

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

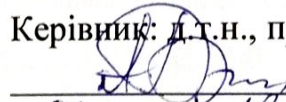
МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

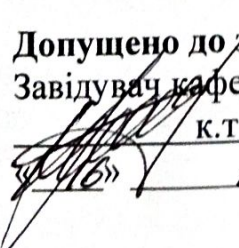
«Вдосконалення методики визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області»

Виконав: студент 2 курсу,
групи 1АТ-23м, спеціальності 274
Автомобільний транспорт,
Освітньо-професійна програма –
Автомобільний транспорт

 Бабак О.О.

Керівник: д.т.н., проф. каф. АТМ
 Кашканов А.А.
« 06 » 12 2024 р.

Опонент: д.т.н., проф., зав. каф. ТАМ
 Козлов Л.Г.
« 16 » 12 2024 р.

Допущено до захисту
Завідувач кафедри АТМ
 к.т.н., доц. Цимбал С.В.
« 16 » 12 2024 р.

Вінниця ВНТУ – 2024 рік

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

«18» 09 2024 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Бабаку Олегу Олеговичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Вдосконалення методики визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області,

керівник роботи Кашканов Андрій Альбертович, д.т.н., професор,
затверджені наказом ВНТУ від «17» вересня 2024 року № 310.

2. Строк подання здобувачем роботи: 06.12.2024 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; структура автопарку України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі АТЗ – автомобілі обслуговувані в СТО; об'єкт дослідження – процеси забезпечення безпеки руху АТЗ в умовах експлуатації; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 12%.

4. Зміст текстової частини:

1 Аналіз передумов розробки заходів з удосконалення методів визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області».

2 Теоретичні засади визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 за критеріями безпеки руху.

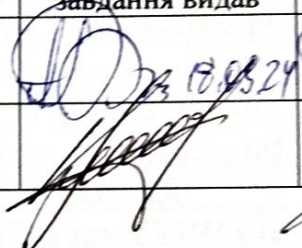
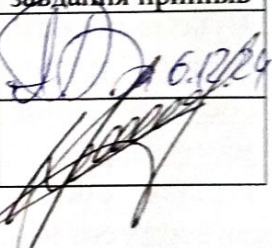
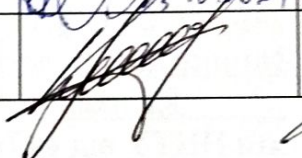
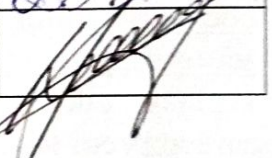
3 Удосконалена методика визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування.

4 Визначення ефективності запропонованих рішень.

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

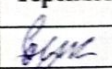
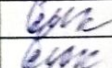
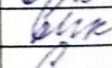
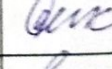
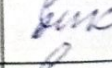
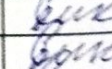
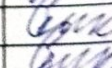
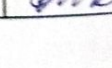
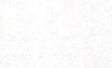
- 1-3 Тема, мета та завдання дослідження.
- 4 Загальна характеристика діяльності СТО ФОП «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області.
- 5 Факторний простір показників забезпечення безпеки руху в системі водій-транспортний засіб-дорога-навколишнє середовище.
- 6 Вплив гальмівного керування на формування експлуатаційних властивостей АТЗ.
- 7 Методи контролю технічного стану гальмівних систем.
- 8 Математичні моделі визначників безпеки дорожнього руху.
- 9 Графічне представлення АТЗ як об'єкта діагностування за критеріями безпеки.
- 10 Елементи гальмівних систем автотранспортних засобів, які діагностуються за критеріями безпеки дорожнього руху.
- 11 Схема визначення технічного стану гальмівної системи з гідравлічним приводом.
- 12 Математична модель зміни технічного стану гальмівної системи.
- 13 Результати стендових випробувань гальмівної системи автомобіля Škoda Octavia для ідентифікації математичної моделі.
- 14 Результати моделювання несправностей у гальмівній системі.
- 15 Основні наукові і практичні результати, викладені в роботі.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ/підрозділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Кашканов А.А., професор кафедри АТМ		
Визначення ефективності запропонованих рішень	Цимбал С.В., завідувач кафедри АТМ		

7. Дата видачі завдання « 18 » вересня 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

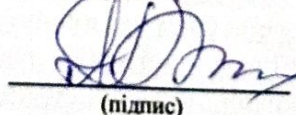
№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	18.09-22.09.2024	
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	23.09-20.10.2024	
3	Обґрунтування методів досліджень	23.09-20.10.2024	
4	Розв'язання поставлених задач	21.10-03.11.2024	
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	04.11-17.11.2024	
6	Виконання розділу/підрозділу «Визначення ефективності запропонованих рішень»	18.11-01.12.2024	
7	Нормоконтроль МКР	02.12-06.12.2024	
8	Попередній захист МКР	09.12-11.12.2024	
9	Рецензування МКР	12.12-16.12.2024	
10	Захист МКР	17.12-20.12.2024	

Здобувач


(підпис)

Бабак О.О.

Керівник роботи


(підпис)

Кашканов А.А.

АНОТАЦІЯ

УДК 629.016

Бабак О.О. Вдосконалення методики визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 – автомобільний транспорт, освітня програма – автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2024. 108 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 37 назв; рис.: 21; табл.: 12.

У магістерській кваліфікаційній роботі розроблено заходи з вдосконалення методики визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області. Зокрема виконано аналіз передумов розробки заходів з удосконалення методів визначення технічного стану гальмівних систем; аналіз теоретичних засад визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 за критеріями безпеки руху; удосконалено методику визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування; визначено ефективність запропонованих рішень.

Графічна частина складається з 15 плакатів із результатами досліджень.

Ключові слова: автотransпортний засіб, безпека руху, технічний стан, гальмівна система, ефективність експлуатації.

ABSTRACT

UDC 629.016

Babak O.O. Improvement of the methodology for determining the technical condition of brake systems of vehicles of category M1 in the conditions of the car service station of individual entrepreneur “Babak Oleg Olegovich”, Sharhorod, Vinnytsia region. Master's qualification thesis on specialty 274 - road transport, educational program - road transport. Vinnytsia: VNTU, 2024. 108 p.

In Ukrainian speech Bibliography: 37 titles; Fig.: 21; tab.: 12.

In the master's qualification work, measures were developed to improve the methodology for determining the technical condition of brake systems of vehicles of category M1 in the conditions of the car service station of the individual entrepreneur “Babak Oleg Olegovich” in the city of Sharhorod, Vinnytsia region. In particular, the article analyzes the prerequisites for developing measures to improve the methods for determining the technical condition of brake systems; analyzes the theoretical foundations for determining the technical condition of brake systems of vehicles of category M1 according to traffic safety criteria; improves the methodology for determining the technical condition of brake systems of vehicles of category M1 in the conditions of a service station; determines the effectiveness of the proposed solutions.

The graphic part consists of 15 posters with research results.

Keywords: motor vehicle, traffic safety, technical condition, brake system, operating efficiency.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ПЕРЕДУМОВ РОЗРОБКИ ЗАХОДІВ З УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ М1 В УМОВАХ СТАНЦІЇ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ ФІЗИЧНОЇ ОСОБИ-ПІДПРИЄМЦЯ «БАБАК ОЛЕГ ОЛЕГОВИЧ» МІСТО ШАРГОРОД ВІННИЦЬКОЇ ОБЛАСТІ»	7
1.1 Загальна характеристика діяльності станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області»	7
1.2 Експертний аналіз факторного простору показників забезпечення безпеки руху в системі водій-транспортний засіб-дорога-навколишнє середовище	12
1.3 Вплив гальмівного управління на формування експлуатаційних властивостей автотransпортних засобів	16
1.4 Регламентація показників ефективності гальмування	18
Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження	24
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ М1 ЗА КРИТЕРІЯМИ БЕЗПЕКИ РУХУ	26
2.1 Елементи гальмівних систем автотransпортних засобів, які діагностуються за критеріями безпеки дорожнього руху	26
2.2 Аналіз стабільності роботи елементів гальмівних систем автотransпортних засобів	36
2.3 Дослідження функціональної стабільності гальмівних механізмів	41
2.4 Оцінка забезпечення раціонального розподілу гальмівних сил між осьми автотransпортних засобів	46

2.5 Формування сукупності діагностичних параметрів та обґрунтування діагностичних нормативів	52
2.6 Алгоритм ухвалення рішення за результатами перевірок часткових параметрів	56
Висновки до розділу 2	61
РОЗДІЛ 3. УДОСКОНАЛЕНА МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ М1 В УМОВАХ СТАНЦІЇ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ	62
3.1 Розробка технологічних принципів і вимог до технологій діагностування гальмівних систем	62
3.2 Визначення технічного стану гальмівної системи методом статодинамічних випробувань	64
3.3 Математична модель та комплекс програмно-апаратних засобів ідентифікації несправностей гальмівної системи	72
3.4 Конструкція гальмівної системи автомобіля як функціонал ефективності її застосування в дорожніх умовах	95
3.5 Визначення ефективності запропонованих рішень	99
Висновки до розділу 3	103
ВИСНОВКИ	104
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	105
ДОДАТОК А (обов'язковий). Ілюстративна частина	109
ДОДАТОК Б (обов'язковий). Протокол перевірки на плагіат	124

ВСТУП

Актуальність теми. Підвищення вимог до ефективності та безпеки використання автотранспортних засобів (АТЗ) є пріоритетним напрямком розвитку автомобілебудування. Безпека дорожнього руху (БДР) є комплексом правил, засобів та заходів, спрямованих на збереження здоров'я та життя учасників дорожнього руху, захист довкілля, збереження майна. Забезпечення БДР рухомого складу (РС) здійснюється на основі встановлення вимог до конструкції та властивостей АТЗ, які знаходяться в експлуатації, оперативного управління та прогнозування їх технічного стану, формування стратегії оптимізації технічної експлуатації РС тощо. Основними визначниками БДР є: рівень активної та пасивної безпеки АТЗ; якість профілактичних та ремонтних впливів; рівень професійної підготовки та психофізіологічний стан водіїв; якість доріг та дорожньої інфраструктури; система нагляду за дорожнім рухом та її правове забезпечення.

На основі дорожніх чи стендових випробувань можна встановити загальний технічний стан АТЗ та його відповідність вимогам Правил дорожнього руху, іншим технічним регламентам. Відхилення величин від норми вказує на наявність несправності, але конкретна причина та місце її появи залишаються невідомими. Розробка чи удосконалення методів швидкого та достовірного визначення несправностей для подальшого їх усунення є запорукою забезпечення безпеки експлуатації АТЗ взагалі та активної безпеки зокрема, яка в значній мірі визначається станом гальмівної системи. В цьому полягає актуальність реалізації теоретичних та практичних питань за обраною тематикою.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Кваліфікаційне дослідження виконувалось відповідно до Законів України «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки», № 2623-14, «Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні» (документ 3715-VI, редакція від

13.01.2024); тематика МКР належить до основних напрямків наукових досліджень кафедри АТМ ВНТУ, затверджених у плані науково-дослідних робіт на 2024-2025 н.р.

Мета і завдання дослідження. Мета роботи – вдосконалення методики визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області».

Досягнення мети роботи забезпечується вирішенням таких задач:

- аналіз передумов розробки заходів з удосконалення методів визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області»;
- аналіз теоретичних засад визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 за критеріями безпеки руху;
- розробка удосконаленої методики визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування;
- визначення ефективності запропонованих рішень.

Об’єкт дослідження – процеси визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1.

Предмет дослідження – показники функціонування гальмівних систем транспортних засобів.

Методи досліджень. Розв’язання поставлених задач здійснювалось шляхом використання методів дослідження заснованих на застосуванні системного аналізу, математичного, фізичного та імітаційного моделювання, при експериментальних дослідженнях застосовувались методи реєстрації та обробки вимірюваних параметрів.

Наукова новизна одержаних результатів.

Отримали подальший розвиток методи визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в залежності від умов експлуатації та індивідуальних особливостей конкретного АТЗ.

Практична значимість отриманих результатів.

Основні результати дослідження:

- покращують показники безпечності експлуатації автотransпортних засобів категорії М1 забезпечені в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області»;
- покращують якість технічної підготовки автомобілів;
- дозволяють підвищити ефективність системи організації технічного обслуговування та ремонту АТЗ на підприємстві.

Теоретичні положення магістерської кваліфікаційної роботи є **достовірними** внаслідок строгої постановки задач, коректного застосування методів математичного, фізичного та імітаційного моделювання, порівняння отриманих результатів з експериментальними даними та іншими відомими методами.

Результати апробації роботи. Окремі положення та результати досліджень були представлені та обговорені в рамках всеукраїнської науково-технічної конференції факультету машинобудування та транспорту Вінницького національного технічного університету, м. Вінниця, яка проходить з 21 жовтня 2024 року по 23 березня 2025 року у ВНТУ.

Публікації. Результати досліджень за участі автора опубліковані в роботі [1].

РОЗДІЛ 1.

АНАЛІЗ ПЕРЕДУМОВ РОЗРОБКИ ЗАХОДІВ З УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ М1 В УМОВАХ СТАНЦІЇ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ ФІЗИЧНОЇ ОСОБИ-ПІДПРИЄМЦЯ «БАБАК ОЛЕГ ОЛЕГОВИЧ» МІСТО ШАРГОРОД ВІННИЦЬКОЇ ОБЛАСТІ»

1.1 Загальна характеристика діяльності станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області»

Станція технічного обслуговування (СТО) фізичної особи-підприємця (ФОП) «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області» розпочала свою діяльність в 2002 році.

Характеристика СТО ФОП «Бабак Олег Олегович»:

- форма власності: приватна;
- фактична та юридична адреси СТО: 23500, Вінницька обл., м. Шаргород, вул. Козацька, 9;
- керівник: Бабак Олег Олегович – директор.

Регіон дії СТО автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області». Незначна частина робіт (до 10%) виконується для транзитних автомобілів. За весь час роботи на станції розбудовувались виробничі корпуси, складські приміщення, збільшувалась кількість обслуговуючого персоналу та обладнання. Постійне оновлення матеріальної бази та використання сучасного обладнання дало змогу значно покращити якість робіт, що виконуються.

СТО надає такі послуги:

- діагностика автомобілів;

- ремонт підвіски автомобілів;
- ремонт та обслуговування систем живлення автомобілів;
- шиномонтаж, вулканізація, балансування коліс, правка колісних дисків;
- ремонт електрообладнання автомобілів;
- ремонт вузлів та агрегатів;

Клієнтами автосервісного підприємства СТО автомобілів є власники приватних автомобілів і підприємства. Підприємство укладає угоди на планове технічне обслуговування та ремонт легкових автомобілів з колективними господарствами та автотранспортними підприємствами. Розрахунок зі станцією ведеться як готівкою, так і по безготівковому розрахунку.

Режим роботи СТО – однозмінний 8-ми годинний робочий день: понеділок – п'ятниця з 8 до 17, субота з 8 до 13. Обідня перерва 1 година на протязі робочого дня.

Схема організаційної структури управління СТО автомобілів ФОП «Бабак Олег Олегович» наведена на рисунку 1.1.

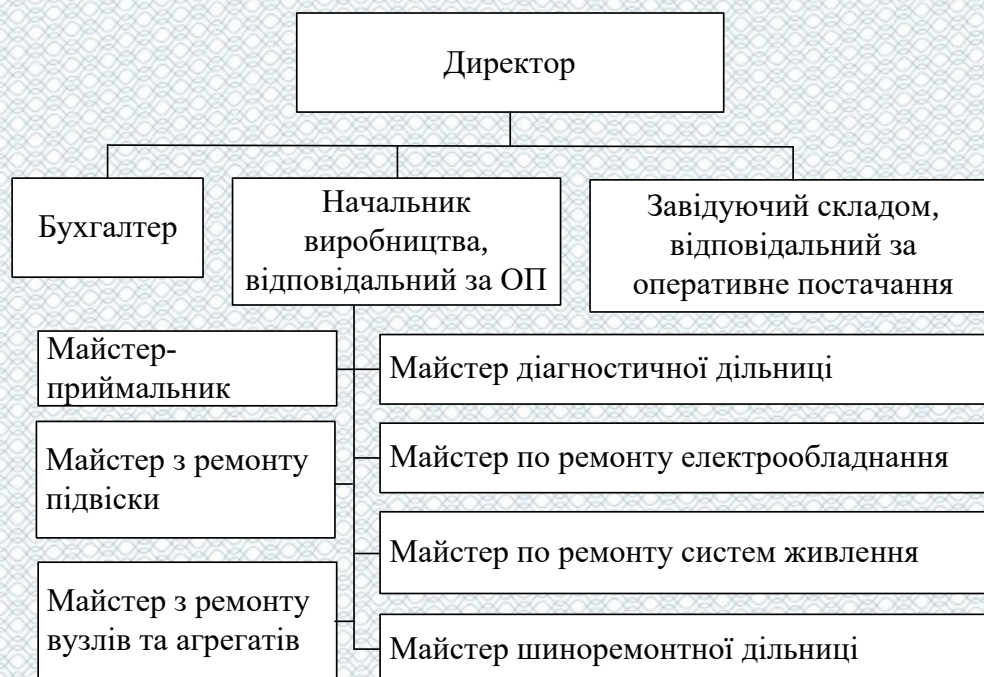


Рисунок 1.1 – Схема організаційної структури управління СТО

СТО складається з одного одноповерхового приміщення, в якому розміщуються: виробничий корпус, кабінети директора, бухгалтера, кімнати відпочинку. Загальна площа забудови складає 475 м².

СТО налічує у своєму складі 7 робітників. На території СТО розташована також стоянка автомобілів. В середньому за день СТО обслуговує 5 автомобілів.

Проведемо обстеження внутрішніх сильних і слабких сторін діяльності СТО ФОП «Бабак Олег Олегович» за допомогою SWOT – аналізу. Одним з етапів проведення SWOT-аналізу є оцінка факторів внутрішнього середовища організації. Для цього використовують метод визначення профілю внутрішнього середовища. Для кожного фактора приводиться експертна оцінка його вагомості. Проведений аналіз факторів внутрішнього й зовнішнього середовища та ранжування їх по рівню впливу на діяльність організації дозволяє сформулювати конкретний перелік слабких і сильних сторін організації, а також загроз і можливостей. Встановлення зв'язків між найбільш впливовими слабкими і сильними сторонами організації, загрозами і можливостями зовнішнього середовища - заключний етап процесу SWOT-аналізу.

Отже, будемо базову матрицю SWOT-аналізу (табл. 1.1). Стратегії, які наведені в таблиці 1.1, визначають взаємозв'язки сильних і слабких сторін СТО із можливостями та загрозами ринку, на основі якої формуються найбільш доцільні стратегії розвитку СТО та розробляються заходи з мінімізації загроз для діяльності СТО.

На основі даних таблиці 1.1 будуються стратегії розвитку СТО чотирьох типів (табл. 1.2):

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

Таблиця 1.1 – Базова матриця SWOT-аналізу СТО ФОП «Бабак Олег Олегович»

Сильні сторони (S)	Слабкі сторони (W)
S1. СТО зайняло свій сегмент послуг з ТО та Р S2. СТО у "сусідніх" сегментах майже не конкурують між собою S3. Зручне розташування СТО в м. Христинівка біля автовокзалу S4. Організація невеликої СТО не потребує значних капіталовкладень S5. Щоденне надходження готівки при незначних виробничих витратах дозволяє досить швидко повернути початкові витрати S6. Досвід роботи на ринку 22 роки S7. Не високий рівень цін, сучасне спеціалізоване обладнання S8. Додаткове виконання шиномонтажних робіт, робіт з ремонту систем живлення і електрообладнання	W1. Завищений рівень цін на послуги W2. Відсутність конкретної спеціалізації СТО – послуг, які не пропонують конкуренти W3. Недостатня кваліфікація персоналу W4. Слабкий маркетинг W5. Низька платоспроможність громадян W6. Слабке уявлення про конкурентів W7. Відсутність реклами W8. Власники нових автомобілів в гарантійний період і досить часто в післягарантійний період обслуговують автомобілі на фірмових СТО
Можливості (O)	Загрози (T)
O1. Зростання числа клієнтів, зростання рівня доходу населення O2. Зміна законодавства, суттєві штрафи при відхиленні від вимог нормативно-технічної документації власниками O3. Вихід на нові сегменти ринку O4. Збільшення номенклатури послуг, що надаються O5. Запровадження нових послуг з ТО і Р (дообладнання, встановлення ГБО) O6. Розширення виробничих потужностей O7. Підвищення рівня життя O8. Відновлення кредитування населення	T1. Погіршення платоспроможності T2. Зростання вартості автомобілів та запасних частин до них T3. Відтік кадрів T4. Низькі бар'єри виходу на ринок потенційних конкурентів, тобто можливість появи нових конкурентів T5. Несприятлива політика уряду стосовно суб'єктів підприємницької діяльності T6. Несприятливі економічні, демографічні зміни T7. Стрибки курсів валют T8. Ріст цін на паливно-мастильні матеріали

Таблиця 1.2 – Стратегії, розроблені на основі даних SWOT-аналізу

Стратегії виду SO	Стратегії виду WO
SO1: S1 S2 S3 O1 O2 – За умови зростання рівня доходу населення, зростання штрафів зросте і число клієнтів СТО, цьому сприятиме реклама, зручне розташування СТО, відсутність серйозних конкурентів SO2: S4 S5 S6 O3 O4 O6– Організація невеликого СТО не потребує значних капіталовкладень, а щоденне надходження готівки при незначних виробничих витратах дозволяє досить швидко повернути початкові витрати це дозволить вийти на нові сегменти ринку з збільшеною номенклатурою послуг.	WO1: W2 W3 O1 O2 O3 – Зростання рівня доходу населення, зміна законодавства дозволить працювати на ринку та нарощувати власні темпи СТО навіть з персоналом недостатньої кваліфікації WO2: W4 W6 W7 O5 O6– Слабкий маркетинг, відсутність реклами компенсуються низькими цінами, невеликою кількістю конкурентів на ринку
Стратегії виду ST	Стратегії виду WT
ST1: S1 S2 T1 T2 – Надання якісних послуг, гарантійні зобов'язання, слабка конкуренція збережуть існуючих клієнтів навіть при погіршенні платоспроможності громадян, зростанні вартості автомобілів та запасних частин до них	WT1: W1 W2 T2 – Вибір вірного курсу на конкурентний рівень цін, реклама, розширення спеціалізації СТО, дозволить працювати в період погіршення платоспроможності громадян, зростання вартості автомобілів та запасних частин до них

Оскільки СТО має висококваліфікованих спеціалістів, сучасне технологічне обладнання, що обумовлює високу якість виконуваних робіт та дозволяє надавати гарантію на виконану роботу, дане СТО є конкурентноздатним, а тому на його базі можна виконати заплановані дослідження.

1.2 Експертний аналіз факторного простору показників забезпечення безпеки руху в системі водій-транспортний засіб-дорога-навколишнє середовище

Розглянемо вирішення проблеми попередження ДТП за допомогою методів експертних оцінок. Методи експертних оцінок використовуються для аналізу об'єктів і проблем, непіддатливих досить точному математичному опису, тобто для яких важко або неможливо розробити адекватну модель. Завдання аналізу аварійності - встановлення причин виникнення ДТП, прогнозування аварійності, оцінка ефективності планованих і проведених заходів і інших завдань. Використання математичних методів дозволяє краще розуміти процеси, що відбуваються, але недостатньо для ухвалення остаточного рішення. Як правило, для ухвалення рішення потрібна упевненість, що підтверджується колективною думкою фахівців.

Ключова роль у визначенні номенклатури коефіцієнтів повинна належати співробітникам Патрульної поліції. Відповідно до законодавства саме вони стежать за дотриманням Закону України «Про дорожній рух», узагальнюють і аналізують статистично цю аварійність в країні і, через свої службові обов'язки, відповідають за стан транспортної дисципліни на дорогах.

У найпростішому виді методи експертних оцінок виражаються в колегіальності ухвалення рішення : працівник Патрульної поліції при оформленні первинних документів вказує свою думку про причину виникнення ДТП, слідчий в ході огляду місця здійснення ДТП і розслідування підтверджує, а суд своєю постановою узаконює. Так, встановлюється причина виникнення конкретного ДТП, але ця процедура не може служити науковим інструментом аналізу складних проблем.

Існує декілька особливостей, які відрізняють метод експертних оцінок від звичайної експертизи:

– підготовка спеціального документу, в якому чітко сформовані цілі, предмет і сфера застосування методу. Сфера застосування, контингент випробовуваних має бути чітко позначені. Необхідно також чітко позначити цілі використання результатів. Інструкція по застосуванню забезпечується вказівками на необхідну кваліфікацію експертів, їх необхідна кількість для отримання надійних даних по методу незалежних оцінок;

– розробка методики опитування, маючи на увазі підготовку опитних документів, визначення місця, часу процедури проведення опитування. Інструкції проведення методики опитування повинні пройти спеціальні випробування на однозначність їх виконання експертами по відношенню до деякого еталонного набору даних (тестів, малюнків, звуко - і відеозаписів);

– процедура обробки результатів повинна включати протоколювання проміжних етапів обробки даних, яке дало б можливість перевірити ще раз кінцевий результат іншим експертом;

– користувачі і розробники повинні мати можливість повторити нормативне дослідження по виміру експертної узгодженості на еталонному наборі даних;

– підготовка завершального документу з висновками і пропозиціями;

– головна організація повинна вести банк даних, забезпечуючи підготовку і перепідготовку експертів відповідно до переглянутих стандартів методики.

Залежно від того, як були сформульовані питання, існують різні методи обробки результатів експертного опитування. Ці методи викладені в спеціальній літературі і реалізовані ввиді стандартних програм. Відмітимо необхідність оцінки узгодженості думок експертів.

Слід зазначити, що збіжність оцінок окремих експертів не завжди свідчить про точність опитування, оскільки можливі «колективні помилки» в результаті суб'єктивного розуміння досліджуваної проблеми або неправильного підбору експертів. Відсутність ясності відносно причин

узгодженості або неузгодженості оцінок може привести до невірних висновків і оцінок.

Довіра, на яку об'єктивно заслуговує судження експертів, тобто валідності експертних оцінок, природним чином залежить від рівня професійної компетентності фахівців і від реальної труднощі вирішуваної ними задачі. В той же час, навіть включення в експертну групу фахівців високого рангу само по собі ще не гарантує такої високої якості їх інформаційної продукції.

Як експерти були запрошені співробітники Патрульної поліції семи областей України (Вінницької, Житомирської, Київської, Одеської, Хмельницької, Чернівецької, Львівської і Рівненської), що беруть безпосередню участь в забезпеченні безпеки дорожнього руху. Експертне опитування здійснювалося методом групового консультування у формі відкритих питань з ранжируванням результатів за десятибальною шкалою. Десять балів привласнювалося чиннику, який, на думку експертів, найбільш впливає на безпеку дорожнього руху, і потім у міру убавання значущості. Результати опитування приведені в таблицю 1.3.

За результатами опитування експертів можна зробити важливі висновки:

1. Чинники, що впливають на безпеку дорожнього руху, були розбиті експертами на три основні групи: дорожні (включаючи атмосферно-кліматичні), технічні і соціально-економічні.

2. Жодному з чинників не було віддано явної переваги, що дозволяє рахувати їх однаково значимими.

На підставі отриманих результатів визначаємо пріоритетні напрями забезпечення безпеки дорожнього руху і встановлюємо взаємний зв'язок чинників, що безпосередньо впливають на цей процес.

Взаємозв'язок чинників, що безпосередньо впливають на безпеку дорожнього руху, приведений на рис. 1.2.

