

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

## МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

«Покращення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів в умовах дочірнього підприємства «Самтранс» товариства з обмеженою відповідальністю «Агросвітло плюс» місто Вінниця»

Виконав: здобувач 2-го курсу, групи  
1АТ-24м спеціальності 274 –  
Автомобільний транспорт  
Освітньо-професійна програма –  
Автомобільний транспорт

Долінський О. С.

Керівник: к.т.н., доцент каф. АТМ

Кашканов В.А.

«30» 11 2025 р.

Опонент: к.т.н., доцент каф. ТАМ

Сухоруков С.І.

«05» 12 2025 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри АТМ

Цимбал С.В.  
к.т.н., доц.

«05» 12 2025 р.

Вінниця ВНТУ – 2025 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.

« 25 » 09 2025 року

**ЗАВДАННЯ**  
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Долінському Олександрю Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Покращення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів в умовах дочірнього підприємства «Самтранс» товариства з обмеженою відповідальністю «Агросвітло плюс» місто Вінниця, керівник роботи Кашканов Віталій Альбертович, к.т.н., доцент, затверджені наказом ВНТУ від «24» вересня 2025 року № 313.

2. Строк подання здобувачем роботи: 30.11.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: Законодавство України в галузі безпеки руху; міжнародне та національне законодавство, яке визначає технічні вимоги до конструкції та експлуатації гальмівних систем, методи контролю та допустимі значення параметрів; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі АТЗ – автомобілі, які обслуговуються на досліджуваному підприємстві; об'єкт дослідження – процес діагностування гальмівної системи АТЗ з пневматичним гальмівним пристроєм на стендах з біговими барабанами; предмет дослідження – діагностичні ознаки, що відповідають параметрам технічного стану АТЗ з пневматичним гальмівним пристроєм; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.

4. Зміст текстової частини:

1 Науково-технічне обґрунтування необхідності покращення ефективності діагностування гальмівних систем автомобілів в умовах підприємства.

2 Вдосконалення методики діагностування гальмівних систем автомобілів при стендових випробуваннях.

3 Розробка практичних рекомендацій щодо покращення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів.

4 Оцінка ефективності запропонованих рішень при діагностуванні пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів.

5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
- 1-3 Тема, мета та завдання дослідження, об'єкт та предмет дослідження.
  - 4 Аналіз діяльності ДП «Самтранс» ТОВ «Агросвітло плюс».
  - 5 Діагностування ПГС автомобілів в умовах ДП «Самтранс».
  - 6 Дослідження процесу діагностування технічного об'єкта
  - 7 Структурна модель процесу гальмування об'єкта діагностування на гальмівно-роликовому стенді.
  - 8 Процес формування фазової динамічної характеристики виконавчого механізму.
  - 9 Розрахункова схема процесу гальмування об'єкта діагностування на роликовому гальмівному стенді.
  - 10 Структурна схема запропонованого алгоритму діагностування ПГС АТЗ.
  - 11 Оцінка ефективності діагностування ПГС автомобілів.
  - 12 Аналіз технічних показників ефективності діагностування.
  - 13 Розрахунок економічних показників ефективності запропонованих рішень.
  - 14 Основні висновки.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ/підрозділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Кашканов В.А., доцент кафедри АТМ	25.09.25	30.11.25
Визначення ефективності запропонованих рішень	Буренніков Ю.Ю., професор кафедри АТМ		

7. Дата видачі завдання « 25 » вересня 2025 р.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітки
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	25.09-29.09.2025	вик
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	30.09-20.10.2025	вик
3	Обґрунтування методів досліджень	30.09-20.10.2025	вик
4	Розв'язання поставлених задач	21.10-10.11.2025	вик
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	11.11-16.11.2025	вик
6	Виконання розділу/підрозділу «Визначення ефективності запропонованих рішень»	17.11-24.11.2025	вик
7	Нормоконтроль МКР	25.11-30.11.2025	вик
8	Попередній захист МКР	01.12-04.12.2025	вик
9	Рецензування МКР	05.12-09.12.2025	вик
10	Захист МКР	10.12.2025-12.12.2025	вик

Здобувач

(підпис)

Долінський О.С.

Керівник роботи

(підпис)

Кашканов В. А.

## АНОТАЦІЯ

УДК 629.113

Долінський О.С. Покращення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів в умовах дочірнього підприємства «Самтранс» товариства з обмеженою відповідальністю «Агросвітло плюс» місто Вінниця. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт, освітня програма: «Автомобільний транспорт». Вінниця: ВНТУ: 2025. 82 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 36 назв; рис.: 20; табл. 5.

У магістерській кваліфікаційній роботі досліджено та запропоновано теоретичні й практичні рекомендації щодо підвищення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів в умовах автотранспортного підприємства. Загальна частина роботи містить: науково-технічне обґрунтування необхідності покращення ефективності діагностування гальмівних систем автомобілів в умовах підприємства, вдосконалення методики діагностування гальмівних систем автомобілів при стендових випробуваннях, практичні рекомендації щодо покращення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів в умовах автотранспортного підприємства та оцінку ефективності запропонованих рішень.

Графічна частина складається з 14 слайдів.

Ключові слова: діагностування, гальмівна система автомобіля, ефективність гальмування, стендові випробування.

## ABSTRACT

UDC 629.113

Dolinsky O.S. Improving the efficiency of diagnosing pneumatic brake systems of cars in the conditions of the subsidiary enterprise "Samtrans" of the limited liability company "Agrosvitlo plus" city of Vinnytsia. Master's qualification work in the specialty 274 - Motor transport, educational program: "Motor transport". Vinnytsia: VNTU: 2025. 82 p.

In Ukrainian. Bibliography: 36 titles; fig.: 20; table. 5.

The master's qualification work investigated and proposed theoretical and practical recommendations for improving the efficiency of diagnosing pneumatic brake systems of cars in the conditions of a motor transport enterprise. The general part of the work contains: scientific and technical justification of the need to improve the efficiency of diagnosing automobile brake systems in the conditions of the enterprise, improving the methodology for diagnosing automobile brake systems during bench tests, practical recommendations for improving the efficiency of diagnosing pneumatic automobile brake systems in the conditions of a motor transport enterprise and assessing the effectiveness of the proposed solutions.

The graphic part consists of 14 slides.

Keywords: diagnostics, automobile brake system, braking efficiency, bench tests.

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b> .....	4
<b>1 НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ ПІДПРИЄМСТВА</b> .....	7
1.1 Аналіз виробничої діяльності ДП «Самтранс» ТОВ «Агросвітло плюс» місто Вінниця .....	7
1.2 Діагностування пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів в умовах ДП «Самтранс» .....	9
1.3 Теоретичні передумови покращення ефективності діагностування гальмівних систем автомобілів .....	13
1.4 Показники ефективності функціонування гальмівних систем АТЗ в умовах експлуатації .....	16
1.5 Дорожні методи діагностування гальмівних систем .....	19
1.6 Стендові методи діагностування гальмівних систем .....	20
1.7 Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження .....	23
<b>2 ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ ПРИ СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАННЯХ</b> .....	25
2.1 Обґрунтування режиму функціонування гальмівної системи при діагностуванні на стендах з біговими барабанами .....	25
2.2 Фазові динамічні характеристики гальмівних систем .....	30
2.3 Розпізнавання технічного стану гальмівних систем на основі методу найбільших перетинів .....	32
2.4 Математична модель системи «Пневматичний гальмівний привід - гальмівна камера - гальмівний механізм - колесо – опорна поверхня» .....	35
2.4.1 Математичне моделювання функціонування системи «Пневматичний гальмівний привід - пневматична гальмівна камера» .....	36

2.4.2 Моделювання процесів переміщення рухомих частин гальмівної камери і гальмівного механізму .....	40
2.4.3 Математичне моделювання функціонування гальмівного механізму барабанного типу .....	44
2.4.4 Математичне моделювання взаємодії автомобільного колеса з опорною поверхнею .....	48
2.5 Висновки до розділу 2 .....	53

### **3 РОЗРОБКА ПРАКТИЧНИХ РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ**

<b>ПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ .....</b>	<b>55</b>
3.1 Встановлення функціональних зв'язків параметрів технічного стану гальмівних систем АТЗ з діагностичними ознаками .....	55
3.2 Запропонований алгоритм діагностування пневматичних гальмівних систем АТЗ при стендових випробуваннях .....	59
3.3 Висновки до розділу 3 .....	63

### **4 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАПРОПОНОВАНИХ РІШЕНЬ ПРИ ДІАГНОСТУВАННІ ПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ .....**

<b>4.1 Підхід до оцінки ефективності діагностування гальмівних систем автомобілів .....</b>	<b>64</b>
4.2 Аналіз технічних показників ефективності діагностування .....	65
4.3 Аналіз організаційних показників ефективності діагностування .....	66
4.4 Розрахунок економічних показників ефективності .....	67
4.5 Висновки до розділу 4 .....	74

**ВИСНОВКИ .....** 76

**СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....** 78

**ДОДАТКИ .....** 82

Додаток А. Ілюстративна частина

Додаток Б. Протокол перевірки МКР на плагіат

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Гальмівні властивості автотransпортних засобів (АТЗ) посідають ключове місце серед їх експлуатаційних властивостей та визначають рівень активної безпеки під час руху АТЗ [11, 16, 29, 36]. Активна безпека охоплює комплекс конструктивно-технологічних і організаційно-експлуатаційних заходів, спрямованих на зменшення ризику виникнення дорожньо-транспортних пригод. У цьому контексті гальмівна система автомобіля має розглядатися як критичний елемент, технічний стан якого повинен залишатися стабільно справним у процесі експлуатації.

Забезпечення ефективного функціонування гальмівних систем вимагає застосування сучасних методів технічного діагностування, що дозволяють оперативно виявляти відхилення та прогнозувати можливі відмови [7-9, 12-15, 24-26]. Постійний розвиток конструкцій транспортних засобів, вдосконалення їх агрегатів, вузлів і систем зумовлюють потребу у відповідному підвищенні рівня методичного та технічного забезпечення діагностування. У зв'язку з цим актуалізується завдання розроблення нових високоефективних методів і засобів технічної діагностики, що характеризуються підвищеною точністю, оперативністю та раціональною трудомісткістю. Саме такі підходи здатні забезпечити своєчасне виявлення відмов і гарантувати належний рівень безпеки дорожнього руху в сучасних умовах інтенсивної експлуатації автотранспорту в Україні.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана відповідно до Указу Президента України «Про Цілі сталого розвитку України на період до 2030 року» № 722 від 02.10.2019 року [30], Постанови Кабінету міністрів України від 27 грудня 2024 р. № 1550 «Про схвалення Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року та затвердження операційного плану заходів з її реалізації у 2025-2027 роках» [26], а також у відповідності з затвердженими напрямками наукових робіт кафедри АТМ Вінницького національного технічного університету.

**Мета і завдання дослідження.** Метою дослідження є покращення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів шляхом вдосконалення методики їх діагностування в умовах автотранспортного підприємства (АТП).

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати аналіз виробничої діяльності підприємства та застосованої методики діагностування гальмівних систем вантажних автомобілів в умовах ДП «Самтранс» ТОВ «Агросвітло плюс» місто Вінниця;
- виконати науково-технічне обґрунтування необхідності покращення ефективності діагностування гальмівних систем автомобілів в умовах АТП;
- виконати вдосконалення методики діагностування гальмівних систем автомобілів при стендових випробуваннях;
- розробити практичні рекомендації з покращення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів в умовах АТП;
- оцінити ефективність запропонованих рішень при діагностуванні пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів в умовах досліджуваного підприємства.

**Об'єкт дослідження** – процес діагностування гальмівної системи АТЗ з пневматичним гальмівним пристроєм на стендах з біговими барабанами.

**Предмет дослідження** – діагностичні ознаки, що відповідають параметрам технічного стану АТЗ з пневматичним гальмівним пристроєм.

**Методи досліджень.** При розв'язанні поставлених задач використовувались методи досліджень, основані на застосуванні системного аналізу та математичного моделювання.

**Новизна одержаних результатів.** Отримав подальший розвиток метод диференціального діагностування гальмівної системи автомобіля з пневматичним гальмівним пристроєм на стендах з біговими барабанами.

**Практична значимість отриманих результатів.** Покращення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів в умовах АТП шляхом використання вдосконаленого алгоритму та методики діагностування.

**Достовірність теоретичних положень** магістерської кваліфікаційної роботи підтверджується строгістю постановки задач, коректним застосуванням математичних методів під час опису наукових положень, строгим виведенням аналітичних співвідношень, порівнянням результатів, отриманих у даній роботі, з відомими.

**Апробація результатів роботи.** Деякі положення та результати роботи доповідались та обговорювались на Міжнародній науково-практичній інтернет-конференції студентів аспірантів та молодих науковців «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2026)». Вінниця. ВНТУ, 2025 рік.

**Публікації.** Основні положення та результати досліджень за участі автора опубліковані в публікації [13].

# 1 НАУКОВО-ТЕХНІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ ПІДПРИЄМСТВА

## 1.1 Аналіз виробничої діяльності ДП «Самтранс» ТОВ «Агросвітло плюс» місто Вінниця

Дочірнє підприємство «Самтранс» ТОВ «Агросвітло плюс», код ЄДРПОУ 30453640, було зареєстровано 29.06.1999 року у м. Вінниця. Статутний капітал компанії складає 700000 грн. На момент останнього оновлення даних 15.11.2025 статус юридичної особи - зареєстровано. Уповноваженою особою (керівником) підприємства є Скрипник Жанна Олександрівна. Юридична адреса підприємства: м. Вінниця, пров. Широцького Костя, будинок 14Б.

Основний вид діяльності за КВЕД: 45.20 – Технічне обслуговування та ремонт автотранспортних засобів.

До переліку інших видів діяльності відносяться:

- 35.11 – Виробництво електроенергії;
- 35.14 – Торгівля електроенергією;
- 45.11 – Торгівля автомобілями та легковими автотранспортними засобами;
- 45.19 – Торгівля іншими автотранспортними засобами;
- 45.32 – Роздрібна торгівля деталями та приладдям для автотранспортних засобів;
- 49.41 – Вантажний автомобільний транспорт;
- 68.20 – Надання в оренду й експлуатацію власного чи орендованого нерухомого майна.

Основний вид діяльності підприємства – технічне обслуговування та ремонт автотранспортних засобів, яке здійснюється для більшості європейських марок вантажних автомобілів, а саме: SCANIA, MAN, DAF, MERCEDES, IVECO, RENAULT, VOLVO тощо. З ТО і ремонту ДП «Самтранс» надає такі послуги:

- ремонт двигунів внутрішнього згорання, та їх обслуговування;

- ремонт автоматичних та механічних трансмісій;
- ремонт ходової частини автомобілів;
- ремонт ходової частини причепів, та напівпричепів;
- ремонт електронних систем;
- ремонт пневматичних систем: Knorr-Bremse, Wabco;
- комп'ютерна діагностика;
- ремонт та обслуговування кондиціонерів, автономних обігрівачів;
- ремонт паливної апаратури автомобілів екологічного класу euro-3 і вище.

Дане підприємство також є офіційним дилером автомобілів SCANIA.

Фотографії виробничих потужностей підприємства наведено на рисунках 1.1-1.2.



Рисунок 1.1 – Зовнішній вигляд виробничого корпусу ДП «Самтранс»



Рисунок 1.2 – Виробничий корпус ДП «Самтранс» (вид зсередини)

## 1.2 Діагностування пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів в умовах ДП «Самтранс»

Діагностика пневматичних гальмівних систем (ПГС) вантажних автомобілів провідних європейських виробників SCANIA, MAN, DAF, MERCEDES, IVECO, RENAULT, VOLVO на ДП «Самтранс» виконується з урахуванням міжнародних та національних документів, які визначають технічні вимоги до конструкції та експлуатації гальмівних систем, методи контролю та допустимі значення параметрів. Основні джерела:

- UNECE Regulation No.13 [35] – положення щодо гальмування та вимог до сертифікації гальмових систем;
- ADR (European Agreement concerning the International Carriage of Dangerous Goods by Road) [32] – вимоги щодо підготовки і технічного стану транспортних засобів у міжнародних перевезеннях небезпечних вантажів (часто містять додаткові обмеження щодо гальмівної системи та її контролю перед рейсом);

– ДСТУ 2919-94 Автотранспортні засоби. Гальмівні системи. Терміни та визначення;

– ДСТУ 3649-2010. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю [4].

Дані стандарти та нормативні вимоги встановлюють термінологію, методи випробувань і критерії оцінки технічного стану гальмівних систем.

На підприємстві виконуються як передрейсові перевірки стану гальмівної системи, так планові технічні обслуговування (ТО) з урахуванням ступеня діагностики (Д-1 – оперативна; Д-2 – поглиблена).

Алгоритм діагностичних операцій щодо перевірки роботоздатності пневматичної гальмівної системи в умовах ДП «Самтранс» показано на рис. 1.3.



Рисунок 1.3 – Алгоритм діагностичних операцій перевірки ПГС

1. Первинний огляд елементів гальмівної системи – здійснюється візуальна перевірка пневмо- магістралей, з'єднань, ресиверів, стану гальмівних камер та наявності механічних пошкоджень.

2. Перевірка тиску в контурах – виконується запуск двигуна (при потребі), фіксація робочого тиску, перевірка роботи редукційних клапанів.

3. Тест на герметичність – перевіряється ізоляція контурів, вимірюється падіння тиску за встановлений інтервал; здійснюється виявлення місць витоків шляхом мильної емульсії або акустичного детектування.

4. Діагностика компресора: визначення часу наповнення ресиверів, оцінка температури нагнітання, контроль системи мастила та приводних елементів.

5. Перевірка клапанів та електронних модулів: стендові випробування головного гальмівного крану, допоміжних клапанів; OBD/CAN-діагностика модулів ABS/EBS.

6. Функціональні випробування: вимір часу спрацювання, динамічні тести на стенді для оцінки гальмівної сили коліс.

7. Оформлення результатів: журнал технічного контролю, акти ремонтів, рекомендації щодо подальших дій. Для автопідприємств, що здійснюють міжнародні перевезення, обов'язково фіксувати дані згідно з вимогами ADR та внутрішніми регламентами підприємства.

Зведемо у таблицю 1.1 контрольні параметри перевірки ПГС і методи їх діагностики в умовах АТП.

Таблиця 1.1 – Контрольні параметри перевірки ПГС і методи їх діагностики

Контрольний параметр	Метод діагностики	Критерій відповідності
Робочий тиск	Манометр, пневмотестер	В межах паспортних значень
Герметичність	Мильна емульсія, детектор	Падіння $\leq 0,05$ МПа / 30хв
Продуктивність компресора	Час наповнення ресивера	Відповідно до паспорта
Час спрацювання	Електронний тестер	$\leq 0,6$ с (орієнтир)
Стан мембрани камери	Візуальний огляд	Відсутність дефектів, пробоїн

Застосовуване в умовах ДП «Самтранс» обладнання та пристосування для діагностування ПГС автомобілів наведено у таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Обладнання та пристосування для діагностування ПГС автомобілів

Обладнання	Призначення	Коментар
Манометр	Вимірювання тиску	Для статичних вимірювань
OBD / CAN-сканер	Діагностика ABS/EBS	Необхідний для електронних модулів
Детектор витоків (акустичний)	Пошук негерметичностей	Зручний при локалізації
Роликовий гальмівний стенд СТМ 15000-У	Визначення гальмівних сил	Стандартне обладнання для ТО

Аналіз методів та засобів діагностування пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів в умовах ДП «Самтранс» дав можливість виділити технічні недоліки діагностичного процесу та недоліки організаційного характеру.

До технічних недоліків діагностичного процесу слід віднести:

1. Обмеженість діагностичного обладнання – використання застарілих манометрів з низькою точністю (клас точності >1,5).
2. Відсутність електронних пневмотестерів для вимірювання часу спрацювання.
3. Застарілий роликовий стенд для гальмівних випробувань.
4. Погана чутливість приладів до малих витоків у пневмомагістралях.
5. Перевіряється лише робочий тиск, але не тестується падіння тиску.
6. Пропускається контроль часу реакції гальмівних камер.

До організаційних недоліків відносимо недостатню кваліфікацію персоналу, яка може проявлятися у наступному: помилки визначення дефектів пневмоліній; невміння інтерпретувати дані сканера ABS/EBS; неналежне дотримання алгоритму

діагностики; відсутність аналізу повторюваності дефектів; відсутність системи відстеження стану ПГС протягом певного часу.

### **1.3 Теоретичні передумови покращення ефективності діагностування гальмівних систем автомобілів**

Забезпечення безпеки дорожнього руху, зменшення кількості дорожньо-транспортних пригод та, відповідно, формування високих показників ефективності й стійкості автотранспортного засобу (АТЗ) під час гальмування безпосередньо визначаються технічним станом його гальмівних систем [2, 11-15]. У цьому контексті особливої значущості набуває питання підтримання належного технічного стану гальмівної системи автомобіля та її складових елементів. Вирішальним чинником забезпечення справності будь-якого технічного об'єкта є своєчасне, оперативне й достатньо інформативне його діагностування.

