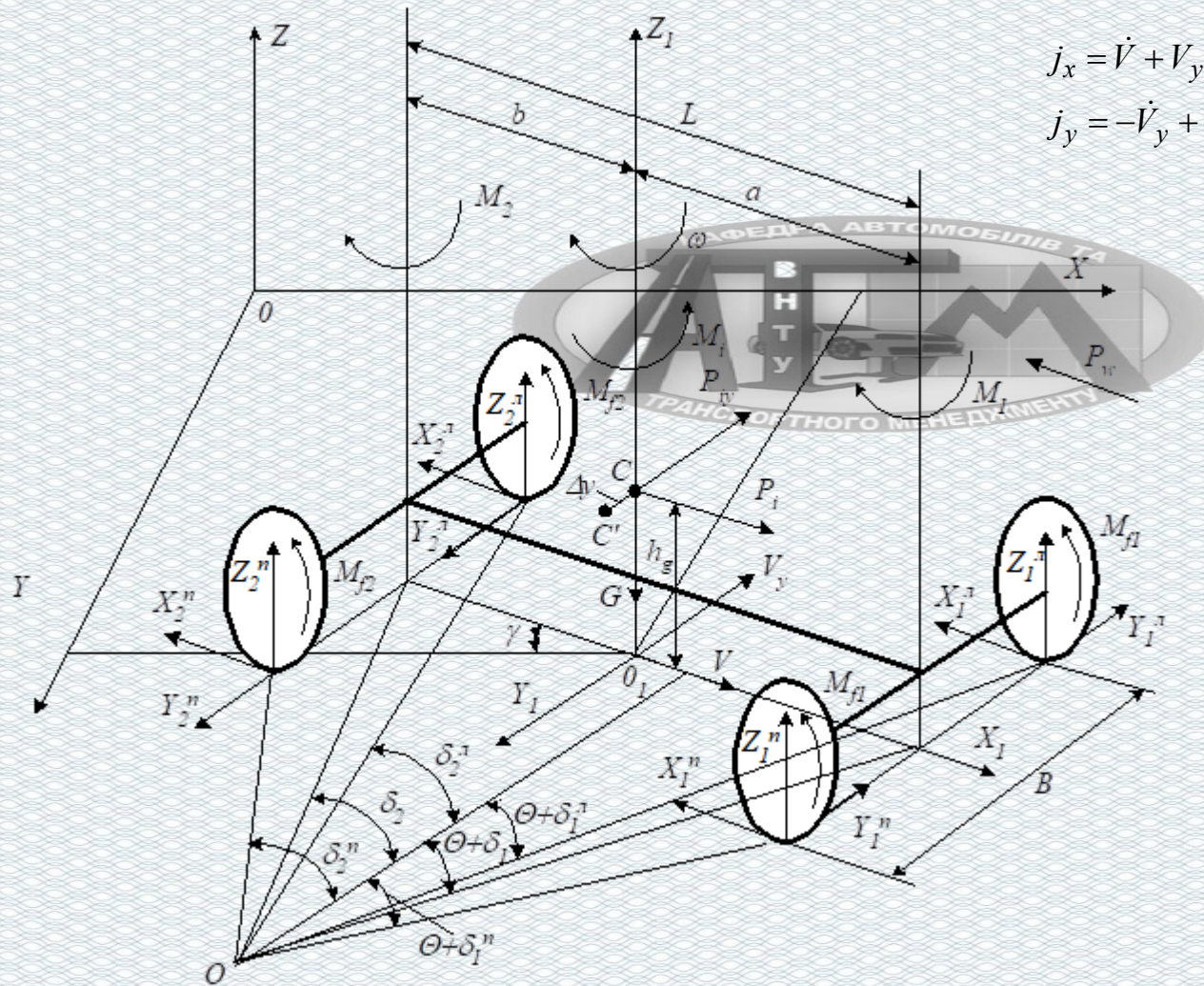
ВПЛИВ ГАЛЬМІВНОГО КЕРУВАННЯ НА ФОРМУВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ МАШИН