Таблиця 1.3 – Результати опитування експертів про вплив різних чинників на стан аварійності на дорогах України

Області України	Чинники, що впливають на безпеку дорожнього руху									
	Незадовільні дорожні умови	Незадовільний технічний стан транспортних засобів	Низька транспортна дисципліна на дорогах	Незадовільна організація дорожнього руху	Недостатність діючої системи контролю ТС	Низька якість підготовки водіїв	Вплив соціально-правових і економічних чинників	Вплив атмосферно-кліматичних умов	Недостатність діючої законодавчої бази у сфері дорожнього руху	Низький рівень оплати праці співробітників поліції
Житомирська	50	46	50	32	28	36	24	16	25	12
Київська	40	25	18	24	16	18	12	10	20	9
Вінницька	40	27	27	22	12	12	8	8	25	9
Хмельницька	50	27	30	16	20	24	16	12	35	10
Чернівецька	60	32	56	46	8	12	8	6	20	5
Рівненська	60	30	50	32	12	18	4	6	30	4
Львівська	30	28	37	18	16	18	16	12	25	8
Сума балів	330	215	268	190	112	138	88	70	180	57

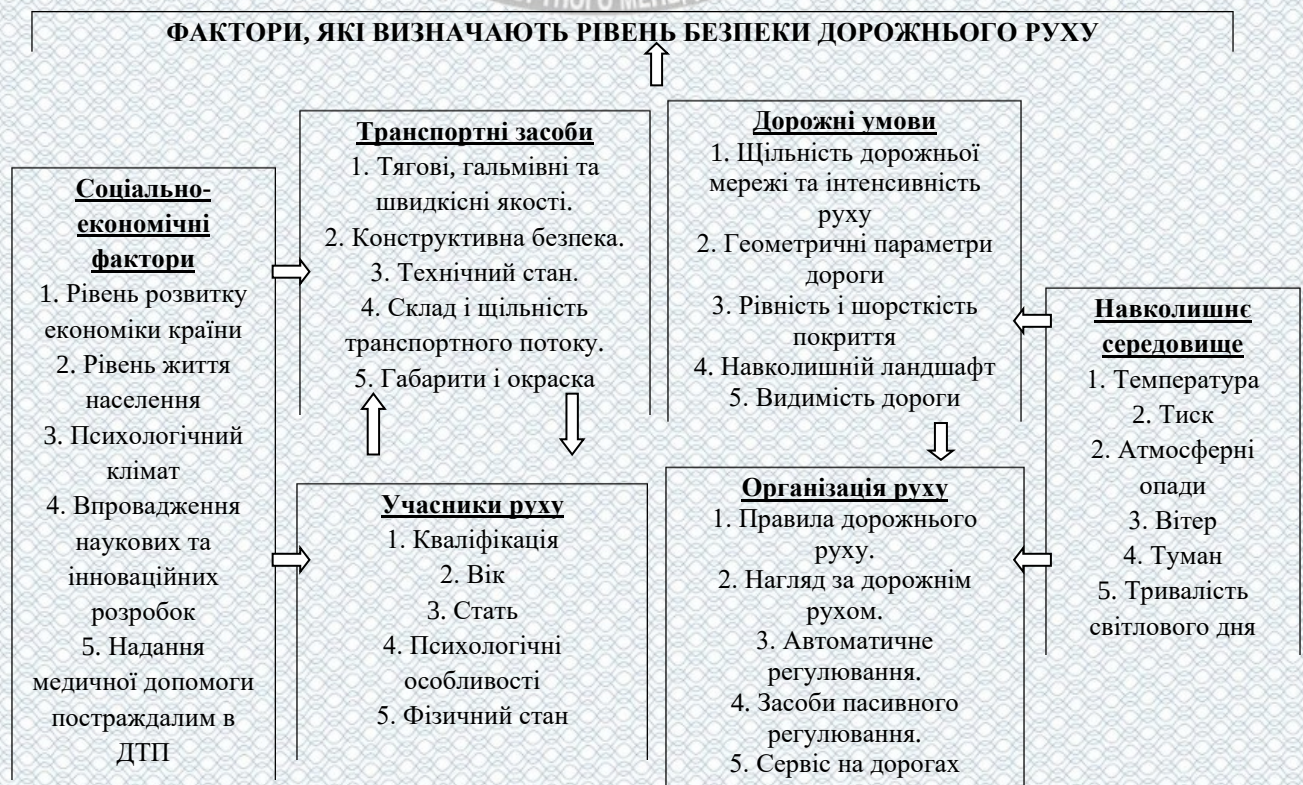


Рисунок 1.2 – Чинники, що безпосередньо впливають на БДР

1.3 Вплив гальмівного управління на формування експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів

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 [11-13].

З рисунка 1.3 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.

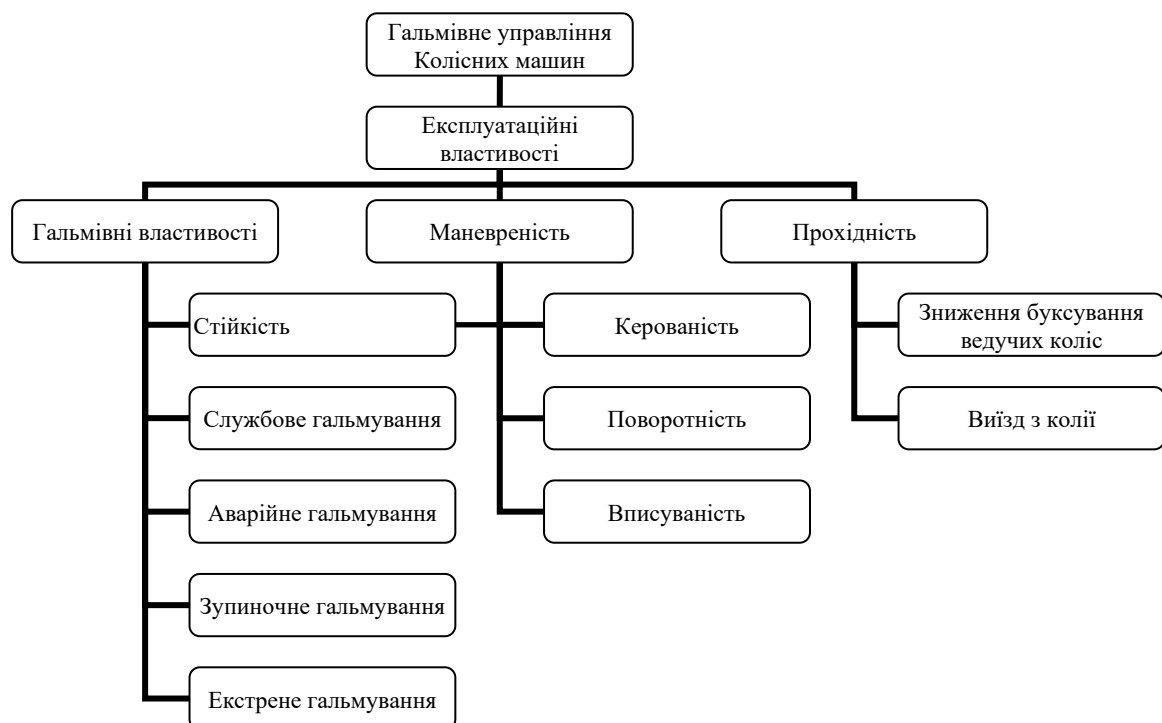
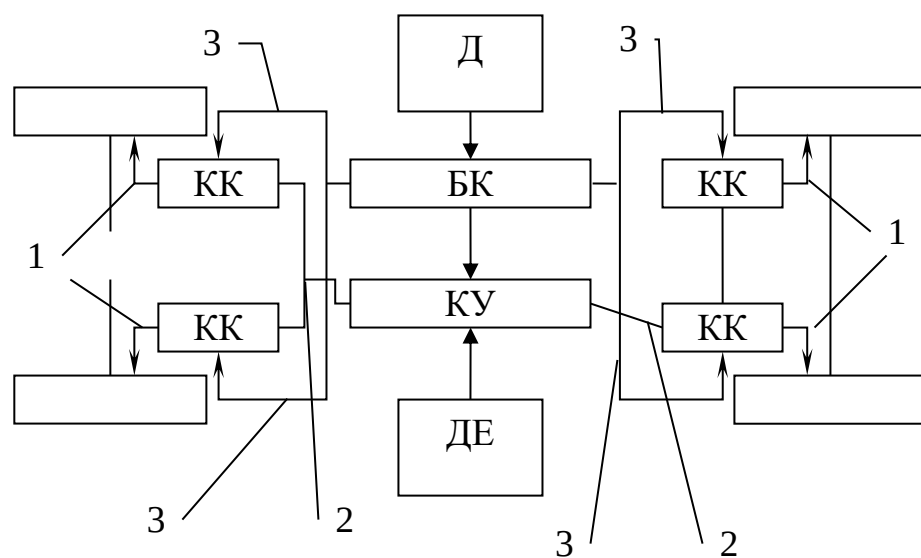


Рисунок 1.3 – Вплив гальмівного керування на формування експлуатаційних властивостей колісних машин [12]

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 1.4).



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

Рисунок 1.4 – 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. 1.5).



Рисунок 1.5 – Бажана ієрархічна послідовність часткових відмов керування гальмами

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 [11, 12, 14, 15].

1.4 Регламентація показників ефективності гальмування

В Україні з 1.07.2011 введений в дію стандарт ДСТУ 3649: 2010 «Колісні транспортні засоби: вимоги щодо безпечності технічного стану та методи

контролювання. Цим документом передбачено два види перевірки робочої гальмівної системи (РГС): дорожні та стендові випробування. Методи діагностування гальм наведені на рис. 1.6.

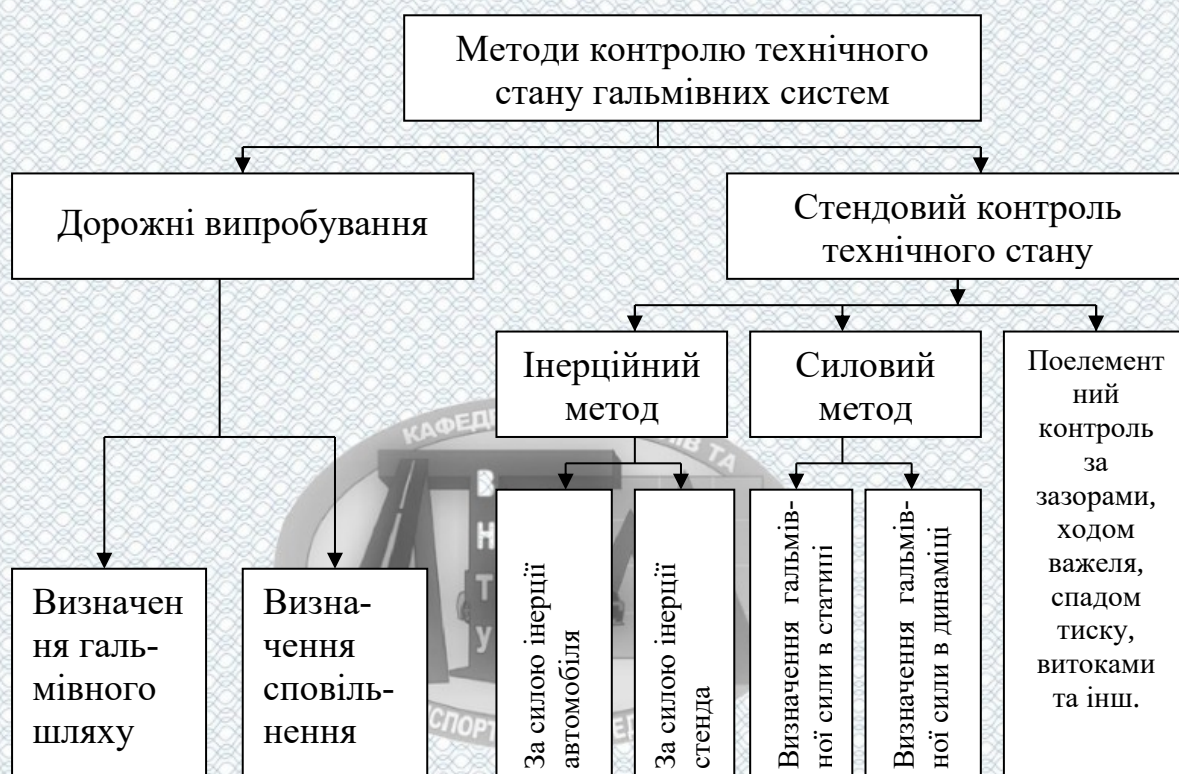


Рисунок 1.6 – Методи контролю технічного стану гальмівних систем

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 АТЗ категорій М1 та N1, 686 Н для АТЗ інших категорій. У процесі гальмування не допускається коригування водієм траєкторії руху АТЗ, якщо це не потрібно для забезпечення безпеки руху. У разі коригування траєкторії результат випробувань не зараховується [10, 12, 21].

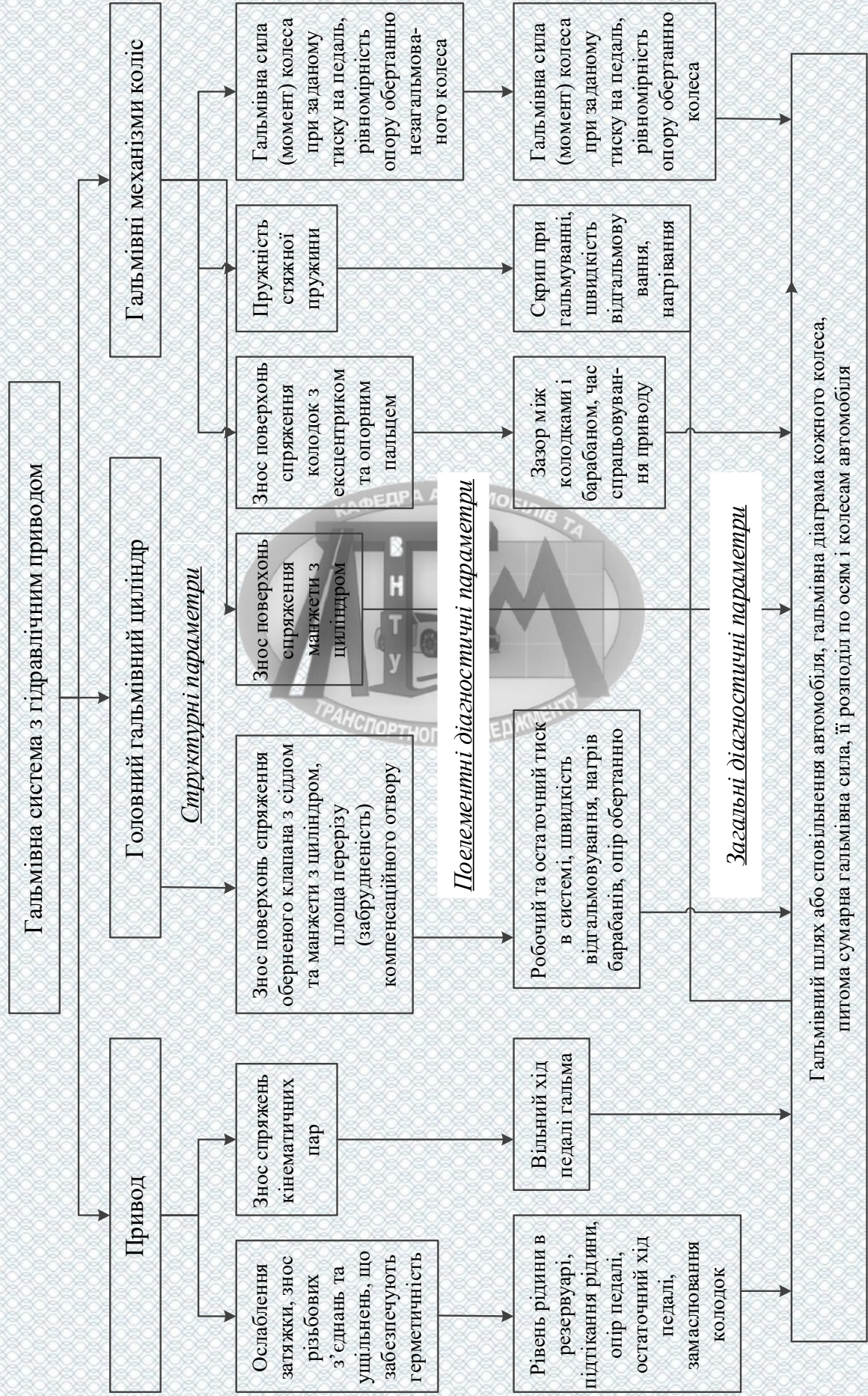


Рисунок 1.7 – Схема визначення технічного стану гальмівної системи з гідравлічним приводом

В силу цього основним недоліком таких випробувань, які обмежують їх застосування, є залежність від погодних умов: при нашому кліматі виконувати перевірку гальм методом дорожніх випробувань можна, в кращому випадку, близько ста днів в році. Крім того, з міркувань безпеки дорожні випробування можна проводити тільки на автополігоні або ділянках дороги, закритих для загального руху, причому з підвищеною шириною проїзної частини (близько 12 м). Ці два фактори виключають можливість масового застосування дорожнього методу перевірки АТЗ.

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. Загальна питома гальмівна сила (γ_z) повинна бути не менше 0,5 для одиночних АТЗ категорії М1, М2, М3 і 0,45 для всіх інших. При цьому максимальне значення коефіцієнта нерівномірності будь-якої осі (K_n) не повинно перевищувати 20% в діапазоні гальмівних сил від 30% до 100% максимальних значень.

$$\gamma_z = \frac{\sum P_{n\max i}}{M_a \cdot g}, \quad (1.1)$$

де $P_{n\max i}$ – максимальне значення гальмівної сили на i -м колесі, Н;

M_a – споряджена маса автомобіля, кг;

g – прискорення вільного падіння, $g=9,80665$ м/с²;

$$K_n = \frac{|(P_{m\text{л}} - P_{m\text{п}})|}{P_{m\max}} \cdot 100 \%, \quad (1.2)$$

де $P_{m\text{л}}$, $P_{m\text{п}}$ – значення гальмівної сили на лівому і правому колесі однієї осі, відповідно, Н;

$P_{m\max}$ – найбільше з цих значень гальмівних сил, Н.

Час спрацювання гальмівної системи на стенді ($\tau_{\text{ст}}$) – це проміжок часу від початку гальмування до моменту часу, коли гальмівна сила колеса ДТЗ, яке знаходиться в гірших умовах, досягає сталого значення (ДСТУ 2886-94).

Автомобіль на стенді обов'язково випробовується при повній масі. Допускається проводити випробування ДТЗ з пневмоприводом в спорядженому стані. В цьому випадку максимальні гальмівні сили коліс і час спрацювання повинні бути перераховані. Загальна питома гальмівна сила і час спрацювання на стенді повинні визначатися як середнє арифметичне значення за результатами трьох випробувань, округлене до десятих. Якщо різниця між якими-небудь з цих значень і середнім більше 5%, випробування необхідно повторити. Як і на дорозі, випробування слід проводити при "холодних" гальмівних механізмах.

Більшість досліджень в області методів діагностування проводилися для методів стендового діагностування. Як видно з вищесказаного, для дослідження параметрів гальмівних систем використовувалися стенди з біговими барабанами. Деякі дослідники, намагаючись отримати більш точні результати, займалися удосконаленням стендів, а інші намагалися автоматизувати процес постановки діагнозу. У роботах не згадується про тиск в гідравлічному приводі як про діагностичний параметр, хоча для пневматичних приводів використовується різниця тиску повітря в гальмівному приводі.

Основною властивістю, що забезпечує активну безпеку ТЗ, є гальмівна динаміка, яка пов'язана з конструктивними можливостями ГС, технічним станом ГС та ефективністю дії ГС в різних умовах.

Залежно від призначення ГС ТЗ розрізняють чотири типи систем: робоча, допоміжна, аварійна (запасна), стоянкова.

Вимоги до ГС встановлюються як для автомобілів, що сходять з конвеєра, так і тих, які знаходяться в експлуатації. При цьому для ГС автомобілів, що

експлуатуються, враховується певне, в межах 10% (Правила № 13 ЄЕК ООН) зниження вимог щодо гальмівних властивостей.

Ефективність гальмування і стійкість автомобіля при гальмуванні (ефективність дії ГС) в експлуатації згідно ДСТУ 3649:2010 перевіряють на стендах (табл. 1.4) і в дорожніх умовах (табл. 1.5). Для показників ефективності встановлені нормативні значення та умови (ДСТУ 3649:2010), за якими визначається відповідність вимогам безпеки.

Таблиця 1.4 – Показники, які застосовуються при перевірках ГС на стендах

Найменування показника	Гальмівна система				
	робоча		запасна	стоянкова	
	Стій- кість	Ефектив- ність гальмува ння	Ефектив- ність гальмування	Ефективність гальмування ТЗ масою	
				споряд- женою	дозволеною максимальною
Питома гальмівна сила	—	+	+	+	+
Відносна різниця гальмівної сили на колесах осі	+	—	—	—	—
Блокування коліс автомобіля на роликовому стенді*	—	+	+	+	+
*Замість показника питомої сили допускається використовувати для АТЗ без АБС					

Зокрема, для перевірки на стенді встановлено значення зусилля на органі керування робочої, запасної та стоянкової ГС, значення питомих гальмівних сил, значення відносної різниці гальмових сил коліс вісі (відсоток від найбільшого значення), вимоги щодо взаємодії робочої та запасної гальмівних систем. Засоби вимірювань, які залучаються при перевірці, повинні бути метрологічно повірені та працездатні. Похибка вимірювань не повинна бути більшою за такі значення [13]:

- для гальмової сили $\pm 3,0\%$;
- для зусилля на органі керування $\pm 4,0\%$;
- для параметрів часу $\pm 0,01$ с;
- для тиску стисненого повітря $\pm 3,0 \%$;
- для маси транспортного засобу $\pm 3,0\%$.

Таблиця 1.5 – Показники для перевірки ГС в дорожніх умовах

Найменування показника	Гальмівна система				
	робоча		запасна	стоян-кова	допо-міжна
	Стійкість	Ефективність гальмування	Ефективність гальмування		
Гальмовий шлях	–	+	+	–	–
Усталене сповільнення*	–	+	+	–	+
Час спрацювання гальмової системи	–	+	–	–	–
Коридор (смуга) руху	+	–	+	–	–
Ухил дороги, ТЗ на якому повинен фіксуватись нерухомо	–	–	–	+	–
*Використовується тільки замість показника гальмового шляху					

АТЗ піддають перевірці при «холодних» гальмівних механізмах.

Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження

Метою дослідження є вдосконалення методики визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області».

Досягнення мети роботи забезпечується вирішенням таких задач:

- аналіз передумов розробки заходів з удосконалення методів визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області»;
- аналіз теоретичних засад визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 за критеріями безпеки руху;
- розробка удосконаленої методики визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування;
- визначення ефективності запропонованих рішень.



РОЗДІЛ 2.

ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ М1 ЗА КРИТЕРІЯМИ БЕЗПЕКИ РУХУ

2.1 Елементи гальмівних систем автотранспортних засобів, які діагностуються за критеріями безпеки дорожнього руху

Представляється необхідним в рамках роботи приділити підвищену увагу оцінці ефективності гальмування автомобілів, як одному з основних чинників, що безпосередньо впливає на рівень аварійності в країні.

На практиці, для оцінки гальмівних властивостей транспортних засобів використовується шлях, що вони проходять за час гальмування з максимальною ефективністю, - гальмівний шлях. Еквівалентними показниками ефективності гальмування є максимальне або середнє сповільнення машини. В таблиці. 2.1 приведені основні параметри, по яких контролюється технічний стан гальм в різних країнах [12, 13]. Для забезпечення необхідного рівня безпеки руху необхідно мати не лише спочатку високі показники ефективності гальмування, але і зберігати їх протягом усього періоду експлуатації колісної машини.

Таблиця 2.1 - Контрольні параметри технічного стану гальм в різних країнах

Країни	Вимірники гальмівної ефективності			
	Гальмівний шлях	Замедление		Гальмівна сила
		Максимальне	середнє	
США	+	-	+	+
Франція	+	+	-	-
Італія	+	-	-	-
СНД	+	+	-	-

Об'єктивними параметрами (вимірниками) окремих властивостей захищеності від небезпечних несправностей теоретично могли б бути емпіричні оцінки ризику кожної з цих несправностей, сумарні оцінки ризику небезпечних несправностей по вузлах, системах, агрегатах і інтегральні оцінки по АТЗ в цілому [9]. Побудова таких імовірнісних за своєю природою оцінок добре відома, у тому числі і стосовно ризику від експлуатації АТЗ з несправностями [11]. Оцінкою ризику служить добуток частоти виникнення небезпеки на міру цієї небезпеки, вимірюваної величиною збитку від можливої аварії (стосовно автомобільного транспорту - ДТП).

Для оцінки частоти виникнення небезпеки запропонований добуток вірогідності несправності на умовну вірогідність ДТП за наявності цієї несправності при експлуатації АТЗ. З урахуванням відмінностей в мірі небезпеки несправностей і дії інших чинників як супутніх причин абсолютної більшості ДТП унаслідок незадовільного технічного стану АТЗ, імовірнісну оцінку несправності доцільно представити в наступному виді

$$R_i = P(XBD) \cdot Q_i = Q_i \cdot P(B|X) \cdot P(D|XB), \quad (2.1)$$

де $P(XBD) = P(X \cap B \cap D)$,

R_i – імовірнісна функція ризику i -ої небезпечній несправності;

X – i -а небезпечна несправність як одна з причин ДТП;

B – помилка водія або інший чинник як не основна причина ДТП;

D – подія, що полягає в ДТП, причинами якого послужили X і B ;

$P(B|X)$ – умовна вірогідність добутку BX ;

Q_i – середня величина економічного збитку від ДТП, однією з причин яких була i -а небезпечна причина.

Подібна оцінка в принципі застосована до ризику не лише окремих несправностей, але і складових частин АТЗ в цілому. Несправності і умовна вірогідність ДТП розглядаються при цьому як незалежні. Для умов експлуатації

автомобілів, що накопичує дані по частоті ДТП унаслідок незадовільного технічного стану АТЗ, замість не забезпечених початковими даними і тому нездійснених кількісних оцінок пропонується дискретна оцінка. Введемо дискретну функцію ризику несправностей, визначувану за дискретними оцінками складових ризику.

До вірогідних відноситимемо несправності, визнані в числі причин, щонайменше, одного ДТП за встановлений період. Введемо дискретну характеристику X частоти таких ДТП

$$\begin{cases} X = 1 \\ N_{\text{ДТП}} \geq 1 \end{cases} \text{ и } \begin{cases} X = 0 \\ N_{\text{ДТП}} = 0 \end{cases}, \quad (2.2)$$

де $N_{\text{ДТП}}$ – число ДТП, що реєструються у встановлений період спостережень, в числі причин яких була ця несправність.

До небезпечних віднесемо несправності, визнані в числі причин, щонайменше, одного ДТП з наслідками у вигляді поранення або загибелі людини. Як міра її небезпеки використовуємо дискретну функцію Q від величини соціально-економічного збитку V від ДТП. При збитку V , що перевищує мінімальний збиток M від ДТП з одним пораненим, функція збитку Q рівна

$$\begin{cases} Q = 1 \\ V \geq M \end{cases} \text{ и } \begin{cases} Q = 0 \\ V < M \end{cases}$$

Використовуючи математичний апарат алгебри логіки, визначимо дискретну функцію ризику R як

$$R = \bigcap XQ$$

Ризик несправностей характеризується як значущий при значенні функції ризику $R=1$ і як незначущий при $R=0$. Для отримання пропонованої дискретної оцінки ризику експлуатації АТЗ з несправностями у відсутність кількісних даних про частоту і збиток від несправностей досить наявності про них відомості якісного характеру. Потрібна лише інформація про перелік несправностей, кожна з яких, щонайменше, раз була в числі причин ДТП за встановлений період. Для пред'явлення вимог до експлуатаційної безпеки АТЗ буде потрібно дані про перелік небезпечних несправностей, обов'язкових для виявлення, склад складових частин АТЗ і діагностичних параметрів, що діагностуються.

За відсутності відомостей про частоту небезпечних несправностей і тим більше, частоті обумовлених ними ДТП, єдино доступним методом залишається метод експертних оцінок. Пропонується експертна оцінка ризику несправностей АТЗ наступного виду [34]

$$\hat{R}_i = n \cdot k_i \cdot l_i \cdot P_i \cdot Q, \quad \hat{R}_0 = \sum_{i=1}^N m_i \cdot \hat{R}_i, \quad (2.3)$$

де $\hat{R}_i$ і $\hat{R}_0$ – експертні оцінки ризику i -ої несправності і комбінації N несправностей ТЗ відповідно;

n – коефіцієнт виду АТЗ ($n=1$ –для вантажних автомобілів і причепів до них; $n=0,73$ – для легкових автомобілів і причепів до них; автобусів);

m_i – коефіцієнт підвищення вірогідності ДТП при збігу i -ої несправності з іншою небезпечною несправністю АТЗ;

Q – середня величина збитку від ДТП з причини i -ої несправності АТЗ;

$\hat{P}_i$ – експертна оцінка вірогідності або обважнює наслідків ДТП з причини i -ої несправності АТЗ ($0 < \hat{P}_i < 1$);

k_i – коефіцієнт підвищення вірогідності ДТП залежно від умов виявлення несправностей ($k_i = 5 \cdot 10^{-4}$) – за відсутності контролю при експлуатації; $k_i = 10^{-4}$ – при контролі з періодичністю ТО; $k_i = 3 \cdot 10^{-5}$ – за умови планово-запобіжної заміни складової частини; $k_i = 10^{-5}$ – при контролі вбудованими (бортовими) засобами);

l_i – коефіцієнт підвищення вірогідності ДТП залежно від міри небезпеки i -ої несправності ($l_i = 0$ – для безпечних несправностей; $l_i = 1$ – для небезпечних несправностей; $l_i = 3$ – для особливо небезпечних несправностей; $l_i = 10$ – для несправностей з ознаками більш ніж однієї особливо небезпечної несправності).