Сучасні транспортні засоби та їхні агрегати, вузли й системи безперервно удосконалюються, що зумовлює необхідність постійного розвитку методів і засобів технічної діагностики. У зв'язку з цим, розроблення нових діагностичних підходів, які характеризуються високою достовірністю, швидкістю отримання результатів і низькою трудомісткістю, залишається актуальною науково-практичною проблемою.

Розробка нових методів і засобів діагностування, а також інтенсивний розвиток діагностики пов'язаний з іменами таких вчених як: М. Я. Говорущенко, В. Н. Варфоломєєв, В.О. Богомоллов, В. Є. Канарчук [7-9] і багато інших.

Для досягнення головної мети технічної діагностики, тобто визначення технічного стану об'єкта діагностування (ОД) використовують методи об'єктивної і суб'єктивної оцінки [26]. При діагностуванні об'єктивним методом використовують контрольно-вимірювальні пристрої, прилади та стенди для визначення величини діагностичних параметрів і їх аналізу, які мають функціональні зв'язки з параметрами технічного стану ОД. Суб'єктивний метод

діагностування є органолептичними і полягає в тому, що діагноз ставиться оператором-діагностом без застосування засобів технічного діагностування.

Порівнюючи ці два методи, найбільш точним і достовірним є об'єктивний метод, оскільки в цьому випадку, вплив людського фактору на результати діагностування та постановку діагнозу зведені до мінімуму.

При використанні об'єктивного методу діагностування основними критеріями оцінки є діагностичні параметри, які підрозділяються на параметри робочих процесів, параметри супутніх процесів і геометричні величини. При цьому кожен діагностичний параметр повинен володіти рядом властивостей, таких як стабільність, чутливість, однозначність і інформативність [1].

У деяких випадках, замість діагностичних параметрів, використовують діагностичні ознаки за якими неможливо оцінити технічний стан ОД в цілому, а можна лише визначити величину параметра технічного стану, функціонально пов'язаного з даною діагностичною ознакою. Технічний стан об'єкта діагностування в даному випадку, можливо, визначити тільки на основі аналізу сукупності діагностичних ознак.

Залежно від розв'язуваної задачі діагностування буває функціональним або диференціальним [1]. При функціональному діагностуванні встановлюється можливість виконання ОД своїх функцій. За результатами діагностування визначається технічний стан об'єкта діагностування, який може бути справним або несправним. Диференціальне діагностування застосовують в тих випадках, коли необхідно виявити конкретну несправність ОД і її причину.

Невід'ємною частиною будь-якого процесу діагностування є тестовий вплив на об'єкт діагностування. Залежно від тестового впливу діагностування може бути статичним або динамічним [1]. Статичні методи діагностування полягають в тому, що визначення технічного стану ОД проводиться при його роботі на сталих режимах. При цьому діагностування статичними методами не вимагає складного і дорогого обладнання для створення тестового режиму, а обробка і аналіз отриманої інформації здійснюється, в більшості випадків, оператором-діагностом [1], що неминуче тягне за собою зниження достовірності і оперативності діагностування.

При визначенні технічного стану об'єкта діагностування динамічними методами, вимір величин діагностичних параметрів або ознак відбувається при функціонуванні ОД на нестійких, тобто перехідних режимах, які більшою мірою наближені до режимів функціонування ОД в умовах його експлуатації [7-9].

Проведення діагностування диференціальними методами вимагає наявності більш складного обладнання, як для задання тестових впливів, так і для отримання, обробки та аналізу отриманої діагностичної інформації. У зв'язку з чим, динамічні методи є більш складними і дорогими у порівнянні з функціональними або статичними. Однак, враховуючи, що функціональні і статичні методи володіють великою трудомісткістю і малою інформативністю [1, 5, 19, 26], тому для діагностування гальмівної системи, що відповідає за безпеку руху доцільно застосовувати динамічні методи діагностування.

В умовах експлуатації для реалізації динамічних методів використовують силові або інерційні гальмівні стенди. З їхньою допомогою можна оцінити параметри ефективності і стійкості автомобіля при гальмуванні і зробити висновок про справність або несправність даної гальмівної системи. У разі несправності, якщо який-небудь з параметрів не буде відповідати висунутим нормативам і неможливо визначити конкретну причину його несправності, то в цьому випадку необхідно застосувати диференціальний метод, який дозволив би встановити конкретну причину несправності.

В даний час при діагностуванні АТЗ з пневматичною гальмівною системою більше уваги приділяється діагностуванню пневматичного гальмівного приводу (ПГП). На першому етапі найбільше поширення отримав статичний метод діагностування. Однак застосування даного методу не дозволяло оцінювати таку важливу властивість ПГП, як його швидкодію. Крім того, як згадувалося раніше, статичний метод характеризується низькою інформативністю і великою трудомісткістю.

Внаслідок чого, з'являлася можливість збільшення числа помилок першого і другого роду при діагностуванні, що в кінцевому підсумку позначалося на показниках гальмівної ефективності і стійкості АТЗ при гальмуванні, а також на

матеріальних витратах. Для діагностування ПГПІ пропонуємо використовувати динамічний метод. Цей метод дає можливість оцінити швидкодію пневматичного гальмівного приводу, встановити причину несправності, володіє більш високою інформативністю і більше низькою трудомісткістю діагностування. Але дані методи діагностування, як статичний, так і динамічний, дозволяють оцінити технічний стан лише пневматичного гальмівного приводу, залишаючи без уваги виконавчі механізми гальмівних систем.

У зв'язку з цим особливої актуальності набуває питання необхідності проведення наукового дослідження з метою вдосконалення методики діагностування гальмівних систем, яке дозволить визначати причину невідповідності показників гальмівної ефективності і стійкості автотранспортного засобу при гальмуванні вимогам стандарту. Дана методика повинна мати малу трудомісткість, високу інформативність і оперативність, забезпечувати тестові режими при діагностуванні, максимально наближені до реальних режимів функціонування гальмівних систем при екстремому гальмуванні АТЗ.

#### **1.4 Показники ефективності функціонування гальмівних систем АТЗ в умовах експлуатації**

Гальмівна система автотранспортного засобу призначена для створення і зміни, по величині, штучного опору руху АТЗ, з метою зменшення швидкості його руху аж до повної зупинки [2, 4, 11]. Гальмівна система будь-якого АТЗ складається з гальмівного приводу і виконавчих механізмів.

Гальмівні властивості АТЗ відносяться до найважливіших з експлуатаційних та забезпечують активну безпеку, під якою розуміється комплекс конструкторських і експлуатаційних заходів спрямованих на зниження ймовірності виникнення ДТП. У зв'язку з цим гальмівні системи автомобілів повинні постійно перебувати в технічно справному стані. Для цього необхідне застосування сучасних методів і засобів діагностування, а також використання таких

діагностичних параметрів і ознак, які з досить високою ймовірністю будуть характеризувати технічний стан гальмівних систем АТЗ в умовах експлуатації.

Гальмівні властивості регламентовані Правилами ЄЕК ООН № 13-09 останньої редакції [35] та ADR [32], в узгодженні з цими Правилами є і національні стандарти – в Україні для АТЗ, що знаходяться в експлуатації діє ДСТУ 3649:2010 [4]. Вітчизняний стандарт регламентує перевірку гальмівних систем автомобілів на відповідність показників гальмівної ефективності та стійкості автотранспортних засобів при гальмуванні. При цьому допускається проводити як дорожні, так і стендові випробування гальмівних систем. Гальмівна ефективність визначається шляхом вимірювання гальмівного шляху, усталеного уповільнення і часу спрацювання гальмівної системи. При цьому гальмування здійснюється робочою гальмівною системою з початковою швидкістю гальмування від 35 до 45 км/год.

За нормативними документами, які існують в Україні, у будь-якого транспортного засобу повинні бути гальмівні системи: робоча, запасна і стоянкова; а у АТЗ категорії  $N_3$  з дизельним двигуном і категорії  $M_3$ , призначених для експлуатації в гірських районах, – також і допоміжна.

Існують стандарти, які регламентують вимоги до гальмівних систем за кордоном, це: Правила ЄЕК ООН № 13 [35], стандарт Швеції F-I8 і стандарт США FMVSS 121 [34].

У таблиці 1.2 приводяться деякі вимоги до умов проведення випробувань за оцінкою гальмівної ефективності і нормовані значення критеріїв, регламентованих основними нормативними документами для АТЗ категорії  $N_3$ .

З аналізу даних, приведених в табл. 1.3, можна зробити висновок, що вимоги до гальмівної ефективності АТЗ категорії  $N_3$ , що діють в нашій країні, забезпечують достатньо високі гальмівні властивості АТЗ, які не поступають зарубіжним нормам.

Нормативний документ [4] встановлює критерії оцінки ефективності робочою і запасною гальмівних систем при дорожніх випробуваннях АТЗ категорій  $M$  і  $N$  величини гальмівного шляху  $S_e$ , усталеного сповільнення  $j_{уст}$  і тривалості

спрацьовування гальмівного приводу  $\tau_{cn}$ , категорії O – величини сумарної гальмівної сили  $\sum P_2$  і тривалості спрацьовування гальмівного приводу  $\tau_{cn}$ .  
Оцінка ефективності робочою і запасною гальмівних систем АТЗ категорій M і N може проводитися по будь-яких двом з вказаних критеріїв.

Таблиця 1.3 – Нормативи ефективності робочої гальмівної системи для АТЗ категорії N<sub>3</sub>

Вимоги для проведення дорожніх випробувань	Нормативні документи			
	ДСТУ 3649:2010	Правила ЄЕК ООН № 13	FMVSS-121 (США)	F-I8 (Швеція)
Характеристика дорожнього покриття	З добрим зчепленням			
Маса АТЗ	Повна маса Споряджена маса			Не регламентується
Початкова швидкість гальмування ( $V_0$ ), км/год	35-45	60	60	60
Зусилля на орган керування ( $P_{ned}$ ), Н (кгс)	686 (70)	686 (70)	–	686 (70)
Гальмівний шлях ( $S_2$ ), м, не більше ніж	19,5	36,7	34,7	36,7
Усталене сповільнення ( $j_{уст}$ ), м/с <sup>2</sup> , не менше ніж	4,5	5,0	5,4	5,0

Вказані в нормативному документі [34] норми гальмівної ефективності КТЗ менш жорсткі, чим в [35], тобто передбачається зниження гальмівних властивостей АТЗ, що експлуатуються.

### 1.5 Дорожні методи діагностування гальмівних систем

Найбільш точним та умовно «еталонним» способом оцінки стану гальмівних систем є метод дорожніх випробувань. В рамках цього підходу ефективність гальмування визначається за довжиною гальмівного шляху, а стійкість – за здатністю транспортного засобу залишатися в межах заданого коридору руху під час гальмування на прямій горизонтальній ділянці дороги [4].

Цей метод є найбільш близьким до реальних умов експлуатації, оскільки під час випробувань відтворюються ключові параметри: початкова швидкість руху, характеристики дорожнього покриття та інші фактори, що впливають на гальмівний процес. Зокрема, сповільнення транспортного засобу спричиняє динамічний перерозподіл навантаження на колеса, зміну швидкостей руху та обертання коліс, що безпосередньо впливає на параметри гальмування.

Метод дорожніх випробувань із визначенням гальмівного шляху є одним із найдавніших способів оцінки гальмівної системи. Теоретичні основи та практичні аспекти цього підходу досліджені у багатьох роботах, на їхній базі сформовані нормативи для усталеного сповільнення, часу спрацювання системи та допустимої довжини гальмівного шляху. Водночас різні методи діагностування можуть давати суперечливі результати: наприклад, за одним параметром система може оцінюватися як несправна, а за іншим — як справна. Для усунення таких розбіжностей у ДСТУ 3649:2010 [4] пропонується визначати гальмівний шлях розрахунковим методом на основі фактичних значень усталеного сповільнення та часу спрацювання.

Разом із тим, у практичній діяльності використання терміну «усталене сповільнення» часто ускладнює вимірювання. По-перше, важко визначити момент, коли сповільнення досягло сталого значення. По-друге, усталене сповільнення не завжди стабільне й може змінюватися більше ніж на 5% протягом гальмування.

Ще одним обмеженням є характер вимірювального обладнання. Більшість деселерометрів фіксують максимальне, а не усталене сповільнення. Деселерографи дозволяють отримати усталене значення за гальмівною діаграмою, але це також супроводжується певними похибками. Дослідження ДержавтотрансНДІ проекту та

НДІ судових експертиз показали, що методична похибка вимірювання сповільнення може досягати 30 % для окремих транспортних засобів.

Для умов експлуатації більш доцільним є випробування ДТЗ у спорядженому стані, оскільки забезпечення паспортного розподілу навантаження на осі у промислових умовах є трудомістким і малопрактичним. Крім того, у реальних умовах метод дорожніх випробувань застосовується обмежено, оскільки потребує довгої прямої горизонтальної ділянки з рівним покриттям, яке необхідно підтримувати в належному стані цілий рік. Цей метод також не дозволяє ефективно локалізувати несправності, що є перевагою стендових методів діагностування, і робить його менш придатним для регулярної експлуатаційної діагностики.

### **1.6 Стендові методи діагностування гальмівних систем**

Зазвичай стендові випробування проводяться в прискореному режимі порівняно з дорожніми, оскільки методи та умови їх виконання дозволяють отримати необхідні результати за коротший час.

Стендові методи моделюють умови дорожнього руху, замінюючи один із компонентів системи – дорогу. Водночас виключається вплив іншого чинника, зокрема погодних умов, на результати випробувань. Завдяки цьому значно зменшується вартість контролю технічного стану гальмівних систем дорожніх транспортних засобів порівняно з дорожніми випробуваннями, що робить стендові методи більш ефективними та прийнятними для експлуатаційного застосування.

Дослідженням методів стендових випробувань гальмівних систем присвячені роботи професорів М. А. Бухаріна, В. Г. Розанова, М. І. Ариніна, М. Я. Говорущенко, Г. В. Крамаренко, а також інших дослідників: В. С. Гернера, А. О. Малюкова, Е. Х. Рабіновича, В. М. Варфоломєєва, Л. В. Мірошникова та ін.

У практичній діяльності для діагностування гальмівних систем автотранспортних засобів (АТЗ) застосовуються різні типи гальмівних стендів. Аналіз переваг і обмежень таких методів присвячені численні дослідження, в яких розглядаються основні фактори, що впливають на точність та достовірність

діагностичних результатів. Особливу увагу привертають роботи, у яких результати порівняльного аналізу методик систематизовані і покладені в основу класифікації стендів на основі системного підходу до принципів їх роботи, контрольованих параметрів, способів визначення характеристик та режимів випробувань.

За способом відтворення умов руху транспортного засобу стенди поділяються на дві групи:

- з імітацією руху нерухомого автомобіля за рахунок обертання його коліс;
- із безпосереднім переміщенням самого транспортного засобу.

Кожну групу, залежно від способу створення руху або імітації рухових умов, можна класифікувати наступним чином:

Силові стенди:

- з примусовим пересуванням автомобіля;
- з примусовим обертанням коліс.

Інерційні стенди:

- із використанням інерції поступального руху автомобіля;
- із використанням інерції крутних мас коліс;
- із поєднанням інерції крутних мас автомобіля та стенда.

Силові стенди отримують зусилля від привода стенда або власної маси автомобіля, тоді як інерційні використовують сили та моменти інерції як транспортного засобу, так і його коліс, роликів або маховиків стенда для імітації кінетичної енергії автомобіля, що рухається.

Стенди з примусовим обертанням коліс можна додатково класифікувати за способом приводу:

- через контакт із опорною поверхнею та сили зчеплення;
- із жорстким механічним приводом (наприклад, через маточину колеса).

У першому випадку обмеження моменту гальмівними механізмами визначаються зчіпними властивостями шин із поверхнею стенда, у другому – обмежень практично немає. Існують також конструкції, що дозволяють збільшити контактне зчеплення коліс за рахунок довантажування, що забезпечує імітацію випробувань автомобіля у спорядженому стані.

За способом визначення гальмівних сил стенди можна класифікувати наступним чином:

- 1) визначення реакцій або реактивних моментів на елементах привода чи системи вимірювання;
- 2) аналіз змін енергоспоживання приводом або його характеристик (наприклад, ковзання електродвигунів);
- 3) оцінка кутового сповільнення або кількості обертів роликів (гальмівний шлях);
- 4) визначення кутового сповільнення кожного колеса.

За типом опорної поверхні стенди поділяють на роликові (барабанні), площадкові (платформові), стрічкові (транспортного типу) та безопорні (з вивішуванням коліс). Роликові та барабанні стенди імітують контакт коліс із рухомими роликами, площадкові – взаємодію з поверхнею, наближеною до дорожнього покриття, стрічкові більш точно відтворюють умови дороги, а безопорні повністю усувають контакт із поверхнею.

Інерційні площадкові стенди моделюють інерцію руху автомобіля, роликові – крутні маси коліс та стенда, а безопорні використовують як інерцію автомобіля, так і стенда. Роликові стенди імітують рух нерухомого автомобіля, тому динамічний перерозподіл навантаження та сили інерції не враховуються. Лише роликові інерційні стенди наближено відтворюють початкову швидкість руху, порівнянну з реальною. Площадкові стенди, як силового, так і інерційного типу, дозволяють моделювати взаємодію коліс із поверхнею при менших швидкостях. На інерційних площадкових стендах спостерігається перерозподіл нормальних реакцій на колеса. Силкові площадкові стенди теоретично дозволяють моделювати динамічний перерозподіл навантажень, проте його реалізація практично складна, тому на практиці використовується рідко.

На сьогоднішній день всі стендові методи діагностування гальмівних систем автотранспортних засобів дозволяють оцінити ефективність гальмування за питомими гальмівними силами і стійкість автотранспортного засобу за відносною різницею гальмівних сил [5]. Крім того, на відміну від дорожніх випробувань,

випробування в стендових умовах дозволяють визначити працездатність кожного гальмівного механізму. Але в разі, якщо показники гальмівної ефективності і стійкості автомобіля не задовольняють вимогам ДСТУ 3649:2010, що пред'являються до гальмівних систем, то питання про причини невідповідності цих показників залишається відкритим. Це і є основним недоліком існуючих стендових методів діагностування гальмівних систем.

Тим самим, в разі невідповідності показників гальмівної ефективності та стійкості АТЗ при гальмуванні, стендовий метод випробувань, як і дорожній, не дозволяє визначити: чи не справний пневматичний гальмівний привід, чи виконавчий механізм. Однак по діагностуванню пневматичного гальмівного приводу і його апаратів є ряд напрацювань [36].

### **1.7 Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження**

Основний вид діяльності підприємства ДП «Самтранс» – технічне обслуговування та ремонт автотранспортних засобів здійснюється для більшості європейських марок вантажних автомобілів, а саме: SCANIA, MAN, DAF, MERCEDES, IVECO, RENAULT, VOLVO тощо. Аналіз методів та засобів діагностування пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів в умовах ДП «Самтранс» дав можливість виділити технічні недоліки застосованого діагностичного процесу та наявні недоліки організаційного характеру.

Аналіз науково-технічної літератури дав можливість встановити, що в даний час існують два методи діагностування гальмівних систем – це дорожні випробування і стендові випробування. Найбільшого поширення набули стендові методи, з використанням стендів з біговими барабанами. При цьому, як дорожні, так і стендові методи дозволяють оцінити лише працездатність гальмової системи в цілому, залишаючи поза увагою причини несправностей в разі невідповідності показників гальмівної ефективності і стійкості при гальмуванні вимогам ДСТУ 3649:2010, як це показала застосовувана методика діагностування гальмівних систем вантажних автомобілів на АТП. Тому необхідно проведення наукових

досліджень з метою удосконалення методики діагностування гальмівних систем на стендах з біговими барабанами.

Метою даної роботи є покращення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів шляхом вдосконалення методики їх діагностування в умовах досліджуваного автотранспортного підприємства.

Для досягнення поставленої мети, в подальших розділах МКР необхідно вирішити такі завдання:

- виконати науково-технічне обґрунтування необхідності покращення ефективності діагностування гальмівних систем автомобілів в умовах АТП;
- виконати вдосконалення методики діагностування гальмівних систем автомобілів при стендових випробуваннях;
- розробити практичні рекомендації з покращення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів в умовах АТП;
- оцінити ефективність запропонованих рішень при діагностуванні пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів в умовах досліджуваного підприємства.

## 2 ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ДІАГНОСТУВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ ПРИ СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАННЯХ

### 2.1 Обґрунтування режиму функціонування гальмівної системи при діагностуванні на стендах з біговими барабанами

Процес діагностування будь-якого технічного об'єкта включає в себе чотири етапи [1, 7-9, 12, 26]:

- 1) тестовий вплив на об'єкт діагностування;
- 2) вимірювання величин діагностичних параметрів або ознак;
- 3) обробка отриманої інформації;
- 4) постановка діагнозу.

Наочно, процес діагностування складних технічних об'єктів можна представити у вигляді схеми зображеної на рис. 3.1.