Бажана ієрархічна послідовність часткових відмов гальмівного керування



МОДЕЛЬ ОЦІНЮВАННЯ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ АВТОМОБІЛІВ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ



$$j_x = \dot{V} + V_y \omega$$

$$j_y = -\dot{V}_y + V \omega$$

$$\begin{cases} m_a j_x = -X_1 - X_2; \\ m_a j_y = -Y_1 + Y_2; \\ I_z \dot{\omega} = M_1 + M_2 - Y_1 a - Y_2 b. \end{cases}$$

$$M_1 = \left(\frac{B}{2} - \Delta y \right) X_1^n - \left(\frac{B}{2} + \Delta y \right) X_1^n$$

$$M_2 = \left(\frac{B}{2} - \Delta y \right) X_2^n - \left(\frac{B}{2} + \Delta y \right) X_2^n$$

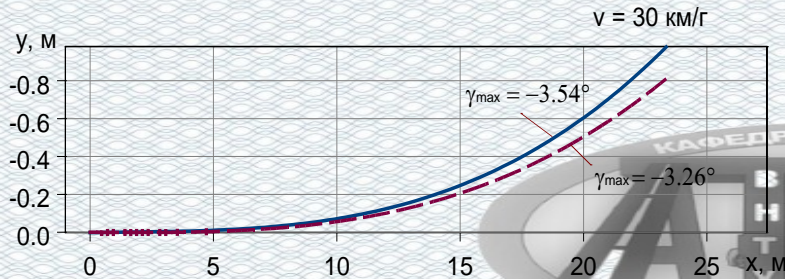
$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\omega \cdot a - V_y}{V} - \theta; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{\omega \cdot b + V_y}{V}.$$

$$\begin{cases} \dot{V} = f_V(V, V_y, \omega, \text{const}); \\ \dot{V}_y = f_{V_y}(V, V_y, \omega, \text{const}); \\ \dot{\omega} = f_\omega(V, V_y, \omega, \text{const}). \end{cases}$$

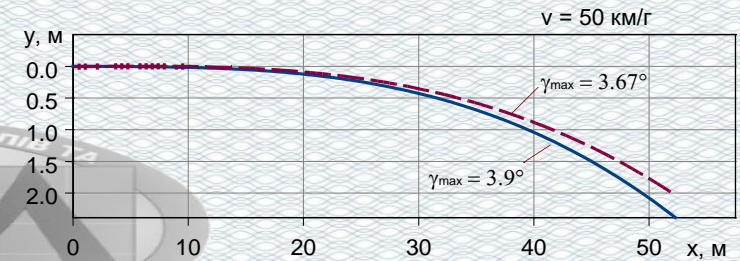
$$\begin{cases} \gamma = \int_0^t \omega dt; \\ x = \int_0^t (V \cos \gamma + V_y \sin \gamma) dt; \\ y = \int_0^t (V \sin \gamma - V_y \cos \gamma) dt. \end{cases}$$