У числі конструктивних заходів забезпечення нечутливості АТЗ до відмов складових частин, що забезпечують захищеність від небезпечних несправностей, найбільше застосування отримали: резервування гальмівних систем і їх розподіл на незалежні контури; реалізація функції аварійного (автоматичного) гальмування робочої гальмівної системи причепів з пневматичним приводом; збереження керованості АТЗ при відмовах антиблокувальної гальмівної системи або гідропідсилювача рульового керування; розподіл і захист від коротких замикань електричних ланцюгів в системі електропостачання [12, 13].

В основу пропонованої методології нормування технічного стану покладено структурне представлення конструкції автомобіля у вигляді взаємозв'язаної безлічі складових частин, елементам кожного з яких поставлені у відповідність спеціальний алгоритм перевірки і періодичність виконання певного виду профілактичних робіт. Об'єктами контролю по критеріях безпеки мають бути такі складові частини, технічний стан яких схильний при експлуатації змінитися, що знижують рівень безпеки автомобіля, і для оцінки створені відповідні алгоритми перевірки.

Для формалізованого представлення завдання введемо наступні припущення. Нехай АТЗ складається з L деталей, N вузлів і n агрегатів. При цьому деталі складають кінцеву рахункову множину D : $D = \{d_1, d_2, \dots, d_L\}$; вузли складають кінцеву рахункову множину U : $U = \{u_1, u_2, \dots, u_N\}$, а агрегати складають кінцеву рахункову множину A : $A = \{a_1, a_2, \dots, a_n\}$.

Кожному елементу великої кількості $U: u_i$ відповідає підмножина $D_i: D_i \in D$ [27]. Таким чином, кожен i -ий вузол складається з безлічі деталей $D_i: D_i = \{d'_1, d'_2, \dots, d'_{N_i}\}$. N_i - кількість деталей у вузлі u_i , ($i = 1, 2, \dots, N$).

Тоді



$$\bigcup_{j=1}^n D_i = D, \quad \sum_{j=1}^N N_i = L.$$

Елементу великої кількості $A: a_j$ відповідає підмножина $U_j: U_j \in U$.

Таким чином, кожен j -ий агрегат складається з безлічі вузлів $U_j: U_j = \{u'_1, u'_2, \dots, u'_{n_j}\}$. n_j - кількість вузлів в агрегаті a_j , ($j = 1, 2, \dots, n$).

Тоді

$$\bigcup_{j=1}^n U_j = U, \quad \sum_{j=1}^n n_j = N.$$

Об'єктами діагностування по критеріях безпеки мають бути складові частини, технічний стан яких схильний до експлуатаційних змін, що знижують безпеку автомобіля, і для оцінки яких створюються алгоритми перевірок з відповідною періодичністю їх проведення.

Нехай U' – безліч вузлів АТЗ, схильних до змін $U' \in U$.

Введемо дискретну функцію P таку, що

$$\forall i: P(u_i, u'_i) = p_i = \begin{cases} 1 - \text{якщо вузол } u_i \text{ зазнає несправності} \\ 0 - \text{якщо вузол } u_i \text{ не зазнає несправності} \end{cases}, \quad (2.4)$$

де p_i – індикатор схильності несправностям i –го вузла.

Тоді $u'_i = u_i \cdot p_i$ і $U' = \{u'_1, u'_2, \dots, u'_{N'}\}$, $N' < N$

Нехай A' – множина агрегатів, схильних до несправностей $A' \in A$.

Введемо дискретну функцію Q таку, що



$$\forall j: Q(a_j, a'_j) = q_j = \begin{cases} 1 - \text{якщо агрегат } a_j \text{ зазнає несправності} \\ 0 - \text{якщо агрегат } a_j \text{ не зазнає несправності} \end{cases}, \quad (2.5)$$

де q_j – індикатор схильності несправностям j –го агрегата.

Тоді

$$a'_j = a_j \cdot q_j \text{ і } A' = \{a'_1, a'_2, \dots, a'_{n'}\}, \quad n' < n. \quad (2.6)$$

Перелік складових частин, працездатність яких при експлуатації прямо впливає на безпеку АТЗ і може бути причиною ДТП, значно менше загальної номенклатури складових частин АТЗ. Він має відмінності для різних типів АТЗ і зазнає уточнення у міру еволюції конструкцій автомобілів.

Основні резерви зниження аварійності внаслідок незадовільного технічного стану криються в підвищенні ефективності діагностування гальмівного і рульового керування, зовнішніх світлових приладів, коліс і інших складових частин, до працездатності яких передбачені обов'язкові вимоги.

Нехай U'' – безліч вузлів, схильних до несправностей при експлуатації і впливаючих на безпеку АТЗ $U'' \in U$.

Введемо дискретну функцію R таку, що:

$$\forall j : R(u'_m, u''_m) = r_m = \begin{cases} 1 - \text{якщо несправність вузла } u'_m \text{ знижує безпеку АТЗ} \\ 0 - \text{якщо несправність вузла } u'_m \text{ не знижує безпеку АТЗ} \end{cases}, \quad (2.7)$$

де r_m – індикатор схильності небезпечним несправностям m -го вузла.

Тоді $u''_m = u'_m \cdot r_m$ і $U'' = \{u''_1, u''_2, \dots, u''_{N''}\}$, $N'' < N' < N$.

Нехай A – множина агрегатів, схильних до несправностей, що впливають на безпеку АТЗ $A'' \in A$.

Введемо дискретну функцію T

$$\forall j : T(a'_f, a''_f) = t_f = \begin{cases} 1 - \text{якщо несправність агрегата } a'_f \text{ знижує безпеку АТЗ} \\ 0 - \text{якщо несправність агрегата } a'_f \text{ не знижує безпеку АТЗ} \end{cases}, \quad (2.8)$$

де t_f – індикатор схильності небезпечним несправностям f -го агрегата.

Тоді $a''_f = a'_f \cdot t_f$ і $A'' = \{a''_1, a''_2, \dots, a''_{n''}\}$, $n'' < n' < n$.

Нехай G – безліч алгоритмів перевірки вузлів u'_i , схильних до несправностей при експлуатації.

Введемо дискретну функцію F таку, що

$$\forall k : F(u_k'', u_k''') = g_k = \begin{cases} 1 - \text{якщо відомий алгоритм перевірки вузла } u_k'' \\ 0 - \text{якщо не відомий алгоритм перевірки вузла } u_k'' \end{cases}, \quad (2.9)$$

де g_k – індикатор схильності несправностям k -го вузла.

Тоді $u_k''' = u_k'' \cdot g_k$ і $G = \{g_1, g_2, \dots, g_{N'''}\}$, $N''' < N'' < N' < N$.

Нехай H – множина алгоритмів перевірки агрегатів a_e'' , схильних до несправностей, що впливають на безпеку АТЗ.

Введемо дискретну функцію H таку, що

$$\forall l : H(a_e'', a_e''') = h_e = \begin{cases} 1 - \text{якщо відомо алгоритм перевірки агрегата } a_e'' \\ 0 - \text{якщо не відомо алгоритм перевірки агрегата } a_e'' \end{cases} \quad (2.10)$$

де h_e – індикатор схильності несправностям e -го агрегата.

Тоді $a_e''' = a_e'' \cdot h_e$ і $H = \{h_1, h_2, \dots, h_{n'''}\}$, $n''' < n'' < n' < n$.

Таким чином, умовами Z_q і W_I вибору відповідно q -го вузла і I -го агрегату для діагностування з метою забезпечення безпеки АТЗ будуть

$$Z_q = \prod_{k=1}^{N'''} p_i \cdot r_m \cdot g_k = 1, \quad q = 1, 2, \dots, N''' . \quad (2.11)$$

$$W_I = \prod_{e=1}^{n'''} q_j \cdot t_f \cdot h_e = 1, \quad I = 1, 2, \dots, n''' . \quad (2.12)$$

При формуванні складу агрегатів і систем АТЗ, що діагностуються для забезпечення їх експлуатаційної безпеки, допустимо враховувати додаткові умови і обмеження. Наприклад, можливий облік інформації про майбутнє застосування нових конструкцій АТЗ або початку їх виробництва.

Для оцінки експлуатаційної безпеки АТЗ не вимагається діагностування кожної із складових частин, несправності яких можуть бути небезпечні при експлуатації. Таке діагностування еквівалентне пошуку несправностей з граничною (до деталей) глибиною діагностування. Експлуатаційну безпеку АТЗ повною мірою відбивають укрупнені оцінки працездатності агрегатів, систем і вузлів, так що досить узагальнити ці окремі оцінки стосовно АТЗ в цілому.

Критерієм допустимості укрупнення складових частин АТЗ до агрегату, системи або вузла служить наявність алгоритму перевірки (діагностичні параметри і методи перевірки) цього агрегату, системи, вузла як єдиного цілого.

За допомогою розробленого методу обґрунтований укрупнений перелік агрегатів, що діагностуються, систем і вузлів АТЗ, їх експлуатаційних властивостей, що діагностуються, і відповідних методів діагностування (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Елементи гальмівної системи АТЗ, які діагностуються за критеріями БДР

Агрегат, система, вузол - об'єкт діагностування по критеріях безпеки	Властивість (складова частина), що діагностується	Метод діагностування
1	2	3
1. Робоча гальмівна система	Ефективність гальмування	На барабанних стендах
		У дорожніх умовах по гальмівному шляху
		У дорожніх умовах за часом спрацьовування приводу і сталому уповільненню
2. Стоянкова гальмівна система	Ефективність гальмування	На барабанних стендах ТЗ дозволеної максимальної маси
		На барабанних стендах ТЗ спорядженої маси
		На ухилі ТЗ категорій М і N дозволеної максимальної маси
		На ухилі ТЗ категорій М і N спорядженої маси
		У дорожніх умовах по сталому уповільненню ТЗ категорій М ₂ , М ₃ , N ₂ і N ₃

Продовження табл. 2.2

1	2	3
3. Запасна гальмівна система	Ефективність гальмування	На барабанних стендах
		У дорожніх умовах по гальмівному шляху
		У дорожніх умовах за часом спрацьовування приводу і сталому уповільненню
4. Допоміжна гальмівна система	Ефективність гальмування	У дорожніх умовах по сталому уповільненню
5. Інерційний гальмівний привід	Правильність регулювання	За величиною вільного ходу пристрою управління на відчепленому причепі
6. Гальмівний привід	Регулювальник гальмівних сил	Тиск на контрольному виводі або параметр, встановлений виробником
	АБС	По сигналізаторах АБС
	Система сигналізації і манометри	У дорожніх умовах по збереженню стійкості ТЗ при гальмуванні
		По адекватності спрацьовування світлових сигналізаторів і свідчень манометрів
	Герметичність гальмівного приводу і тиск на контрольних виводах	Органолептичний контроль, вимір величин і падіння тиску за встановлений час

2.2 Аналіз стабільності роботи елементів гальмівних систем автотранспортних засобів

Стабільність величин моментів, створюваних гальмівними механізмами робить вплив не тільки на величину гальмівного шляху, але і на стійкість автотранспортного засобу. Нерівномірність гальмових 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

$$E = \frac{\partial c}{\partial \mu}, \quad (2.13)$$

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

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

$$e = \frac{\partial c}{\partial \mu} \cdot \frac{\mu}{c} = \frac{E\mu}{c} \quad (2.14)$$

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

Наступні критерії, що оцінюють гальмівні механізми:

- коефіцієнт стабільності гальмівного моменту

$$\alpha_{cm} = \frac{M_{Tcp}}{M_{Tmax}}, \quad (2.15)$$

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

- коефіцієнт коливання гальмівного моменту

$$\gamma = \frac{M_{Tmin}}{M_{Tmax}}, \quad (2.16)$$

де M_{Tmin} - мінімальне значення гальмівного моменту,

- коефіцієнт ефективності гальмування

$$\beta_{c\phi} = \frac{\alpha_{cm}}{T^2} \quad (2.17)$$

- приведена ефективність гальма

$$\eta_{\text{эфт}} = \frac{\beta_{\text{эф}} \cdot n}{h} = \frac{\alpha_{\text{см}}}{h \cdot T^2}, \quad (2.18)$$

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 ТЗ нерозривно пов'язане з потребою підвищення енергоємності гальмових механізмів. Під енергоємністю гальмових механізмів розуміють здатність останніх розсіювати найбільшу кількість енергії загальмовуваної машини без зниження показників ефективності гальмування до граничного рівня. Надмірне нагрівання гальмових механізмів призводить до зниження коефіцієнта тертя фрикційних поверхонь та зростання 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 гальмового механізму є такий, що має узгоджений розподіл тепла тертя, генерованого по поверхні, зі спрямуванням

теплових потоків, які відводяться від нагрітих поверхонь. Коли теплові потоки, що відводяться, невідомі на етапі проектування, необхідно прагнути до рівномірної генерації тепла по поверхнях тертя.

Слід зазначити, що не всі вживані в автотракторобудуванні типи гальмових механізмів мають можливість забезпечити рівномірний розподіл генерованого тепла 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 [30].

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.

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).

Нестабільність розподілу гальмових сил між колесами однієї осі чи бортами, як вже наголошувалося вище, приводить до появи повертаючого моменту і занесення ТЗ. Нестабільність розподілу гальмових сил між осями

може призвести до 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).

Регулятори гальмівних сил запобігають випереджаючому блокуванню задніх коліс і забезпечують максимальне використання зчіпної ваги колісної машини при гальмуванні до моменту блокування коліс. Нестабільність характеристик регулятора гальмових сил може призвести до появи небезпеки випереджаючого блокування задніх коліс при екстреному гальмуванні ТЗ і занесення 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 навантаження. 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 навантаженнях автомобіля і при будь-якому значенні коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою. При цьому досягається максимальне використання зчіпної ваги машини. Таким чином, можливе забезпечення найстабільнішої характеристики регулятора розподілу гальмівних сил між осями [12, 22].

2.3 Дослідження функціональної стабільності гальмівних механізмів

В роботі [30] 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

$$M_{\Gamma} = P_{np} \cdot R_2 \cdot Q_1 \{ \exp[Q_2 \mu (1 - Q_3)] - \exp[(-Q_2 \mu Q_3)] \} \quad (2.19)$$

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 2.3);

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 2.3 – 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 2.3 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 рівняння гальмівного моменту таке:

$$M_T = \sum_{i=1}^{m_n} P_{npi} \cdot R_{pi} \cdot Q_1 \{ \exp[Q_{2i} \cdot \mu_i \cdot (1 - Q_{3i})] - \exp[-Q_{2i} \cdot \mu_i \cdot Q_{3i}] \} \quad (2.20)$$

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 (2.19) з використанням як критерій показника чутливості гальмівного моменту M_T до зміни коефіцієнта тертя μ

$$\frac{\partial M_T}{\partial \mu} = P_{np} \cdot R_r \cdot Q_1 \{Q(1 - Q_3) \exp[Q_2 \cdot \mu(1 - Q_3)] + Q_2 \cdot Q_3 \exp(-Q_2 \cdot \mu \cdot Q_3)\} \quad (2.21)$$

Перетворивши (2.21) з урахуванням (2.19), одержимо:

$$\frac{\partial M_T}{\partial \mu} = M_T \cdot Q_2 \left[\frac{1}{1 - \exp(-Q_2 \cdot \mu)} - Q_3 \right]. \quad (2.22)$$

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

стабільністю. Цю умову можна виконати при рівності нулю правої частини (2.23), що реалізується при $Q_3=1$ і $Q_2=\infty$.

Введемо функцію

$$F_1 = Q_2 \left[\frac{1}{1 - \exp(-Q_2 \cdot \mu)} - Q_3 \right] \quad (2.23)$$

і перетворимо (2.22) до вигляду $\frac{\partial M_T}{\partial \mu} = M_T \cdot F_1$.

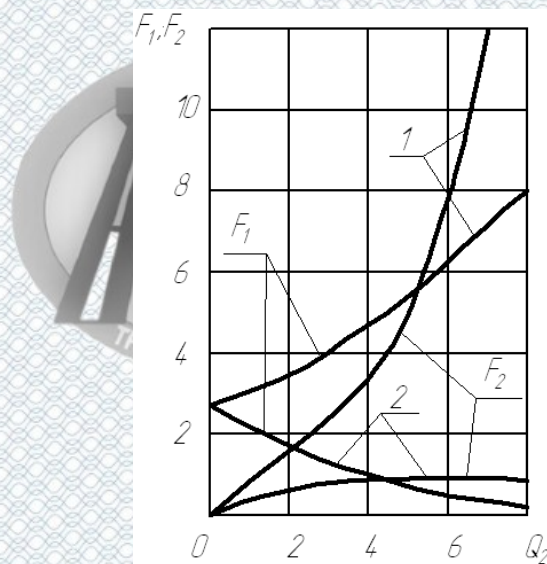
Чутливість гальмівного моменту до зміни коефіцієнта тертя μ при заданому гальмівному моменті M_T визначається безрозмірною функцією F_1 . Аналогічно введемо безрозмірну функцію для визначення гальмівного моменту

$$F_2 = \{\exp[Q_2 \cdot \mu(1 - Q_3)] - \exp(-Q_2 \cdot \mu \cdot Q_3)\} \quad (2.24)$$

Що дозволить записати рівняння гальмівного моменту у вигляді:

$$M_T = P_{np} \cdot R_T \cdot Q_1 \cdot F_2 \quad (2.25)$$

Функції F_1 і F_2 залежать від коефіцієнтів Q_2 і Q_3 , а також від μ . На рис. 2.1 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 2.1 – Залежність $F_1 = F_1(Q_2)$ і $F_2 = F_2(Q_2)$

Аналіз графіків, приведених на рис. 2.1 з урахуванням значень в таблиці 2.3, 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 приймемо, 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:

$$F_1 = Q_3 \frac{1 + \exp(-2Q_2 \cdot \mu)}{1 - \exp(-2Q_2 \cdot \mu)} \quad (2.26)$$

$$F_2 = \exp(Q_2 \cdot \mu) - \exp(-Q_2 \cdot \mu) \quad (2.27)$$

Графіки залежності (2.26) і (2.27) при $\mu=0,35$ приведені на рис. 2.2. Порівняльний аналіз графіків, приведених на рис. 2.1 і рис. 2.2 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.

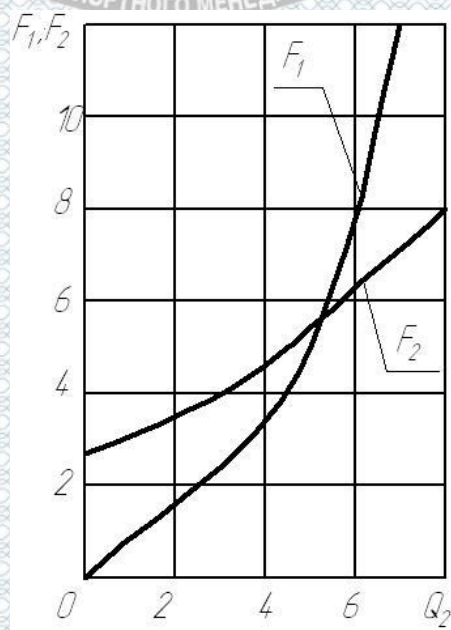


Рисунок 2.2 – Залежність $F_1(Q_2)$ і $F_2(Q_2)$ для барабанного гальма з рівними приводними зусиллями і однаковими геометричними параметрами гальмівних колодок при $\mu=0,35$.

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 2.3 показує, що найбільш стабільними є стрічкові гальма з негативним зворотним зв'язком, потім слідує багатодискові гальма, оскільки має найбільше значення Q_2 .

Самими 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 Оцінка забезпечення раціонального розподілу гальмівних сил між осями автотранспортних засобів

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 наближення до межі блокування передніх та задніх коліс) на величину

$$\Delta\beta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} - \beta_i = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} - \frac{b + \varphi \cdot h}{L} \quad (2.28)$$

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

b - відстань від центру задньої осі ТЗ 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.

Фактичний коефіцієнт розподілу гальмової сили на передню вісь:

$$\beta_{\delta} = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{1}{(1 + P_{T2}) / P_{T1}} \quad (2.29)$$

Для зручності подальшого аналізу приведемо вираз (2.29) до інваріантного експоненціального вигляду. Припустимо, що знаменник (2.29) є сумою двох перших членів ряду Маклорена. Якщо обмежитися двома цими членами ряду, то вираз (2.29) можна записати у вигляді:



$$\beta_{\delta} = \exp\left(-\frac{P_{T2}}{P_{T1}}\right) \quad (2.30)$$

$$\ln \beta_{\delta} = -\frac{P_{T2}}{P_{T1}} \quad (2.31)$$

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_{δ} доцільно використовувати теорію помилок. Виразимо (2.31) в диференціальному вигляді:

$$d \ln \beta_{\delta} = -d\left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}}\right) \quad (2.32)$$

або

$$\frac{d\beta_{\delta}}{\beta_{\delta}} = -d\left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}}\right) \quad (2.33)$$

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

$$\Delta\beta'_{\partial 1} = -\beta_{\partial} \Delta\left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}}\right) \quad (2.34)$$

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



$$\Delta\left(\frac{P_{T2}}{P_{T1}}\right) = \frac{\Delta P_{T2} \cdot P_{T1} - \Delta P_{T1} \cdot P_{T2}}{P_{T1}^2} = \frac{P_{T2}}{P_{T1}} \cdot \left(\frac{\Delta P_{T2}}{P_{T2}} - \frac{\Delta P_{T1}}{P_{T1}} \right) \quad (2.35)$$

Підставляючи залежність (2.35) і (2.34) з урахуванням, що $P_{T2}/P_{T1} = \ln \beta_{\partial 0}$, одержимо:

$$\Delta\beta'_{\partial 1} = \left(\frac{\Delta P_{T2}}{P_{T2}} - \frac{\Delta P_{T1}}{P_{T1}} \right) \beta_{\partial 0} \ln \beta_{\partial 0} \quad (2.36)$$

Переходячи до відносних відхилень (погрешностей), одержимо:

$$\delta\beta'_{\partial 1} = (\delta P_{T2} - \delta P_{T1}) \cdot \ln \beta_{\partial 0} \quad (2.37)$$

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

$$\delta\beta'_{\partial 1} = \Delta\beta_{\partial 1} / \beta_{\partial 0} \quad (2.38)$$

$$\delta P_{T2} = \left(\frac{\Delta P_{T2}}{P_{T2}} \right) \quad (2.39)$$

$$\delta P_{T1} = \left(\frac{\Delta P_{T1}}{P_{T1}} \right) \quad (2.40)$$

Для забезпечення курсової стійкості колісної машини при гальмуванні необхідно, щоб $\Delta\beta \geq 0$. Оскільки у виразі (2.37) 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 гальмових сил між осями від розрахункового значення. Якщо розглядати гальмівні сили на кожному колесі окремо, то рівняння (2.29) прийме вигляд

$$\beta_{\partial} = \frac{P_{T11} + P_{T12}}{P_{T11} + P_{T12} + P_{T21} + P_{T22}} = \frac{1}{1 + \frac{P_{T21} + P_{T22}}{P_{T11} + P_{T12}}} \quad (2.41)$$

Замінюючи залежність (2.38) експоненціальної, одержимо

$$\beta_{\partial} = \exp\left(-\frac{P_{T21} + P_{T22}}{P_{T11} + P_{T12}}\right) \quad (2.42)$$

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

$$\beta_{\delta} = \exp\left(-\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \cdot \frac{1 + P_{T22}/P_{T21}}{1 + P_{T12}/P_{T11}}\right) \quad (2.43)$$

$$\ln\beta_{\delta} = \exp\left(-\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \cdot \frac{1 + P_{T22}/P_{T21}}{1 + P_{T12}/P_{T11}}\right) \quad (2.44)$$

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

$$d\ln\beta_{\delta} = \frac{\partial\ln\beta_{\delta}}{\partial(P_{T21}/P_{T11})} \cdot d(P_{T21}/P_{T11}) + \frac{\partial\ln\beta_{\delta}}{\partial(P_{T22}/P_{T21})} \cdot d(P_{T22}/P_{T21}) + \frac{\partial\ln\beta_{\delta}}{\partial(P_{T12}/P_{T11})} \cdot d(P_{T12}/P_{T11}) \quad (2.45)$$

Частинні похідні

$$\frac{\partial\ln\beta_{\delta}}{\partial(P_{T21}/P_{T11})} = \left(\frac{1 + P_{T22}/P_{T21}}{1 + P_{T12}/P_{T11}}\right) \quad (2.46)$$

$$\frac{\partial\ln\beta_{\delta}}{\partial(P_{T22}/P_{T21})} = \left(\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \cdot \frac{1}{1 + P_{T12}/P_{T11}}\right) \quad (2.47)$$

$$\frac{\partial\ln\beta_{\delta}}{\partial(P_{T12}/P_{T11})} = \left(-\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \cdot \frac{1 + P_{T22}/P_{T21}}{(1 + P_{T12}/P_{T11})^2}\right) \quad (2.48)$$

Підставляючи (2.46), (2.47), (2.48), в (2.45) і переходячи до кінцевих перетворень, одержимо

$$\begin{aligned} \frac{\Delta\beta_{\delta}}{\beta_{\delta}} &= \left(\frac{1 + P_{T22}/P_{T21}}{1 + P_{T12}/P_{T11}}\right) \cdot \Delta\left(\frac{\Delta P_{T21}}{P_{T11}}\right) - \left(-\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \cdot \frac{(P_{T22}/P_{T12})}{1 + P_{T12}/P_{T11}}\right) + \\ &+ \left(\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \cdot \frac{1 + P_{T22}/P_{T21}}{(1 + P_{T12}/P_{T11})^2}\right) \cdot \Delta\left(\frac{\Delta P_{T12}}{P_{T11}}\right) \end{aligned} \quad (2.49)$$

Якщо розглядати відхилення параметрів щодо початкових (розрахункових) значень, то $P_{T21} = P_{T22}$; $P_{T11} = P_{T12}$; $P_{T21}/P_{T11} = \ln \beta_{\infty}$. В цьому випадку, після перетворень рівняння (2.49) прийме вигляд

$$\Delta\beta'_{\partial 1} + \Delta\beta''_{\partial 1} = -\beta_{\partial 0} \cdot \left\{ \frac{1}{2} \ln \beta_{\partial 0} \cdot \left[\Delta \left(\frac{P_{T12}}{P_{T11}} \right) - \Delta \left(\frac{P_{T22}}{P_{T21}} \right) \right] + \Delta \left(\frac{P_{T21}}{P_{T11}} \right) \right\} \quad (2.50)$$

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

$$\Delta\beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2} \ln \beta_{\partial 0} \cdot \left[\Delta \left(\frac{P_{T12}}{P_{T11}} \right) - \Delta \left(\frac{P_{T22}}{P_{T21}} \right) \right] \quad (2.51)$$

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 (2.51) прийме вигляд

$$\Delta\beta''_{\partial 1} = -\frac{1}{2} (\Delta_1 - \Delta_2) \ln \beta_{\partial 0} \quad (2.52)$$

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

$$\Delta\beta = \Delta\beta_0 + \Delta\beta'_1 + \Delta\beta''_1 \quad (2.53)$$

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 гальмових сил на задніх і передніх колесах;

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

Аналізуючи залежність (2.52) можна зробити висновок про те, що для отримання $\Delta\beta''_0 > 0$ необхідно мати $\Delta_2 > \Delta_1$, тобто передні колеса повинні мати меншу нерівномірність гальмівних сил, в порівнянні із задніми.

Запропонована методика дозволяє здійснювати оцінювання якості регулювання розподілу гальмових сил між осями колісної машини з урахуванням нестабільності гальмівних сил на колесах.