Рисунок 2.1 – Процес діагностування технічного об'єкта

Діагностування гальмівних систем, відповідно до вищенаведеної схеми, має також здійснюватися в чотири етапи. На першому етапі гальмівна система піддається тестовому впливу, який встановлює процес її функціонування на

заданих силових, швидкісних і теплових режимах роботи за допомогою стендів і спеціального обладнання.

На другому етапі відбувається вимір фізичних величин діагностичних ознак, таких як гальмівна сила і тиск стисненого повітря в гальмівній камері, а також кутової швидкості коліс з використанням датчиків.

На третьому етапі відбувається обробка знятої з датчиків діагностичної інформації. Це посилення і фільтрація сигналів, а також функціональне перетворення електричних сигналів у відповідні діагностичні ознаки.

На четвертому етапі ставиться діагноз, шляхом порівняння отриманих значень діагностичних ознак з їх нормативними значеннями.

На форму фазових динамічних характеристик, а відповідно і на результати діагностування, значний вплив чинить режим тестового впливу. У зв'язку з цим режим тестового впливу має бути суворо визначеним і стабільним, для виключення його впливу на кінцевий результат, тобто на постановку діагнозу.

У разі, якщо показники гальмівної ефективності і стійкості АТЗ при гальмуванні не відповідають вимогам ДСТУ 3649:2010, необхідно визначати, що в даному випадку вплинуло на їх значення: несправність пневматичного гальмівного приводу або несправність виконавчих механізмів гальмівної системи. Виконавчі механізми гальмівної системи працюють по одному керуючому сигналу – тиску стисненого повітря в гальмівній камері  $P_{mk}(t)$ . При екстремому гальмуванні автомобіля в гальмівній камері за дуже короткий проміжок часу тиск стисненого повітря збільшується від 0 до 0,75 МПа, і після того, як автомобіль зупинився, тиск в гальмівних камерах знижується від 0,75 МПа до 0. Тому тестовим впливом при діагностуванні виконавчих механізмів буде заданий закон збільшення і зменшення тиску стисненого повітря в гальмових камерах.

На підставі вищевикладеного була розроблена і складена структурна модель процесу гальмування об'єкта діагностування на гальмівному роликівому стенді, яка представлена на рис. 2.2.

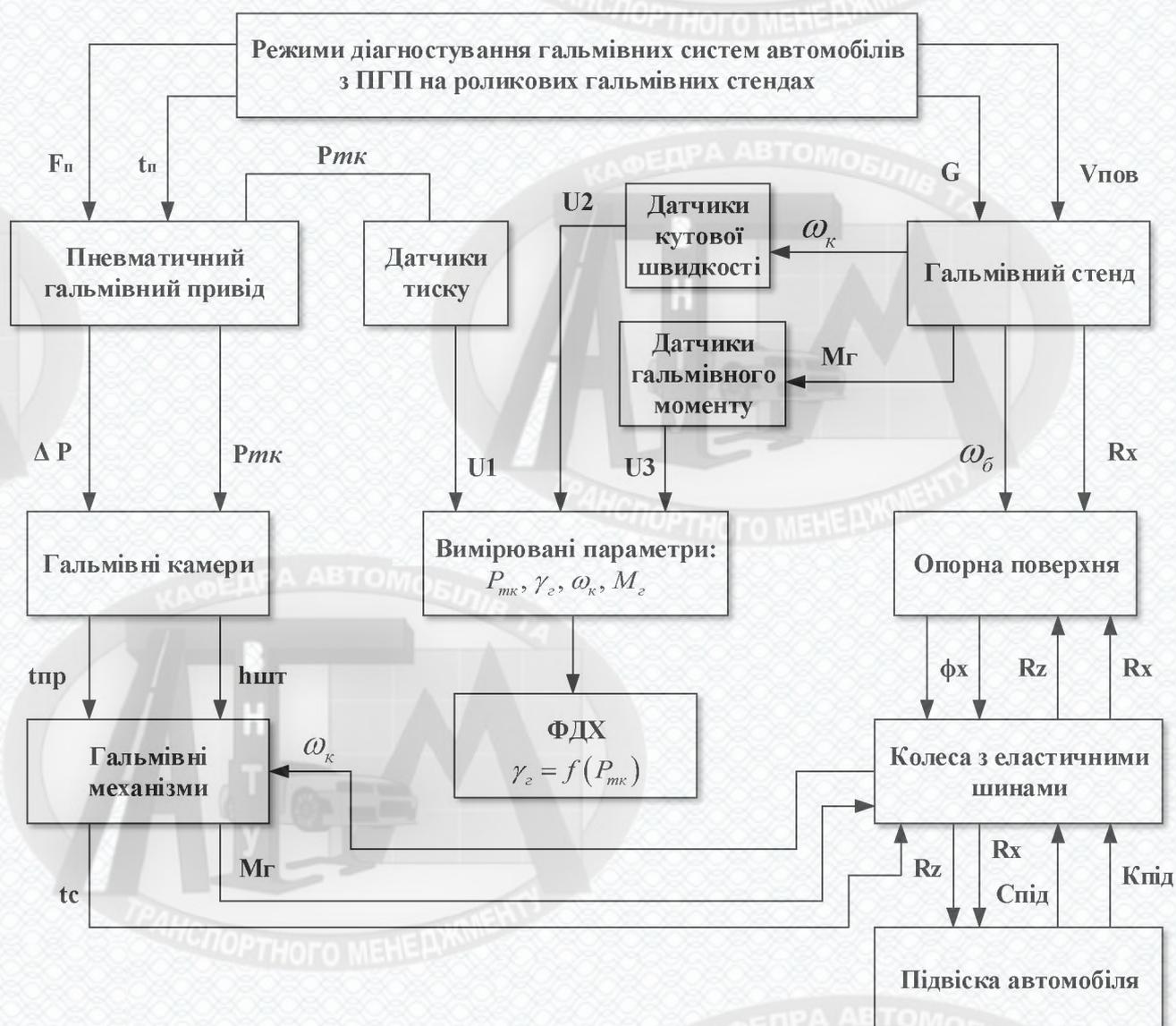


Рисунок 2.2 – Структурна модель процесу гальмування об'єкта діагностування на гальмівному роликівому стенді [13]

Об'єкт діагностування, гальмівний стенд та пневматичний гальмівний привід, представлені на схемі, пов'язані між собою у вигляді сукупності взаємозалежних елементів, з метою визначення показників гальмівної ефективності і стійкості при гальмуванні об'єкта діагностування, а також для отримання ФДХ і визначення значень діагностичних ознак.

У відповідності зі схемою, рівняння зв'язку залежності показника ефективності гальмування АТЗ можна записати у вигляді полінома:

$$\gamma_{\Gamma} = F \left[ R_Z(h_n), R_X(\varphi_x, S), G_K, h_{um}(P_{mk}), M_{\Gamma}(\mu, P_{mk}, \omega_k), P_{mk}(t) \right], \quad (2.1)$$

де  $R_Z(h_n)$  – функція зміни нормальної реакції від величини прогину підвіски;

$R_X(\varphi_x, S)$  – функція повздовжньої реакції від коефіцієнта зчеплення і проковзування;

$G_K$  – навантаження, що доводиться на колесо;

$h_{um}$  – хід штоку гальмівної камери;

$M_{\Gamma}(\mu, P_{mk}, \omega_k)$  – функція гальмівного моменту від коефіцієнта тертя між гальмівним барабаном та фрикційними накладками, тиску в гальмівній камері і кутової швидкості обертання коліс;

$P_{mk}(t)$  – функція тиску в гальмівній камері від часу.

Головну роль в процесі діагностування гальмівної системи грає тестовий режим. При включенні гальмівного стенду його привід призводить в рух ролики стенда з кутовою швидкістю  $\omega_b$ , які взаємодіють з шинами коліс об'єкта діагностування і приводять їх в обертання з заданою кутовою швидкістю  $\omega_k$ . Крім цього, шини коліс об'єкта діагностування взаємодіють з роликками слідкуючої системи гальмівного стенду і приводять їх у рух, а відповідно і датчики кутових швидкостей.

Вимірювання всіх параметрів процесу гальмування об'єкта діагностування на гальмівному роликовому стенді здійснюється датчиками. Вони перетворюють вимірювані фізичні величини в електричні сигнали  $U_i$ , придатні для подальшої обробки та аналізу отриманої інформації.

Тестовий режим діагностування забезпечується за рахунок впливу на керуючий апарат пневматичного гальмівного приводу об'єкта діагностування з силою  $F_n$ , протягом часу  $t_n$ . Гальмівний привід, в свою чергу, змінює тиск робочого тіла в гальмівній камері  $P_{mk}$  з інтенсивністю  $\Delta P$  і часом затримки спрацювання гальмівного приводу  $t_{np}$ . За рахунок збільшення тиску в

гальмівних камерах їх штоки переміщуються на величину  $h_{um}$ . Штоки гальмових камер керують роботою пар тертя в гальмівних механізмах, які створюють на колесах автомобіля, гальмівні моменти  $M_z$ , з урахуванням часу спрацьовування гальмівного механізму  $t_c$ . Величини гальмівних моментів залежать від ходу штока гальмівної камери і коефіцієнта тертя  $\mu$  в парі гальмівний барабан – фрикційна накладка. Величини гальмівних моментів і час спрацьовування гальмівної системи впливають на величину реалізованих дотичних реакцій  $R_x$ , і відповідно на зміну кутових швидкостей  $\omega_k$ .

Кутова швидкість коліс  $\omega_k$  і момент  $M_\phi$  зчеплення коліс з роликками гальмівного стенду впливають на характер вимірювання гальмівного моменту  $M_z$ . На колеса автомобіля впливає опорна поверхня роликів гальмівного стенду, яка характеризується коефіцієнтом зчеплення  $\phi_x$ . У процесі діагностування, під впливом гальмівного моменту  $M_z$  змінюються значення сил  $R_z$  і  $R_x$ , які в свою чергу впливають на переміщення підресорених і безпружинних мас об'єкта діагностування на жорсткості підвіски  $C_{mid}$ , з коефіцієнтом демпфування  $K_{mid}$ .

Таким чином, дана схема (рис. 2.2) дозволяє структурно підійти до дослідження, аналізу ФДХ, а також до процесу діагностування гальмівних систем на роликкових стендах, враховуючи вплив всіх взаємопов'язаних елементів і параметрів, присутніх на даній схемі.

## 2.2 Фазові динамічні характеристики гальмівних систем

Оцінювати технічний стан виконавчих механізмів можливо на основі тимчасових і фазових динамічних характеристик. Тимчасові характеристики виконавчого механізму є залежністю керуючого сигналу, тобто тиску в гальмівній камері, від часу  $P_{mk} = f(t)$  або вихідного сигналу, тобто питомої гальмівної сили, від часу  $\gamma_r = f(t)$ . Фазові динамічні характеристики представляють собою

залежність вихідного сигналу від вхідного. Відповідно ФДХ виконавчого механізму буде називатися залежність питомої гальмівної сили від тиску в гальмівній камері  $\gamma_T = f(P_{mk})$ .

Але як показують дослідження, застосування фазових динамічних характеристик є кращим, оскільки вони несуть в собі більшу інформацію і дозволяють оцінювати герметичність, слідкуючу дію і швидкодію об'єкта діагностування.

Фазові динамічні характеристики, отримані при різних значеннях параметрів технічного стану виконавчих механізмів, при їх накладенні один на одного, утворюють області локальних діагнозів, представлені на рис. 2.3. На основі застосування аналізу ФДХ, можна оцінювати технічний стан виконавчих механізмів гальмівних систем з визначенням конкретної несправності, так як кожна область  $D_{ij}$  ФДХ характеризує величину певного параметра технічного стану. Індекс  $i$  – номер області локального діагнозу, яка утворюється за рахунок зміни значення певного параметра технічного стану об'єкта діагностування. Індекс  $j$  може набувати значень 1 або 2. Значенням 1 позначаються області локальних діагнозів фазових динамічних характеристик об'єкта діагностування з допустимими значеннями параметра технічного стану. Індексом 2 позначаються області локальних діагнозів ФДХ виконавчих механізмів, з параметрами технічного стану, що виходять за межі допустимих. У зв'язку, з чим гальмівна система з такою ФДХ визнається несправною.

Процес формування фазової динамічної характеристики виконавчого механізму розглянемо на прикладі рис. 2.3.

Процес наростання питомої гальмівної сили відбувається при збільшенні тиску стисненого повітря в гальмівній камері. На графіку зміни тиску в гальмівній камері необхідно вибрати точку  $P_1$ , яка відповідає величині тиску в момент часу  $t_1$  і знаходиться на фазі збільшення питомої гальмівної сили. Провести через неї вертикальну лінію. На графіку питомої гальмівної сили визначити точку  $\gamma_1$ , яка також відповідає моменту часу  $t_1$ , і провести через неї горизонтальну лінію.

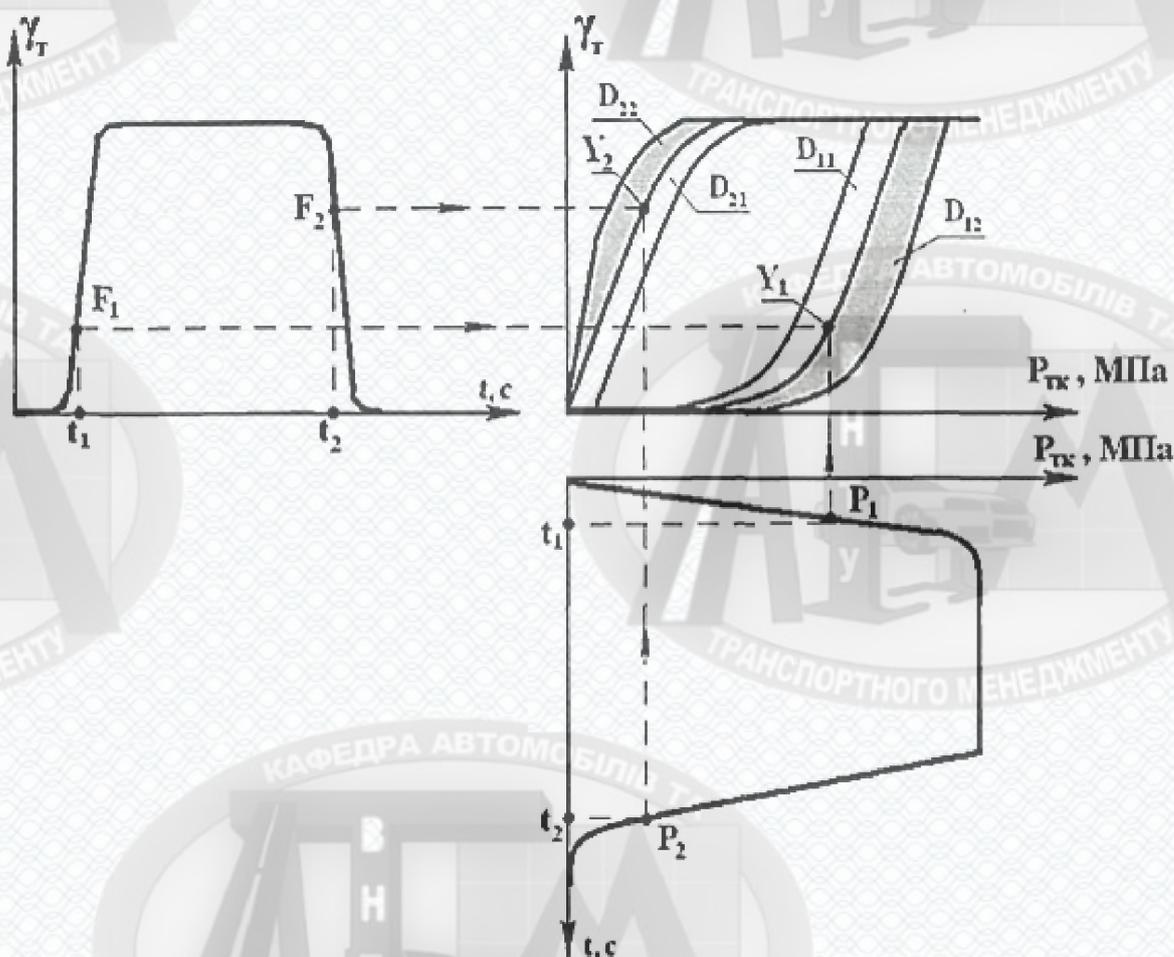


Рисунок 2.3 – Процес формування ФДХ виконавчого механізму [33]

Перетин вертикальної лінії, що проходить через точку  $P_1$  і горизонтальної лінії, що проходить через точку  $Y_1$ , утворює точку  $Y_1$ , яка буде точкою, що утворює ФДХ на ділянці наростання питомої гальмівної сили. Точка фазової динамічної характеристики  $Y_2$ , утворюється аналогічно точці  $Y_1$ , але тільки на ділянці зменшення гальмівної сили.

Процес діагностування з використанням ФДХ, зводиться до послідовної перевірки її ділянок на приналежність до області справних або несправних станів об'єкта діагностування. Об'єкт визнається справним, якщо за підсумками аналізу областей локальних діагнозів всі ділянки його ФДХ знаходяться в областях справних станів.

Якщо хоча б одна точка пред'явленої ФДХ буде знаходитися в області несправних станів, то об'єкт діагностування визнається несправним.

### 2.3 Розпізнавання технічного стану гальмівних систем на основі методу найбільших перетинів

Для розпізнавання технічного стану виконавчих механізмів методом найбільших перетинів необхідно, для кожної області локальних діагнозів, визначити діагностичні ділянки з максимальною чутливістю. Для цього в кожній області локальних діагнозів проводимо січні паралельно осі абсцис (рис. 2.4) або осі ординат по їх найбільших перетинах. Ділянки цих січних, обмежені крайніми точками ФДХ, будуть діагностичними відрізками. Перетин ФДХ з якими дозволить визначити діагностичні ознаки і їх нормативні значення.

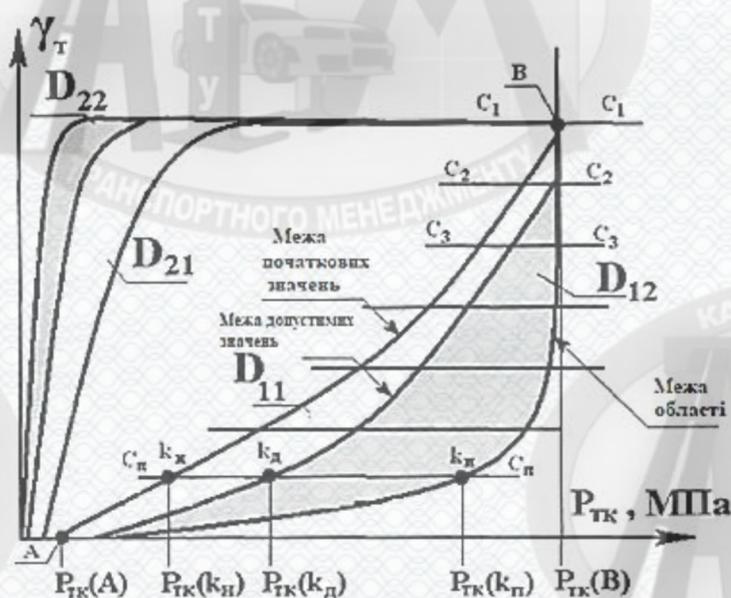


Рисунок 2.4 – Метод найбільших перетинів з січною паралельною осі абсцис

Далі на діагностичному відрізку визначається допустиме значення діагностичної ознаки, по відношенню до якого пред'явлена ФДХ буде характеризувати або допустиме значення даного параметра технічного стану, або вихід за його межі, при якому настає несправний стан. Діагностичною ознакою

буде абсциса (рис. 2.4) або ордината точки перетину пред'явленої фазової динамічної характеристики з діагностичним відрізком, що знаходяться в найбільшому перетині областей діагнозів. Крім цього на діагностичному відрізку необхідно визначити нормативні значення діагностичної ознаки, такі як – початкове, допустиме і граничне (рис. 2.5).

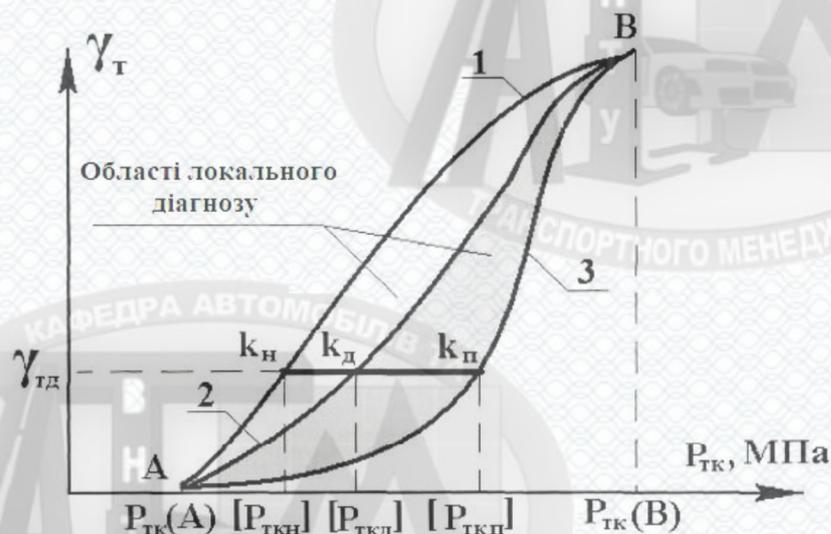


Рисунок 2.5 – Нормативні значення діагностичних ознак [26]

Для цього по найбільшому перетину області діагнозу необхідно провести січну, на рис. 2.5 паралельну осі абсцис. Ордината даної січної буде відповідати деякому значенню гальмівної сили  $\gamma_c$ . Абсциси  $[P_{TKH}]$ ,  $[P_{TKD}]$ ,  $[P_{TK\Pi}]$  точок перетину даної січної з ділянками ФДХ виконавчих механізмів зі значеннями параметра технічного стану, відповідними нормативним, будуть нормативними значеннями діагностичної ознаки.