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ПЕРЕВІРКА РОЗРОБЛЕНОЇ МОДЕЛІ ТА АЛГОРИТМУ

Траскторія руху автомобіля при нерівномірній дії гальмових моментів

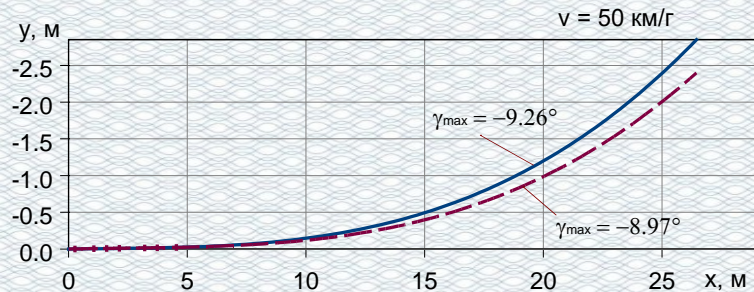


Траскторія руху автомобіля при бічному зміщенні центра мас

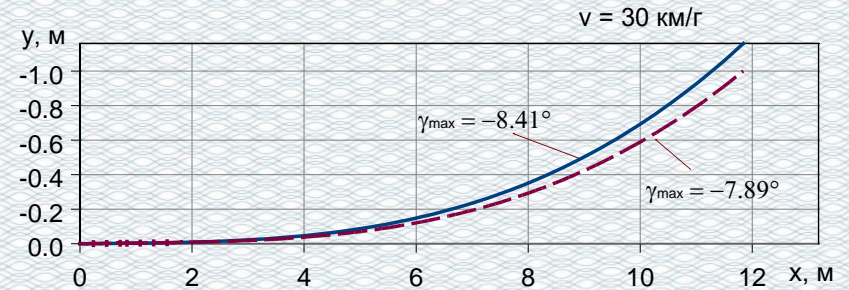


Траскторія руху автомобіля при нерівномірному розподілі коефіцієнта зчеплення

Мокрий асфальтобетон під правими колесами



Покритий грязю асфальтобетон під правими колесами



— — — — експериментальна; — — — — модельна;

від'ємні значення курсового кута та бічного зміщення вказують на зміщення автомобіля вліво.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ MERCEDES 280 E ПРИ НЕСПРАВНІЙ ГАЛЬМІВНІЙ СИСТЕМІ

Несправність	Усталене сповільнення, м/с ²	Коефіцієнт втрати ефективності	Гальмовий шлях, м	Коефіцієнт втрати ефективності
–	6,86	1	13,415	1
Не гальмує одне переднє колесо	4,782	0,697	17,315	1,291
Не гальмує одне заднє колесо	5,585	0,814	15,462	1,153
Гальмує тільки одне переднє колесо	1,791	0,261	38,785	2,891
Гальмує тільки одне заднє колесо	1,652	0,241	41,707	3,109
Гальмують тільки передні колеса	4,007	0,584	19,794	1,476
Гальмують тільки задні колеса	3,038	0,443	24,706	1,842
Гальмують колеса тільки однієї сторони	3,43	0,5	22,386	1,669

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ УДОСКОНАЛЕННЯ КОНТРОЛЮ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ

Найменування показників	Умовні позначення	Кількісні показники
1. Величина втрат від простою автомобіля, грн/день	$\Delta\Pi$	1190
2. Нормативний простій автомобіля, дн / тис.км	Π_n	0,30
3. Фактичний простій автомобіля, дн / тис.км	Π_f	0,65
4. Частка простою автомобіля через несправність досліджуваного найменування, %	K_i	3,1
5. Простій через несправність i -го найменування дн / тис.км	$\Pi_{y_{3ч}}$	0,0203
6. Середній річний пробіг автомобіля, тис. км	\bar{L}_2	40
7. Простій автомобіля за рік через несправності гальм, дні / тис.км	$\Pi_{2y_{3ч}}$	0,11
8. Економічний ефект загальний, грн / рік	E	7512

ВИСНОВКИ

В ході виконання досліджень з підвищення безпеки руху та випуску на лінію технічно справних автомобілів обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради» місто Вінниця шляхом удосконалення контролю параметрів оцінювання ефективності роботи їх гальмівних систем було досягнуто такі наукові і практичні результати:

- На основі аналізу діяльності обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради», факторів забезпечення ефективного функціонування автомобільного транспорту обґрунтовано розробки з покращення безпеки руху автомобілів комунального підприємства.
- Виявлено та досліджено аспекти формування заходів з удосконалення процесів покращення безпеки руху автомобілів підприємства на основі аналізу експлуатаційних властивостей автомобілів, які забезпечуються використанням гальмівного керування.
- Визначено методику застосування запропонованих підходів з підвищення безпеки руху, їх практичну реалізацію та економічну ефективність.
- Розроблено питання охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Покращення безпеки руху автомобілів обласного комунального підприємства «Автобаза обласної Ради» місто Вінниця

Тип роботи: Магістерська дипломна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Unicheck

Оригінальність 96 % Схожість 4,0 %

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.
3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.


Особа, відповідальна за перевірку


(підпис)

Цимбал О.В.
(прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Unicheck щодо роботи.

Автор роботи


(підпис)

Нахімчук А.О.
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи

Кашканов А.А.
(прізвище, ініціали)