2.5 Формування сукупності діагностичних параметрів та обґрунтування діагностичних нормативів

Пропонований метод формування сукупностей діагностичних параметрів передбачає розробку таких сукупностей для кожного з агрегатів, що діагностуються, систем і вузлів АТЗ окремо. Цей метод застосовний і для вибору переважної сукупності діагностичних параметрів і ознак з числа тих сукупностей, що можуть конкурувати між собою.

Для формування сукупностей діагностичних параметрів і ознак по кожному з агрегатів, систем і вузлів, відібраних для діагностування з метою забезпечення безпеки дорожнього руху, розроблена двоступінчата методика відбору.

На першій стадії виконується перевірка відповідності кожного з діагностичних параметрів (ознак) окремо певним методичним обмеженням їх

придатності для використання у складі формованої сукупності при діагностуванні з метою забезпечення безпеки АТЗ.

Пропонується система методичних обмежень для включення діагностичних параметрів агрегату (системи, вузла) в сукупність, призначену для підтвердження безпеки АТЗ.

1. Діагностичні параметри мають бути можливо загальнішими, щоб їх застосовність не залежала від тривалості знаходження в експлуатації або місця виготовлення, і якомога менше від конструкції АТЗ і часу його виготовлення. Діагностичні параметри складових частин певних конструкцій мають бути загальними для ТЗ, обладнаних такими частинами.

2. Діагностичні параметри мають бути такі, що можна перевірити в умовах експлуатації, а методи перевірки адекватні умовам і технологічним можливостям застосування з урахуванням виробничо-технічної бази і засобів технічного діагностування.

3. Недопустимі діагностичні параметри, відповідність яким неможливо оцінити в тому стані і в тих режимах функціонування АТЗ, які доступні при експлуатації (наприклад, в спорядженому стані АТЗ і при невисоких швидкостях руху).

Логічна процедура перевірки відповідності діагностичних параметрів приведеним обмеженням дозволяє без подальшого аналізу і зіставлень відхилити параметри, непридатні для діагностування з метою забезпечення безпеки дорожнього руху.

Нехай S – безліч діагностичних параметрів одного агрегату (системи): $S = \{s_1, s_2, \dots, s_k\}$, де k – загальна кількість діагностичних параметрів агрегату.

Умовою відбору конкретного діагностичного параметра в сукупність служить відображення ним порушення, щонайменше, одного структурного параметра, на додаток до структурних параметрів, що відображуються сукупністю без цього діагностичного параметра.

Нехай заданий перелік несправностей агрегату виявляють M різних сукупностей діагностичних параметрів : $S_1, S_2, \dots, S_M$. $S_i \in S$. Ці M можливих варіантів формування сукупності діагностичних параметрів відображаються M підмножинами S - дискретна рахункова множина [35].

Кожна i - я сукупність S_i містить k_i діагностичних параметрів агрегату, тобто потужність підмножини $S_i : |S_i| = k_i$. Тоді: $\bigcup_{i=1}^n S_i = S$, $\sum k_i > k$, оскільки одні і ті ж діагностичні параметри можуть входити в різні сукупності.

Нехай X - безліч можливих несправностей агрегату: $X = \{x_1, x_2, \dots, x_m\}$, відповідно m - загальна кількість можливих несправностей агрегату, тоді $|X| = m$. Кожному j - му діагностичному параметру s_j відповідає детермінована сукупність несправностей $X_j : |X_j| = \{x_1^j, x_2^j, \dots, x_n^j\}$. Сукупність усіх діагностичних параметрів дозволяє виявити усі можливі несправності агрегату, тобто $\bigcup_{j=1}^k X_j = X$. Кількість несправностей, що виявляються за

допомогою діагностичного параметра $s_j : |X_j| = m_j$. Кожній i -ій сукупності діагностичних параметрів S_i відповідає сукупність несправностей $X_i^d : X_i^d = \{x_1^{di}, x_2^{di}, \dots, x_{m_i}^{di}\}$. Кількість несправностей, що виявляються за допомогою сукупності діагностичних параметрів $S_i : |X_i^d| = m_i^d$. Сукупність діагностичних параметрів дозволяє виявити більше несправностей, чим один діагностичний параметр з цієї сукупності, тобто, якщо $S_j \in S_i$, то $m_j < m_i^d$. Серед безлічі усіх можливих несправностей агрегату є детермінований перелік несправностей, виявлення наявності яких має бути забезпечене при контролі.

Позначимо цей перелік підмножиною X'' з множини X ($X'' \in X$).

$$X'' = \{x_1'', x_2'', \dots, x_t''\}, \text{ відповідно [27] } |X''| = t.$$

Тоді серед усіх сукупностей діагностичних параметрів знайдуться V_{max} таких сукупностей $S'_v : S'_1, S'_2, \dots, S'_{v_{max}}$, які дозволяють виявити усе t необхідних несправностей. V_{max} – кількість сукупностей діагностичних параметрів, які дозволяють виявити необхідний перелік несправностей.

Оцінка переваги варіантів має бути виконана і для сукупності діагностичних параметрів в цілому, і для одиничних параметрів або їх груп. Для вибору раціональної сукупності діагностичних параметрів пропонується використовувати критерій, єдиний для різних агрегатів, систем і вузлів АТЗ. Сукупність діагностичних параметрів повинна забезпечувати виявлення без розпізнавання встановленого для кожного агрегату (системи, вузла) переліку несправностей при мінімальному числі цих параметрів.

Критерієм оптимальності вибору сукупності діагностичних параметрів буде співвідношення [16]

$$k''_v = \min k'_v, \text{ де } k'_v = |S'_v| \text{ для всіх } v = 1, 2, \dots, v_{max}. \quad (2.54)$$

Окрім визначення раціональної сукупності діагностичних параметрів для кожного з них необхідно розробляти діагностичні нормативи (граничні значення діагностичних параметрів). Незалежно від методу визначення діагностичних нормативів їх розробка і регламентація повинні відповідати наступним методичним правилам:

1. Має бути забезпечене чітке розмежування допустимого і неприпустимого стану складових частин, що забезпечує виявлення несправностей, у тому числі, прихованих.

2. Передбачені виробником жорсткіші нормативи для конкретної моделі (модифікації) АТЗ мають бути пріоритетними по відношенню до визначуваних при експлуатації нормативів.

3. Діагностичні нормативи для експлуатованих АТЗ мають бути не жорсткіше за конструкційні, передбачені вітчизняними і міжнародними стандартами.

4. Нормативи, встановлені українськими нормативними документами не мають бути м'якше передбачених міжнародними угодами і стандартами для експлуатованих АТЗ.

5. Рівень нормативів повинен забезпечувати виявлення наявності найбільш вірогідних прихованих небезпечних несправностей переліку, що задається, і запобігання ДТП унаслідок незадовільного технічного стану.

Для розробки діагностичних нормативів по відібраних діагностичних параметрах доцільно застосовувати методи аналітичного розрахунку за умовами безпеки АТЗ, емпіричні нормативи, встановлені заводами - виробниками АТЗ або Правила ЕЭК ООН. У одиничних випадках можливе застосування статистичних методів обробки емпіричних результатів діагностування АТЗ.

2.6 Алгоритм ухвалення рішення за результатами перевірок часткових параметрів

На відміну від більшості інших завдань діагностування оцінка експлуатаційної безпеки АТЗ вимагає узагальнення результатів контролю сукупності діагностичних параметрів. Враховуючи, що загальне число діагностичних параметрів і ознак сучасних ТЗ перевищує 200, завдання їх узагальнення вимагає коректного рішення. Методичним інструментом подібних узагальнень в діагностиці служить моделювання АТЗ як об'єкту діагностування. Відомі діагностичні моделі створювалися з метою підтвердження економічності експлуатації або локалізації несправностей і не відбивали експлуатаційну безпеку АТЗ [26], не задовольняли обмеженням в її отриманні.

Специфіка і обмеження можливостей оцінки експлуатаційної безпеки АТЗ полягають в наступному:

1. Складові частини АТЗ діагностують нарізно і оцінюють різними показниками.
2. Вимагається єдина оцінка експлуатаційної безпеки АТЗ, яку відображують логічним узагальненням оцінок складових частин.
3. Статистичні зв'язки між оцінками працездатності складових частин залишаються не виявленими, а прогнозування її змін не досягається.
4. Оцінка працездатності складової частини в об'ємі передбачених нормативними документами вимог безпеки може не відбивати наявності найбільш рідкісних несправностей.
5. Встановлені діагностичні нормативи допускають лише імовірнісні оцінки допустимості продовження експлуатації складової частини на АТЗ з позицій безпеки.

Стосовно специфіки оцінки експлуатаційної безпеки АТЗ пропонується метод узагальнення результатів діагностування складових частин АТЗ. У його основу покладено математичне моделювання експлуатаційної безпеки АТЗ як об'єкту діагностування [11, 26]. АТЗ в ній представляється сукупністю N "чорних ящиків" по числу складових частин, що окремо діагностуються, до яких нормативними документами передбачені вимоги безпеки.

Стани входів і виходів кожного з "чорних ящиків" однозначно визначають експлуатаційну безпеку об'єкту. За результатами діагностування стан складової частини представляється одним з безлічі помітних поєднань значень змінних на входах і виходах "чорного ящика". У такій моделі стану входів і виходів набувають значень тільки двох рівнів, одне з яких відповідає нормативу працездатного стану об'єкту, а інше - не відповідає. Відповідність змінних на входах і виходах "чорного ящика" описують математичним апаратом булевої алгебри [25].

Кожна n -а складова частина АТЗ представляється у вигляді "чорного ящика". Графічне представлення АТЗ як об'єкту діагностування по критеріях безпеки наведено на рис. 2.3. Чорний ящик задається кінцевою множиною Y_n вхідних тестових (стимулюючих дій на n -ю складову частину або режимних параметрів (входів) об'єкту, кінцевою множиною S_n вихідних (діагностичних) параметрів (виходів) і кінцевою множиною X_n структурних параметрів внутрішнього технічного стану n -ої складової частини об'єкту

$$Y_n = \{y_i\}, \quad i=1,2,\dots,H; \quad S_n = \{s_j\}, \quad j=1,2,\dots,J, \quad (2.55)$$

де y_i – стан i -го тестової вхідної дії (режимного параметра) на n -у складову частину об'єкту;

s_j – стан j -го виходу (діагностичного параметра або ознаки) n -ої складової частини об'єкту;

H – число вхідних дій, що враховуються при діагностуванні, на n -у складову частину (режимних параметрів) об'єкту;

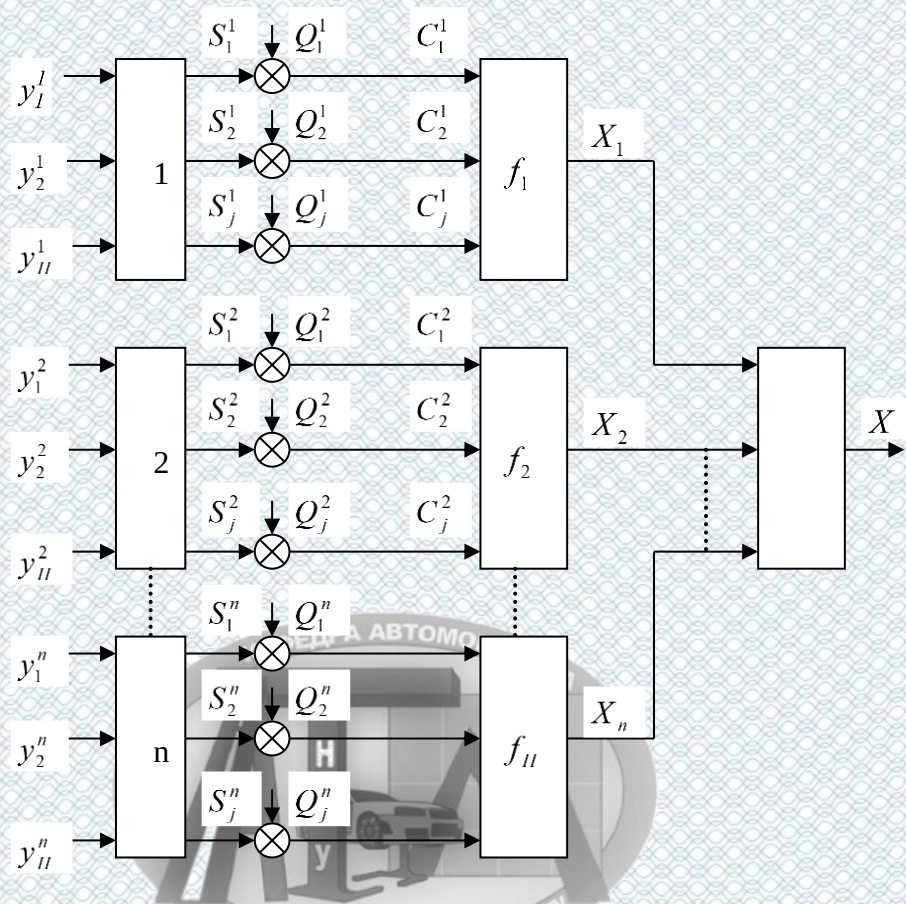
J – число діагностичних параметрів n -ої складової частини об'єкту.

Оператор W , що перетворює множини S_n вихідних (діагностичних) параметрів і Y_n тестових вхідних (стимулюючих) дій в множину X_n відбиває внутрішній технічний стан n -го «чорного ящика» $X_n = W_n(S_n; Y_n)$.

З урахуванням можливості стабілізації при контролі або приведення до встановленої "тестової" форми елементів великої кількості Y_n , отримаємо

$$X_n = \hat{O}_n(S_n).$$

Завданням діагностування є визначення n -ої складової частини об'єкту ("чорного ящика") невідомих значень параметрів X_n по відомих вихідних параметрах S_n і формування загальної оцінки об'єкту в цілому по отриманих N оцінкам X_n його складових частин.



y_j^n – стан j – ї тестової дії на n – у складову частину об'єкту; S_j^n – стан j – го виходу (діагностичного параметра або ознаки) n – ї складової частини об'єкту; Q_j^n – нормативне граничне значення j – го виходу n – ї складової частини об'єкту; C_j^n – нормований стан j – го виходу n – ї складової частини об'єкту, представлений в бінарній формі; X_n – внутрішній технічний стан (структурний параметр) n – ї складової частини об'єкту в бінарному представленні; X – внутрішній технічний стан ТЗ в цілому як об'єкту перевірки в бінарному представленні

Рисунок 2.3 – Графічне представлення АТЗ як об'єкту діагностування по критеріях безпеки

Для спрощення вводиться нормування вхідних тестових дій $\{y_i\}$ і вихідних діагностичних параметрів $\{s_i\}$. При невідповідності вимогам (одностороннім або двостороннім обмеженням, що іменуються "нормативами") будь-якого з вхідних

(стимулюючих) дій $\{y_i\}$, чи будь-якого з вихідних (діагностичних) параметрів S_n , стани відповідного входу або виходу приймаються рівними 0, а при їх відповідності встановленим вимогам - рівними 1.

Призначенням контролю експлуатаційної безпеки служить віднесення об'єкту до одного з двох станів - допустимому або неприпустимому. Безліч внутрішніх технічних станів об'єкту (нескінченне в більшості випадків) при такому бінарному (дворівневому) представленні відповідає тому, що допускається нормативними документами при $X_n = 1$ чи не відповідає $X_n = 0$.

У цій моделі структурні параметри експлуатаційної безпеки X об'єкту (ТЗ) в цілому, не задаються, а при виконанні перевірок не визначаються. В процесі контролю оцінюються тільки вихідні діагностичні параметри $S_n = \{s_j\}$ і безпосередньо по них - внутрішній технічний стан $X = \bigcap \{X_n\}$ об'єкту в бінарній формі. У цьому принципова відмінність моделі об'єкту контролю експлуатаційної безпеки.

При невідповідності встановленим вимогам стану будь-кого s_j виходу n -го "чорного ящика" його працездатність X_n визнається незадовільною, а при незадовільному стані $X_n = 0$ любого из N "чорних ящиків" визнається незадовільною експлуатаційна безпека X об'єкту (АТЗ) в цілому $X = 0$.

На мові булевої алгебри постановка діагнозу n -ій складовій частині об'єкту представляється кон'юнкцією безлічі її S_n вихідних (діагностичних) параметрів

$$X_n = \bigcap \{s_j\}, \quad (2.56)$$

а постановка діагнозу об'єкту контролю в цілому - кон'юнкцією станів усіх N "чорних ящиків", або сукупності усіх N множин $\{S_n\}$ їх вихідних (діагностичних) параметрів

$$X = \bigcap \{X_n\} = \bigcap \{ \bigcap (S_j) \}. \quad (2.57)$$

Приведена математична модель дає алгоритм ухвалення рішення за результатами перевірок часткових параметрів: при невідповідності встановленим нормативам будь-якого показника експлуатаційної безпеки, що регламентується нормативними документами, безпека АТЗ визнається незадовільною.

Розроблені методи обґрунтування вимог до експлуатаційної безпеки АТЗ включають відбір його складових частин для діагностування, нормування сукупностей діагностичних параметрів, розробку алгоритму ухвалення рішення за результатами перевірки складових частин і необхідних методів діагностування.

Висновки до розділу 2

Відомо, що в АТЗ, які знаходяться в експлуатації, можуть істотно знижуватися надійність та експлуатаційні властивості внаслідок порушення регулювань та зміни структурних параметрів систем, агрегатів і вузлів. Несправності виникають практично в усіх основних елементах.

Наведена методологія розкриває структуру зміни технічного стану АТЗ в процесі експлуатації і встановлює порядок керування відновленням їх експлуатаційної надійності та забезпечення БДР.



РОЗДІЛ 3.

УДОСКОНАЛЕНА МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ М1 В УМОВАХ СТАНЦІЇ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ

3.1 Розробка технологічних принципів і вимог до технологій діагностування гальмівних систем

Перевірки експлуатаційної безпеки АТЗ об'єднують склад операцій діагностування і органолептичного огляду, що строго регламентується. Отримана в результаті такого об'єднання технологія поєднує взаємно доповнюючі один одного органолептичні і кількісні перевірки, що чергуються або поєднуються, інструментальними методами. У цьому принципова відмінність подібної технології від раніше апробованих форм включення діагностування в технологічні процеси ТО і ремонту [9, 29].

Це також відрізняє діагностування з метою підтвердження безпеки експлуатованих АТЗ від раніше вживаних в Україні форм діагностування. Такий вид діагностування можна класифікувати як інструментально-органолептичний контроль експлуатаційної безпеки АТЗ. Проте, згідно сталої в Україні термінології вказаний вид робіт іменується терміном "діагностування".

Термінологічними і загально-технічними [12, 13] стандартами, а також в технічній літературі автотранспортного профілю роботи по перевірці технічного стану іменуються не "контролем", а "діагностуванням". Очевидно, у зв'язку з організаційно-технологічним оформленням сфери застосування нових методів і техніки, фахівці прагнули обмежити цим область діяльності, що з'явилася на транспорті. Визначення технічного стану АТЗ без їх розбирання з використанням кількісних методів прямих і непрямих вимірів (діагностування) виділилося з сфер вимірів, що існували раніше, контролю деталей і органолептичного контролю АТЗ перед виїздом на маршрут.

Проте виробничим призначенням діагностування залишався не лише (і не стільки) пошук несправностей, але і контроль технічного стану, а також виконання регулювань новими методами. Враховуючи, що далі в роботі розглядаються технологічні аспекти широко відомої на автомобільному транспорті сфери застосування цих методів під найменуванням "діагностика", цей термін використовується в наступному для позначення вказаних робіт.

Виробнича система виконання робіт діагностування з метою підтвердження безпеки АТЗ, що знаходяться в експлуатації, базується на певних технологічних принципах.

Враховуючи вітчизняний і зарубіжний досвід можна зробити висновок, що важливими технологічними принципами контролю експлуатаційної безпеки АТЗ є наступні:

1. Експлуатаційну безпеку АТЗ при проведенні технічного контролю доцільно перевіряти тільки на відповідність вимогам нормативних документів, без виявлення характеру або місця несправності.

2. Вимоги до експлуатаційної безпеки мають бути єдині для АТЗ кожного виду, незалежно від місця і часу їх виготовлення, організації експлуатації (власника і виду перевезень) і від місця або виконання робіт (конкретних пунктів і станцій ТО або контролерів технічного стану) на усій території України.

3. До технічного стану АТЗ повинні пред'являтися вимоги по критеріях безпеки їх експлуатації і тільки за показниками, схильними до зміни в процесі експлуатації.

4. Діагностування для підтвердження безпеки АТЗ допускається виконувати тільки встановленими нормативними документами методами.

5. Контроль відповідності АТЗ вимогам, встановленим нормативними документами в кількісній формі, допускається виконувати тільки інструментальними методами з використанням засобів вимірів або засобів технічного діагностування.

6. Результати контролю експлуатаційної безпеки підлягають документуванню, незалежно від їх характеру і умов виконання.

Приведені вище технологічні принципи в рівній мірі застосовані як до діагностування, що виконується при проведенні технічного контролю, так і після виконання комплексного ТО або великого ремонту систем керування або двигуна АТЗ.

Таким чином, підтвердження безпеки експлуатованих ТЗ з використанням засобів діагностування в технологічному відношенні є глибшим і якіснішим контролем, усебічно і чітко регламентованим нормативними документами, насиченим технічними засобами і інструментальними методами, без пропуску окремих показників або складових частин на розсуд оператора-діагноста. Регламентація такого контролю охоплює як його технологічне забезпечення (кваліфікація персоналу, склад виробничо-технічної бази), так і його післяопераційний зміст, номенклатуру і технологію виконання.

3.2 Визначення технічного стану гальмівної системи методом статодинамічних випробувань

Основними вимірювачами гальмівних властивостей автомобіля, регламентованими нормативними документами, є сповільнення j_a при гальмуванні, час τ гальмування і гальмівний шлях S_g . Контролю підлягає зусилля F_g , що створюється водієм на педалі гальма, яке не повинно перевищувати встановлений рівень.

Найбільш важливим з точки зору безпеки руху параметром є гальмівний шлях S_g . Крім того, гальмівний шлях дає більш наочне уявлення про ефективність дії гальмівної системи, ніж величина сповільнення. Але сповільнення є більш об'єктивним параметром, оскільки величина гальмівного шляху залежить не тільки від конструкції гальмівної системи і якості

дорожнього покриття, а й від швидкості реакції водія. Тому вважають, що усталене сповільнення характеризує ефективність гальмування і зазвичай його вводять в розрахунки гальмівного шляху [14, 21-24].

Завданням діагностики є визначення виду технічного стану, місця передбачуваної несправності і прогнозування технічного стану. Розглянуті вище діагностичні параметри дозволяють визначити лише вид загального технічного стану гальмівної системи і не дозволяють вказати місце передбачуваної несправності.

Складність діагностування гальмівної системи полягає в тому, що робочі процеси одночасно відбуваються в восьми основних вузлах системи, а нормативними документами передбачено лише два вимірювача: зусилля на педалі і сповільнення автомобіля. Час τ гальмування і гальмівний шлях S_g не мають кінематичного зв'язку з вузлами гальмівної системи і є непрямими. Тому для діагностування гальмівної системи доцільно шукати інші підходи, що дозволяють збільшити кількість інформації про технічний стан вузлів системи.

Розглянемо схему (рис. 3.1) формування приводної сили в гальмівній системі з гідравлічним приводом і підсилювачем гальмівного приводу, який встановлюють на сучасних автомобілях для полегшення керування гальмовою системою і забезпечення такої чутливості гальмівного моменту до керуючого впливу, щоб водій міг найбільш точно коригувати напрямок і швидкість руху.

У гальмівній системі виділимо два основних функціональних блоки: гідравлічний гальмівний привід і виконавчий гальмівний механізм.

До гідравлічного гальмівного приводу відносяться такі функціональні вузли, які беруть участь у формуванні приводної сили: ГП - гальмівна педаль; ПГПП - підсилювач гідравлічного гальмового приводу; ГГЦ - головний гальмівний циліндр; РГТ - регулятор гальмівного тиску.

При цьому регулятор гальмівного тиску (при наявності його в системі) виконує тільки функцію управління гальмівним тиском задніх коліс.

Виконавчий гальмівний механізм, позначений на схемі КФГМ - колісний фрикційний гальмівний механізм, є кінцевим вузлом аналізованої гальмівної системи. Однак створюваний в ньому гальмівний момент при гальмуванні врівноважується моментом штовхальної сили інерції. Тому в структурну схему включений колісний рушій (КР), на якому замикається силова ланцюг.

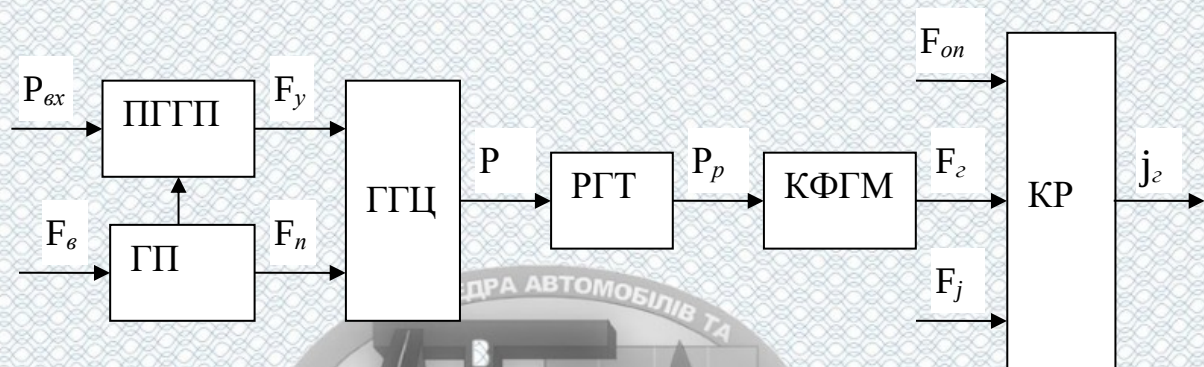


Рисунок 3.1 – Схема формування гальмівної сили в системі з гідравлічним приводом і підсилювачем гальмівного приводу.

При розрахунку основних вузлів гальмівної системи автомобіля, завданням якого є визначення основних розмірів приводу, застосовують спрощений метод. Наприклад, розрахунок гідравлічного гальмівного приводу без підсилювача [31] зводиться до визначення діаметрів колісних і головного циліндрів і відношення плечей педалі гальма.

Виходять з того, що розтискне зусилля F_p в колісному механізмі і тиск p в магістралі пов'язані залежністю

$$F_p = s_k \cdot p, \quad (3.1)$$

де $s_k = \frac{\pi d_k^2}{4}$ – площа поперечного перерізу колісного циліндра,

d_k – діаметр колісного циліндра.

Діаметр d_k знаходять виходячи з необхідного розтискного зусилля F_p і заданого максимального тиску p в магістралі (в межах 5 ... 8 МПа):

$$d_k = \sqrt{\frac{4F_p}{\pi \cdot p}}. \quad (3.2)$$

Щоб максимальний тиск в магістралі досяг заданої величини, необхідно до педалі гальма докласти зусилля

$$F_g = (m/l)(\pi d_z^2 / 4) \cdot p \cdot (1/\eta_{np}), \quad (3.3)$$

де m і l – плечі педалі;

d_z – діаметр головного циліндра;

η_{np} – ККД гідравлічного привода; $\eta_{np} = 0,92$.

Повний хід h_n педалі гальма встановлюється об'ємом рідини, що витісняється з головного циліндра при гальмуванні. Його визначають за формулою

$$h_n = \{[2 \cdot (d_1^2 \cdot x_1 + d_2^2 \cdot x_2) / d_z^2] + \Delta\} \cdot (l/m), \quad (3.4)$$

де d_1 і d_2 – діаметри передніх і задніх колісних циліндрів;

x_1 і x_2 – відстань, на яку розходяться поршні тих же циліндрів при гальмуванні;

Δ – зазор між штовхачем і днищем поршня головного циліндра.

Для барабанного гальмівного механізму відстань x , на яку розходяться поршні, залежить від конструкції механізму і визначається за формулою

$$x = 2 \cdot \delta \cdot (a + c) / c, \quad (3.5)$$

де δ – нормальний зазор між фрикційним накладкою колодки і гальмівним барабаном;

a і c – координати прикладання нормальної і розтискної сили в барабанному гальмівному механізмі.