Номером 1 позначена ділянка ФДХ виконавчого механізму, параметр технічного стану якого задовольняє вимогам нормативної документації заводу-виготовлювача. Перетин даної ділянки ФДХ з січною утворює точку  $k_H$ , абсциса якої  $P_{TKH}$  буде початковим значенням діагностичної ознаки.

Ділянка фазової динамічної характеристики під номером 2 відповідає виконавчому механізму, параметр технічного стану якого досяг допустимого

значення за вимогами технічної документації на умови експлуатації. Перетин даної ділянки ФДХ з січною утворює точку  $k_D$ , абсциса якої  $P_{TKD}$  буде допустимим значенням діагностичної ознаки для даного параметра технічного стану.

Виконавчий механізм, параметр технічного стану якого досяг граничного значення, утворює ділянку ФДХ під номером 3. Перетин цієї ділянки фазової динамічної характеристики з січною утворює точку  $k_H$ , абсциса якої  $P_{TKH}$  буде граничним значенням діагностичної ознаки. Відрізок січної, обмежений точками  $k_H$  і  $k_D$  буде діагностичною ділянкою для даної області локального діагнозу.

Логіка розпізнавання приналежності будь-якої ділянки  $|AB|_i$ , пред'явленої фазової динамічної характеристики виконавчого механізму для кожної області локального діагнозу, представлятиме собою умови:

– для випадку, коли діагностичний відрізок проведено паралельно осі абсцис:

$$P_{TK}(k_x) \leq P_{TK}(k_D), \quad |AB|_i \in D_{i1}; \quad \text{норма} \quad (2.2)$$

$$P_{TK}(k_x) > P_{TK}(k_D), \quad |AB|_i \in D_{i2}; \quad \text{норми немає} \quad (2.3)$$

– для випадку, коли діагностичний відрізок проведено паралельно осі ординат:

$$\gamma_G(k_x) \leq \gamma_G(k_D), \quad |AB|_i \in D_{i1}; \quad \text{норма} \quad (2.4)$$

$$\gamma_G(k_x) > \gamma_G(k_D), \quad |AB|_i \in D_{i2}; \quad \text{норми немає} \quad (2.5)$$

де  $P_{TK}(k_D)$  і  $\gamma_G(k_D)$  – значення допустимого нормативу діагностичної ознаки на ділянці  $|AB|_i$  локального діагнозу;

$P_{TK}(k_x)$  і  $\gamma_G(k_x)$  – значення діагностичної ознаки на ділянці  $|AB|_i$  пред'явленої фазової динамічної характеристики.

Якщо в процесі аналізу ФДХ в даній області діагнозів виконуються умови (2.2) або (2.4), то  $i$ -тий параметр технічного стану в нормі.

Якщо ж виконуються умови (2.3) або (2.5), то даний параметр технічного стану не в нормі.

Таким чином, постановка діагнозу для пред'явленого виконавчого механізму, буде здійснюватися на підставі послідовного аналізу його ФДХ в кожній області його локальних діагнозів  $D_{ij}$ , як на ділянці наростання гальмівної сили, так і на ділянці її убування. Якщо всі ділянки ФДХ пред'явленого виконавчого механізму лежать в областях  $D_{i1}$ , то він визнається справним. Якщо ж хоч одна точка ділянки ФДХ належить області  $D_{i2}$ , то виконавчий механізм визнається несправним із зазначенням конкретної несправності, якій відповідає індекс  $i$ .

#### **2.4 Математична модель системи «Пневматичний гальмівний привід - гальмівна камера - гальмівний механізм - колесо – опорна поверхня»**

Удосконалення динамічного методу диференціального діагностування гальмівних систем автомобілів вимагає проведення ряду аналітичних досліджень, при яких необхідно варіювання значеннями параметрів технічного стану виконавчих механізмів, які дозволили б встановити між параметрами технічного стану та діагностичними ознаками функціональні зв'язки, а також формувати і аналізувати фазові динамічні характеристики виконавчих механізмів.

З урахуванням вищезгаданого було сформульовано ряд вимог до математичної моделі системи «Гальмівний привід - гальмівна камера - гальмівний механізм - колесо - опорна поверхня », як об'єкта діагностування:

– модель повинна адекватно описувати функціонування виконавчих механізмів в реальних умовах експлуатації, а також враховувати параметри технічного стану, що впливають на їх слідкуючу дію, і швидкодію;

– модель повинна забезпечити дослідження функціонування виконавчих механізмів гальмівної системи з ПГП на режимах максимально наближених до реальних режимів їх роботи в умовах експлуатації;

– математична модель повинна забезпечувати отримання розрахунковим шляхом тимчасових  $\gamma_T = f(t)$ ,  $P_{mk} = f(t)$  і фазових  $\gamma_T = f(P_{mk})$  динамічних характеристик виконавчих механізмів при варіюванні значеннями параметрів їх технічного стану.

#### 2.4.1 Математичне моделювання функціонування системи «Пневматичний гальмівний привод - пневматична гальмівна камера»

Для розробки математичної моделі системи «Пневматичний гальмівний привод - гальмівна камера - гальмівний механізм - колесо - опорна поверхня» необхідно якісно описати газодинамічні процеси, що протікають в ПГП і в гальмівній камері. Для цього була використана методика Метлюк Н. Ф. і В. П. Автушко, згідно з якою роботу пневматичних систем і апаратів можна представити у вигляді спрощеної системи типу «дросель-ємність».

При використанні системи «дросель-ємність», вираз для визначення миттєвої масової витрати стисненого повітря через місцевий опір з пропускнув перетином  $S$  ( $m^2$ ) буде мати наступний вигляд [33]:

$$\frac{dm}{dt} = \mu \cdot S \cdot v_{kp} \cdot \frac{P_0}{R \cdot T} \cdot \varphi(\sigma), \quad (2.6)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати повітря;

$v_{kp} = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$  – критична швидкість, м/с;

$k = 1,4$  – показник адіабати;

$P_0$  – тиск повітря перед дроселем;

$R = 287,14 \text{ м}^2/(\text{с}^2 \cdot \text{К})$  – універсальна газова стала;

$\sigma$  – безрозмірний тиск, який визначається відношенням тиску за дроселем  $P_1$ , до тиску перед дроселем  $P_0$ ;

$\varphi(\sigma)$  – функція витрати стисненого повітря, яка представляє собою закон зміни масової витрати повітря, що проходить через дросель, в залежності від величини безрозмірного тиску  $\sigma$ .

Зазвичай, для розрахунку реальних пневматичних ланок використовують гіперболічну функцію витрати стисненого повітря [36].

$$\varphi(\sigma) = A \cdot \frac{1 - \sigma}{B - \sigma}, \quad (2.7)$$

де  $A$  і  $B$  постійні величини, що характеризують зрушення горизонтальної та вертикальної асимптот гіперболи.

Постійна величина  $A$  визначається з виразу [36]:

$$A = \frac{h}{B - 1}, \quad (2.8)$$

де  $h$  – величина характеризує форму гіперболи;

$B$  – відношення часу випорожнення  $t_0$  до часу наповнення  $t_n$  ємності через дросель, відповідних зміни тиску на 90% від максимального і мінімального рівня, відповідно.

Так як пневматичні апарати мають досить велику швидкодію, то при моделюванні газодинамічних процесів, які протікають в гальмівній камері, було прийнято допущення, що теплообмін між повітрям в гальмівній камері і навколишнім середовищем можна знехтувати [5].

Таким чином, рівняння стану повітря в ємності постійного обсягу матиме вигляд [28]:

$$k \cdot R \cdot T \cdot dm = V \cdot dP, \quad (2.9)$$

де  $T$  – температура повітря в ємності;

$P$  – тиск повітря в ємності;

$V$  – об'єм приймальної ємності.

Після перетворень, вираз 2.9 можна представити у вигляді:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{V}{k \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (2.10)$$

Вирішуючи рівняння 2.10 спільно з 2.6-2.9 отримуємо рівняння газової динаміки для пневматичного апарата з постійним об'ємом:

– процес наповнення пневматичного апарата

$$\frac{dP}{dt} = \frac{k \cdot \mu \cdot v_{кр} \cdot S \cdot P_0}{V} \cdot \frac{A \cdot (P_0 - P)}{B \cdot P_0 - P} \quad (2.11)$$

– процес спорожнення пневматичного апарата

$$\frac{dP}{dt} = - \frac{k \cdot \mu \cdot v_{кр} \cdot S \cdot P}{V} \cdot \frac{A \cdot (P - P_0)}{B \cdot P - P_0} \quad (2.12)$$

На підставі пневматичної схеми підключення гальмівної камери до ПГП, а також її конструкції була розроблена еквівалентна пневматична схема, яка зображена на рис. 2.6.

При розробці даної схеми було зроблено припущення, що вхідний тиск  $P_{вх}$  відповідає тиску в ПГП при екстремому гальмуванні і є постійною величиною рівною 0,7 МПа. На схемі використані такі позначення:  $P_T$  – тиск стисненого повітря на вході в гальмівну камеру;  $P_0$  - атмосферний тиск;  $\mu_1 S_1$  – відповідно коефіцієнт витрати і площа поперечного перерізу отвору клапанного механізму ПГП, через який відбувається подача стисненого повітря на вхід гальмівної камери;  $\mu_2 S_2$  – відповідно коефіцієнт витрати і площа поперечного перерізу отвору клапанного механізму, через який відбувається наповнення гальмівної камери;  $\mu_3 S_3$  – відповідно коефіцієнт витрати і площа поперечного перерізу отвору

клапанного механізму, через який відбувається спорожнення гальмівної камери;  $V_T$  – об'єм ПГП перед входом в гальмівну камеру;  $V_{TK}$  – об'єм гальмівної камери.

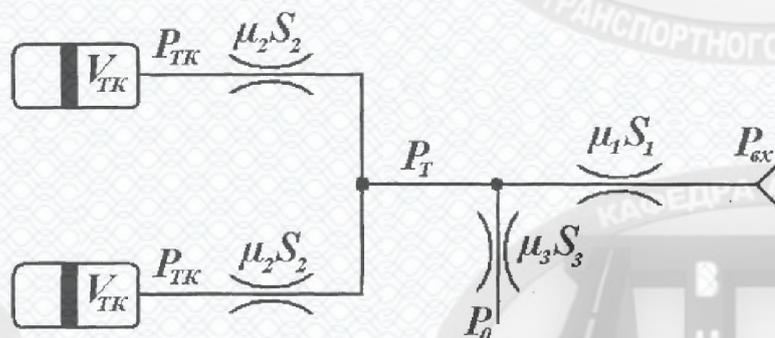


Рисунок 2.6 – Еквівалентна пневматична схема підключення гальмівної камери до пневматичного гальмового приводу

На підставі вищевикладеного та пневматичної схеми були складені рівняння процесу наповнення і спорожнення гальмівної камери:

- процес наповнення гальмівної камери [30]

$$\frac{dP_T}{dt} = \frac{k \cdot \mu_1 \cdot v_{кр} \cdot S_1 \cdot P_{ex}}{V_T} \cdot \frac{A \cdot (P_{ex} - P_T)}{B \cdot P_{ex} - P_T}, \quad (2.13)$$

$$\frac{dP_{TK}}{dt} = \frac{k \cdot \mu_2 \cdot v_{кр} \cdot S_2 \cdot P_T}{V_{TK}} \cdot \frac{A \cdot (P_T - P_{TK})}{B \cdot P_T - P_{TK}}, \quad (2.14)$$

- процес спорожнення гальмівної камери [30]

$$\frac{dP_{TK}}{dt} = \frac{k \cdot \mu_2 \cdot v_{кр} \cdot S_2 \cdot P_T}{V_{TK}} \cdot \frac{A \cdot (P_{TK} - P_T)}{B \cdot P_{TK} - P_T}, \quad (2.15)$$

$$\frac{dP_T}{dt} = \frac{k \cdot \mu_3 \cdot v_{кр} \cdot S_3 \cdot P_0}{V_{TK}} \cdot \frac{A \cdot (P_T - P_0)}{B \cdot P_T - P_0}. \quad (2.16)$$

Складені рівняння 2.13-2.16 у повній мірі відображають протікання газодинамічних процесів всередині гальмівної камери. Розрахунок коефіцієнта витрати повітря  $\mu$  проводився за методикою [28]. Пропускні перетини клапанів  $S$  постійні і не змінюються в залежності від взаємного розташування рухомих частин гальмівної камери.

#### 2.4.2 Моделювання процесів переміщення рухомих частин гальмівної камери і гальмівного механізму

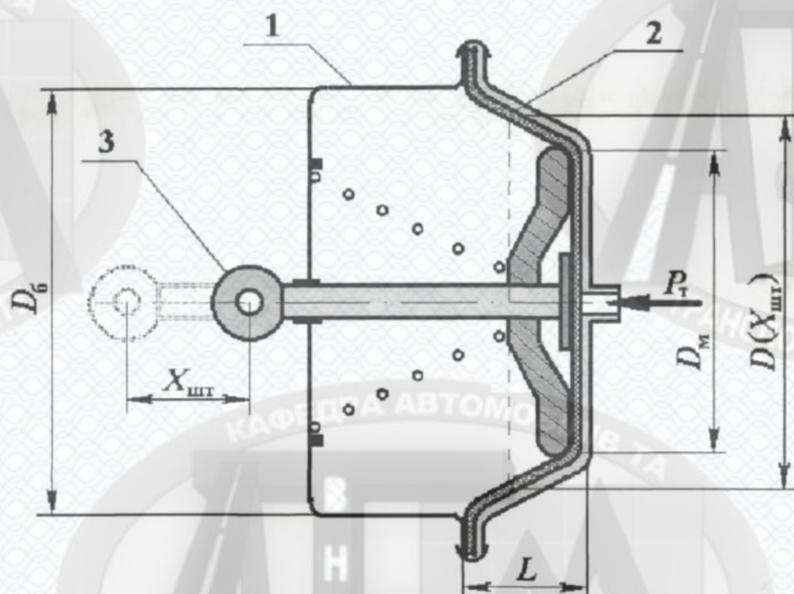
В якості виконавчих апаратів ПГП, які керують роботою гальмівних механізмів, використовуються діафрагмові камери. Розрахункова схема діафрагмової гальмівної камери автомобіля представлена на рис. 2.7.

При подачі на вхід камери 1 робочого тиску  $P_r$ , його діафрагма 2 переміщує шток 3 на величину робочого ходу  $X_{шт}$ . При цьому, діафрагма 2 переміщається на відстань  $L$ . У процесі розрахунку газодинамічних процесів, необхідно визначити робочий об'єм  $V_k$  над діафрагмовою порожниною камери. При переміщенні штока на відстань  $X_{шт}$ , робочий об'єм  $V_k$  можна визначити, як різниця двох усічених конусів. Перший конус утворюється кришкою камери з основами  $D_m$  і  $D_\delta$ , другий – діафрагмою, з основами  $D_\delta$  і  $D(X_{шт})$ . При такому підході, об'єм над діафрагмовою порожниною можна надати як:

$$V_k = V_0 + V(X_{шт}), \quad (2.17)$$

де  $V_0$  - початковий об'єм камери;

$V(X_{шт})$  – об'єм над діафрагмовою порожниною, що звільняється при переміщенні діафрагми.



1 – корпус камери; 2 – діафрагма; 3 – шток

Рисунок 2.7 – Розрахункова схема діафрагмової гальмівної камери

Запишемо рівняння для визначення об'єму усіченого конуса [30]:

$$V(X_{um}) = \frac{\pi \cdot X_{um}}{3} \left[ \frac{D^2(X_{um})}{4} + \frac{D_M^2}{4} + \frac{D(X_{um}) \cdot D_M}{4} \right]. \quad (2.18)$$

Поточне значення нижньої основи конуса може бути знайдено з вираження :

$$D(X_{um}) = D_M + \frac{X_{um}}{L} (D_\delta - D_M). \quad (2.19)$$

Для визначення поточного значення ходу штока  $X_{um}$  складемо рівняння динаміки його переміщення в процесі функціонування гальмівної камери:

$$m_{um} \frac{d^2 X_{um}}{dt^2} = P_{TK} \cdot S_\delta - R - F_{np}, \quad (2.20)$$

де  $m_{ум}$  - маса штока і пов'язаних з ним деталей, що переміщуються;

$P_{ТК}$  - тиск в діафрагмовій порожнині камери;

$S_{\delta}$  - активна площа діафрагми;

$R$  - реактивні сили, пов'язані з переміщенням елементів камери і гальмівного механізму;

$F_{пр}$  - сила пружини.

Активна площа діафрагми може бути знайдена за виразом:

$$S_{\delta} = \frac{\pi}{12} \cdot \left\{ D_{\delta}^2 + D_{\delta} D_M + D_M^2 - \frac{X_{ум} (D_{\delta}^2 - D_{\delta} D_M) \cdot \sqrt{4 + 7 \frac{D_{\delta}}{D_M} + 4 \left( \frac{D_{\delta}}{D_M} \right)^2}}{\sqrt{5 \cdot X_{\max}^2 - 5 X_{ум}^2}} \right\}, \quad (2.21)$$

де  $X_{\max}$  - максимальне значення ходу штока.

Конструкція гальмівних камер виконана так, що максимальні ходи штоків досягають 0,05 м. Проте в умовах експлуатації пневматичного гальмівного приводу, ходи штоків зазвичай знаходиться в межах 0,020-0,035 м.

Для визначення реактивних сил  $R$ , що входять в рівняння (2.20), доцільно використовувати силову характеристику гальмівного механізму. Експериментальна характеристика дисипативного гальмівного механізму має значний гістерезис. Вона апроксимується кусково-лінійними функціями [30] на фазі збільшення гальмівного моменту і поліномом Чебишева другого порядку на фазі зменшення величини гальмівного моменту, що дозволяють розрахувати величину гальмівного моменту  $M_T$ , при відомих значеннях тиску  $P_{ТК}$  в гальмівній камері і його першої похідної.

З іншого боку, залежність гальмівного моменту від величини сил  $F_1$  і  $F_2$ , які розтискають активну і пасивну колодки гальмівного механізму барабанного типу, може бути представлена у вигляді:

$$M_G = M_{\tau 1} + M_{\tau 2}$$

$$M_{\tau 1} = \frac{F_1 \cdot f \cdot h \cdot \rho_1}{c(\cos \delta_1 - f \sin \delta_1) + f \rho_1} = F_1 \cdot B_1, \quad (2.22)$$

$$M_{\tau 2} = \frac{F_2 \cdot f \cdot h \cdot \rho_2}{c(\cos \delta_2 - f \sin \delta_2) + f \rho_2} = F_2 \cdot B_2$$

де  $f$  - коефіцієнт тертя між колодками і барабаном;

$h$  - відстань від осі кріплення колодки до лінії прикладення розтискного зусилля;

$c$  - відстань від осі кріплення колодки, до центру гальмівного механізму;

$\rho_i$  - радіуси прикладення результуючої сили тертя;

$\delta_i$  - умовний кут дії нормальної сили на колодці.

Беручи в рівняннях (2.22) параметри  $B_1$  і  $B_2$  для холодних гальмівних механізмів постійними, можемо записати зворотне рівняння, яке пов'язує приведену до штоку гальмівної камери розтискну силу колодок  $F_\Sigma$ , з гальмівним моментом  $M_G$ :

$$F_\Sigma = M_G \cdot K_T, \quad (2.23)$$

де  $K_T$  - коефіцієнт, що враховує силове передавальне відношення на ділянці «колодка - шток гальмівної камери».

Таким чином, реактивні сили  $R$ , пов'язані з переміщенням елементів камери і гальмівного механізму можна визначити з рівняння:

$$R = F_\Sigma + F_x = M_G \cdot K_T + F_x, \quad (2.24)$$

де  $F_x$  - сили сухого тертя в приводі гальмівного механізму і попереднього натягу пружин колодок.

Слід зазначити, що якщо тиск стисненого повітря в гальмівній камері не перевищує значення  $\Delta_0$  – початкової зони нечутливості гальмівного механізму, то розтискна сила колодок  $F_{\Sigma} = 0$ , а величина реактивних сил  $R$  визначається тільки величиною сил сухого тертя в приводі гальмівного механізму і попереднього натягу пружин колодок.

#### 2.4.3 Математичне моделювання функціонування гальмівного механізму барабанного типу

Гальмівні механізми призначені для створення штучного опору руху автомобіля, шляхом перетворення його кінетичної енергії в тепло, за рахунок сил тертя. В даний час на великовантажних автомобілях, оснащених ПГП, застосовуються гальмівні механізми барабанного типу. Вихідні характеристики гальмівних механізмів мають явно виражену нелінійність у вигляді петлі гістерезису, і в значній мірі залежать від швидкості ковзання пар тертя.

Аналітичним дослідженням, а також розробці математичних моделей, що описують динаміку функціонування гальмівного механізму в процесі гальмування автомобіля, присвячена досить велика кількість досліджень.

В основу математичної моделі системи «Гальмівна камера гальмовий механізм - колесо - опорна поверхня» ліг математичний опис процесу функціонування гальмівного механізму, розроблений професором А. І. Федотовим. Дані розробки дозволяють розраховувати зміну гальмівного моменту, що розвивається гальмівним механізмом автомобіля, при відомій функції зміни тиску робочого тіла в гальмівних камерах, з урахуванням гістерезисних втрат в гальмівному механізмі, його інерційності і відносної швидкості переміщення елементів пари тертя. Математичний опис, запропонований в роботі [36], заснований на методі кусково-лінійної апроксимації характеристики гальмівного механізму, як на фазі збільшення, так і на фазі зменшення гальмівного моменту. При цьому як видно з рис. 2.8 експериментальні характеристики гальмівного механізму на фазі зниження гальмівного моменту мають яскраво виражену нелінійність.

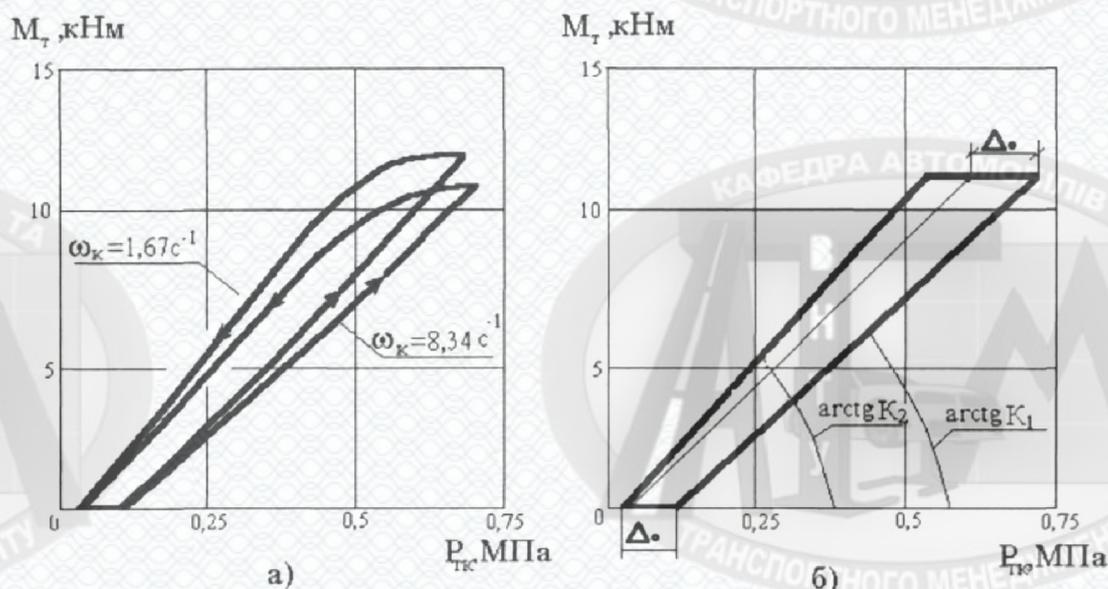


Рисунок 2.8 – Характеристики гальмівного механізму барабанного типу  
( а) - експеримент; б) – розрахунок)

У зв'язку з цим, було проведено ряд аналітичних досліджень і визначена нормована функціональна залежність між величиною гальмівного моменту і тиском в гальмівній камері (рис. 2.9), представлена у вигляді полінома Чебишева другого порядку, яка описує характеристику гальмівного механізму на фазі зниження гальмівного моменту з коефіцієнтом достовірності апроксимації  $R^2 = 0,98$ :

$$f(P) = -2,17 \cdot P^2 + 3,03 \cdot P - 0,05, \quad (2.25)$$

де  $P = P_{TK} \cdot P_{TK_{\max}}^{-1}$ ;

$P_{TK}$  – поточне значення тиску в гальмівній камері;

$P_{TK_{\max}}$  – величина максимального значення тиску в гальмівній камері.

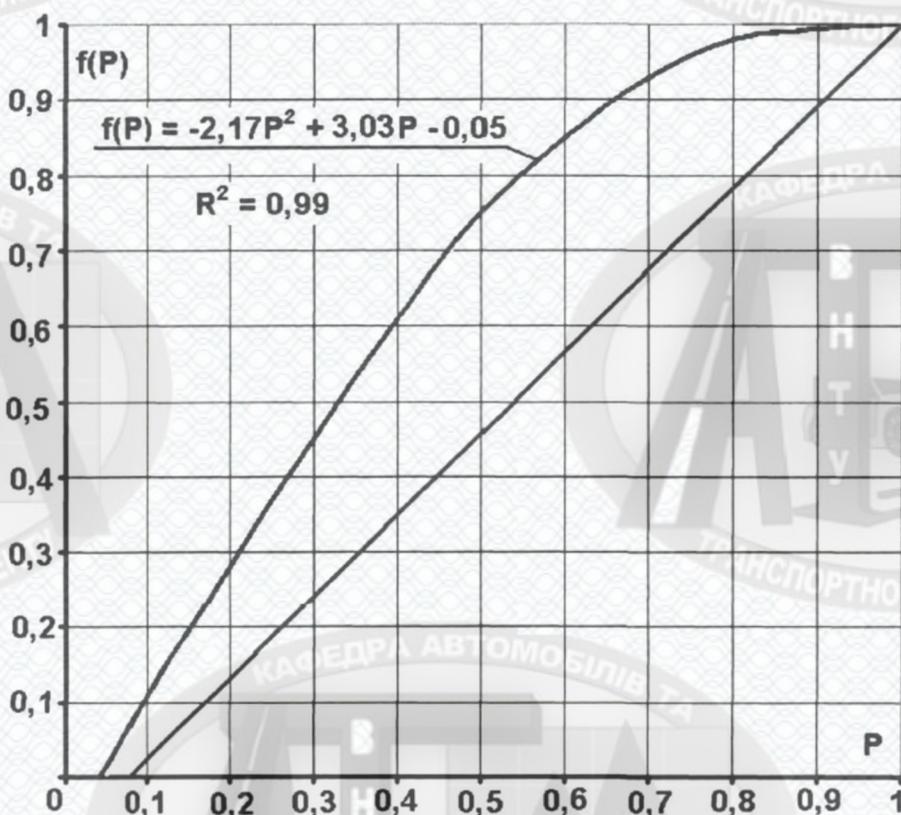


Рисунок 2.9 – Графік нормованої функціональної залежності між величиною гальмівного моменту і тиском в гальмівній камері

Інерційність гальмівного механізму враховується рівнянням динамічної ланки першого порядку [30]:

$$T_{TM} \cdot \Delta P_{TK} = P_G - P_{TK}, \quad (2.26)$$

де  $P_G$  – тиск повітря на вході у виконавчий механізм;

$P_{TK}$  – тиск повітря в гальмівній камері;

$\Delta P_{TK}$  – перша похідна тиску повітря в виконавчому механізмі;

$T_{TM}$  – постійна часу гальмівного механізму.

При моделюванні динамічних характеристик гальмівного механізму, залежності  $M_G = f(P_{TK})$  на фазі збільшення гальмівного моменту, використаний

метод кусочно-лінійної апроксимації, а на фазі зменшення гальмівного моменту нормована функція  $f(P_{TK})$ , описана поліномом Чебишева другого порядку.

Розроблений математичний опис характеристики гальмівного механізму враховує зону нечутливості  $\Delta_0$  і зниження гальмівного моменту до величини моменту по зчепленню при блокуванні колеса [30]:

$$\begin{aligned}
 M_{\Gamma} &= K_1 \cdot (P_{TK} - \Delta_0) - \text{якщо } \Delta P_{TK} > 0; \\
 M_{\Gamma} &= K_2 \cdot (P_{TK} - \Delta_0) \cdot f(P) - \text{якщо } \Delta P_{TK} \leq 0; \\
 M_{\Gamma} &= 0 - \text{якщо } \Delta P_{TK} > 0 \text{ і } \Delta P_{TK} < \Delta 0 \text{ або } P_{TK} \leq 0; \\
 M_{\Gamma} &= M_{\varphi} = R_z \cdot \varphi_x \cdot r_{\kappa 0} - \text{якщо } \omega_{\kappa} \leq 0;
 \end{aligned}
 \tag{2.27}$$

де  $\Delta_0$  - зона нечутливості гальмівного механізму при наростанні тиску у виконавчому механізмі;

$K_1$  і  $K_2$  - коефіцієнти темпу наростання і зниження гальмівного моменту;

$\Delta P_{TK}$  - перша похідна тиску в гальмівній камері.

Зниження гальмівного моменту, пов'язане з підвищенням швидкості відносного переміщення пар тертя, враховується за допомогою коректування коефіцієнтів темпу наростання і зниження гальмівного моменту. Коефіцієнти  $K_1$  і  $K_2$  коригуються в залежності від величини кутової частоти обертання колеса:

$$\begin{aligned}
 K_1 &= C_1 - K_{\omega 1} \cdot \omega_{\kappa}; \\
 K_2 &= C_2 - K_{\omega 2} \cdot \omega_{\kappa};
 \end{aligned}
 \tag{2.28}$$

де  $C_1$  і  $C_2$  відповідно коефіцієнти зростання та зниження темпу при  $\omega_{\kappa} = 0$ ;

$K_{\omega 1}$  і  $K_{\omega 2}$  відповідно коефіцієнти корекції темпів зміни гальмівного моменту за кутовою частотою  $\omega_{\kappa}$ .

#### 2.4.4 Математичне моделювання взаємодії автомобільного колеса з опорною поверхнею

На сьогоднішній день моделюванням вихідних характеристик коліс з еластичними шинами займалися безліч дослідників. Одні дослідники розробили фізичну модель, яка враховує механіку взаємодії відбитка шини з опорною поверхнею. Для реалізації даної моделі необхідно застосувати досить велику кількість коефіцієнтів, що враховують конструктивні особливості шини, що є її основним недоліком. Другі дослідники, використовують стохастичні моделі, оскільки їх основа лежить в статистичних характеристиках зчеплення колеса з дорожньою поверхнею. Треті використовують моделі, що дозволяють розраховувати вихідні характеристики колеса на основі зміни радіуса кочення, який змінюється в залежності від тангенціальної еластичності шини. Четверті, пропонують враховувати окружну еластичність шини при гальмуванні колеса в складі антиблокувальної системи, а дослідження довели, що окружну еластичність шин слід враховувати тільки при зміні гальмівного моменту з частотою більше 10 Гц. Практична більшість дослідників моделюють динаміку колеса використовуючи напівемпіричні моделі. Це дає можливість розраховувати вихідні характеристики коліс з еластичними шинами з досить високою точністю, а самі моделі при цьому залишаються досить простими і зручними для розрахунку.

У відповідність до проведеного аналізу, розрахунок поздовжніх реакцій  $R_x$  коліс автомобіля при гальмуванні на роликовому стенді проводиться на основі методики визначення ступеня реалізації потенційних зчіпних властивостей колеса з використанням нормованої функції загального проковзування  $f(S)$ :

$$f(S) = R_x / R_\phi, \quad (2.29)$$

де  $R_x$  – поздовжня дотична реакція в опорній площині;

$R_\phi$  – гранична по зчепленню величина реалізованої дотичної реакції.



$M_G$  - гальмівний момент;  $r_k$  - радіус колеса;  $r_p$  - радіус ролика стенду;  $C_n$  - жорсткість підвіски;  $K_n$  - коефіцієнт демпфування;  $\omega_{pi}$  - кутова швидкість роликів стенда;  $\omega_k$  - кутова швидкість колеса;  $h$  - відстань від опорної поверхні до точки кріплення об'єкта діагностування;  $L$  - відстань від осі обертання колеса до точки кріплення об'єкта діагностування.

З розрахункової схеми (рис. 2.11) видно, що при установці об'єкта діагностування на стенд, колесо має дві точки опори. Тому на колесо діють дві дотичні реакції  $R_{xi}$  (рис. 2.11 а) і дві нормальні реакції  $R_{zi}$  (рис. 2.11 б). Застосувавши правило паралелограма (рис. 2.11) для додавання векторів отримуємо:

$$\begin{aligned}\overline{R_z} &= \overline{R_{z1}} + \overline{R_{z2}}; \\ \overline{R_x} &= \overline{R_{x1}} + \overline{R_{x2}}.\end{aligned}\tag{2.33}$$

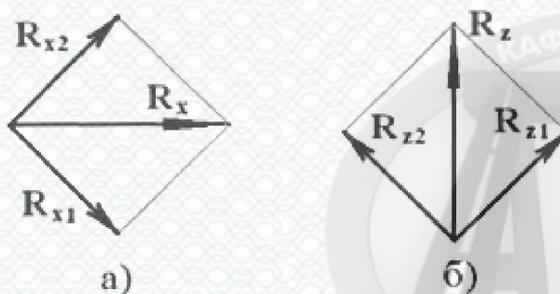


Рисунок 2.11 – Додавання векторів реакцій, що діють на колесо

Після додавання векторів і допущення, що дотична і нормальна реакція діють на колесо в одній точці, розрахункову схему процесу гальмування колеса можна представити в наступному вигляді (рис. 2.12):

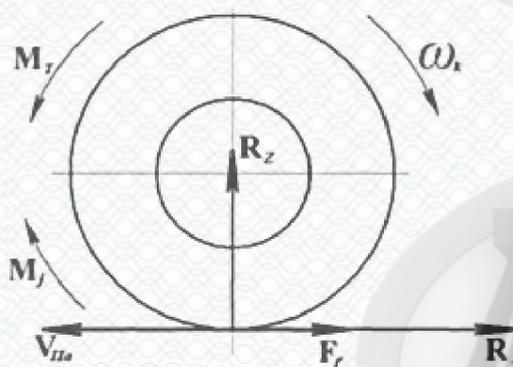


Рисунок 2.12 – Розрахункова схема колеса об'єкта діагностування

Проковзування  $S$  колеса на роликах стенда буде визначатися як:

$$S = 1 - \frac{\omega_k \cdot r_{k0}}{V_{\text{Па}}}, \quad (2.34)$$

де  $\omega_k$  - кутова швидкість колеса;

$r_{k0}$  - радіус кочення в веденому режимі.

$V_{\text{Па}}$  - лінійна швидкість опорної поверхні стенду.

Аналітично, функції  $f(S)$  описується виразом вигляду:

$$f(S) = \sin[a_1 \cdot \arctg(b_1 S)], \quad (2.35)$$

де  $a_1$  і  $b_1$  коефіцієнти, які визначаються виразом вигляду:

$$b_1 = \frac{(1 + b_{11}^2) \arctg(b_{11}) - b_{11}}{K_z (1 + b_{11}^2) - 1}, \quad (2.36)$$

$$a_1 = \frac{\eta_s}{b_1}; \quad (2.37)$$

$$b_{11} = \frac{\pi}{2K_z}; \quad (2.38)$$

$$K_z = [\pi - \arcsin(f_0)] / \eta_s; \quad (2.39)$$

де  $\eta_s$  – коефіцієнт «жорсткості» проковзування, визначається в початковій області стійкого гальмування колеса при  $S \rightarrow 0$  як:

$$\eta_s = \frac{df(S)}{dS}. \quad (2.40)$$

Коефіцієнт зниження зчеплення  $f_s$  определяется при  $S = 1$ .

Рівняння динаміки обертального руху колеса враховує дію гальмівного моменту  $M_\Gamma$ , моменту опору коченню  $M_f$ , реалізованої дотичної реакції  $R_x$ , а також інерційного моменту:

$$\frac{d^2\omega}{dt^2} = \frac{(R_x \cdot r_{k0}) - M_\Gamma - M_f}{J_\kappa}, \quad (2.41)$$

де  $J_\kappa$  - момент інерції колеса відносно осі обертання.

Момент  $M_f$  враховує опір коченню колеса недеформованої опорної поверхні:

$$M_f = R_z \cdot f_0 \cdot \left(1 + \frac{V^2}{1543}\right) \cdot r_{k0}, \quad (2.42)$$

де  $f_0$  - значення коефіцієнта опору коченню шини вантажного автомобіля при  $V=0$ .

$$r_{k0} = r_0 - \sqrt{R_z C_{r1}} - C_{r2} R_z, \quad (3.43)$$

де  $r_0$  – радіус вільного ненавантаженого колеса;

$C_{r1}$  і  $C_{r2}$  коефіцієнти апроксимації залежності  $r_{k0} = f(R_z)$ .

Дана математична модель, дозволяє розраховувати зміни поздовжніх  $R_{xi}$  реакцій на колесах автомобіля при гальмуванні на роliках стенда, а також визначати значення питомих гальмівних сил в кожен момент часу за виразом:

$$\gamma_r = \frac{R_x}{R_z}, \quad (2.44)$$

де  $R_z$  – нормальна реакція на колесо.

Представлена вище математична модель (3.1-3.44) дозволяє, розрахунковими методами отримувати фазові динамічні характеристики виконавчих механізмів гальмівної системи, які характеризують їх як об'єкт діагностування, а також проводити дослідження по виявленню впливу параметрів технічного стану виконавчих механізмів на їх вихідні динамічні характеристики, і, в кінцевому рахунку, на діагностичні ознаки.

## 2.5 Висновки до розділу 2

При виконанні теоретичних досліджень з процесу діагностування ПГС автомобілів теоретично обґрунтовано режим тестового впливу на гальмівну систему об'єкта діагностування. Тестовий вплив задається у вигляді наростання тиску на вході в гальмівну камеру від 0 до 0,7 МПа і зменшення тиску, після блокування колеса від 0,7 МПа до 0. Також теоретично обґрунтовано метод диференціального діагностування гальмівних систем з пневматичним гальмівним приводом, в основу якого лягли вимір і аналіз діагностичних ознак, функціонально пов'язаних з параметрами технічного стану гальмівних систем. В якості діагностичних ознак використовуються абсциси або ординати точок перетину пред'явленої ФДХ виконавчого механізму з діагностичною ділянкою області

локального діагнозу. Області локальних діагнозів утворюються в результаті накладання фазових динамічних характеристик виконавчих механізмів, отриманих при варіюванні значеннями параметрів технічного стану. Теоретично обґрунтовано можливість використання фазових динамічних характеристик виконавчих механізмів і методу найбільших перетинів для розпізнавання їх технічного стану при вирішенні задач диференціального діагностування, оскільки форма ФДХ відображає технічний стан.

Вдосконалено математичну модель системи «Гальмівний привід - гальмівна камера - гальмівний механізм - колесо - опорна поверхня», яка включає в себе опис газодинамічних процесів протікають в гальмівній камері і динаміки переміщення її рухомих елементів, опис функціонування гальмівного механізму методом кусково-лінійної апроксимації, а також математичний опис взаємодії колеса з опорною поверхнею гальмівного стенду. Дана модель дозволяє враховувати параметри технічного стану виконавчих механізмів і розрахунковими методами отримувати їх фазові динамічні характеристики, що представляють собою залежність питомої гальмівної сили від тиску повітря в гальмівній камері.

## 3 РОЗРОБКА ПРАКТИЧНИХ РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ

### 3.1 Встановлення функціональних зв'язків параметрів технічного стану гальмівних систем АТЗ з діагностичними ознаками

Відповідно до теоретичних передумов, викладеними у 2 розділі, для кожного параметра технічного стану були отримані області локальних діагнозів. Які утворилися шляхом накладення один на одного однойменних фазових динамічних характеристик, отриманих при різних значеннях параметра технічного стану. Розпізнавання технічного стану об'єкта діагностування засноване на методі найбільших перетинів, для реалізації якого в кожній області локальних діагнозів були проведені січні по найбільшому перетину паралельно одній з осей координат. Визначено діагностичні відрізки, що представляють собою частину січної, обмеженою крайніми фазовими динамічними характеристиками. Координати, тобто абсциси або ординати, точок перетину ФДХ з діагностичними відрізками будуть діагностичними ознаками, що характеризують величину параметра технічного стану об'єкта діагностування.

Для реалізації вдосконаленого методу діагностування необхідно, щоб комп'ютер, зафіксувавши величину діагностичної ознаки, міг визначити, якій величині параметра технічного стану вона відповідає. Для цього необхідна наявність функціональних зв'язків параметрів технічного стану з діагностичними ознаками.