Для дискового гальмівного механізму відстань x визначають з рівняння

$$x = 2 \cdot \delta, \quad (3.6)$$

де δ – нормальний зазор між фрикційною накладкою колодки і диском;

$$h_n = 0,15 \dots 0,18 \text{ м.}$$

Зусилля і хід педалі задають в таких межах: $F_g = 500 \dots 600 \text{ Н.}$

Потім, вирішуючи спільно рівняння (3.3) і (3.4), знаходять d_z і передавальне число педального приводу як відношення l до m .

З урахуванням того, що передавальне число педального приводу і площа поршня головного циліндра відповідно рівні:

$$i_n = \frac{l}{m} \text{ та } s_z = \frac{\pi \cdot d_z^2}{4},$$

то рівняння (3.3) можна представити в наступному вигляді:

$$F_g = \frac{s_z}{i_n \cdot \eta_{np}} \cdot p. \quad (3.7)$$

Як зазначено вище, це відповідає схемі гідравлічного гальмівного приводу без підсилювача. Так як зусилля від гальмівної педалі

$$F_n = i_n \cdot F_g, \text{ то } F_n \cdot \eta_{np} = s_z \cdot p. \quad (3.8)$$

У виразі (3.8) добуток тиску p на площу поршня s_2 головного циліндра є реакцію, що протидіє силі F_n , яка прикладена до штоку педального приводу.

У відповідності зі схемою на рис. 3.1 при працюючому підсилювачі і натисканні на гальмівну педаль на поршень ГГЦ діє сумарна сила

$$F_c = F_n + F_y, \quad (3.9)$$

де F_n – зусилля від гальмівної педалі;

F_y – зусилля, що створюється вакуумним підсилювачем гальмівного приводу.

Якщо прийняти, що між зусиллям, створюваним підсилювачем гальмівного приводу, і зусиллям на педалі гальма існує пропорційна залежність, можна уявити зусилля F_y як частину k_y зусилля на педалі гальма

$$F_y = k_y \cdot F_\theta. \quad (3.10)$$

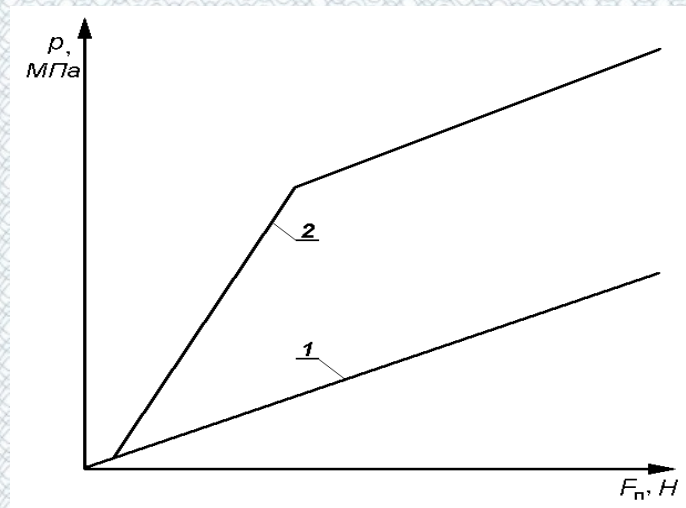
У цьому випадку в вираз (3.8) замість F_n правомірно підставити значення сумарної сили F_c , рівне

$$F_c = i_n \cdot F_\theta + k_y \cdot F_\theta = F_\theta \cdot (i_n + k_y); \quad (3.11)$$

тоді

$$F_\theta = \frac{s_2}{(i_n + k_y) \cdot \eta_{np}} \cdot p; \text{ або } p = \frac{(i_n + k_y) \cdot \eta_{np}}{s_2} \cdot F_\theta. \quad (3.12)$$

Вираз (3.12), що представляє залежність тиску рідини в головному гальмівному циліндрі від зусилля на педалі гальма, називається статичною характеристикою гідравлічного гальмівного приводу [31].



1 – робота АТЗ без включення підсилювача; 2 – робота АТЗ з підсилювачем

Рисунок 3.2 – Статична характеристика гідравлічного приводу

Вона відображає процеси в приводі як при непрацюючому (рис. 3.2 лінія 1, $k_{y_i} = 0$), так і при працюючому (рис. 3.2 лінія 2, $k_{y_i} = 2 \dots 3$) підсилювачі. Представлена на рис. 3.2 статична характеристика підсилювача містить три ділянки, на яких коефіцієнт k_{y_i} приймає різні значення. Наприклад, на першій ділянці $k_{y_i} = 0$, так як підсилювач вступає в дію після того, як зусилля на педалі гальма досягає деякої величини, відповідної початку відкриття атмосферного клапана. Потім $k_{y_i} = 2 \dots 3$ – вступає в дію підсилювач, а потім знову $k_{y_i} = 0$ – нахил характеристики такий ж, як і при непрацюючому підсилювачі.

Таким чином, вирази (3.7) і (3.10) складають діагностичну модель гідравлічного приводу з підсилювачем, в якій діагностичними параметрами доцільно вибрати тиск робочого тіла в гальмівній магістралі і зусилля на педалі гальма, а діагностованими параметрами – втрати в приводі (у вигляді ККД приводу) і коефіцієнт посилення k_y . Так як відповідно до нормативних документів зусилля на педалі гальма контролюють, то тиск робочого тіла в гальмівній магістралі є додатковим діагностичним параметром.

При цьому гальмівний привід можна діагностувати в статичному режимі. Під статичним режимом будемо розуміти випробування гальмівного приводу, коли колеса не обертаються. Випробування проводять у два етапи шляхом натискання на педаль гальма при підключеному діагностичному обладнанні.

Перший етап – робота гальмівної системи без підсилювача (при вимкненому двигуні), другий етап – робота АТЗ з підсилювачем. Метою випробувань є отримання статичних характеристик приводу. За результатами першого етапу з рівняння (3.7) можна знайти ККД приводу

$$\eta_{np} = \frac{p}{F_{\phi}} \cdot \frac{s_z}{i_n}. \quad (3.13)$$

За результатами другого етапу з рівняння (2.12) можна знайти коефіцієнт посилення

$$K_y = \frac{p}{F_{\phi}} \cdot \frac{s_z}{\eta_{np}} - i_n, \quad (3.14)$$

хоча це робити не обов'язково, досить побудувати суміщений графік $p = f(F_{\phi})$ за результатами двох етапів випробувань. Якщо підсилювач працює, то при меншому зусиллі на педалі досягається більш високий тиск в магістралі, як це показано на рис. 3.2.

Вираз, що представляє залежність гальмівних сил від тиску рідини в робочих (колісних) гальмівних циліндрах є динамічною характеристикою колісних гальмівних механізмів. Ці характеристики отримують в динамічному режимі. Динамічний режим реалізується при стендових або дорожніх випробуваннях з підключеним діагностичним обладнанням шляхом службового гальмування. Метою динамічного режиму є отримання гальмівних діаграм, за якими діагностуються колісні гальмівні механізми.

Наведені залежності підтверджують, що наявність інформації про тиск робочої рідини в системі істотно полегшує вирішення завдання діагностування гальмівної системи. Такий підхід дозволяє проаналізувати поведінку основних вузлів гальмівної системи за допомогою математичної моделі шляхом імітації типових відхилень в їх роботі. Причому в імітаційній моделі, яка розглядається нижче, можна використовувати дані, отримані безпосередньо в процесі випробувань. Порівняння результатів моделювання з результатами випробувань дозволяє швидше і більш аргументовано поставити достовірний діагноз. Запропонований підхід можна характеризувати як метод статодинамічних випробувань.

3.3 Математична модель та комплекс програмно-апаратних засобів ідентифікації несправностей гальмівної системи

Виходячи з принципу поетапного вдосконалення моделі, викладеному в п. 3.1, визначимо додаткові фактори, які суттєво впливають на технічний стан гальмівної системи. Для цього проаналізуємо характерні несправності в гальмівній системі і причини їх породжують, на прикладі автомобілів Škoda. Більшість несправностей з'являється через порушення зазорів в сполученнях приводу, ГГЦ, робочих циліндрів, колодкових механізмів. Тому одним з найважливіших доповнень, яке необхідно включити в уточнену модель, є зв'язок переміщень ланок гальмівної системи з тиском і силами в її вузлах.

Інша поширена причина появи несправностей – зміна фізичних властивостей гумових ущільнювачів, що несе за собою збільшення коефіцієнта тертя і втрату рухливості поршнів. Тому в уточненій моделі необхідно врахувати втрати на тертя.

Оскільки структурними параметрами є розміри, то більш детально вплив технічного стану всього гідравлічного приводу можна простежити, проаналізувавши привід по параметру переміщення.

I, нарешті, об'ємне розширення системи, збільшення ходу поршнів робочих циліндрів через зростаючі в результаті зносу зазори, а також виток робочої рідини з системи – це найважливіші експлуатаційні фактори, які також необхідно врахувати в моделі.

Для складання математичної моделі, крім структурної схеми, необхідно прийняти розрахункову схему, в якій слід позначити параметри, що враховуються при моделюванні.

Педаць гальма: контрольовані параметри – вільний хід педалі; жорсткість поворотної пружини; коефіцієнт посилення (співвідношення плечей важеля);

ПГП: контрольовані параметри – коефіцієнт посилення; прорив діафрагми; підсмоктування повітря; пропуск повітря в запірному клапані; набухання манжети циліндра підсилювача (гідровакуумний підсилювач), атмосферного і вакуумного клапанів;

ГГЦ: контрольовані параметри – виток робочого тіла, збільшення коефіцієнта тертя; низький рівень робочого тіла в бачку; наявність повітря; збільшення (зменшення) зазору між штоком і поршнем; заклинювання поршня; засмічення компенсаційного отвору;

РГТ: контрольовані параметри – різний тиск в контурах; виток робочого тіла;

КФГМ: контрольовані параметри (барабанне гальмо) – знос або замаслення колодок (зниження коефіцієнта тертя); поломка або ослаблення пружини стяжної пружини; відсутність або зменшення зазору між накладками і барабаном; збільшений зазор між накладками і барабаном; зменшення товщини барабана (тріщина), виток робочого тіла;

Гальмівні магістралі: контрольовані параметри – об'ємна деформація; механічна деформація деталей системи; виток робочого тіла через нещільності з'єднання.

Розрахункова схема, показана на рисунку 3.3, містить ті ж вузли, що і схема, зображена на рисунку 3.1.

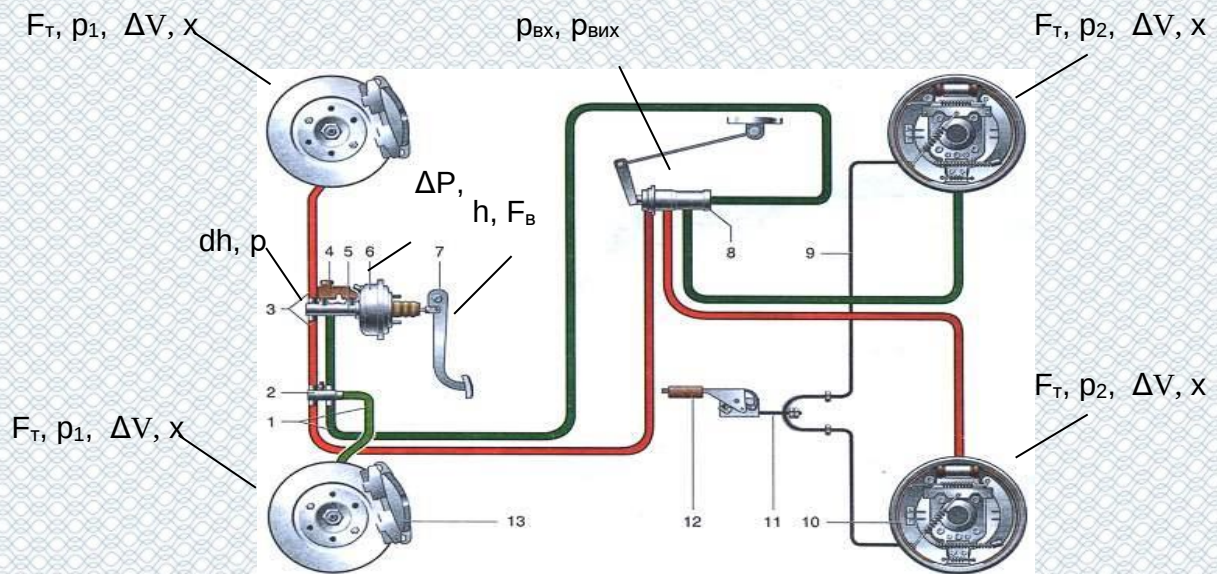


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема процесів в гальмівній системі

Математичну модель можна представити у вигляді системи диференціальних рівнянь, складених на основі балансу сил, що діють в механізмах, рівнянь руху їх ланок і об'ємного балансу робочої рідини в системі.

Педальний гальмівний привід є першим ступенем посилення, виконаний у вигляді важеля, закріпленого на осі, із співвідношенням довжинами плечей l і m , що визначають передавальне число педального приводу $\frac{l}{m} = i_n$.

Повний хід педалі

$$h_n = h_{n0} + h_{np} + h_{nz}, \quad (3.15)$$

де h_{n0} – вільний хід педалі, при якому вибираються всі зазори в механізмах приводу;

h_{np} – робочий хід педалі, що витрачаються на створення тиску в системі;

h_{nz} – запас ходу.

Активний хід поршня головного гальмівного циліндра починається тільки при робочому ході педалі, тобто при безпосередньому впливі штока (штовхача). Тому переміщення поршня з урахуванням передавального числа педального приводу

$$h_2 = \frac{h_{np}}{i_n}. \quad (3.16)$$

Швидкість переміщення поршня головного гальмівного циліндра



$$c_2 = \frac{dh_2}{d\tau} = \frac{1}{i_n} \cdot \frac{dh_{np}}{d\tau}, \quad (3.17)$$

де τ – час.

Диференціальне рівняння зміни об'єму головного гальмівного циліндра

$$\frac{dV_2}{d\tau} = s_2 \cdot c_2 = s_2 \cdot \frac{dh_2}{d\tau} = \frac{s_2}{i_n} \cdot \frac{dh_{np}}{d\tau}, \quad (3.18)$$

де s_2 – активна площа поршня головного гальмівного циліндра.

У міру переміщення поршня головного гальмівного циліндра в гальмівній системі зростає тиск робочої рідини, під дією якого переміщуються поршні робочих циліндрів гальмівних механізмів. Ці переміщення поршнів не залежать від кінематичних зв'язків з приводом, а лише компенсують зазори між гальмівними накладками і дисками або барабанами.

Швидкість переміщення кожного поршня робочого циліндра

$$c_p = \frac{dh_p}{d\tau}, \quad (3.19)$$

де h_p – хід поршня робочого циліндра.

Диференціальне рівняння зміни об'ємів робочих циліндрів

$$\frac{dV_p}{d\tau} = s_p \cdot c_p = s_p \cdot \frac{dh_p}{d\tau}, \quad (3.20)$$

де s_p – активна площа поршня робочого циліндра.

Процес підвищення тиску рідини в головному циліндрі в залежності від зусилля натискання на гальмівну педаль доцільно розглянути в даній моделі з урахуванням стисливості робочої рідини, об'ємного розширення деталей приводу і витоку робочої рідини через нещільності в головному циліндрі і в колісних робочих циліндрах.

Стисливість робочої рідини, тобто здатність зменшувати об'єм при збільшенні тиску, і деформація деталей, що утворюють гальмівну систему, впливають на даний процес. Стисливість рідини характеризується коефіцієнтом стисливості або об'ємним модулем пружності $E_v = 1/\alpha$. Для розглянутих рідин можна прийняти $\alpha = (6 \dots 7) \cdot 10^{-4} \text{ МПа}^{-1}$.

За даними [12] коефіцієнт стисливості дуже сильно залежить від наявності повітря в системі. Газу, що знаходяться в рідині в розчиненому (дисперсному) стані, не роблять істотного впливу на її механічні властивості. Однак, якщо тиск в будь-якій точці об'єму рідини зменшується, газу виділяються з розчину у вигляді бульбашок, які погіршують властивості рідини, збільшуючи коефіцієнт стисливості. Відносна кількість газу, який може розчинитися в рідині до її насичення, прямо пропорційна тиску на поверхні розділу.

Оскільки кількість газу, розчиненого в рідині до насичення, прямо пропорційна тиску, то при зменшенні останнього нижче величини, при якій відбулося насичення рідини газом, надлишок газу виділиться з неї. Описана

властивість рідини має велике значення для роботи гальмівної системи з гідроприводом, так як присутність нерозчиненого газу погіршує, а в багатьох випадках може повністю порушити її роботу. Крім виділення газу, що знаходиться в гальмівній рідині в розчиненому вигляді, в гальмівному приводі можливий підсос повітря через зазори, що з'являються в колісних гальмівних механізмах в результаті зносу деталей, що труться.

Деформація трубопроводів і піддатливих деталей, що утворюють гальмівну систему, враховується коефіцієнтом β об'ємного розширення приводу, який при аварійному гальмуванні приймають рівним $\beta = 1,05 \dots 1,1$ [13].

$$s_2 \cdot c_2 \cdot d\tau = \alpha \cdot \beta \cdot V_c \cdot dp + \sum Q_j \cdot d\tau, \quad (3.21)$$

де α – коефіцієнт стисливості робочої рідини;

β – коефіцієнт об'ємного розширення деталей приводу;

V_c – сумарний об'єм гальмівної системи з урахуванням збільшення об'єму в результаті спрацювання всіх гальмівних механізмів;

s_2 – активна площа поршня головного циліндра;

c_2 – швидкість переміщення поршня головного циліндра;

p – тиск робочої рідини в гальмівному приводі;

τ – час;

$\sum Q_j \cdot d\tau$ – сума об'ємів робочої рідини, що одночасно витікають із системи;

Q_j – секундна витрата робочої рідини.

Виток робочої рідини через зазори в механізмах:

$$Q_y = \mu_y \cdot f_z \cdot \sqrt{p / \rho}, \quad (3.22)$$

де $\mu_y \cdot f_z$ – ефективне прохідний перетин зазорів;

ρ – густина робочого тіла.

$$dp = \frac{dV_z}{\alpha \cdot \beta \cdot V_c} - \frac{1}{\alpha \cdot \beta \cdot V_c} \cdot (Q_{yz} + Q_{yn} + Q_{yz}) \cdot d\tau, \quad (3.23)$$

Q_{yz} – виток робочої рідини через зазори в головному гальмівному циліндрі;

Q_{yn} – виток робочої рідини через зазори в передніх циліндрах;

Q_{yz} – виток робочої рідини через зазори в задніх циліндрах.

Тиск робочої рідини в гальмівному приводі:

$$p = p_{(i-1)} + dp, \quad (3.24)$$

де $p_{(i-1)}$ – тиск в системі, обчислений на попередньому кроці;

dp – приріст тиску, обчислений за формулою (3.23).

Сумарний об'єм гальмівної системи можна представити як суму об'ємів сполучних трубопроводів V_{mp} , головного гальмівного циліндра V_z і робочих гальмівних циліндрів V_p :

$$V_c = V_{mp} + V_z + V_p. \quad (3.25)$$

Об'єм головного гальмівного циліндра складається з початкового об'єму $V_{нз}$ і приросту dV_z , що визначається з рівняння (3.20):

$$V_z = V_{нз} + dV_z. \quad (3.26)$$

Об'єм робочого колісного циліндра складається з початкового об'єму V_{np} і приросту dV_p , що визначається з рівняння (3.18):

$$V_p = V_{np} + dV_p. \quad (3.27)$$

Гідравлічний гальмівний привід забезпечує передачу зусилля F_ϵ на педалі гальма, створюваного водієм, з коефіцієнтом посилення, достатнім для отримання необхідної гальмівної сили в гальмівному механізмі.

Вхідне зусилля F_ϵ на педалі гальма приводу, що створюється водієм, відтворюється на виході у вигляді зусилля F_n на штоку гальмівної педалі. При цьому водій долає зусилля поворотної пружини F_{np} і опір тертя F_{mnp} . Баланс сил у педальному приводі



$$i_n \cdot F_\epsilon - F_{np} - F_{mnp} = F_n. \quad (3.28)$$

Сила поворотної пружини

$$F_{np} = F_3 + C_{np} \cdot h_n, \quad (3.29)$$

де F_3 – сила попереднього затягування пружини;

C_{np} – жорсткість пружини.

Якщо силу тертя F_{mnp} виразити через умовний коефіцієнт тертя μ_n , представивши як $F_{mnp} = \mu_n \cdot F_\epsilon$, відношення сили пружини до зусилля на педалі позначити $(F_{np} / F_\epsilon) = k_{np}$, то після перетворень:

$$F_n = (i_n - \mu_n - k_{np}) \cdot F_\epsilon \quad \text{чи} \quad \frac{F_n}{F_\epsilon} = (i_n - \mu_n - k_{np}). \quad (3.30)$$

При наявності підсилювача гальмівного приводу на поршень головного гальмівного циліндра діє сумарна сила підсилювача і приводу $F_y + F_n$, під дією якої поршень переміщається. Приймаючи, як і раніше, $F_y = k_y \cdot F_\epsilon$, отримаємо

$$F_n + F_y = (i_n + k_y - k_{np} - \mu_n) \cdot F_\epsilon. \quad (3.31)$$

Але при цьому виникає сила тертя поршня $F_{mp\epsilon}$, спрямована проти руху поршня. Прийmemo силу тертя поршня як добуток нормальної сили, що діє на поверхню s_y ущільнювального кільця, на коефіцієнт тертя μ_y :



$$F_{mp\epsilon} = \mu_y \cdot s_y \cdot p. \quad (3.32)$$

Баланс сил в гідравлічному приводі описується рівнянням

$$(i_n + k_y - k_{np} - \mu_n) \cdot F_\epsilon = p \cdot (s_\epsilon + \mu_y \cdot s_y). \quad (3.33)$$

Взаємозв'язок між тиском і зусиллям на педалі гальмового приводу

$$p = \frac{i_n + k_y - k_{np} - \mu_n}{s_\epsilon + \mu_{y\epsilon} \cdot s_{y\epsilon}} \cdot F_\epsilon. \quad (3.34)$$

За формою поверхонь, що труться, колісні фрикційні гальмівні механізми діляться на барабанні та дискові.

Колодковий барабанний гальмівний механізм виконується за кількома схемами. Загальна формула для визначення гальмівної сили, створюваної колодковим барабанним гальмівним механізмом, виконаним за будь-якою схемою, може бути представлена [13, 31]

$$F_T = s_p \cdot \frac{r_{\delta}}{r_k} \cdot (i_1 + i_2) \cdot \mu \cdot p_p. \quad (3.35)$$

де μ – коефіцієнт тертя;

s_p – активна площа поршня робочого циліндра;

r_{δ} – радіус барабана;

i_1, i_2 – кінематичні передавальні числа механізмів першої і другої колодки, що передають зусилля від силових пристроїв до колодок;

r_k – радіус кочення колеса (радіус кочення без проковзування); $r_k = \lambda \cdot r_0$;

λ – коефіцієнт деформації шин; $\lambda = 0.94 \dots 0.96$;

r_0 – вільний радіус колеса.

Для барабанних гальмівних механізмів з рівними приводними силами $i_1 = i_2$, тому

$$F_T = 2 \cdot s_p \cdot \frac{r_{\delta}}{r_k} \cdot i \cdot \mu \cdot p_p. \quad (3.36)$$

Дисковий гальмівний механізм простіший в конструкції і широко поширений на легкових автомобілях. Формула для визначення гальмівної сили, створюваної дисковим гальмівним механізмом [12]:

$$F_T = 2 \cdot s_p \cdot \frac{r_{mp}}{r_k} \cdot \mu \cdot p_p, \quad (3.37)$$

де r_{mp} – середній радіус тертя диска.

Відповідно до схеми, наведеної на рис. 3.1, гальмівний момент, створюваний гальмівним механізмом, врівноважується моментом штовхальної

сили інерції на колісному рушії. З балансу сил на кожному колесі в рівнянні (3.30) показано, що

$$\frac{F_T}{p_p} = K_m \text{ чи } \frac{j_m \cdot m_i}{p_p} = K_m.$$

Для барабанних гальмівних механізмів з рівним розподілом сил

$$K_{mб} = \frac{2 \cdot s_p \cdot r_б \cdot i}{r_k} \cdot \mu, \quad (3.38)$$

для дискових гальмівних механізмів



$$K_{мд} = \frac{2 \cdot s_p \cdot r_{mp}}{r_k} \cdot \mu. \quad (3.39)$$

Проведенню експериментальних досліджень було підпорядковане вирішення наступних завдань:

- перевірити працездатність засобів вимірювальної техніки та ефективність програмного забезпечення;
- ідентифікувати математичну модель і перевірити її адекватність;
- перевірити інформативність електричних сигналів на виходах датчиків тиску і переміщення педалі як діагностичних параметрів;
- отримати кількісні характеристики параметрів: тиску в гідравлічному приводі і активного ходу поршня ГГЦ при спрацьовуванні справних і несправних елементів приводу;
- визначити найбільш раціональні режими діагностування компонентів гальмівної системи;
- підтвердити правомірність пропонованих методів визначення технічного стану гальмівної системи;

– накопичити експериментальний матеріал для розробки обґрунтованих практичних рекомендацій щодо діагностування компонентів гальмівної системи.

Комплекс програмно-апаратних засобів (КПАЗ) складається з стенду з біговими барабанами, двох тахогенераторів постійного струму, датчика сповільнення, персонального комп'ютера з інтегрованим в його склад АЦП, програмного забезпечення і вимірювальних модулів.

Перевірку працездатності засобів вимірювальної техніки та ефективності програмного забезпечення проводили на кількох автомобілях. Відповідно до наведеного переліку завдань для експериментальної перевірки було обрано автомобіль Škoda Octavia 1,8 (передньопривідний автомобіль з дисковими гальмами на передній і задній осі).

Таблиця 3.1 – Характеристика гальмівної системи і ГГЦ

Характеристики гальмівної системи і головного гальмівного циліндра	Показник
Тип привода	гідравлічний з поділом по діагоналі
Спосіб регулювання тиску	по осям
Діаметр головного гальмівного циліндра, мм	23,8
Активна площа поршня головного гальмівного циліндра, см ²	4,45
Максимальний хід поршня ГГЦ, мм	17
Активний хід поршня ГГЦ, мм	10...13
Робочий об'єм ГГЦ при активному ході 13 мм, см ³	5,78
Максимальний тиск робочого тіла в гальмівній системі, МПа	16

Сумарний об'єм одного контуру гальмівної системи можна представити як суму об'ємів

$$V_{\Sigma} = V_{mp} + V_z + 2V_n + 2V_z,$$

де $V_{mp}=17,6 \text{ см}^3$ – об'єм з'єднувального трубопроводу;

$V_z=5,78 \text{ см}^3$ – об'єм головного гальмівного циліндра.

Таблиця 3.2 – Характеристика з'єднувальних трубопроводів

Характеристика з'єднувальних трубопроводів і гальмівної рідини	Показник
Довжина, мм	2500
Діаметр отвору, мм	3
Площа поперечного перерізу, см^2	0,07
Об'єм внутрішньої порожнини трубопроводу, см^3	17,6
Гальмівна рідина	синтетична на водній основі
Густина гальмівної рідини при температурі 20°C , г/дм^3	1050
Об'ємний модуль пружності E_v , МПа	1500...2000
Коефіцієнт стискуваності α_c , МПа^{-1}	$(5...6,66) \cdot 10^{-4}$

Таблиця 3.3 – Геометричні розміри елементів гідроприводу гальмівної системи автомобіля Škoda Octavia 1,8T

Назва параметра	гальмівний механізм передніх коліс	гальмівний механізм задніх коліс
Тип гальмівного механізму	дисковий	дисковий
Діаметр диска гальмівного механізму, мм	288	230
Діаметр циліндра колісного механізму, мм	54	38
Площа поршня колісного механізму, см^2	22,90	11,34
Зазор між торцем поршня і циліндром, мм:		
мінімальний	1	1
максимальний	12	12
при проведенні експеримента	5,65	5,65
Об'єм робочої порожнини колісного циліндра, см^3 :		
мінімальний	2,29	1,134
максимальний	27,48	13,61
при проведенні експеримента	12,94	6,41

Об'єми робочих гальмівних циліндрів – передніх коліс V_n і задніх V_z відповідно до таблиці мають мінімальний і максимальний об'єми в залежності від зношеності гальмівних накладок і дисків.

За результатами розрахунку сумарний об'єм робочої порожнини одного контуру приводу становить:

- мінімальний об'єм (нові накладки і диск) – $V_{\Sigma min} = 14,43 \text{ см}^3$;
- максимальний об'єм (зношені накладки і диск) – $V_{\Sigma max} = 89,74 \text{ см}^3$;
- під час проведення експерименту (накладки зношені на 4,65 мм і диск зношений на 2 мм) об'єм – $V_{\Sigma} = 46,23 \text{ см}^3$.

Ідентифікацію математичної моделі виконували на основі даних, отриманих при стендових випробуваннях гальмівної системи автомобіля Škoda Octavia 1,8.

Як зазначено вище, товщина накладок колісних механізмів до моменту проведення випробовувань становила 6,35 мм. Сумарний об'єм одного контуру гідросистеми, розрахований з урахуванням результатів вимірювань товщини накладок, рівний $46,23 \text{ см}^3$, використовувався в розрахунках при ідентифікації математичної моделі.

Процес наростання тиску в системі відбувається за 0,2 ... 0,3 секунди, тому при ідентифікації математичної моделі виток робочого тіла можна не враховувати.

Рівняння об'ємного балансу робочого тіла в гальмівній системі без урахування витоку і об'ємного розширення деталей буде виглядати так

$$s_z \cdot dh_a = \alpha \cdot V_{\Sigma} \cdot dp \text{ или } dV_a = \alpha \cdot V_{\Sigma} \cdot dp, \quad (3.40)$$

де $dV_a = s_z \cdot dh_a$ – зміна об'єму ГГЦ при активному ході поршня.

В інтегральному вигляді рівняння об'ємного балансу має вигляд

$$p = \frac{1}{\alpha_c} \cdot \frac{V_a}{V_\Sigma}, \quad (3.41)$$

де $V_a = s_z \cdot h_a$ – об'єм ГГЦ при поточному активному ході поршня h_a .

Як показано вище, сумарний об'єм V_Σ можна обчислити за відомими геометричними розмірами і в рівнянні (3.41) залишається два параметра невідомих: V_a і α_c . Першочерговим завданням ідентифікації математичної моделі є визначення початку і значення активного ходу поршня ГГЦ.

Коефіцієнт стисливості α_c дуже сильно залежить від наявності повітря в системі. Очевидно, що коефіцієнт стисливості α_c можна визначити за результатами випробувань, перетворивши рівняння (3.41) до вигляду



$$\alpha_c = \frac{1}{V_\Sigma} \cdot \frac{V_a}{p}. \quad (3.42)$$

Ідентифікація математичної моделі, в основному, стосується статичних режимів випробувань приводу. Якщо за допомогою вимірювальної системи синхронно записати сигнали датчиків, як функції часу: переміщення педального приводу і силу натиснення на нього, а також тиск в приводі, то по переміщенню педалі h_n можна обчислити повне переміщення поршня ГГЦ.

$$h_z = \frac{h_n}{i_n} - \Delta, \quad (3.43)$$

де h_n – робочий хід педалі,

i_n – передаточне число педального приводу,

Δ – зазор між штовхачем педали і торцем поршня ГГЦ.

В русі поршня ГГЦ можна виділити кілька фаз.

Перша фаза – хід поршня, необхідний для перекриття компенсаційних отворів.

Друга фаза, протягом якої поршень ГГЦ витісняє гальмівну рідину в колісні гальмівні циліндри. Поршні колісних циліндрів переміщуються, вибираючи зазори між колодками і дисками (барабанами). Хід поршня ГГЦ в другій фазі відбувається при незначному підвищенні тиску в контурі, необхідному для подолання сили пружності гумових ущільнювачів колісних гальмівних механізмів (або зусилля стяжної пружини).

Третя фаза – активний хід поршня ГГЦ, що витрачаються на створення тиску в системі. Величина цього ходу залежить від коефіцієнта стисливості α_c , ступеня зношеності гальмівних накладок (об'єму робочих порожнин колісних циліндрів) і герметичності робочих об'ємів всього приводу. Герметичність робочих об'ємів має велике значення, так як від неї залежить виток робочого тіла з системи – одна з найпоширеніших несправностей гальмівних систем.

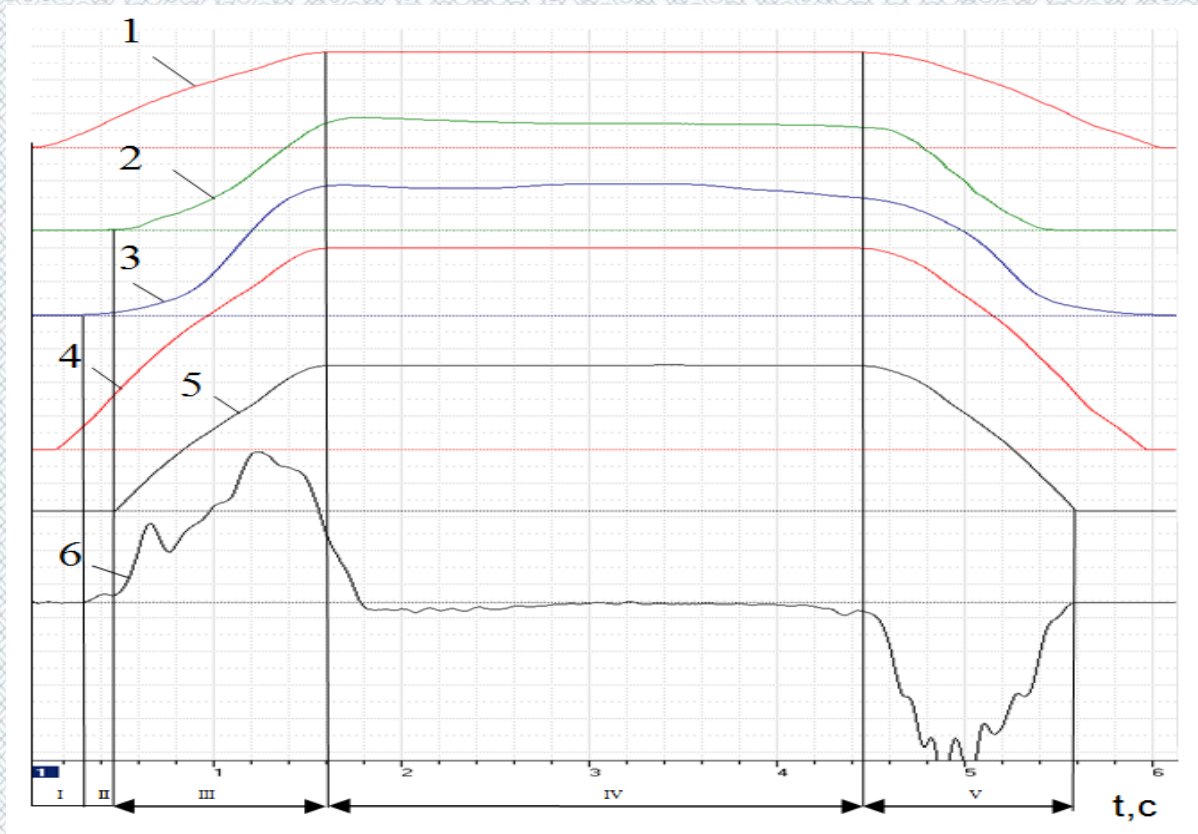
Четверта фаза – вистій. У цій фазі поршень ГГЦ нерухомий. Якщо виток робочого тіла з системи відсутній, то тиск в кожному контурі зберігається постійним до відпускання педалі.

П'ята фаза – зворотний хід поршня ГГЦ. При відпусканні педалі приводу під дією тиску і пружин поршень ГГЦ повертається у вихідне положення.

Для визначення перерахованих фаз руху поршня ГГЦ можна скористатися діаграмою тиску робочого тіла, записаною синхронно з переміщенням педалі. Однак, у другій фазі руху, коли поршень ГГЦ витісняє гальмівну рідину в колісні гальмівні циліндри, тиск наростає дуже повільно, а величина тиску становить 0,2 ... 0,3 МПа. У цьому неважко переконатися, аналізуючи діаграми, наведені на рис. 3.4. Визначити з достатньою точністю початок другої і третьої фази по діаграмі тиску проблематично.

Пропонується визначати фази руху поршня ГГЦ по швидкості наростання тиску. Програма Power Graph містить вбудовану функцію диференціювання, за

допомогою якої можна отримати першу похідну тиску, тобто швидкість наростання тиску, помістивши її в додатково відкритий канал.



I – хід поршня до перекриття компенсаційних отворів; II - витіснення гальмівної рідини, вибір зазорів між колодками і диском; III - активний хід поршня, що витрачається на створення тиску в системі; IV - момент, коли поршень ГГЦ нерухомий (не показаний);

V - зворотний хід поршня ГГЦ

1 - хід педалі гальма; 2 - тиск в гідроприводі; 3 - сила натискання на педаль; 4 - сила натискання на педаль; 5 - хід поршня ГГЦ; 6 - перша похідна тиску за часом $dp/d\tau$

Рисунок 3.4 – Осцилограми робочого процесу в контурі гідроприводу, отримані в статичному режимі

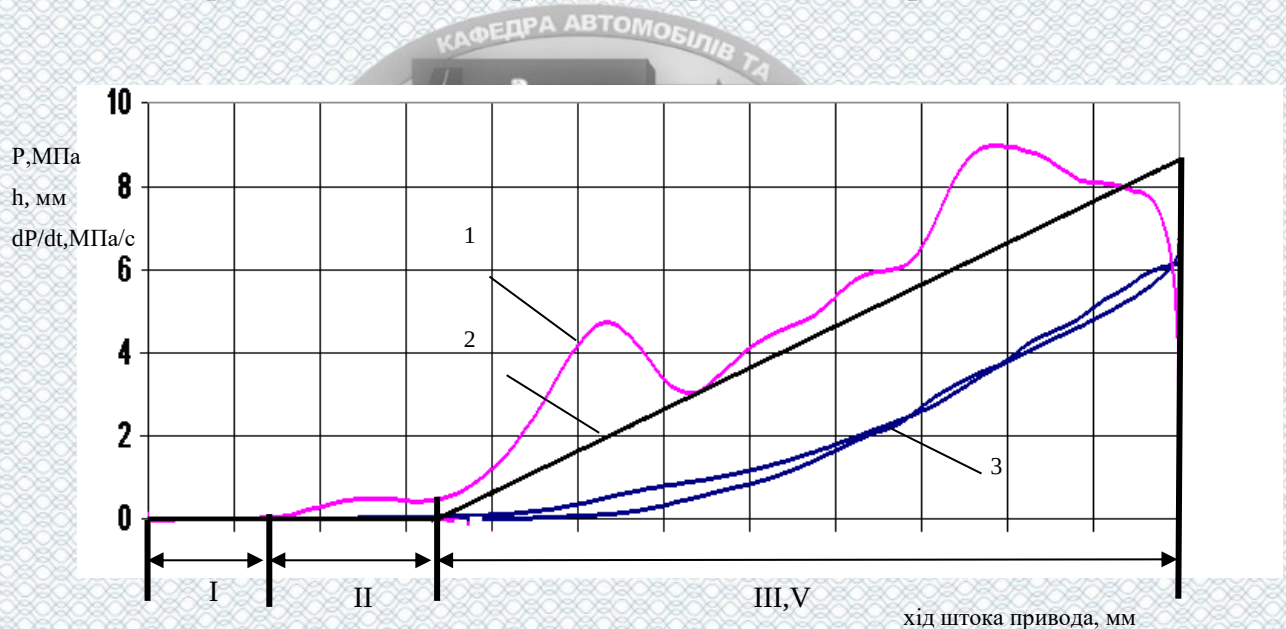
У нижній частині рис. 3.4 приведена діаграма швидкості наростання тиску $dp/d\tau$, отримана шляхом диференціювання тиску $p = f(\tau)$ в програмі

«Power Graph». Різке зростання $dp/d\tau$ свідчить про початок третьої фази – активного ходу поршня ГГЦ.

Друга фаза, яка відповідає витісненню поршнем ГГЦ гальмівної рідини в колісні гальмівні циліндри, супроводжується незначною швидкістю наростання тиску $dp/d\tau$ і також чітко помітна на рисунку.

Програма Power Graph має опцію «Аналіз», в складі якої є функція «X/Y – осцилограф». Вона дозволяє представити вміст одного каналу як функцію від вмісту іншого каналу.

Користуючись функцією «X/Y-осцилограф» на рис. 3.5 представили швидкість наростання тиску як функцію переміщення поршня ГГЦ.



I - хід поршня до перекриття компенсаційних отворів; II - витіснення гальмівної рідини, вибір зазорів між колодками і диском; III - активний хід поршня, що витрачаються на створення тиску в системі; IV - момент, коли поршень ГГЦ нерухомий (не показаний);

V - зворотний хід поршня ГГЦ

1 - швидкість наростання тиску, МПа/с; 2 - активний хід поршня ГГЦ, мм;

3 - тиск у передньому колесі, МПа

Рисунок 3.5 – Швидкість наростання і фази руху поршня

З рис. 3.5 визначили, що активний хід поршня ГГЦ (третя фаза) починається після того, як він пройшов 3,4 мм, при цьому перша фаза становить 1,4 мм, друга фаза – 2 мм.

Переміщення поршня ГГЦ в другій фазі руху неважко перевірити по співвідношенню площ поршнів ГГЦ і колісних циліндрів.

Площа поршня головного гальмівного циліндра – 4,45 см²; площі поршнів колісних механізмів: переднього – 22,90 см², заднього – 11,34 см².

Хід поршня ГГЦ в другій фазі руху

$$h_{22} = \frac{2(s_n + s_z)}{s_z} \cdot \delta = \frac{2(29,2 + 11,34)}{4,45} \cdot 0,13 = 1,989 \text{ мм},$$

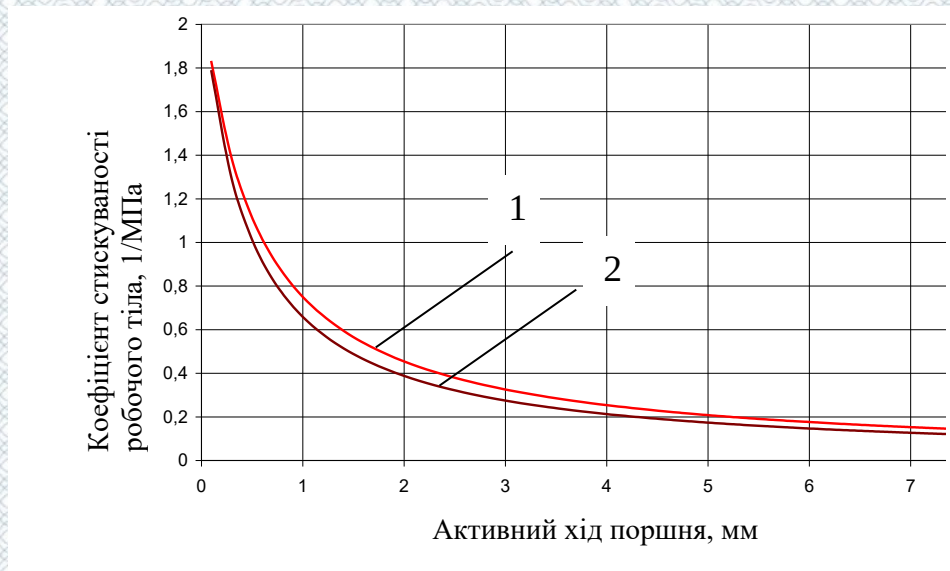
де $\delta = 0,13$ мм – усереднений зазор між накладками і дисками.

При загальному ході поршня 12 мм за вирахуванням сумарного переміщення в першій і другій фазах, що склало 3,4 мм, активний хід поршня ГГЦ за результатами статичних випробувань $h_a = 8,6$ мм.

Після визначення активного ходу поршня ГГЦ з рівняння (3.42) знаходимо коефіцієнт стисливості як функцію $\alpha_c = f(V_a / p)$.

На рис. 3.6 приведена залежність коефіцієнта стисливості α_c від активного ходу поршня ГГЦ при двох послідовних натисканнях на педаль гальма.

Вище вказувалося, що коефіцієнт стисливості робочого тіла дуже сильно залежить від наявності повітря в системі. Отримані значення α_c на два порядки відрізняються від нормативних величин для даної гальмівної рідини, що, по-перше, свідчить про наявність повітря в системі; по-друге, зміна значень α_c при двох послідовних натисканнях на педаль гальма свідчить про наявність витoku робочого тіла з системи.



1 – 1-е натиснення на педаль; 2 – 2-е натиснення на педаль

Рисунок 3.6 – Залежність коефіцієнта стисливості від ходу поршня ГГЦ при дворазовому натисканні на педаль

У наведеному вище прикладі повторне натискання на педаль супроводжується підвищенням тиску. Це означає, що з системи через нещільності першим йде повітря, його місце займає рідина, зменшується α_c і тиск в системі при наступному натисканні на педаль досягає більш високих значень. На рис. 3.5 приведена залежність тиску від ходу поршня ГГЦ при різних значеннях коефіцієнта стисливості робочого тіла.

Дві нижні криві відображають тиск при α_c , зображених на рис. 3.6, а верхня крива – відповідає збільшенню α_c в сто раз. З рис. 3.7 видно, що зменшення вмісту повітря в робочому тілі системи сприяє досягненню більш високих значень тиску при меншому ході поршня ГГЦ.

Таким чином, коефіцієнт стисливості робочого тіла є інформативною ознакою для оцінки технічного стану гальмівної системи, дозволяючи виявляти такий вид несправності як наявність повітря в системі.

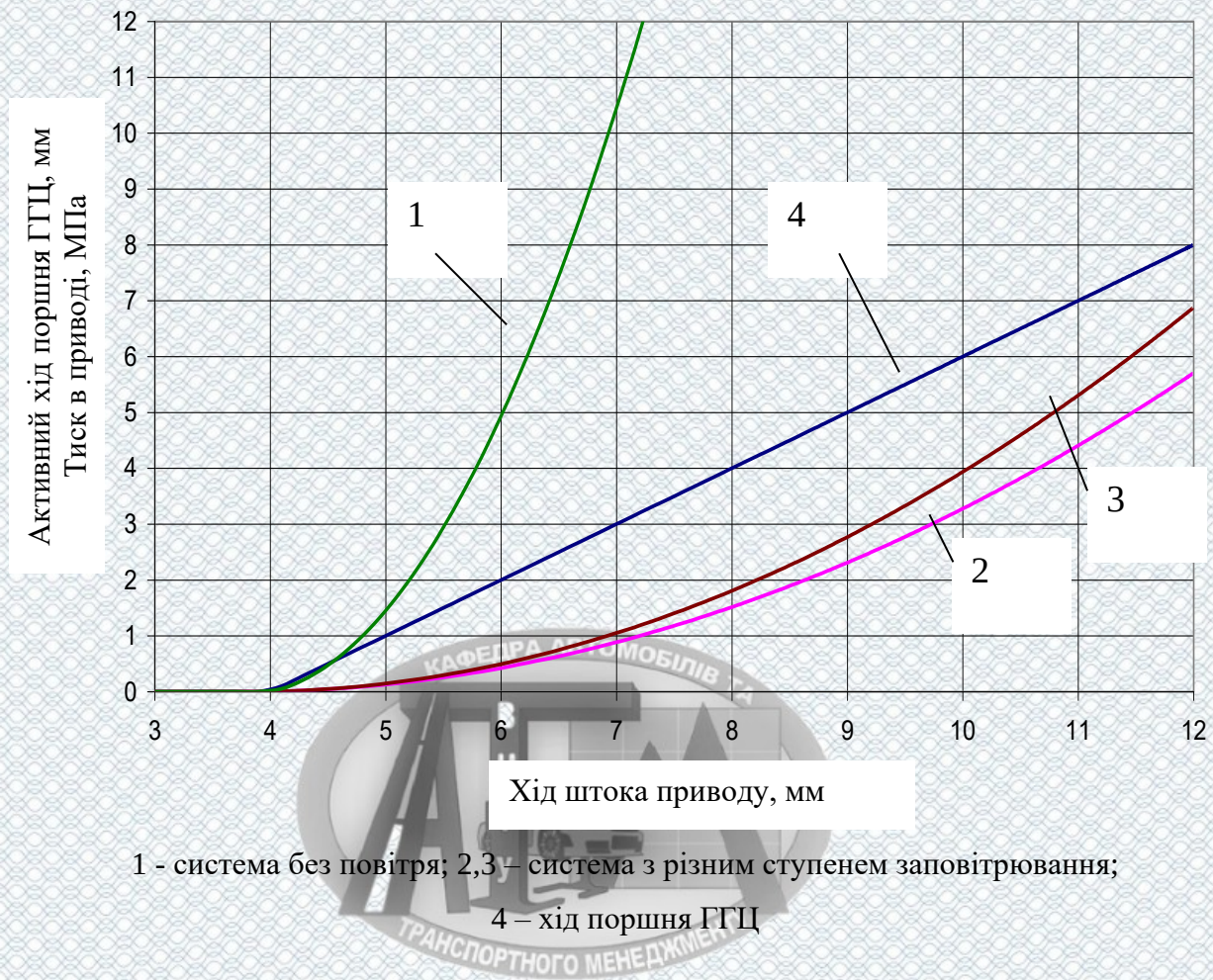


Рисунок 3.7 – Залежність тиску в приводі і ходу поршня ГГЦ від ходу штока приводу при різному коефіцієнті стискуваності

У розглянутому варіанті моделювання виток повітря з системи як більш м'якого, ніж рідина, робочого тіла призводив до підвищення тиску. Інакше проходить робочий процес, якщо з системи через зазори витікає рідина. Фрагмент осцилограми робочого процесу, наведений на рис. 3.4, свідчить про те, що через виток при нерухомому поршні ГГЦ тиск в системі поступово знижується.

Отже, зміна тиску при нерухомому поршні ГГЦ є інформативною ознакою для оцінки герметичності системи.

Адекватність моделі перевірялася при статичних випробуваннях. Перевірка адекватності моделі показала, що похибка моделювання не перевищує 13%.

Крім того, було виконано моделювання несправностей під час випробувань на стенді з біговими барабанами. Стендові випробування дозволяють без ризику для життя змодельовати різні несправності гальмівної системи, щоб потім їх можна було ідентифікувати на гальмівній діаграмі шляхом накладення діаграми справної гальмівної системи на діаграму автомобіля, що перевіряється.

Нами були змодельовані наступні несправності: замаслювання гальмівних накладок, зниження площі контакту накладок, повітря в системі гідроприводу і виток гальмівної рідини. Розберемо кожну несправність окремо.

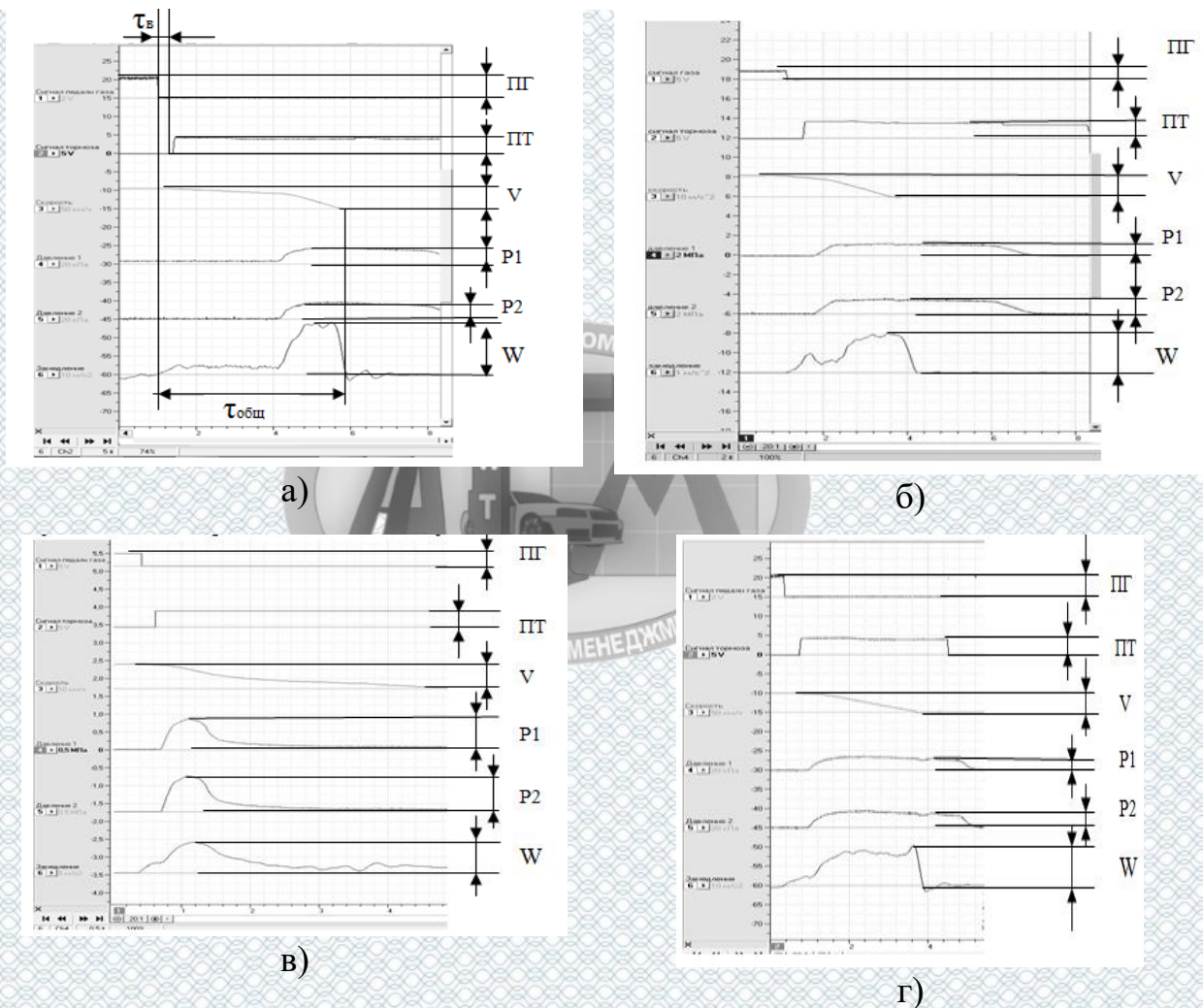
При наявності повітря в системі гідроприводу збільшується час наростання сповільнення. Діаграма має такий вигляд (рис. 3.8, а) тому, що спочатку стискається повітря, а коли воно все стиснуте, то починається стискатися рідина. Це добре видно на діаграмі наростання тиску.

Моделювання відбувалося наступним чином. Після установки в систему датчиків тиску, система не прокачувалася.

Зниження площі контакту досягалося сточуванням частини гальмівних накладок. Згідно з дослідженнями, які проводилися раніше, гальмівна діаграма повинна мати опуклість в середині або в кінці ділянки усталеного сповільнення. Діаграма показана на рис. 3.8 б. Крім опуклості, спостерігається ділянка зниження сповільнення, яку можна пояснити тим, що ще не вся площа накладок була притиснута до барабану.

Спад сповільнення від початку діаграми до кінця (рис. 3.8 в), згідно з попередніми дослідженнями найчастіше свідчить про виток гальмівної рідини. Виявляється дана несправність сплеском на діаграмі сповільнення. Пояснюється це так – спочатку, при різкому натисканні на педаль, швидкість потоку рідини в магістралях велика, а динамічні гідроопори в місці витоку

створюють протитиск, завдяки чому тиск зростає до максимуму. Коли ж педаль зупиниться, швидкість потоку падає до нуля, динамічні гідроопори зникають, рідина поступово витікає через нещільність, тиск в системі падає, що видно з графіків.



а) повітря в ГС; б) зниження площі накладок; в) виток рідини
г) поверхня накладки в маслі чи гальмівній рідині;
ПГ – положення педалі газа; ПТ – положення педалі гальма; V – швидкість автомобіля;
 τ – час; P1 – тиск в передньому контурі системи; P2 – тиск в задньому контурі системи

Рисунок 3.8 – Моделювання несправностей в гальмівній системі

Замаслення гальмівних накладок. Дана несправність моделювалася наступним чином. Знімалося колесо, і на гальмівні накладки впорскувалася гальмівна рідина в достатній кількості. Така несправність, викликає різке падіння гальмівного моменту і коефіцієнта тертя. Сповільнення наростає на всій ділянці усталеного сповільнення. При експериментальній перевірці вийшла діаграма, показана на рис. 3.8 г

Слід зазначити, що раніше в роботах несправності не моделювалися, а лише висловлювалися припущення про те якої форми повинні бути гальмівні діаграми при різних несправностях. Якщо провести порівняння з отриманими діаграмами, то видно, що вони схожі тільки в узагальненому вигляді. Реальні діаграми з несправностями мало нагадують нерівнобічні трапеції, які можна бачити в літературі [13, 31-35].