Функціональними зв'язками параметрів технічного стану з діагностичними ознаками називають рівняння, що описують залежності зміни параметра технічного стану об'єкта діагностування від величини діагностичної ознаки.

1) При варіюванні величиною тиску  $P_{\text{тк}}$  стисненого повітря в гальмівній камері утворюється область локальних діагнозів  $DP_{\text{тк}}$ . У даній області проведена січна паралельна осі абсцис і відповідне значення питомої гальмівної сили  $\gamma_{\text{т}}$

рівне 0,45. Дана величина питомої гальмівної сили, відповідно до ДСТУ 3649:2010, є мінімально допустимою для транспортних засобів категорії N<sub>2-3</sub>. Відповідно до цього було встановлено, що якщо тиск в гальмівній камері об'єкта діагностування не досягає величини  $P_{TK} = 0,37$  МПа, то гальмівна система не забезпечує вимог ДСТУ 3649:2010, що пред'являються до гальмівної ефективності і отже, маємо несправний пневматичний гальмівний привід.

2) При варіюванні величиною ходу штока гальмівної камери було отримано дві області локальних діагнозів  $Dh_{шт1}$  і  $Dh_{шт2}$ . Область  $Dh_{шт1}$  характеризує процес наповнення гальмівної камери, а область  $Dh_{шт2}$  характеризує процес її спорожнення і відповідно процес розгальмовування об'єкта діагностування. В області  $Dh_{шт1}$  січна по найбільшому перетину  $\gamma_{т1}$ , зображена на рис. 3.1, проведена паралельно осі абсцис і відповідає питомій гальмівній силі  $\gamma_t$  рівній 0. В області  $Dh_{шт2}$  січна по найбільшому перетину  $\gamma_{т2}$ , паралельна осі абсцис, відповідає питомій гальмівній силі  $\gamma_t$  рівній 0,65.

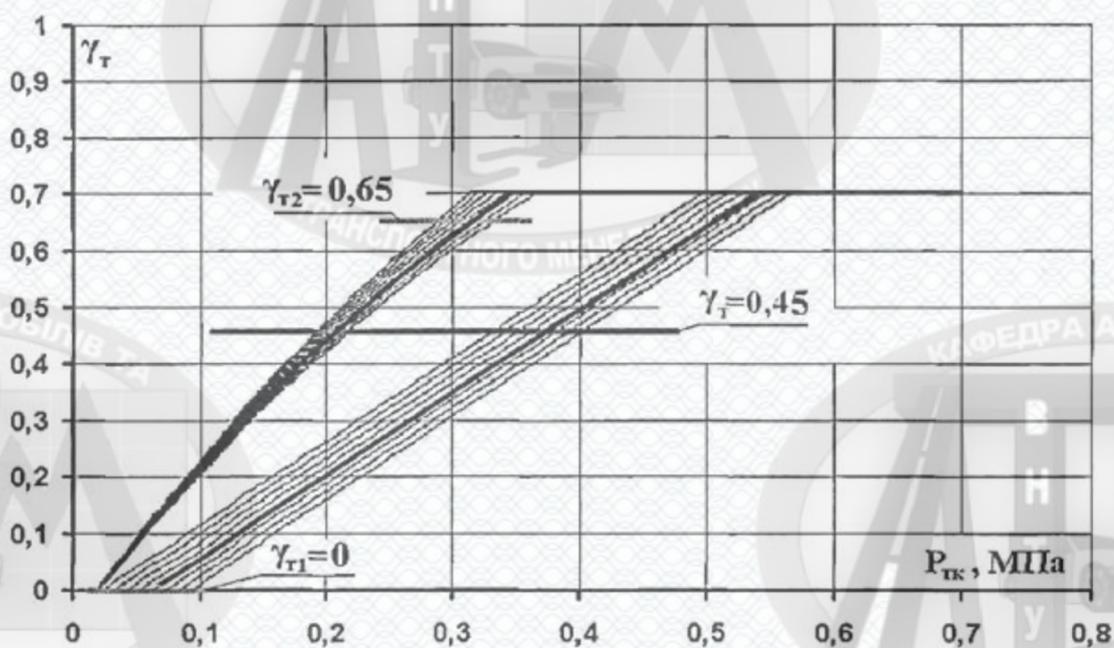


Рисунок 3.1 – Діагностичні ознаки  $\gamma_{т1}$  і  $\gamma_{т2}$  при визначенні величини ходу штока гальмівної камери

Відрізки січних  $\gamma_{T1}$  і  $\gamma_{T2}$ , обмежені крайніми фазовими динамічними характеристиками будуть діагностичними ділянками, за якими можна визначити величину параметра технічного стану об'єкта діагностування, яким є хід штока  $h_{шт}$  гальмівної камери.

Абсиси точок перетину фазових динамічних характеристик з діагностичною ділянкою січною  $\gamma_{T1}$  на фазі наповнення гальмівної камери функціонально пов'язані з величиною ходу штока рівнянням виду:

$$h_{шт} = 519,35 \cdot P_{тк} - 5,9. \quad (3.1)$$

Коефіцієнт достовірності апроксимації  $R^2 = 0,99$ .

Графічно рівняння зв'язку (3.1) діагностичної ознаки  $\gamma_{T1}$  з величиною ходу штока гальмівної камери, представлено на рис. 3.2

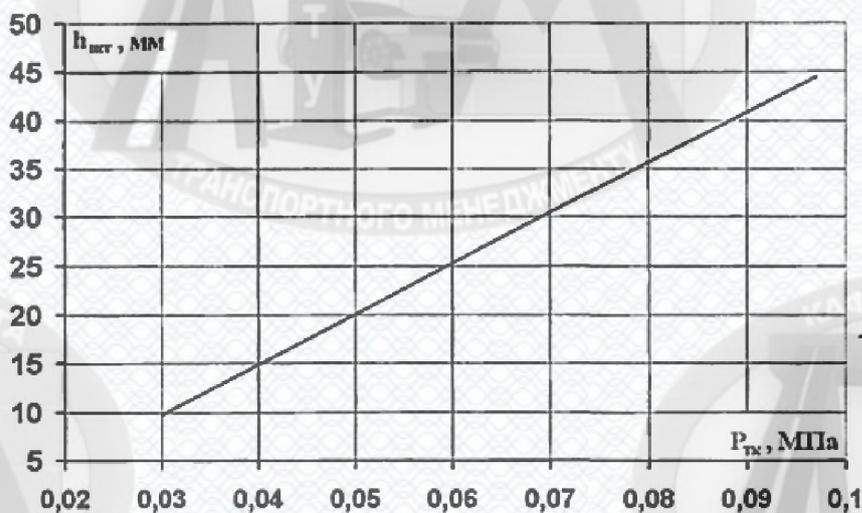


Рисунок 3.2 – Графік зміни величини ходу штока від тиску в гальмівній камері на фазі її наповнення (діагностична ознака  $\gamma_{T1}$ )

Абсиси точок перетину фазових динамічних характеристик з діагностичною ділянкою січної  $\gamma_{T2}$ , на фазі спорожнення гальмівної камери об'єкта діагностування, функціонально пов'язані з величиною ходу штока рівнянням виду:

$$h_{шт} = - 664,8 \cdot P_{тк} + 230. \quad (3.2)$$

Коефіцієнт достовірності апроксимації  $R^2 = 0,99$ .

Графічно рівняння зв'язку (3.2) діагностичної ознаки  $\gamma_{T2}$  з величиною ходу штока гальмівної камери, представлено на рис. 3.3.

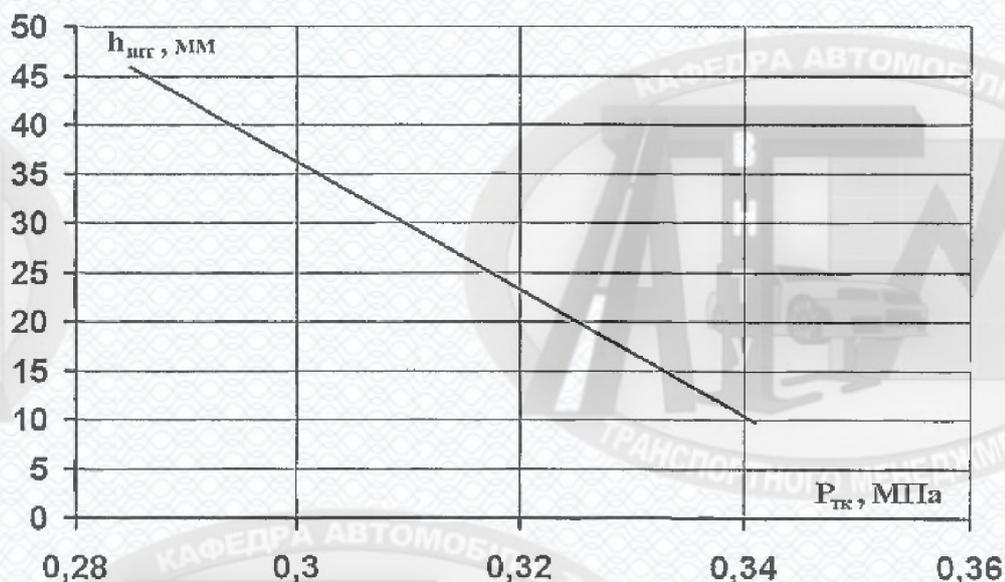


Рисунок 3.3 – Графік зміни величини ходу штока від тиску в гальмівній камері на фазі її спорожнення (діагностична ознака  $\gamma_{T2}$ )

Виявлені діагностичні ознаки і їх функціональні зв'язки з параметрами технічного стану гальмівних систем автомобілів з пневматичним гальмівним приводом, дозволяють ставити локальний діагноз при проведенні діагностування гальмівних систем автомобілів в умовах експлуатації, якщо показники гальмівної ефективності та стійкості при гальмуванні не відповідають вимогам ДСТУ 3649:2010.

Крім цього з'являється можливість оцінювати поточні значення параметрів технічного стану гальмівних систем, визначати можливість подальшої експлуатації транспортного засобу, а також, в разі необхідності, планувати проведення операцій з технічного обслуговування і ремонту.

Сама процедура диференціального діагностування гальмівних систем автомобілів з пневматичним гальмівним приводом в умовах експлуатації вимагає до себе особливої уваги. Так як необхідно дотримуватися тестових режимів діагностування, при цьому послідовність операцій в процесі діагностування повинна бути оптимальною. Це стосується як тимчасових характеристик, так і забезпечення якості та достовірності проведеного діагностування. У зв'язку з цим на наступному етапі досліджень буде розглянуто питання розробки алгоритму диференціального діагностування гальмівних систем автомобілів з пневматичним гальмівним приводом в умовах експлуатації.

### **3.2 Запропонований алгоритм діагностування пневматичних гальмівних систем АТЗ при стендових випробуваннях**

В процесі розробки удосконаленого алгоритму диференціального діагностування гальмівних систем вироблялася оптимальна послідовність операцій спрямованих на визначення відповідності показників гальмівної ефективності і стійкості при гальмуванні автомобілів з пневматичним гальмівним приводом в умовах експлуатації вимогам ДСТУ, а в разі невідповідності дати відповідь на питання, що несправне ПГП чи гальмівні механізми.

Алгоритм диференціального діагностування гальмівних систем складається з попередніх, підготовчих, основних і заключних операцій. При розробці алгоритму враховувалися особливості конструкцій автомобілів з пневматичним гальмівним приводом, конструкцій силових роликів стендів і особливості процесу діагностування гальмівних систем. З урахуванням вищезгаданого був розроблений алгоритм диференціального діагностування гальмівних систем автомобілів з пневматичним гальмівним приводом в умовах експлуатації, структурна схема якого представлена на рис. 3.4.

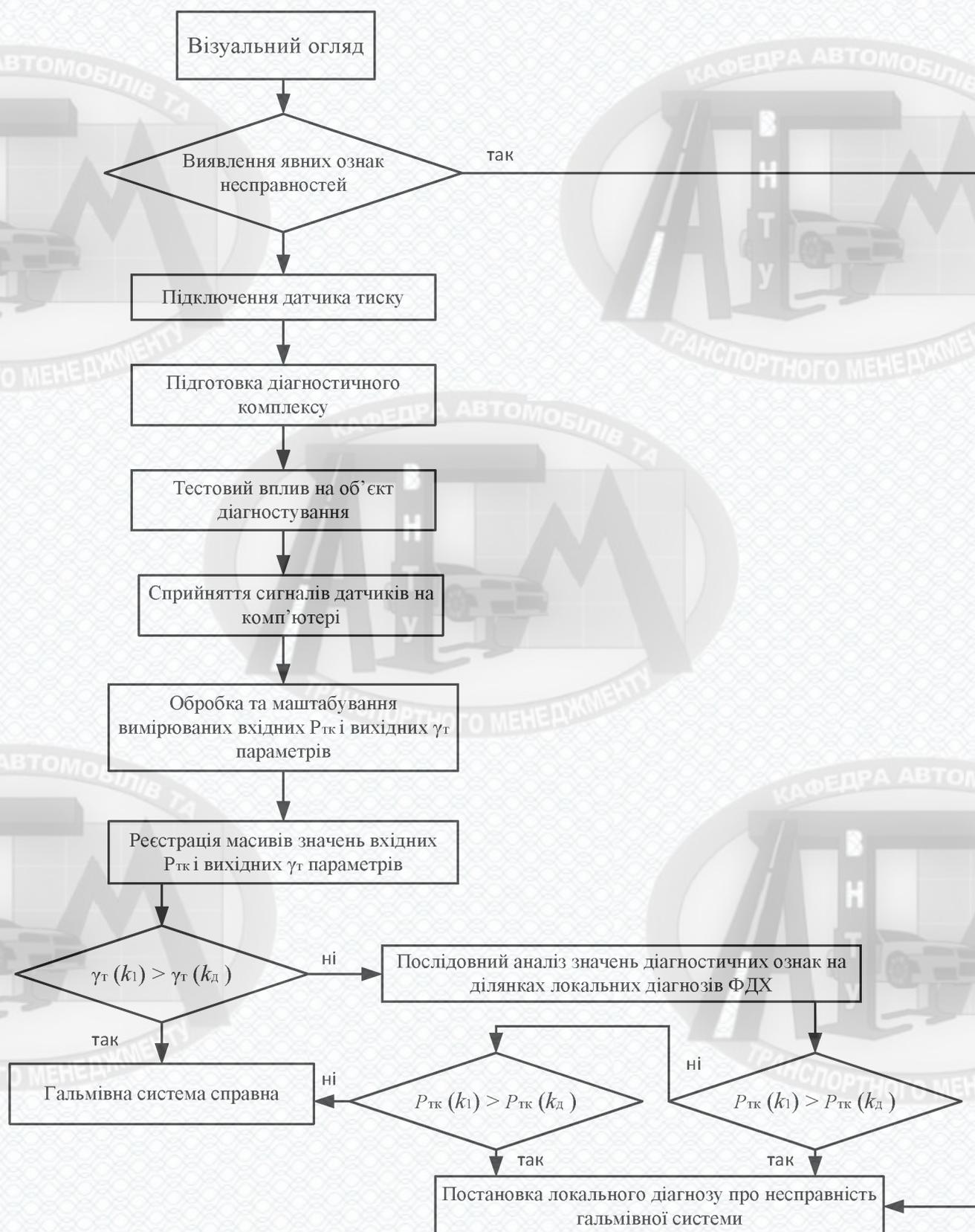


Рисунок 3.4 – Схема алгоритму диференціального діагностування гальмівних систем АТЗ з пневматичним гальмівним приводом в умовах експлуатації

Алгоритм диференціального діагностування гальмівних систем АТЗ з пневматичним гальмівним приводом включає в себе такі групи операцій:

1) Попередні випробування:

- завдання тестового впливу на гальмівну систему шляхом повного натискання педалі гальмового управління;
- виявлення в гальмівній системі, яка діагностується, яскраво виражених несправностей, за наявності яких процес подальшого діагностування стає недоцільним. АТЗ, гальмівні системи яких мають такі несправності, відносяться до групи несправних об'єктів і направляються в зону технічного обслуговування або ремонту з метою усунення даних несправностей.

Ознаками таких несправностей можуть бути:

- витіки стисненого повітря через атмосферні виходи апаратів пневматичного гальмового приводу на фазі наповнення;
- витіки стисненого повітря в місцях з'єднань апаратів ПГП;
- порушення механічного зв'язку між педаллю керування гальмовою системою і краном управління пневматичним гальмівним приводом.

Якщо у гальмівного управління автомобіля, що діагностується, не було виявлено таких несправностей, то виконуються підготовчі операції.

2) Підготовчі операції:

- перевірка тиску стисненого повітря в шинах, в разі необхідності доводиться до норми;
- перевірка ходу педалі гальмового управління, в разі необхідності проводиться регулювання;
- злив конденсату з ресиверів;
- підключення датчиків тиску стисненого повітря в гальмових камерах;
- установка осі автомобіля, яка діагностується, на стэнд;
- установка протівідкатних упорів під колеса осей, які не діагностуються;
- установка на педаль гальма пристроїв створення натискного зусилля і датчика зусилля;
- включення комп'ютера і діагностичного комплексу;

- запуск діагностичної програми.
- встановлення інтервалу часу протягом якого буде, відбувається діагностування;
- встановлення значення проковзування колеса відносно роликів, при досягненні якого пристрій створення натискного зусилля перестане впливати на педаль гальма;
- встановити в програмі режим очікування.

### 3) Основні випробування складаються з таких етапів:

- задання тестового впливу на об'єкт діагностування, шляхом натискання кнопки пуск в діагностичній програмі;
- вимірювання і реєстрація масивів даних, що надходять з датчиків в комп'ютер;
- обробка і масштабування вимірюваних діагностичних ознак;
- перевірка відповідності показників гальмівної ефективності і стійкості при гальмуванні вимогам ДСТУ.
- якщо показники гальмівної ефективності і стійкості при гальмуванні відповідають вимогам ДСТУ, то гальмівна система автомобіля визнається справною. Якщо не відповідають, то проводиться послідовний аналіз отриманих значень діагностичних ознак по кожному з параметрів технічного стану.
- якщо значення якої-небудь ознаки виходять за межі допустимих то ставиться локальний діагноз про конкретну несправність, яку характеризує дана діагностична ознака.

### 4) Заключні операції:

- демонтаж датчиків тиску стисненого повітря в гальмових камерах;
- демонтаж пристрою створення натискного зусилля і датчика зусилля на педалі гальмового управління;
- вилучення з під коліс осей автомобіля, які не діагностуються противідкатних упорів;
- виїзд автомобіля зі стенду.

### 3.3 Висновки до розділу 3

Розроблений удосконалений алгоритм диференціального діагностування гальмівних систем в умовах експлуатації складається з попередніх, підготовчих, основних і заключних операцій. При розробці алгоритму враховувалися особливості конструкцій автомобілів з пневматичним гальмівним приводом, конструкцій силових роликкових стендів і особливості процесу діагностування гальмівних систем.

Розроблений удосконалений алгоритм діагностування гальмівних систем автотранспортних засобів дозволяє перевірити пневматичну гальмівну систему на відповідність вимогам ДСТУ, а в разі невідповідності визначити причину її несправності, а отже визначити можливість подальшої експлуатації транспортного засобу, та, в разі необхідності, планувати проведення операцій з технічного обслуговування і ремонту АТЗ.

## 4 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАПРОПОНОВАНИХ РІШЕНЬ ПРИ ДІАГНОСТУВАННІ ПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

### 4.1 Підхід до оцінки ефективності діагностування гальмівних систем автомобілів

Ефективність діагностування пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів визначає рівень безпеки дорожнього руху, своєчасність технічного обслуговування та раціональність витрат автотранспортного підприємства. З урахуванням вимог нормативних документів (UNECE R13, ДСТУ 3649:2010, ADR), процес діагностування має забезпечувати достатню точність, повторюваність та повноту контролю параметрів гальмівної системи, що відповідає схемі (див. рис. 4.1), яка відображає оцінку ефективності діагностування ПГС автомобілів [3, 6].

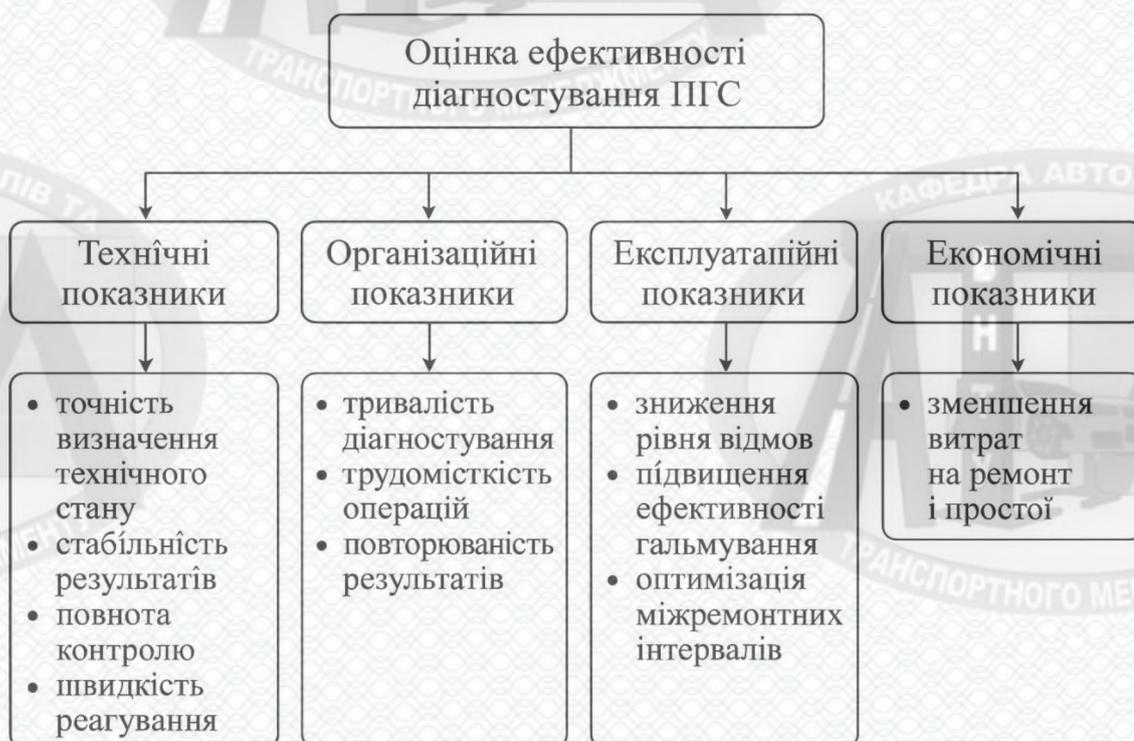


Рисунок 4.1 – Складові оцінки ефективності діагностування ПГС автомобілів

Отже, оцінювання ефективності діагностування повинно здійснюватися за комплексом технічних, організаційних, експлуатаційних та економічних показників. Для аналітичного підходу доцільно використовувати порівняльні результати діагностики різних моделей вантажних автомобілів, що дає змогу оцінити чутливість застосованих методів та можливі відмінності у поведінці ПГС залежно від конструктивних особливостей.

#### 4.2 Аналіз технічних показників ефективності діагностування

До технічних показників належать (див. рис. 4.1):

- точність визначення фактичного стану елементів ПГС;
- стабільність отриманих вимірювань;
- повнота контролю параметрів;
- швидкість реагування гальмівної системи;
- рівномірність спрацювання гальм по осях.

У рамках оцінки були проаналізовані типові параметри, які контролюються під час діагностики ПГС: тиск у ресиверах, величина падіння тиску в магістралях та час спрацювання гальмівних камер. Діагностування виконувались за розробленим алгоритмом диференціального діагностування ПГС (див. рис. 3.4). Результати проведених діагностувань занесено до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати діагностування ПГС для вантажних АТЗ (усереднені значення по маркам АТЗ)

Параметр	MAN	DAF	Volvo	Scania	Renault	Iveco
	TGX	XF	FH	R	T	S-Way
Тиск у ресивері, МПа	0,8	0,82	0,81	0,8	0,79	0,8
Падіння тиску за 1 хв, бар	0,20	0,10	0,07	0,15	0,25	0,18

Час спрацювання гальмівних камер, с	0,81	0,73	0,69	0,75	0,85	0,78
-------------------------------------	------	------	------	------	------	------

Тиски у ресиверах для всіх моделей знаходяться в межах типової робочої області (0,65...0,85 МПа), отже за статичним показником система вважається працездатною у всіх випадках.

Герметичність (падіння тиску): найкращі показники у Volvo FH (0,07 бар/хв) і DAF XF (0,10 бар/хв) – це вказує на менші витіки і кращий стан стиків/магістралей; в автомобілях марки Renault T зареєстровано найбільше падіння тиску в магістралі (0,25 бар/хв) – потребує уважної перевірки з'єднань та ущільнень.

Час спрацювання: найшвидше реагували автомобілі марки Volvo, в середньому 0,69 с – хороший динамічний стан; АТЗ Renault мали найбільший час (0,85 с) – можливі затримки в клапанах або часткові обмеження в магістралях. Для решти моделей зареєстровані середні значення часу спрацювання знаходилися в проміжку 0,73...0,81 с, що відповідає нормам (0,6...0,8 с для АТЗ категорії N<sub>3</sub>).

#### 4.3 Аналіз організаційних показників ефективності діагностування

Організаційні показники включають (див. рис. 4.1):

- тривалість діагностування;
- трудомісткість операцій;
- стабільність результатів незалежно від персоналу;
- частоту повторних звернень.

Для вантажних автомобілів середня тривалість повної діагностики ПГС за розробленим алгоритмом диференціального діагностування становить 40-45 хв, що не перевищує часу діагностування на АТП до впровадження запропонованих рішень, проте низька частота повторних несправностей після діагностики свідчить про кращий рівень точності процедури.

#### 4.4 Розрахунок економічних показників ефективності

Економічні показники визначаються співвідношенням витрат на діагностування та потенційною економією на ремонтах і простоях. Ефективність підтверджується, якщо впровадження нових методів діагностики знижує загальні витрати підприємства [6].

Проведемо розрахунок економічних показників ефективності запропонованого удосконаленого методу діагностування ПГС АТЗ за такими вихідними даними:

- розмір парку вантажних автомобілів, що обслуговуються в ДП «Самтранс» – 30 од.;
- поточна середня кількість серйозних гальмівних відмов на рік на один автомобіль  $r = 0,3$  (тобто  $0,3 \cdot 30 = 9$  відмов на рік для парку АТЗ);
- поточна середня вартість одного ремонту гальм – 40 000 грн;
- втрати простою (додаткові збитки) на 1 ремонт – 10 000 грн;
- вартість придбання діагностичного обладнання ( $C_{до}$ ) – 100 000 грн (входять витрати на закупівлю (оновлення) датчиків наїзду, проковзування, зусилля, ваги АТЗ, гальмівної сили);
- операційні витрати на діагностику (на 1 авто/рік)  $t = 1500$  грн (включає роботу майстра, витратні матеріали та ін.).
- очікуване зниження кількості відмов після впровадження покращеної діагностики – 30% (коефіцієнт скорочення  $k = 0,30$ ).

Річні витрати на обладнання (амортизація) =  $A_{eq}$ .

$$A_{eq} = \frac{C_{до}}{n_{рік}} = \frac{100000}{5} = 20000 \text{ (грн/рік)}.$$

Визначимо кількість відмов (поточних)

$$F = N \cdot r, \text{ де } r = 0,3.$$

Річні витрати на ремонти (поточні) розрахуємо за формулою:

$$Cost_{rep\_base} = F_{base} \cdot C_{rep}. \quad (4.1)$$

Річні втрати простою (поточні), грн

$$Cost_{down\_base} = F_{base} \cdot C_{down}. \quad (4.2)$$

Загальні поточні річні витрати

$$Cost_{base} = Cost_{rep\_base} + Cost_{down\_base}. \quad (4.3)$$

Кількість відмов після впровадження

$$F_{new} = F_{base} \cdot (1 - k). \quad (4.4)$$

Річні витрати на ремонти після впровадження

$$Cost_{rep\_new} = F_{new} \cdot C_{rep}. \quad (4.5)$$

Річні втрати простою після впровадження

$$Cost_{down\_new} = F_{new} \cdot C_{down}. \quad (4.6)$$

Річні операційні витрати на діагностику після впровадження

$$Cost_{diag\_new} = N \cdot C_{diag\_unit}. \quad (4.7)$$

Загальні річні витрати після впровадження

$$Cost_{new} = Cost_{rep\_new} + Cost_{down\_new} + Cost_{diag\_new} + A_{eq}. \quad (4.8)$$

Річна економія

$$Savings = Cost_{base} - Cost_{new}. \quad (4.9)$$

Термін окупності простий

$$Payback = CapEx/Savings(\text{в роках}), \text{ якщо } Savings > 0. \quad (4.10)$$

Відношення вигоди до витрат

$$BCR = Savings/(Cost_{diag\_new} + A_{eq}). \quad (4.11)$$

Виконаємо сценарний аналіз ефективності впровадження покращеного методу діагностування за допомогою варіювання рівня зниження відмов. Для оцінки чутливості результатів до зміни ефективності покращеного методу діагностування розглянемо 3 сценарії: зниження кількості відмов на 20 %, 30 % та 50 %.

1. Поточна ситуація (до впровадження покращеного методу діагностування зниження кількості відмов на 0 %).

Поточна середня кількість відмов на рік для парку АТЗ

$$F_{base} = N \cdot r = 30 \cdot 0,3 = 9 \text{ (відмов/рік)}.$$

Річні витрати на ремонти (поточні) на парк АТЗ (за формулою 4.1)

$$Cost_{rep\_base} = F_{base} \cdot C_{rep} = 9 \cdot 40\,000 = 360\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Річні втрати простою (поточні)

$$Cost_{down\_base} = F_{base} \cdot C_{down} = 9 \cdot 10\,000 = 90\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Загальні поточні річні витрати

$$Cost_{base} = 360\,000 + 90\,000 = 450\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

2. Після впровадження поліпшеної діагностики (умовно приймаємо, що кількість відмов гальмівних систем зменшується на 20%).

Поточна середня кількість відмов на рік для парку АТЗ

$$F_{new} = F_{base} \cdot (1 - k) = 9 \cdot (1 - 0,2) = 9 \cdot 0,8 = 7,2 \text{ (відмов/рік)}.$$

Річні витрати на ремонти на парк АТЗ (за формулою 4.1)

$$Cost_{rep\_new} = 7,2 \cdot 40\,000 = 288\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Річні втрати простою після впровадження покращеного методу діагностування (за формулою 4.6)

$$Cost_{down\_new} = 7,2 \cdot 10\,000 = 72\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Річні операційні витрати на діагностику після впровадження покращеного методу діагностування (за формулою 4.7)

$$Cost_{diag\_new} = N \cdot C_{diag\_unit} = 30 \cdot 1\,500 = 45\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Оскільки річні витрати на амортизацію становлять  $A_{eq} = 20\,000$  (грн/рік), то можемо розрахувати загальні річні витрати після впровадження за формулою 4.8:

$$Cost_{new} = 288\,000 + 72\,000 + 45\,000 + 20\,000 = 425\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Розрахуємо річну економію за формулою 4.9:

$$Savings = Cost_{base} - Cost_{new} = 450\,000 - 425\,000 = 25\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Проста окупність:

$$Payback = \frac{CapEx}{Savings} = \frac{100\,000}{25\,000} = 4,0 \text{ (роки)}$$

Відношення річної вигоди до щорічних витрат на підтримання покращеного методу діагностування (операційні витрати + амортизація):

$$BCR = \frac{Savings}{Cost_{diag_{new}} + A_{eq}} = \frac{25\,000}{45\,000 + 20\,000} = 0,38.$$

Тобто маємо 0,38% повернення коштів відносно щорічних витрат. Значення  $BCR < 1$  свідчить, що прямий фінансовий ефект за один рік менший за сукупні щорічні витрати на реалізацію методики. Проте з урахуванням терміну експлуатації обладнання (4 роки), а також немонетарних вигід (зменшення ризику аварій, підвищення безпеки перевезень, виконання вимог ADR, зниження імовірності штрафів та репутаційних втрат), впровадження нової методики все ж є економічно доцільним.

3. Після впровадження поліпшеної діагностики (умовно приймаємо, що кількість відмов гальмівних систем зменшується на 30%).

Поточна середня кількість відмов на рік для парку АТЗ

$$F_{new} = F_{base} \cdot (1 - k) = 9 \cdot (1 - 0,3) = 9 \cdot 0,7 = 6,3 \text{ (відмов/рік)}.$$

Річні витрати на ремонти на парк АТЗ (за формулою 4.1)

$$Cost_{rep\_new} = 6,3 \cdot 40\,000 = 252\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Річні втрати простою після впровадження покращеного методу діагностування (за формулою 4.6)

$$Cost_{down\_new} = 6,3 \cdot 10\,000 = 63\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Річні операційні витрати на діагностику після впровадження покращеного методу діагностування (за формулою 4.7)

$$Cost_{diag\_new} = N \cdot C_{diag\_unit} = 30 \cdot 1\,500 = 45\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Оскільки річні витрати на амортизацію становлять  $A_{eq} = 20\,000$  (грн/рік), то можемо розрахувати загальні річні витрати після впровадження за формулою 4.8:

$$Cost_{new} = 252\,000 + 63\,000 + 45\,000 + 20\,000 = 380\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Розрахуємо річну економію за формулою 4.9:

$$Savings = Cost_{base} - Cost_{new} = 450\,000 - 380\,000 = 70\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Проста окупність:

$$Payback = \frac{CapEx}{Savings} = \frac{100\,000}{70\,000} = 1,43 \text{ (роки)}$$

Відношення річної вигоди до щорічних витрат на підтримання покращеного методу діагностування (операційні витрати + амортизація):

$$BCR = \frac{Savings}{Cost_{diag\_new} + A_{eq}} = \frac{70\,000}{45\,000 + 20\,000} = 1,08.$$

Тобто маємо 8% повернення коштів відносно щорічних витрат.

4. Після впровадження поліпшеної діагностики (умовно приймаємо, що кількість відмов гальмівних систем зменшується на 50%).

Поточна середня кількість відмов на рік для парку АТЗ

$$F_{new} = F_{base} \cdot (1 - k) = 9 \cdot (1 - 0,5) = 9 \cdot 0,5 = 4,5 \text{ (відмов/рік)}.$$

Річні витрати на ремонти на парк АТЗ (за формулою 4.1)

$$Cost_{rep\_new} = 4,5 \cdot 40\,000 = 180\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Річні втрати простою після впровадження покращеного методу діагностування (за формулою 4.6)

$$Cost_{down\_new} = 4,5 \cdot 10\,000 = 45\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Річні операційні витрати на діагностику після впровадження покращеного методу діагностування (за формулою 4.7)

$$Cost_{diag\_new} = N \cdot C_{diag\_unit} = 30 \cdot 1\,500 = 45\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Оскільки річні витрати на амортизацію становлять  $A_{eq} = 20\,000$  (грн/рік), то можемо розрахувати загальні річні витрати після впровадження за формулою 4.8:

$$Cost_{new} = 180\,000 + 45\,000 + 45\,000 + 20\,000 = 290\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Розрахуємо річну економію за формулою 4.9:

$$Savings = Cost_{base} - Cost_{new} = 450\,000 - 290\,000 = 160\,000 \text{ (грн/рік)}.$$

Проста окупність:

$$Payback = \frac{CapEx}{Savings} = \frac{100\,000}{160\,000} = 0,63 \text{ (роки).}$$

Відношення річної вигоди до щорічних витрат на підтримання покращеного методу діагностування (операційні витрати + амортизація):

$$BCR = \frac{Savings}{Cost_{diag_{new}} + A_{eq}} = \frac{160\,000}{45\,000 + 20\,000} = 2,46.$$

Тобто маємо 146% повернення коштів відносно щорічних витрат.

Отримані розрахунки щодо 3 сценаріїв ефективності впровадження покращеного методу діагностування зведемо до таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати розрахунків щодо ефективності впровадження покращеного методу діагностування

Сценарій	Зниження відмов, %	Річна економія, грн	Термін окупності, років
1	20	25 000	4,0
2	30	70 000	1,43
3	50	160 000	0,63

Аналіз таблиці 4.1 показує, що при незначному зниженні кількості відмов (20%) економічний ефект є недостатнім, а термін окупності – 4 роки, робить проект економічно малопривабливим. Натомість при зниженні відмов на 30% термін окупності скорочується до 1,43 роки, а при 50 % — приблизно до 0,63 року, що є дуже привабливим показником.

#### 4.5 Висновки до розділу 4

Оцінка ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів показала, що застосовані методи контролю забезпечують

достатню точність, повторюваність та повноту оцінки технічного стану. Порівняльні результати для автомобілів MAN, DAF і Volvo демонструють відповідність параметрів нормативним вимогам, зокрема щодо тиску, герметичності та часу спрацювання гальмівних механізмів. Аналіз підтверджує, що якісне діагностування дозволяє зменшити кількість відмов ПГС, оптимізувати технічне обслуговування та підвищити безпеку перевезень, особливо під час транспортування небезпечних вантажів.

Розрахунки ефективності впровадження покращеного методу діагностування показали, що за умови досягнення щонайменше 30% зниження кількості відмов у ПГС впровадження нової методики діагностування є економічно виправданим для парку з 30 вантажних автомобілів. Отриманий річний економічний ефект у розмірі близько 70 тис. грн та термін окупності капітальних вкладень 1,43 роки доповнюються суттєвим підвищенням рівня безпеки руху, що особливо важливо для підприємств, які виконують міжнародні перевезення та перевезення небезпечних вантажів, як автотранспортне підприємство ДП «Самтранс» товариства з обмеженою відповідальністю «Агросвітло плюс».

## ВИСНОВКИ

В результаті виконання досліджень по темі МКР встановлено, що основний вид діяльності підприємства ДП «Самтранс» – технічне обслуговування та ремонт автотранспортних засобів здійснюється для більшості європейських марок вантажних автомобілів, а саме: SCANIA, MAN, DAF, MERCEDES, IVECO, RENAULT, VOLVO тощо. Аналіз методів та засобів діагностування пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів в умовах ДП «Самтранс» дав можливість виділити технічні недоліки застосованого діагностичного процесу та наявні недоліки організаційного характеру.

Аналіз науково-технічної літератури дав можливість встановити, що в даний час існують два методи діагностування гальмівних систем – це дорожні випробування і стендові випробування. Найбільшого поширення набули стендові методи, з використанням стендів з біговими барабанами. При цьому, як дорожні, так і стендові методи дозволяють оцінити лише працездатність гальмової системи в цілому, залишаючи поза увагою причини несправностей в разі невідповідності показників гальмівної ефективності і стійкості при гальмуванні вимогам ДСТУ 3649:2010.

При виконанні теоретичних досліджень з процесу діагностування ПГС автомобілів теоретично обґрунтовано режим тестового впливу на гальмівну систему об'єкта діагностування. Тестовий вплив задається у вигляді наростання тиску на вході в гальмівну камеру від 0 до 0,7 МПа і зменшення тиску, після блокування колеса від 0,7 МПа до 0. Також теоретично обґрунтовано метод диференціального діагностування гальмівних систем з пневматичним гальмівним приводом, в основу якого лягли вимір і аналіз діагностичних ознак, функціонально пов'язаних з параметрами технічного стану гальмівних систем. Теоретично обґрунтовано можливість використання фазових динамічних характеристик виконавчих механізмів і методу найбільших перетинів для розпізнавання їх технічного стану при вирішенні задач диференціального діагностування, оскільки форма ФДХ відображає технічний стан.

Вдосконалено математичну модель системи «Гальмівний привід - гальмівна камера - гальмівний механізм - колесо - опорна поверхня», яка включає в себе опис газодинамічних процесів протікають в гальмівній камері і динаміки переміщення її рухомих елементів, опис функціонування гальмівного механізму методом кусково-лінійної апроксимації, а також математичний опис взаємодії колеса з опорною поверхнею гальмівного стенду. Дана модель дозволяє враховувати параметри технічного стану виконавчих механізмів і розрахунковими методами отримувати їх фазові динамічні характеристики, що представляють собою залежність питомої гальмівної сили від тиску повітря в гальмівній камері.

Розроблений удосконалений алгоритм диференціального діагностування гальмівних систем в умовах експлуатації складається з попередніх, підготовчих, основних і заключних операцій. При розробці алгоритму враховувалися особливості конструкцій автомобілів з пневматичним гальмівним приводом, конструкцій силових роликів стендів і особливості процесу діагностування гальмівних систем. Даний алгоритм діагностування дозволяє перевірити пневматичну гальмівну систему на відповідність вимогам ДСТУ, а в разі невідповідності визначити причину її несправності, а отже визначати можливість подальшої експлуатації транспортного засобу, та, в разі необхідності, планувати проведення операцій з технічного обслуговування і ремонту АТЗ.

Розрахунки ефективності впровадження покращеного методу діагностування показали, що за умови досягнення щонайменше 30% зниження кількості відмов у ПГС впровадження нової методики діагностування є економічно виправданим для парку з 30 вантажних автомобілів. Отриманий річний економічний ефект у розмірі близько 70 тис. грн та термін окупності капітальних вкладень 1,43 роки доповнюються суттєвим підвищенням рівня безпеки руху, що особливо важливо для підприємств, які виконують міжнародні перевезення та перевезення небезпечних вантажів, як автотранспортне підприємство ДП «Самтранс» товариства з обмеженою відповідальністю «Агросвітло плюс».