3.4 Конструкція гальмівної системи автомобіля як функціонал ефективності її застосування в дорожніх умовах

Безпека руху АТЗ забезпечується дотриманням граничних значень гальмівного шляху та утриманням його в межах заданої смуги руху (рис. 3.9). Максимально допустимий розворот автомобіля обчислюють з умови [4]:

$$\frac{B_{sr}}{2} \leq y + L_a \sin \gamma + \frac{B_a}{2} \cos \gamma, \quad (3.44)$$

де B_{sr} – ширина коридору безпеки (смуги руху); y – відхилення центра мас ТЗ у поперечному напрямку; L_a та B_a – довжина і ширина ТЗ; γ – курсовий кут, який характеризує повздовжньої осі ТЗ.

Удосконалення конструкції гальмівних систем та алгоритмів їх функціонування призвело до відчутної різниці показників ефективності гальмування сучасних ТЗ у порівнянні з ефективністю гальмування застарілих

ТЗ [4, 5]. Історія впровадження систем зменшення гальмівного шляху автомобілів розпочалась з антиблокувальної системи гальм (ABS), основним призначенням якої є запобігання блокуванню коліс під час гальмування, збереження курсової стійкості автомобіля та керованості. З 2004 року ABS є частиною стандартної комплектації усіх нових автомобілів, що продаються у Євросоюзі [6]. В сучасних автомобілях ABS як правило є частиною більш складної електронної системи гальмування, в склад якої також можуть входити: система розподілу гальмівних зусиль (EBD), система електронного контролю стійкості (ESP), система екстреного гальмування. З 2011 року ESP є частиною стандартної комплектації усіх нових легкових автомобілів, що продаються у Євросоюзі, США та Канаді [6].

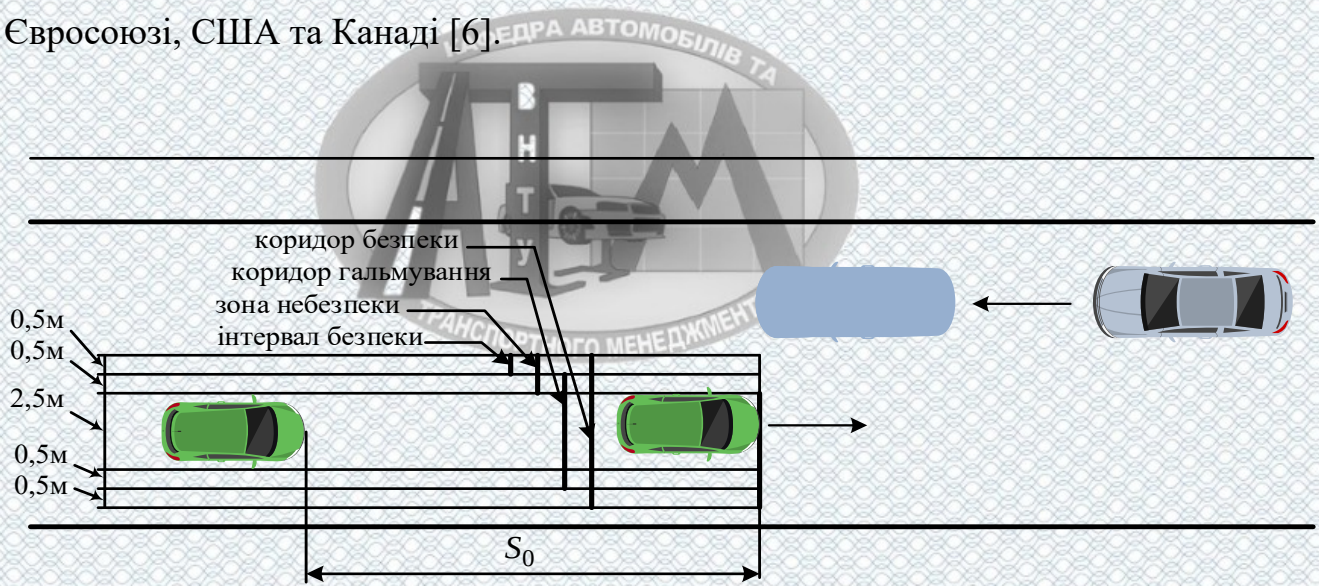


Рисунок 3.9 – Коридор безпеки

Система екстреного гальмування – це адаптивна система призначена для підвищення ефективності використання водієм робочої гальмівної системи в екстреній ситуації. Застосування систем екстреного гальмування може бути вирішальним фактором для попередження ДТП чи зменшення її наслідків за рахунок скорочення гальмівного шляху автомобіля на 15-45% [6, 7]. Існує два види систем екстреного гальмування: система допомоги при екстремому гальмуванні (ВА), яка дозволяє реалізувати максимальне гальмівне зусилля у

разі натиснення водієм на важіль гальма, та система автоматичного екстреного гальмування, яка створює часткове чи максимальне гальмівне зусилля без участі водія. В системах автоматичного екстреного гальмування крім основної реалізується ряд інших функцій шляхом поєднання роботи систем активної і пасивної безпеки автомобіля, що перетворює їх у так звані превентивні (попереджувачі) системи безпеки.

Процес гальмування ТЗ з електронною системою гальмування можна відобразити за допомогою гальмівної діаграми (рис. 3.10). Криві 1, 2 та 5 (рис. 2) відображають процес гальмування ТЗ у класичному вигляді, коли дія сил опору руху (опір коченню коліс, опір повітря та опір підйому) може бути врахована лише протягом часу t'_4 .

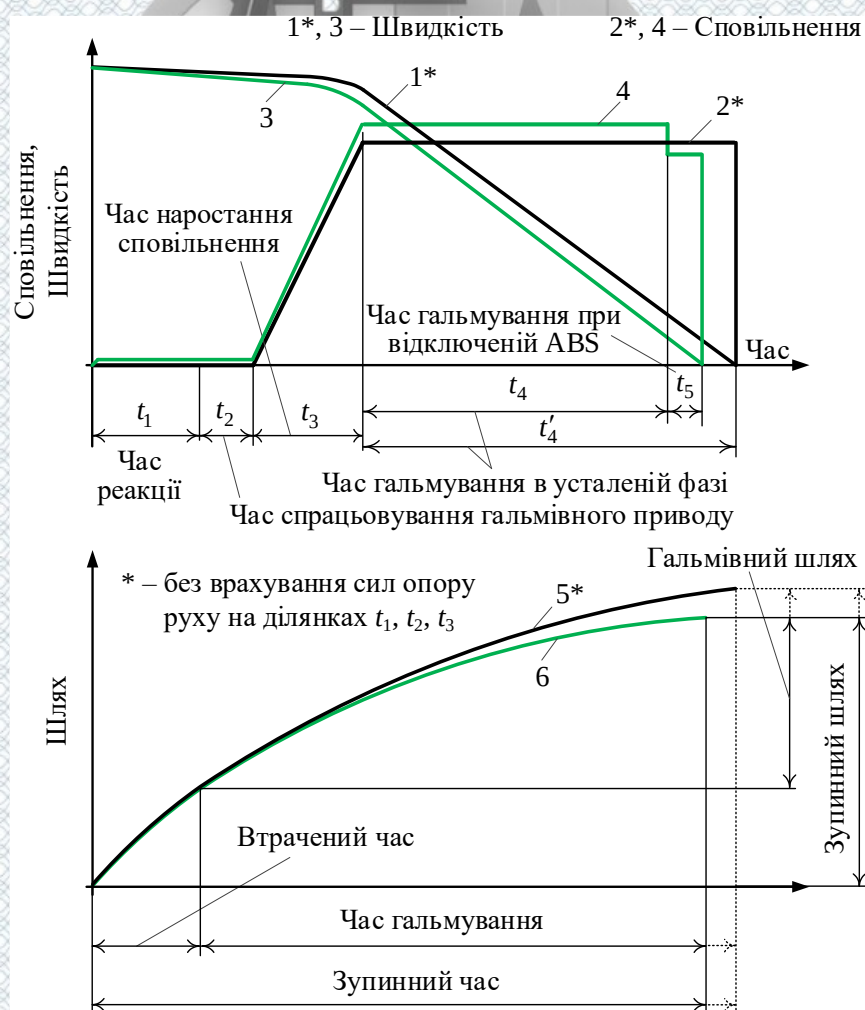


Рисунок 3.10 – Параметри процесу гальмування ТЗ

На практиці сили опору руху чинять вплив на процес гальмування протягом усього часу, необхідного для зупинки ТЗ. Такому поданню процесу гальмування відповідають криві 3, 4 та 6. При цьому для ТЗ з електронними гальмівними системами ділянки зупинного шляху відповідають інтервалам часу t_1 , t_2 , t_3 , t_4 та t_5 .

Для кожної складової зупинного шляху ТЗ функція сповільнення за часом має вигляд

$$j(t) = \begin{cases} j_{OR}, \text{ якщо } 0 < t \leq (t_1 + t_2), \\ k \cdot t + m, \text{ якщо } 0 < t \leq t_3, \\ j_{ABS(BA)}, \text{ якщо } 0 < t \leq t_4, \\ j_S, \text{ якщо } 0 < t \leq t_5. \end{cases} \quad (3.45)$$

У загальному виді математичну модель зупинного шляху ТЗ можна представити так

$$\begin{cases} S_0 = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5, \\ S_{1+2} = S_1 + S_2 = V_a \cdot (t_1 + t_2) - \frac{j_{OR} \cdot (t_1 + t_2)^2}{2}, \\ S_3 = V_2 \cdot t_3 - \frac{j_{ABS(BA)} \cdot t_3^2}{6}, \\ S_4 = \frac{1}{2j_{ABS(BA)}} \cdot \left(\left(V_2 - \frac{j_{ABS(BA)} \cdot t_3}{2} \right)^2 - V_S^2 \right), \\ S_5 = \frac{V_S^2}{2j_S}. \end{cases} \quad (3.46)$$

В результаті розв'язку системи рівнянь (3.46) отримаємо вираз

$$S_0 = V_a \cdot (t_1 + t_2) + \frac{V_2 \cdot t_3}{2} + \frac{V_2^2 - V_S^2}{2j_{ABS(BA)}} + \frac{V_S^2}{2j_S} - \frac{j_{ABS(BA)} \cdot t_3^2}{24} - \frac{j_{OR} \cdot (t_1 + t_2)^2}{2}. \quad (3.47)$$

Результати оцінювання гальмівного шляху ТЗ категорії М1 на літніх шинах за моделлю (3.47) та діючою методикою [8] подані на рисунку 3.11.

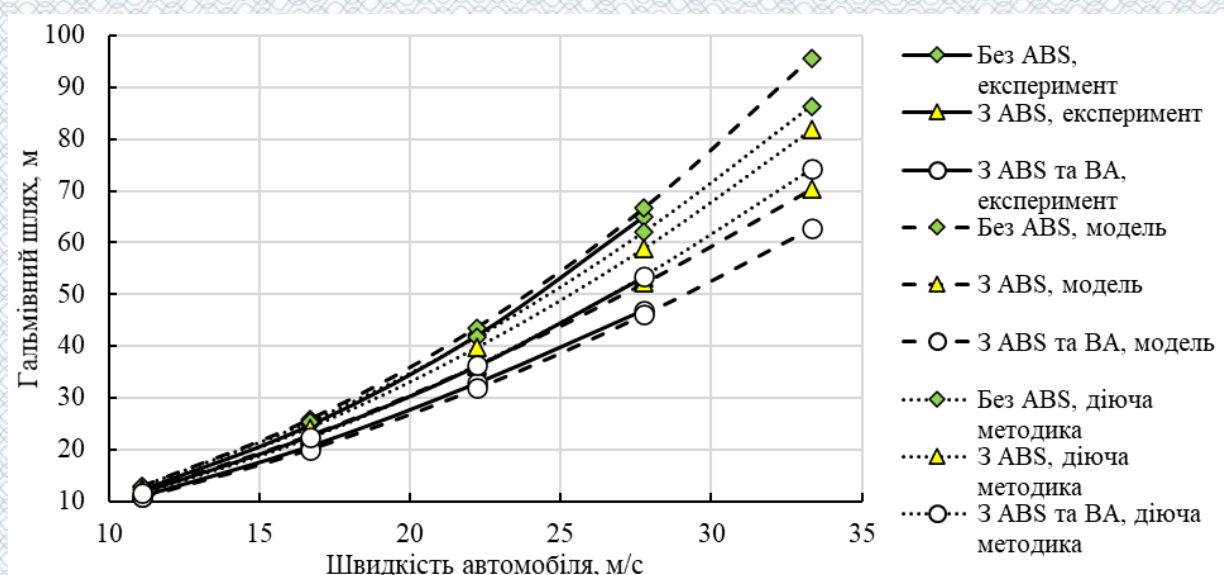


Рисунок 3.11 – Результати оцінювання гальмівного шляху ТЗ категорії М1 на сухому асфальтобетоні

З рисунка 3.11 видно, що діючі нормативи та методики визначення показників ефективності гальмування потребують врахування роботи сучасних електронних систем активної безпеки автомобіля, розвитку конструкції автомобільних шин, психологічних аспектів керування автомобілем в екстрених ситуаціях.

3.5 Визначення ефективності запропонованих рішень

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

$$E = (P_2 - P_1) \cdot A_{cn} = \Delta P \cdot A_{cn}, \quad (3.48)$$

де E – річний економічний ефект, грн.;

P_1, P_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 [7, 36] прибуток при роботі АТЗ визначається так

$$P = D - Z_m - Z_c - Z_{ш} - Z_{то} - Z_n - Z_o - Z_{zn}, \quad (3.49)$$

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 РС і зарплату водієві, яка нараховується в залежності від характеру виконаної ним роботи.

В цьому випадку збиток при простої автомобіля визначається як

$$\Pi = D - Z_n - Z_a - Z_o - Z_{zn}^{np}, \quad (3.50)$$

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

Z_a - амортизаційні відрахування на повне відновлення РС, грн.

Віднімаючи з виразу (3.49) вираз (3.50), отримаємо величину збитку від простою

$$\Delta \Pi = D - Z_m - Z_c - Z_{ш} - Z_{то} - Z_{zn} - Z_{zn}^{np}. \quad (3.51)$$

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



$$D = l_c \cdot C_{km}, \text{ грн} \quad (3.52)$$

або

$$D = T_{раб} \cdot C_u, \text{ грн} \quad (3.53)$$

де l_c - добовий пробіг АТЗ, км;

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

C_{km} , 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

$$\Pi_y = \Pi_\phi - \Pi_n, \quad (3.54)$$

де Π_{ϕ}, Π_n - фактичний і нормативний простій автомобіля, дн / тис.км.

Простої, що приносять збитки внаслідок несправності i -го найменування

$$\Pi_{y_{3ч}} = \Pi_{\phi} \cdot K_i, \quad (3.55)$$

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

За рік такі збитки складуть на один автомобіль

$$\Pi_{\Sigma 3ч} = \Pi_{y_{3ч}} \cdot \bar{L}_{\Sigma}, \quad (3.56)$$

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

Таким чином, величина збитку від простою автомобіля за рік складе

$$\Delta \Pi_{\Sigma} = \Delta \Pi + \Pi_{\Sigma 3ч}. \quad (3.57)$$

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

$$\mathcal{E}_{\Sigma} = \Pi_{\Sigma}. \quad (3.58)$$

У табл. 3.4 наведені деякі вихідні дані і основні результати розрахунку економічної ефективності на один автомобіль.

Таблиця 3.4 – Економічна ефективність удосконалення контролю технічного стану автомобілів

Найменування показників	Умовні позначення	Кількісні показники
1	2	3
1. Величина втрат від простою автомобіля, грн/день	$\Delta \Pi$	5270
2. Нормативний простій автомобіля, дн / тис.км	Π_n	0,25

Продовження табл. 3.4

1	2	3
3. Фактичний простій автомобіля, дн / тис.км	P_{ϕ}	0,45
4. Частка простою автомобіля через несправність досліджуваного найменування, %	K_i	3,3
5. Простій через несправність i -го найменування дн / тис.км	$P_{y3ч}$	0,0198
6. Середній річний пробіг автомобіля, тис. км	$\bar{L}_z$	90
7. Простій автомобіля за рік через несправності гальм, дні / тис.км	$P_{zy3ч}$	0,13
8. Економічний ефект загальний на один автомобіль, грн / рік	E	36329

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

Висновки до розділу 3

За результатами виконаних у третьому розділі досліджень розроблено удосконалену методику визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області». Отже поставлені завдання для цього розділу виконані.

ВИСНОВКИ

У даній магістерській кваліфікаційній роботі було виконано дослідження, спрямовані на вдосконалення методики визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області».

Зокрема було зроблено:

- проаналізовано передумови розробки заходів з удосконалення методів визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області»;
- досліджено теоретичні засади визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 за критеріями безпеки руху;
- розроблено удосконалену методику визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування;
- визначено ефективність запропонованих рішень.

Основні результати дослідження:

- покращують показники безпечності експлуатації автотранспортних засобів категорії М1 забезпечені в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області»;
- покращують якість технічної підготовки автомобілів;
- дозволяють підвищити ефективність системи організації технічного обслуговування та ремонту АТЗ на підприємстві.

Отже поставлені завдання виконані.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кашканов А.А., Кашканова А.А., Бабак О.О. Конструкція гальмівної системи автомобіля як функціонал ефективності її застосування. LIV Всеукраїнська науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту (2025), 21 жовтня 2024 року – 23 березня 2025 року, Вінниця: ВНТУ. [Електронний ресурс]. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2025/paper/view/22895/18876>.
2. Статистика. Патрульна поліція України. Веб-сайт. URL: <https://patrolpolice.gov.ua/statystyka/>.
3. Кашканова А.А., Біліченко В.В. Аспекти забезпечення безпеки дорожнього руху в транспортних системах міст України. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2024. Том1 №22. С. 170-181. DOI: 10.36910/automash.v1i22.1358
4. European Automobile Manufacturers' Association (ACEA). The Automobile Industry Pocket Guide 2023/2024, Brussels, Belgium. URL: <https://www.acea.auto/files/ACEA-Pocket-Guide-2023-2024.pdf> (accessed 03.05.2024).
5. Nishant Parekh, Todd Campau. Average Age of Vehicles in the US Increases to 12.2 years, according to S&P Global Mobility. URL: <https://www.spglobal.com/mobility/en/research-analysis/average-age-of-vehicles-in-the-us-increases-to-122-years.html> (accessed 11.05.2024).
6. Mathilde Carlier. Average age of the European Union car fleet between 2017 and 2021. Statista. Transportation & Logistics». Vehicles & Road Traffic. Website. URL: <https://www.statista.com/statistics/1273358/average-car-age-eu/> (accessed 11.05.2024).
7. Кашканов А.А., Біліченко В.В. Експлуатація та обслуговування транспортних машин. Вінниця: ВНТУ, 2004. 136 с.

8. Бучацький С., Дубровський В., Новицький О., Онищук О., Прокіпчук Л. Український авторинок: історія проблем та як їх розв'язати. ГС «Інститут досліджень авторинку». Веб-сайт. URL: <https://eauto.org.ua/news/130-ukrajinskiy-avtorinok-istoriya-problem-ta-yak-jih-rozv-yazati> (дата звернення 08.05.2024).
9. Говорущенко М. Я., Волков В. П., Шаша І. К. Забезпечення безпеки руху на автомобільному транспорті: монографія. Харків: ХНАДУ, 2007. 361 с.
10. Kashkanov, A., Semenov, A., Kashkanova, A., Kryvinska N., Palchevskyi O. & Baraban S. Estimating the effectiveness of electric vehicles braking when determining the circumstances of a traffic accident. *Scientific Reports*, 13, 2023, 19916, 1-18. <https://doi.org/10.1038/s41598-023-47123-7>.
11. Кашканов А. А. Безпека дорожнього руху : навчальний посібник / А. А. Кашканов, О. Г. Грисюк, І. І. Гуменюк. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 90 с.
12. Bosch Automotive Handbook. 11th Edition. / [Reif K., Dietsche K.-H. & others]. Karlsruhe : Robert Bosch GmbH, Wiley, 2022. 2048 p.
13. Буренніков Ю. А., Кашканов А. А., Ребедайло В. М. Рухомий склад автомобільного транспорту: робочі процеси та елементи розрахунку. Навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2009. 267 с.
14. Kashkanov A. A., Rotshtein A. P., Kucheruk V. Yu., Kashkanov V. A. Tyre-Road friction Coefficient: Estimation Adaptive System. *Bulletin of the Karaganda University. «Physics» series*. 2020. № 2(98). P. 50-59. DOI: 10.31489/2020Ph2/50-59.
15. Мигаль В. Д. Інтелектуальні системи в технічній експлуатації автомобілів: монографія. Харків: Майдан, 2018. 262 с.
16. Кукурудзяк Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Технологія обслуговування : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2023. 227 с.
17. 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. 7-12.

18. Лудченко О. А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Підручник. К.: Вища школа, 2008. 527 с.
19. Kashkanov A. A., Diorditsa V. M., Kucheruk V. Yu., Karabekova D. Zh., Khassenov A. K., Sharzadin A. M. Inertial evaluation of the tyre-road interaction during emergency braking. Bulletin of the Karaganda University. «Physics» series. 2019. № 2(94). P. 82-91. DOI: 10.31489/2019Ph2/82-91.
20. Yue, W., Li, C., Wang, S., Xue, N. & Wu, J. Cooperative incident management in mixed traffic of CAVs and human-driven vehicles. IEEE Trans. Intell. Transp. Syst. 2023. DOI: 10.1109/TITS.2023.3289983.
21. Pacejka HB (2012) Tyre and vehicle dynamics. 3rd Ed. Butterworth-Heinemann, Elsevier. DOI: 10.1016/C2010-0-68548-8.
22. Jazar RN (2014) Vehicle Dynamics: Theory and Application. 2nd Ed. NY: Springer, USA. DOI: 10.1007/978-1-4614-8544-5.
23. European Network of Forensic Science Institutes. Best Practice Manual for Road Accident Reconstruction, ENFSI, ENFSI-BPM-RAA-01. Version 01 - November 2015. http://enfsi.eu/wp-content/uploads/2016/09/4._road_accident_reconstruction_0.pdf.
24. Кашканов А. А. Технології підвищення ефективності автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод : монографія. Вінниця: ВНТУ, 2018. 160 с.
25. Сухарев Е.О. Експлуатаційна надійність машин. Теорія, методологія, моделювання: навчальний посібник. Рівно: НУВГП, 2006. 192 с.
26. Варфоломєєв В.М., Волошина Н.А. Економіко-математичне моделювання в оптимізації функціонування транспортних машин. Харків: ХНАДУ, 2005. 160 с.
27. Канарчук В.Є., Полянський С.К., Дмитрієв М.М. Надійність машин: Підручник. Київ: Либідь, 2003. 424 с.
28. Гранкін С. Г., Малахов В. С., Черновол М. І., Черкун В. Ю. Надійність сільськогосподарської техніки. Київ: Урожай, 1998. 208 с.

29. Дембіцький В.М., Павлюк В.І., Придюк В.М. Технічна експлуатація автомобілів: навчальний посібник. Луцьк: Луцький НТУ, 2018. 473 с.
30. Волков В.П., Вільський Г.Б. Теорія руху автомобіля : підручник. Суми : Університетська книга, 2010. 320 с.
31. Булгаков М. П. Діагностування гальмівної системи автомобіля з урахуванням уповільнення й тиску робочого тіла: дис. ... канд. техн. наук : 05.22.20 / Микола Петрович Булгаков. Х., 2012. 117 с.
32. Khan Y., Kulkarni P., Youcef-Toumi K. Modeling, Experimentation and Simulation of a Brake Apply System. American Control Conference. 1992. P.226-230.
33. 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.
34. Qingyuan Li, Keith W. Beyer, Quan Zheng. A Model-Based Brake Pressure Estimation strategy for Traction Control System. SAE 2001, World Congress Detroit, Michigan March 5-8, 2001.
35. Automatic Braking Control for IVHS Dragos B. Maciuca, J. Christian Gerdes and J. Karl Hedrick Department of Mechanical Engineering University of California, Berkeley Berkeley, California 94720, USA.
36. 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.
37. 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>.

ДОДАТОК А (обов'язковий). Ілюстративна частина



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

Вдосконалення методики визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області»

Ілюстративна частина
до магістерської кваліфікаційної роботи
зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт

Керівник роботи д.т.н., професор



Кашканов А.А.

Розробив студент гр. 1АТ-23м



Бабак О.О.

Вінниця ВНТУ – 2024 рік

Метою дослідження є вдосконалення методики визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області.

Досягнення мети роботи забезпечується вирішенням таких задач:

- аналіз передумов розробки заходів з удосконалення методів визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області»;
- аналіз теоретичних засад визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 за критеріями безпеки руху;
- розробка удосконаленої методики визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування;
- визначення ефективності запропонованих рішень.

Об'єкт дослідження – процеси визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1.

Предмет дослідження – показники функціонування гальмівних систем транспортних засобів.

Наукова новизна отриманих результатів

Отримали подальший розвиток методи визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в залежності від умов експлуатації та індивідуальних особливостей конкретного АТЗ.

Практична значимість отриманих результатів

Основні результати дослідження:

- покращують показники безпеки експлуатації автотransпортних засобів категорії М1 забезпечені в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області»;
- покращують якість технічної підготовки автомобілів;
- дозволяють підвищити ефективність системи організації технічного обслуговування та ремонту АТЗ на підприємстві.

Загальна характеристика діяльності СТО ФОП «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області

СТО ФОП «Бабак Олег Олегович» знаходиться за адресою: 23500, Вінницька обл., м. Шаргород, вул. Козацька, 9.

СТО надає такі послуги:

- діагностика автомобілів;
- ремонт підвіски автомобілів;
- ремонт та обслуговування систем живлення автомобілів;
- шиномонтаж, вулканізація, балансування коліс, правка колісних дисків;
- ремонт електрообладнання автомобілів;
- ремонт вузлів та агрегатів;

Схема організаційної структури управління СТО



Оскільки СТО має висококваліфікованих спеціалістів, сучасне технологічне обладнання, що обумовлює високу якість виконуваних робіт та дозволяє надавати гарантію на виконану роботу, дане СТО є конкурентоздатним, а тому на його базі можна виконати заплановані дослідження.

Факторний простір показників забезпечення безпеки руху в системі водій-транспортний засіб-дорога-навколишнє середовище

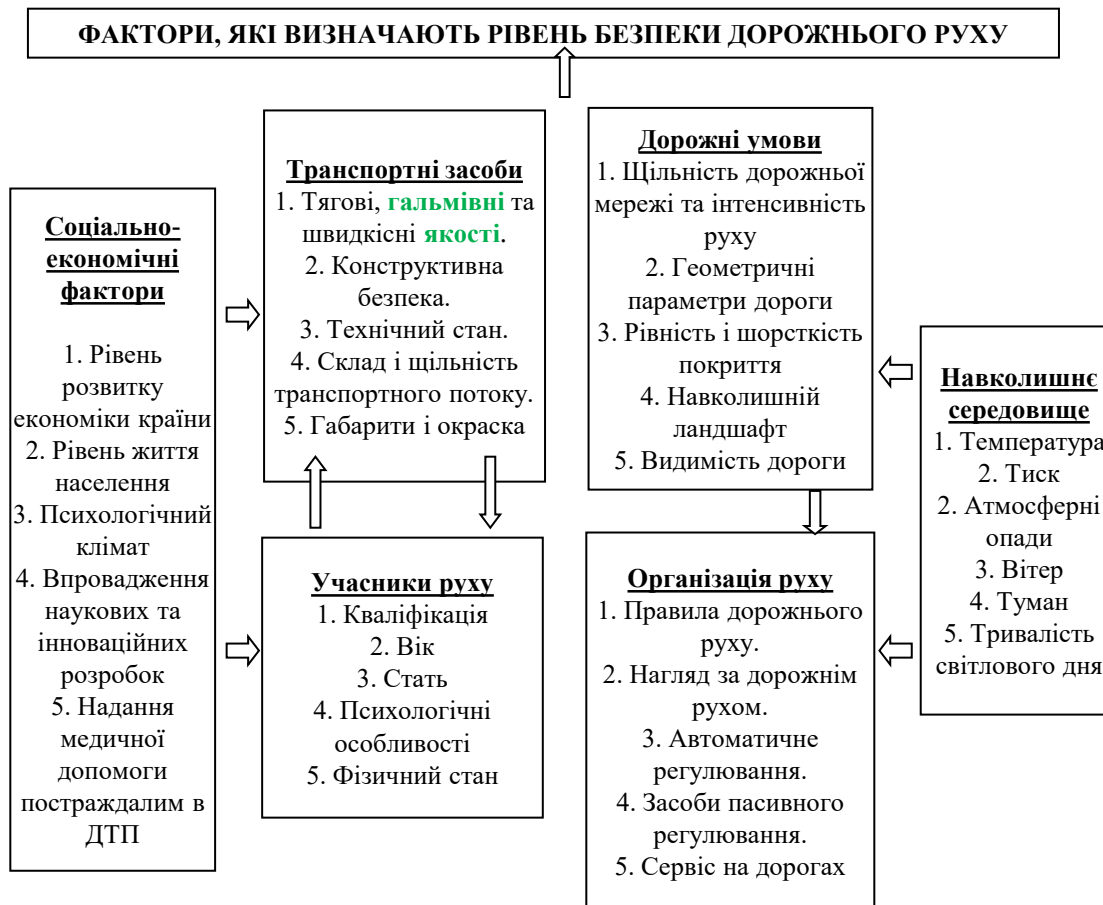
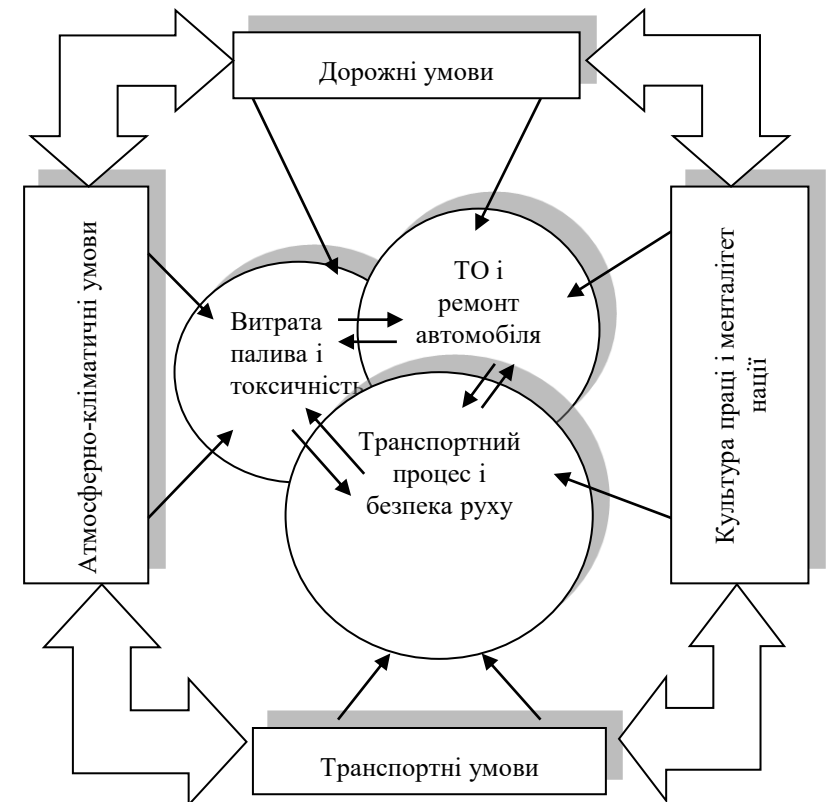
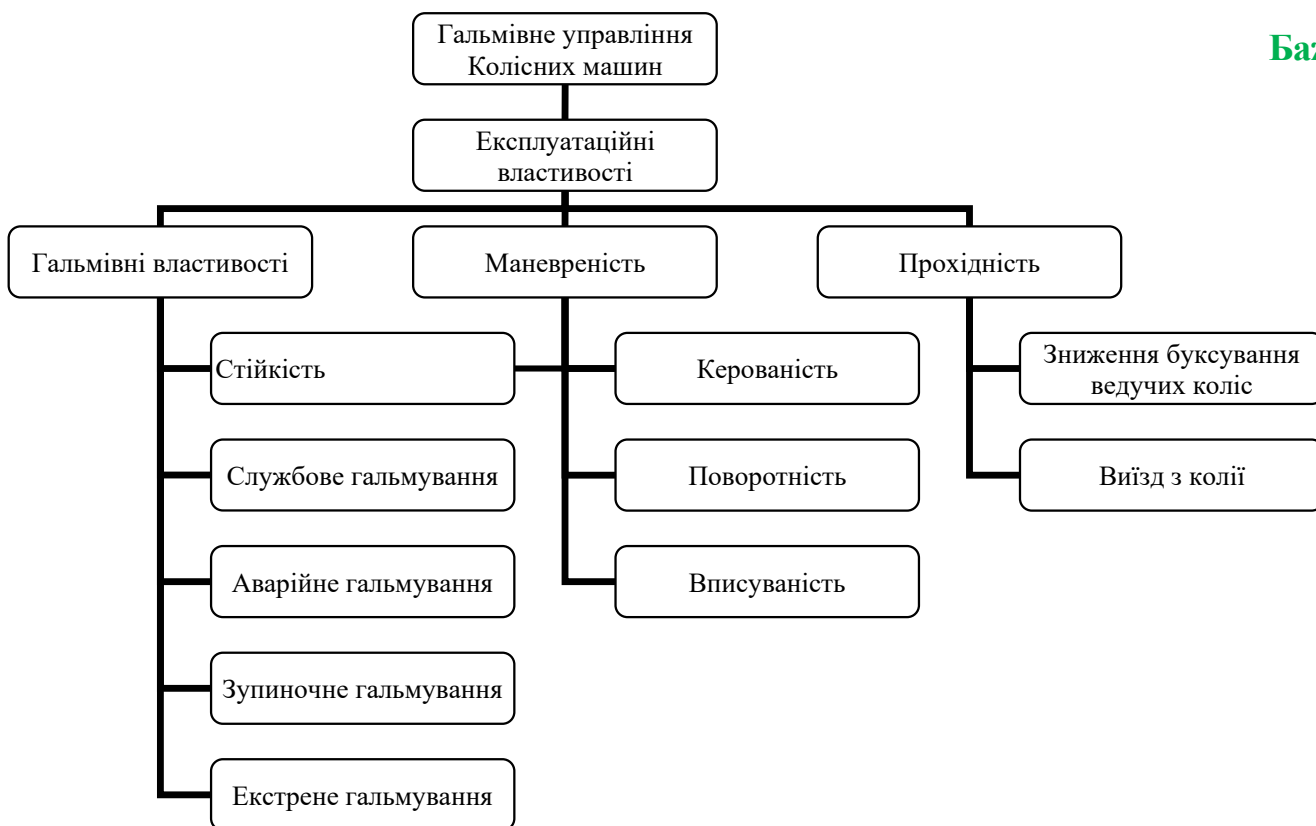


Схема взаємодії основних підсистем автомобільного транспорту



Вплив гальмівного керування на формування експлуатаційних властивостей АТЗ



Бажана ієрархічна послідовність часткових відмов керування гальмами



Методи контролю технічного стану гальмівних систем



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

Похибка вимірювань не повинна бути більшою за такі значення:

- для гальмової сили $\pm 3,0\%$;
- для зусилля на органі керування $\pm 4,0\%$;
- для параметрів часу $\pm 0,01$ с;
- для тиску стисненого повітря $\pm 3,0\%$;
- для маси транспортного засобу $\pm 3,0\%$.

Показники, які застосовуються при перевірках ГС на стендах

Найменування показника	Гальмівна система				
	робоча		запасна	стоянкова	
	Стійкість	Ефективність гальмування	Ефективність гальмування	Ефективність гальмування ТЗ масою спорядженою	Дозволеною максимальною
Питома гальмівна сила	–	+	+	+	+
Відносна різниця гальмівної сили на колесах осі	+	–	–	–	–
Блокування коліс автомобіля на роликівому стенді*	–	+	+	+	+

*Замість показника питомої сили допускається використовувати для АТЗ без АБС

Показники для перевірки ГС в дорожніх умовах

1.Найменування показника	Гальмівна система				
	робоча		запасна	стоянкова	допоміжна
	Стійкість	Ефективність гальмування	Ефективність гальмування		
Гальмовий шлях	–	+	+	–	–
Усталене сповільнення*	–	+	+	–	+
Час спрацювання гальмової системи	–	+	–	–	–
Коридор (смуга) руху	+	–	+	–	–
Ухил дороги, ТЗ на якому повинен фіксуватись нерухомо	–	–	–	+	–

*Використовується тільки замість показника гальмового шляху

Математичні моделі визначників безпеки дорожнього руху

Імовірнісна оцінка несправності ТЗ

$$R_i = P(XBD) \cdot Q_i = Q_i \cdot P(B|X) \cdot P(D|XB)$$

Експертна оцінка ризику несправностей ТЗ

$$\hat{R}_i = n \cdot \hat{k}_i \cdot \hat{l}_i \cdot \hat{P}_i \cdot \hat{Q}, \quad \hat{R}_0 = \sum_{i=1}^N m_i \cdot \hat{R}_i$$

Умови Z_q і W_I вибору відповідно q -го вузла і I -го агрегату для діагностування з метою забезпечення безпеки ТЗ

$$Z_q = \prod_{k=1}^{N'''} p_i \cdot r_m \cdot g_k = 1, \quad q = 1, 2, \dots, N'''$$

$$W_I = \prod_{j=1}^{n'''} q_j \cdot t_f \cdot h_e = 1, \quad I = 1, 2, \dots, n'''$$

Критерій оптимальності вибору сукупності діагностичних параметрів

$$k_v'' = \text{Min } k_v', \quad \text{де } k_v' = |S_v'| \quad \text{для всіх } v = 1, 2, \dots, v_{\max}.$$

$V_{\max}$ – кількість сукупностей діагностичних параметрів, які дозволяють виявити необхідний перелік несправностей

k – загальна кількість діагностичних параметрів агрегату (системи)

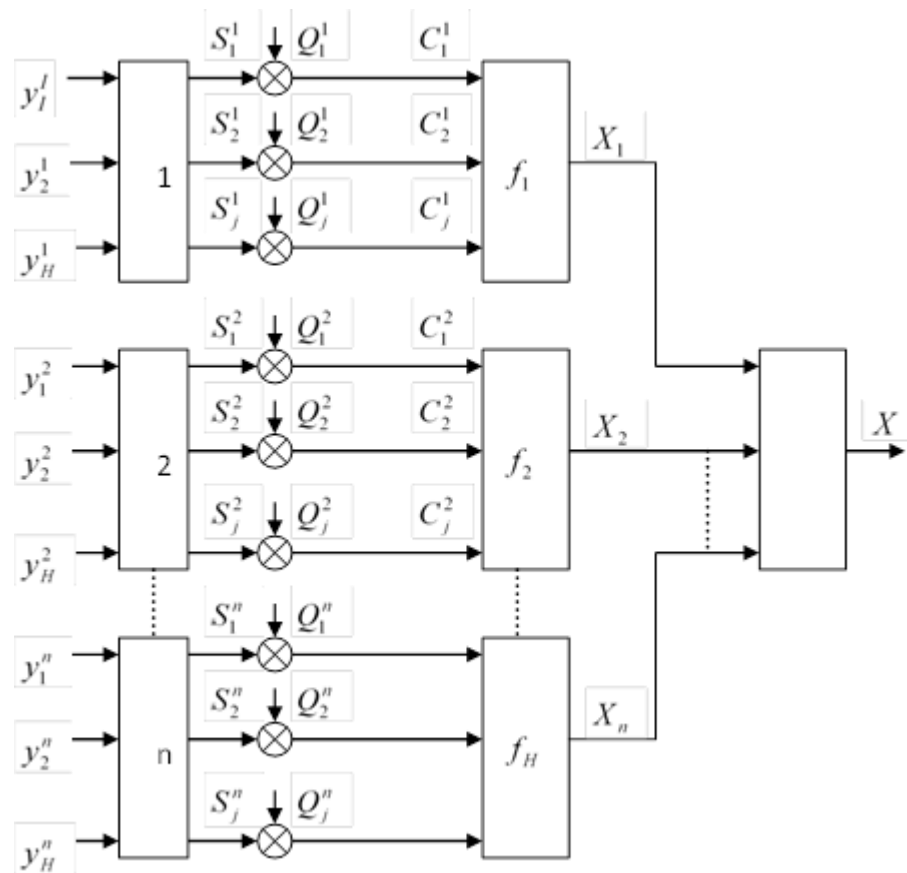
S – безліч діагностичних параметрів одного агрегату (системи)

Оператор W , що перетворює множини S_n вихідних (діагностичних) параметрів і Y_n тестових вхідних (стимулюючих) дій в множину X_n відбиває внутрішній технічний стан n -го «чорного ящика»

$$\text{Діагноз} \quad X = \bigcap \{X_n\} = \bigcap \{ \bigcap (S_j) \}$$

$$X_n = W_n(S_n; Y_n)$$

Графічне представлення АТЗ як об'єкта діагностування за критеріями безпеки



y_j^n – стан j – ї тестової дії на n – у складову частину об'єкту;

S_j^n – стан j – го виходу (діагностичного параметра або ознаки) n – ї складової частини об'єкту;

Q_j^n – нормативне граничне значення j – го виходу n – ї складової частини об'єкту;

C_j^n – нормований стан j – го виходу n – ї складової частини об'єкту, представлений в бінарній формі;

X_n – внутрішній технічний стан (структурний параметр) n – ї складової частини об'єкту в бінарному представленні;

X – внутрішній технічний стан ТЗ в цілому як об'єкту перевірки в бінарному представленні

Елементи гальмівних систем автотранспортних засобів, які діагностуються за критеріями безпеки дорожнього руху

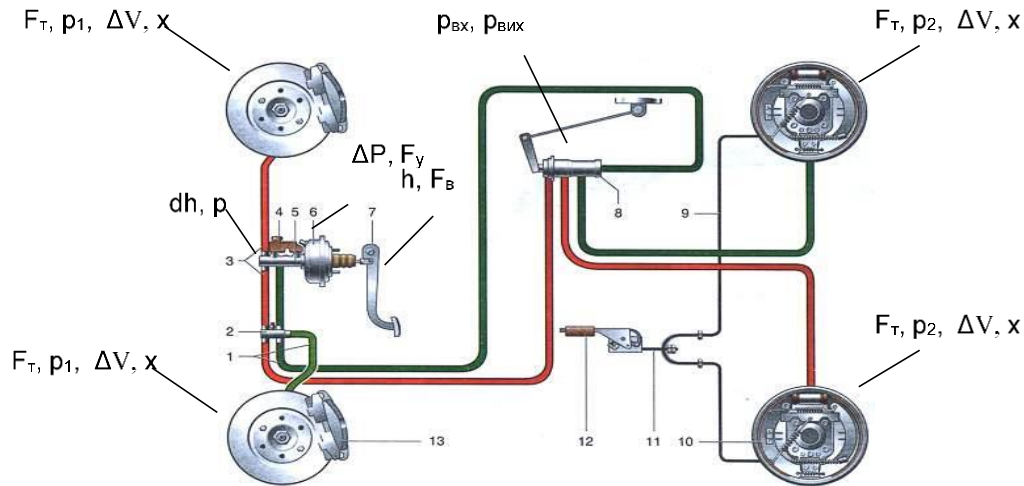
Агрегат, система, вузол - об'єкт діагностування по критеріях безпеки	Властивість (складова частина), що діагностується	Метод діагностування
1. Робоча гальмівна система	Ефективність гальмування	На барабанних стендах У дорожніх умовах по гальмівному шляху У дорожніх умовах за часом спрацьовування приводу і сталому уповільненню
2. Стоянкова гальмівна система	Ефективність гальмування	На барабанних стендах ТЗ дозволеної максимальної маси На барабанних стендах ТЗ спорядженої маси На ухилі ТЗ категорій М і N дозволеної максимальної маси На ухилі ТЗ категорій М і N спорядженої маси У дорожніх умовах по сталому уповільненню ТЗ категорій М ₂ , М ₃ , N ₂ і N ₃
3. Запасна гальмівна система	Ефективність гальмування	На барабанних стендах У дорожніх умовах по гальмівному шляху У дорожніх умовах за часом спрацьовування приводу і сталому уповільненню
4. Допоміжна гальмівна система	Ефективність гальмування	У дорожніх умовах по сталому уповільненню
5. Інерційний гальмівний привід	Правильність регулювання	За величиною вільного ходу пристрою управління на відчепленому причепі
6. Гальмівний привід	Регулювальник гальмівних сил	Тиск на контрольному виводі або параметр, встановлений виробником
	АБС	По сигналізаторах АБС У дорожніх умовах по збереженню стійкості ТЗ при гальмуванні
	Система сигналізації і манометри	По адекватності спрацьовування світлових сигналізаторів і свідчень манометрів
	Герметичність гальмівного приводу і тиск на контрольних виводах	Органолептичний контроль, вимір величин і падіння тиску за встановлений час

Схема визначення технічного стану гальмівної системи з гідравлічним приводом



Математична модель зміни технічного стану гальмівної системи

Розрахункова схема процесів в гальмівній системі



$$\frac{\Delta K_9}{K_9} = \frac{\Delta j_m}{j_m} - \frac{\Delta p}{p} + \frac{\Delta A_2}{A_2} + \frac{\Delta m_{np}}{m_{np}}$$

$$\frac{\Delta A_2}{A_2} = \frac{\Delta r_{mp}}{r_{mp}} + \frac{\Delta z}{z} - \frac{\Delta r_k}{r_k} \quad j_m \cdot m_i = A_2 \cdot \mu \cdot p$$

Рівняння руху рухомих деталей приводу

$$\frac{dV_z}{d\tau} = s_z \cdot c_z = s_z \cdot \frac{dh_z}{d\tau} = \frac{s_z}{i_n} \cdot \frac{dh_{np}}{d\tau} \quad \frac{dV_p}{d\tau} = s_p \cdot c_p = s_p \cdot \frac{dh_p}{d\tau}$$

Рівняння об'ємного балансу

$$s_z \cdot c_z \cdot d\tau = \alpha \cdot \beta \cdot V_c \cdot dp + \sum Q_j \cdot d\tau \quad Q_y = \mu_y \cdot f_3 \cdot \sqrt{p/\rho}$$

Баланс сил в гідравлічному гальмівному приводі

$$F_n + F_y = (i_n + k_y - k_{np} - \mu_n) \cdot F_6$$

$$p = \frac{i_n + k_y - k_{np} - \mu_n}{s_z + \mu_{y2} \cdot s_{y2}} \cdot F_6$$

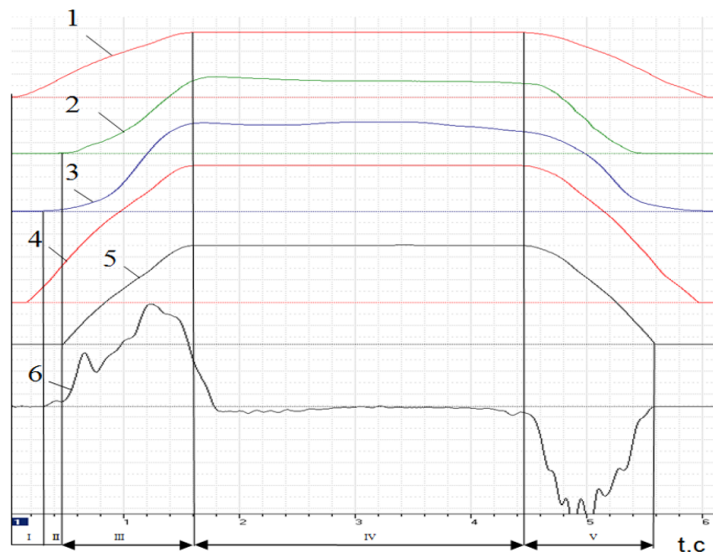
$$(i_n + k_y - k_{np} - \mu_n) \cdot F_6 = p \cdot (s_z + \mu_y \cdot s_y)$$

$$dp = \frac{dV_z}{\alpha \cdot \beta \cdot V_c} - \frac{1}{\alpha \cdot \beta \cdot V_c} \cdot (Q_{y2} + Q_{yn} + Q_{y3}) \cdot d\tau$$

Виконавчий гальмівний механізм

$$F_T = s_p \cdot \frac{r_6}{r_k} \cdot (i_1 + i_2) \cdot \mu \cdot p_p \quad F_T = 2 \cdot s_p \cdot \frac{r_{mp}}{r_k} \cdot \mu \cdot p_p$$

Результати стендових випробувань гальмівної системи автомобіля Škoda Octavia для ідентифікації математичної моделі

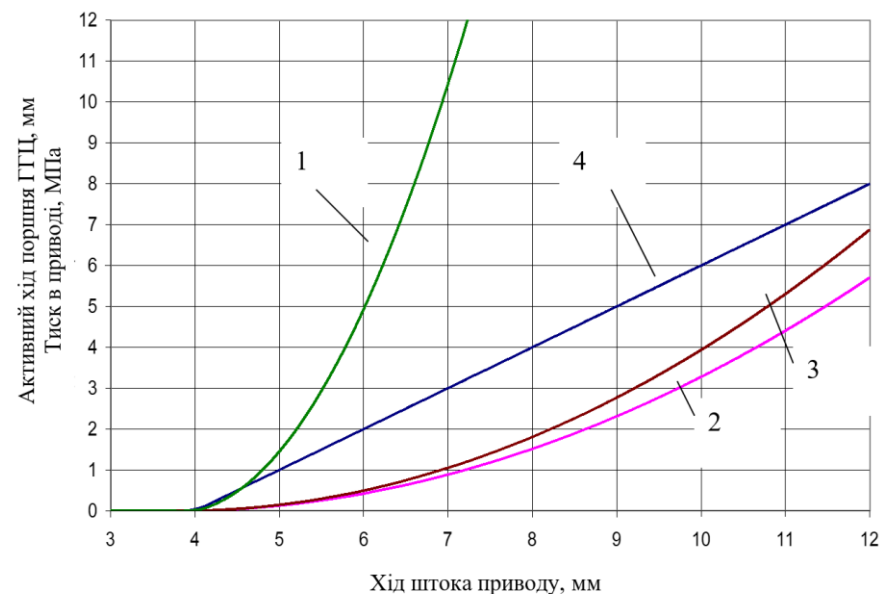


I – хід поршня до перекриття компенсаційних отворів; II - витіснення гальмівної рідини, вибір зазорів між колодками і диском; III - активний хід поршня, що витрачається на створення тиску в системі; IV - момент, коли поршень ГТЦ нерухомий (не показаний);

V - зворотний хід поршня ГТЦ

1 - хід педалі гальма; 2 - тиск в гідроприводі; 3 - сила натискання на педаль; 4 - сила натискання на педаль; 5 - хід поршня ГТЦ; 6 - перша похідна тиску за часом dp/dt

Осцилограми робочого процесу в контурі гідроприводу,
отримані в статичному режимі



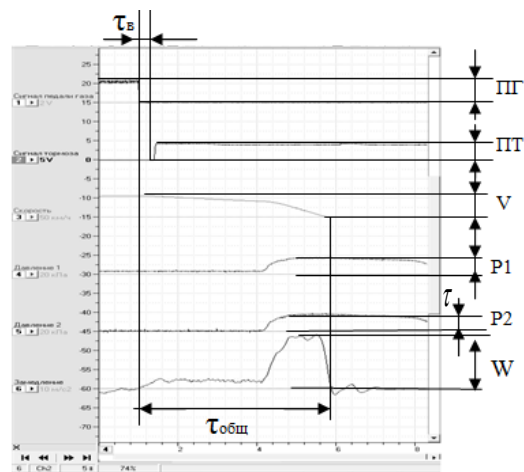
1 - система без повітря; 2,3 – система з різним ступенем заповітрявання;

4 – хід поршня ГТЦ

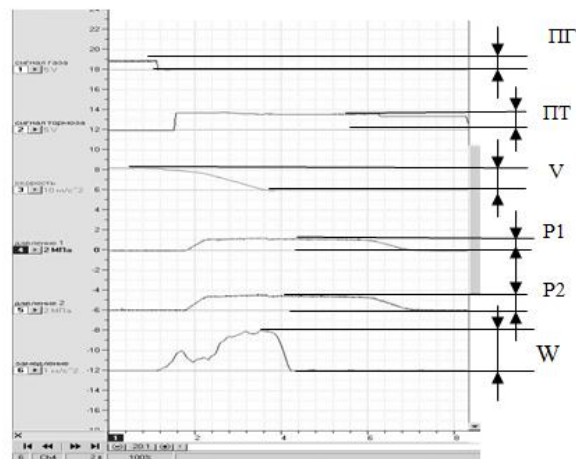
Залежність тиску в приводі і ходу поршня ГТЦ від
ходу штока приводу при різному коефіцієнті
стискуваності

Перевірка адекватності моделі проводилася по спрощеній моделі для автомобіля Skoda Octavia 1,8T. Порівняння результатів фізичного й математичного моделювання дає підстави стверджувати, що математична модель адекватно описує процеси в ГС. Розбіжності результатів становить 10%.

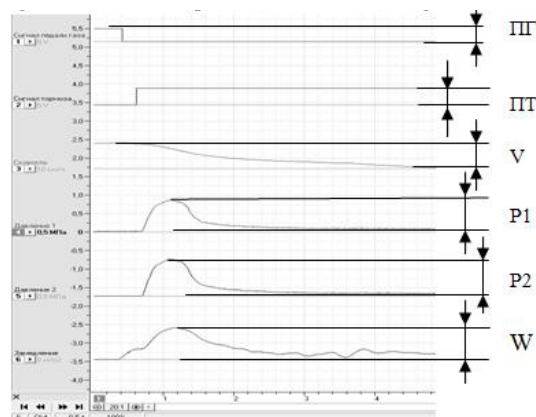
Результати моделювання несправностей у гальмівній системі



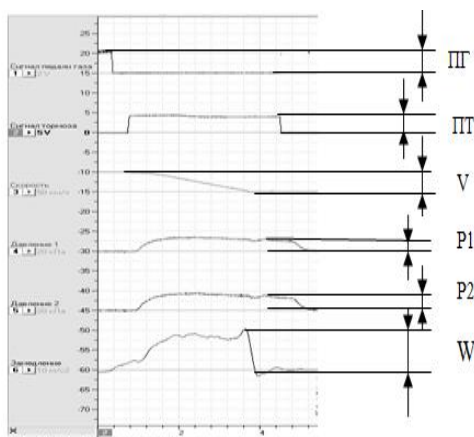
а)



б)



в)



г)

- а) повітря в ГС;
- б) зниження площі накладок;
- в) виток рідини
- г) поверхня накладки в маслі чи гальмівній рідині;
- ПГ – положення педалі газа;
- ПТ – положення педалі гальма;
- V – швидкість автомобіля;
- τ – час;
- P1 – тиск в передньому контурі системи;
- P2 – тиск в задньому контурі системи

Основні наукові і практичні результати, викладені в роботі

У даній магістерській кваліфікаційній роботі було виконано дослідження, спрямовані на вдосконалення методики визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області».

Зокрема було зроблено:

- проаналізовано передумови розробки заходів з удосконалення методів визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області»;
- досліджено теоретичні засади визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 за критеріями безпеки руху;
- розроблено удосконалену методику визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування;
- визначено ефективність запропонованих рішень.

Основні результати дослідження:

- покращують показники безпечності експлуатації автотransпортних засобів категорії М1 забезпечені в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області»;
- покращують якість технічної підготовки автомобілів;
- дозволяють підвищити ефективність системи організації технічного обслуговування та ремонту АТЗ на підприємстві.

Отже поставлені завдання виконані.

ДОДАТОК Б (обов'язковий). Протокол перевірки на плагіат



ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Вдосконалення методики визначення технічного стану гальмівних систем транспортних засобів категорії М1 в умовах станції технічного обслуговування автомобілів фізичної особи-підприємця «Бабак Олег Олегович» місто Шаргород Вінницької області

Тип роботи: Магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Turnitin

Оригінальність 79 % Схожість 21 %

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.

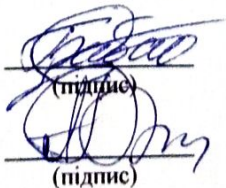
Особа, відповідальна за перевірку


(підпис)

Цимбал О.В.
(прізвище, ініціали)

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

Автор роботи


(підпис)

Бабак О.О.
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи

Кашканов А.А.
(прізвище, ініціали)