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Біліченко В. В. Крещенський В. Л., Кукурудзяк Ю. Ю., Цимбал С. В. Основи технічної діагностики колісних транспортних засобів : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2012. 118 с.
2. Богомолів В.О. Створення і дослідження систем керування гальмуванням автотранспортних засобів. автореф. дис.... д.т.н.: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори». Харків, 2001. 34 с.
3. Говорущенко М.Я., Варфоломєєв В.М., Волков В.П., Волошина Н.А. Проектне забезпечення формування виробничо-технічної бази підприємств автомобільного транспорту : Навчальний посібник. Харків: ХНАДУ, 2007. 116 с.
4. ДСТУ 3649-2010. Засоби транспортні дорожні. Експлуатаційні вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. [Чинний від. 2010-28-12]. К.: Вид-во стандартів, 2011. 28 с. (Національний стандарт України).
5. Дубовик В.О., Невдаха Ю.А., Василенко І.Ф., Богатирьов Д.В. Підвищення точності вимірювання силових параметрів при діагностуванні гальмівних систем автомобілів. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб, 2019. Вип. 49. С. 83–92.
6. Економіка підприємства : підручник / під заг. ред. д.е.н., проф. Ковальської Л.Л. та проф. Кривов'язюка І.В. Київ : Видавничий дім «Кондор», 2020. 700 с.
7. Канарчук В. Є., Лудченко О. А., Чигринець А. Д. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. У 3 кн. – кн. 1. перевид. Теоретичні основи. Технологія. К.: Вища школа, 2014. 342 с.
8. Канарчук В. Є., Лудченко О. А., Чигринець А. Д. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. У 3 кн. – кн. 2. перевид. Теоретичні основи. Технологія. К. : Вища школа, 2014. 383 с.
9. Канарчук В. Є., Лудченко О. А., Чигринець А. Д. Основи технічного обслуговування і ремонту автомобілів. У 3 кн. – кн. 3. перевид. Теоретичні основи. Технологія. К. : Вища школа, 2014. 599 с.

10. Кашканов А. А., Кашканов В. А., Кужель В. П. Транспортно-експлуатаційні якості автомобільних доріг та міських вулиць : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2018. 113 с.

11. Кашканов В.А. Удосконалення методу визначення коефіцієнта зчеплення при автотехнічній експертизі ДТП. автореф. дис.... к.т.н.: спец. 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту». Харків, 2008. 22 с.

12. Кашканов В.А., Бондар О.І. Підвищення ефективності робіт з діагностування автомобілів. *Молодь в науці 2018: дослідження, проблеми, перспективи*. Вінниця. ВНТУ, [Електронний ресурс]. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn/schedConf/presentations>

13. Кашканов В. А., Долінський О.С. Діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів. Міжнародна науково-практична інтернет-конференція студентів аспірантів та молодих науковців «*Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2026)*». Вінниця. ВНТУ, 2025. [Електронний ресурс]. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2026/paper/viewFile/26321/21719>

14. Кашканов В. А., Жомірук Р. О. Аналіз технічних засобів для підвищення ефективності виробничого процесу діагностування автомобілів в умовах автотранспортного підприємства. *Матеріали ІІІ науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ*, Вінниця, 20-22 березня 2024 р. URL: <http://ir.lib.vntu.edu.ua/bitstream/handle/123456789/41651/20556.pdf?sequence=3&isAllowed=y>

15. Кашканов В.А., Захарчук Т. В. Необхідність вдосконалення методики діагностування гальмівних систем. *Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи*. Вінниця. ВНТУ, 2019. [Електронний ресурс]. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2019/schedConf/presentations>

16. Кашканов А.А., Ребедайло В. М., Кашканов В.А. Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних : монографія. Вінниця : ВНТУ, 2010. 148 с.

17. Коваленко В. М., Щуріхін В. К. Діагностика і технологія ремонту автомобілів : підруч. Київ : Літера ЛТД, 2017. 224 с

18. Кукурудзяк Ю.Ю., Рудь О.В., Кукурудзяк Л.В. Дипломне проектування виробничих підрозділів підприємств автомобільного транспорту. Вінниця 2010. 332 с.
19. Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: підруч. К. : Знання-Прес, 2003. 511 с.
20. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: підруч. Київ, Вища школа, 2007. 527 с.
21. Максимов В.Г. Питання удосконалення виробничо-технічної бази автотранспортних підприємств : Навч. посіб. Одеса : Астропринт, 2016. 148 с.
22. Мармут І.А., Кашканов В.А., Зуєв В.О. Теоретичні дослідження силової взаємодії тривісного автомобіля зі стендом з одиночними роликками. *Вісник машинобудування та транспорту*. №14 (2). 2021. С. 52-61. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-52-61>.
23. Методичні вказівки до виконання магістерських кваліфікаційних робіт для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» / Уклад. В.В. Біліченко, С.В. Цимбал, В.П. Кужель. Вінниця : ВНТУ, 2023. 90 с.
24. Мигаль В. Д. Технічна кібернетика транспорту : навч. по-сіб. Х.: ВД «ІНЖЕК», 2007. 328 с.
25. Мигаль В. Д. Технологія наукових досліджень: методи системного підходу й моделювання : навч.-метод. посіб. Х. : Вид-во ХНАДУ, 2009. 200 с.
26. Мигаль В.Д., Мигаль В.П. Методи технічної діагностики автомобілів. Харків: Вид. Форум, 2014. 416 с.
27. Постанова Кабінету міністрів України від 27 грудня 2024 р. № 1550 «Про схвалення Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року та затвердження операційного плану заходів з її реалізації у 2025-2027 роках». [Електронний ресурс]. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1550-2024-п#n23>
28. Туренко А.М , Богомолів В.О., Дуприк А.Л. Аналіз енергетичних витрат на керування гальмівною системою автомобіля. В сб.: Держ. ун-ту “Львівська політехніка”. *Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. Львів. Вид. Держ. ун. “Львівська політехніка”, 2000, №396, С. 95...98.

29. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанными гальмами. Учб. посіб. під грифом МінВУЗа для студ-в спец-ті "Автомобілі та автомоб. госп-во". К.: УМКВО, 1990. 136 с.

30. Туренко А.М., Клименко В.І., Богомолов В.О., Шилов А.І. Математична модель пневматичної підвіски транспортних засобів. *Вісник Тернопільського ДТУ*. Тернопіль: ДТТУ. Т.5, №4, 2000. С. 124...127.

31. Указ Президента України «Про Цілі сталого розвитку України на період до 2030 року» № 722 від 02.10.2019 року. [Електронний ресурс]. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/722/2019#Text>

32. ADR 2023 – Agreement concerning the International Carriage of Dangerous Goods by Road. [Електронний ресурс]. URL: <https://unece.org/transport/standards/transport/dangerous-goods/adr-2023-agreement-concerning-international-carriage> (Дата звернення 10.11.2025р.)

33. Bochman J., Shymankiewicz F., Wlodarski W. Metodyka obliczen hamulcow bebnowych ze szczekami o jedynym stopniu swobody. *Prace Naukowe Instytutu Konstrukcyi I Eksploatacyi Maszyn Politechniki Wroclawskiej*. Teoretyczne i diswiadczone podstawy obliczania hamulcow bebnowych № 23(41) Wroclaw. 1984. С. 3-24.

34. FMVSS 121, "Air Brake Systems" The National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) requires. URL: <https://www.ecfr.gov/current/title-49/subtitle-B/chapter-V/part-571/subpart-B/section-571.121>

35. Regulations no. 13 and 13-H, Braking : emergency stop signal : proposal for draft amendments to Regulation no. 13-H / submitted by the expert from the International Organization of Motor Vehicle Manufacturers. [Електронний ресурс]. URL: <https://digitallibrary.un.org/record/635155?v=pdf> (Дата звернення 10.11.2025р.)

36. N. Sklyarov, A. Shapovalov, P. Chernenko, A. Korniev, A. Kashkanov, V. Kashkanov, V. Kucheruk. Research of the vacuum brake booster working process. *Bulletin of the Karaganda University*. «Physics» series. 2024. № 1(113). P. 43-58. <https://doi.org/10.31489/2024PH1/43-58>.

## **ДОДАТКИ**

Додаток А  
(обов'язковий)

## **ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА**

ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ  
ПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ  
В УМОВАХ ДОЧІРНЬОГО ПІДПРИЄМСТВА «САМТРАНС»  
ТОВАРИСТВА З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ  
«АГРОСВІТЛО ПЛЮС» МІСТО ВІННИЦЯ

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

Графічний матеріал до  
магістерської кваліфікаційної роботи  
на тему:

**Покращення ефективності діагностування  
пневматичних гальмівних систем автомобілів  
в умовах дочірнього підприємства «Самтранс»  
товариства з обмеженою відповідальністю «Агросвітло плюс»  
місто Вінниця**

спеціальність 274 – «Автомобільний транспорт»

Розробив: ст. гр. 1АТ-24м  
Долінський О. С.

Керівник: к.т.н., доц.  
Кашканов В. А.



Вінниця – 2025 р.

**Мета роботи** – покращення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів шляхом вдосконалення методики їх діагностування в умовах автотранспортного підприємства

### ***Завдання дослідження***

- виконати аналіз виробничої діяльності підприємства та застосованої методики діагностування гальмівних систем вантажних автомобілів в умовах ДП «Самтранс» ТОВ «Агросвітло плюс» місто Вінниця;
- виконати науково-технічне обґрунтування необхідності покращення ефективності діагностування гальмівних систем автомобілів в умовах АТП;
- виконати вдосконалення методики діагностування гальмівних систем автомобілів при стендових випробуваннях;
- розробити практичні рекомендації з покращення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів в умовах АТП;
- оцінити ефективність запропонованих рішень при діагностуванні пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів в умовах досліджуваного підприємства.

### ***Методи досліджень***

При розв'язанні поставлених задач використовувались методи досліджень, основані на застосуванні системного аналізу та математичного моделювання.

**Об'єкт дослідження** – процес діагностування гальмівної системи АТЗ з пневматичним гальмівним пристроєм на стендах з біговими барабанами.

**Предмет дослідження** – діагностичні ознаки, що відповідають параметрам технічного стану АТЗ з пневматичним гальмівним пристроєм.

### ***Новизна одержаних результатів***

Отримав подальший розвиток метод диференціального діагностування гальмівної системи автомобіля з пневматичним гальмівним пристроєм на стендах з біговими барабанами.

### ***Практичне значення одержаних результатів***

Покращення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів в умовах АТП шляхом використання вдосконаленого алгоритму та методики діагностування.

## Аналіз діяльності ДП «Самтранс» ТОВ «Агросвітло плюс»

Основний вид діяльності підприємства – технічне обслуговування та ремонт автотранспортних засобів здійснюється для більшості європейських марок вантажних автомобілів, а саме: SCANIA, MAN, DAF, MERCEDES, IVECO, RENAULT, VOLVO тощо

## Діагностування ПГС автомобілів в умовах ДП «Самтранс»

### Алгоритм діагностичних операцій перевірки ПГС



### Контрольні параметри перевірки ПГС і методи їх діагностики

Контрольний параметр	Метод діагностики	Критерій відповідності
Робочий тиск	Манометр, пневмотестер	В межах паспортних значень
Герметичність	Мильна емульсія, детектор	Падіння $\leq 0,05$ МПа / 30хв
Продуктивність компресора	Час наповнення ресивера	Відповідно до паспорта
Час спрацювання	Електронний тестер	$\leq 0,6$ с (орієнтир)
Стан мембрани камери	Візуальний огляд	Відсутність дефектів, пробоїн

### Обладнання та пристосування для діагностування ПГС автомобілів

Обладнання	Призначення	Коментар
Манометр	Вимірювання тиску	Для статичних вимірювань
ОBD / CAN-сканер	Діагностика ABS/EBS	Необхідний для електронних модулів
Детектор витоків (акустичний)	Пошук негерметичностей	Зручний при локалізації
Роликовий гальмівний стенд СТМ 15000-У	Визначення гальмівних сил	Стандартне обладнання для ТО

## Дослідження процесу діагностування технічного об'єкта

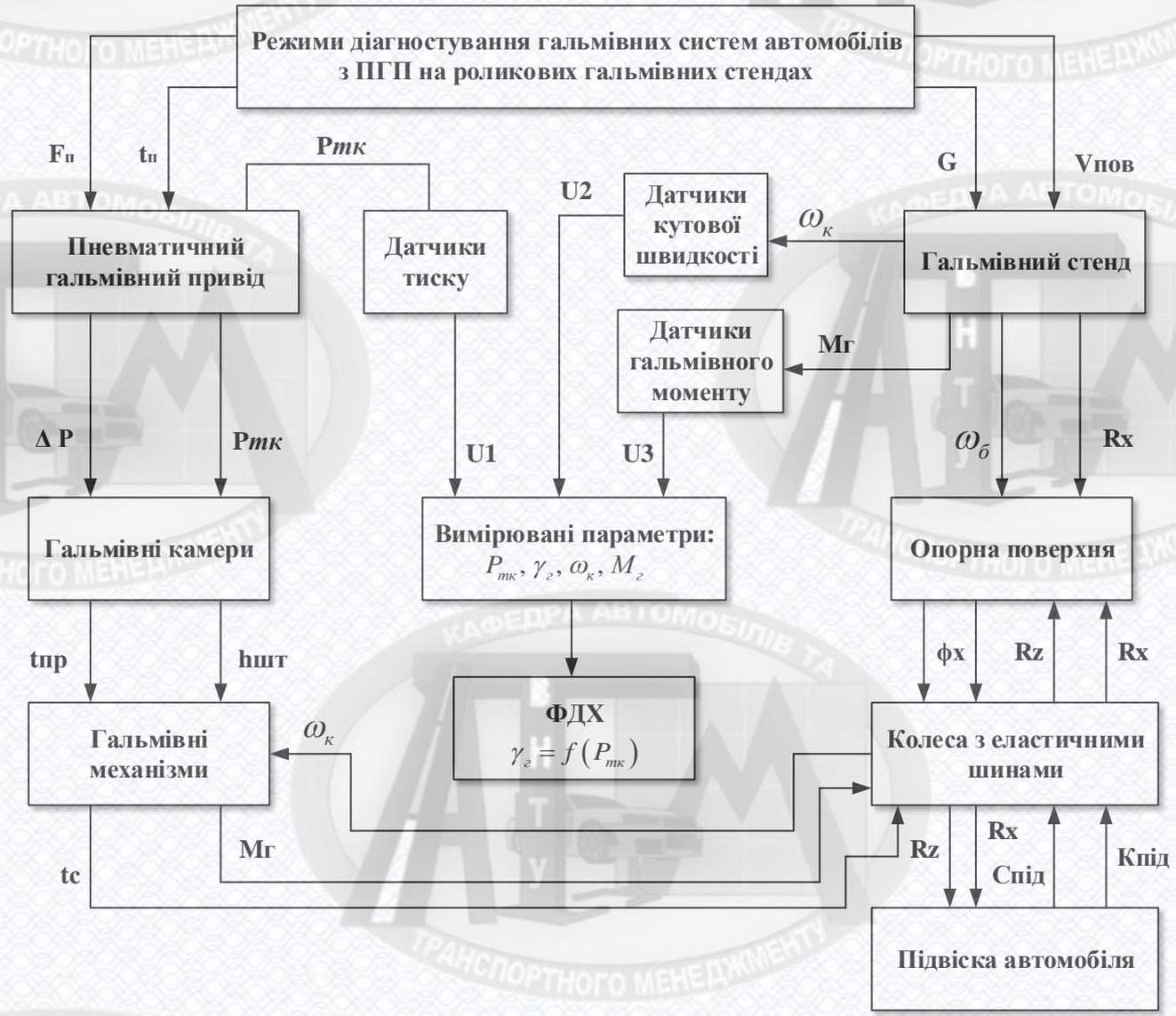


*Процес діагностування будь-якого технічного об'єкта включає в себе чотири етапи:*

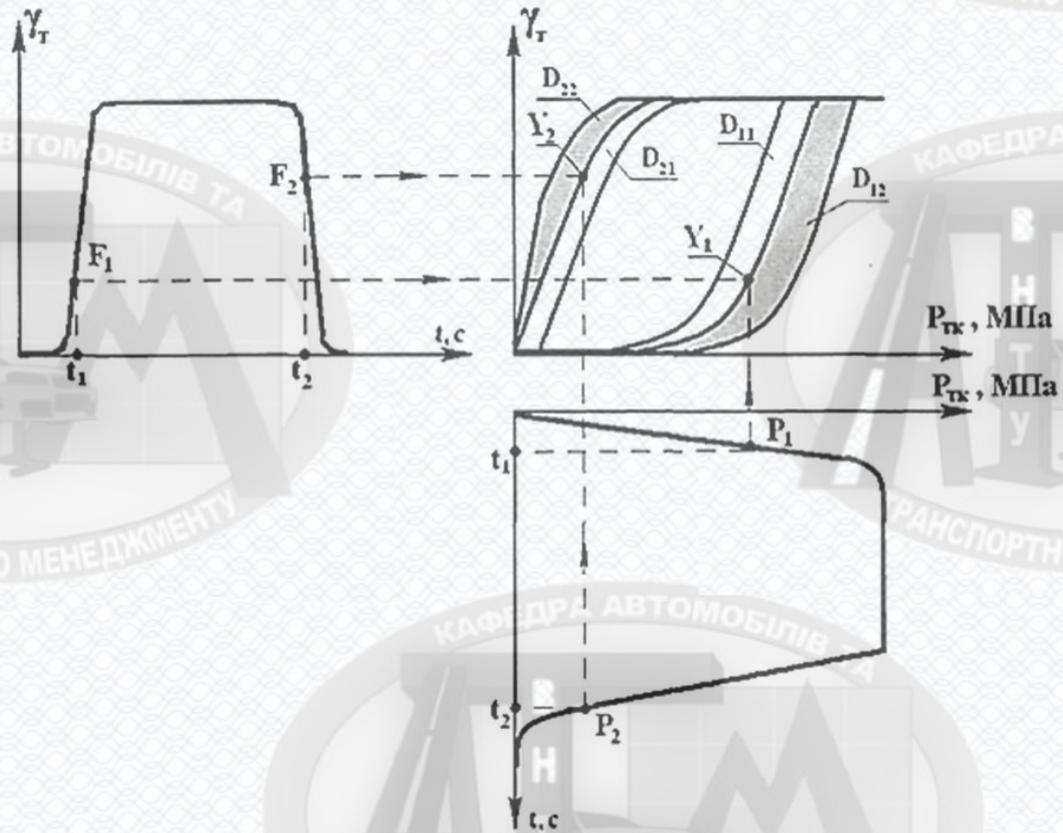
- 1) тестовий вплив на об'єкт діагностування;
- 2) вимірювання величин діагностичних параметрів або ознак;
- 3) обробка отриманої інформації;
- 4) постановка діагнозу.

Діагностування гальмівних систем, відповідно до вищенаведеної схеми, має також здійснюватися в чотири етапи. На першому етапі гальмівна система піддається тестовому впливу, який встановлює процес її функціонування на заданих силових, швидкісних і теплових режимах роботи за допомогою стендів і спеціального обладнання.

# Структурна модель процесу гальмування об'єкта діагностування на гальмівному роликовому стенді

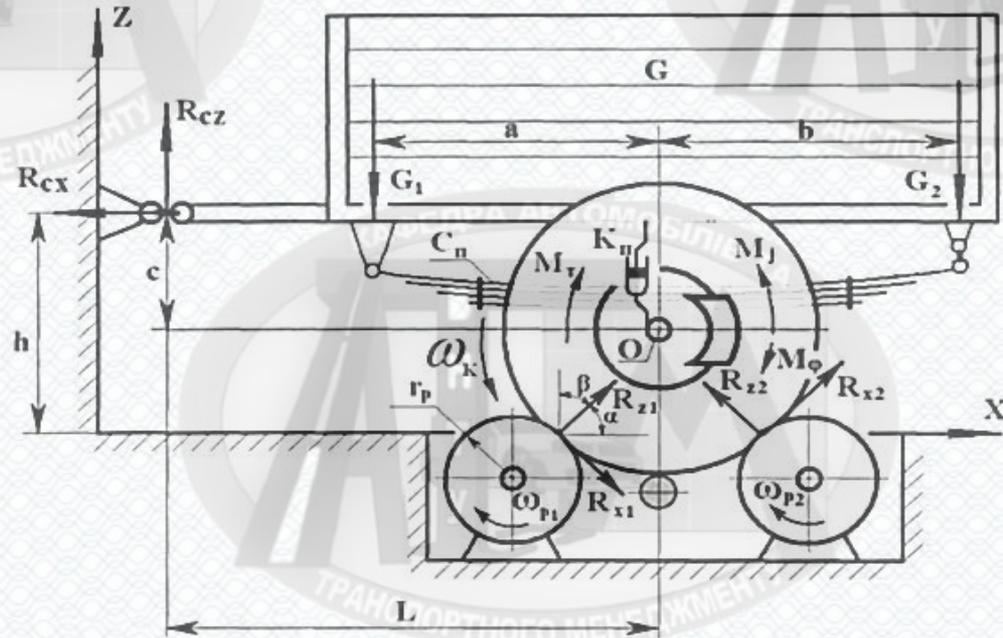


## Процес формування фазової динамічної характеристики виконавчого механізму



Перетин вертикальної лінії, що проходить через точку  $P_1$  і горизонтальної лінії, що проходить через точку  $\gamma_1$ , утворює точку  $Y_1$ , яка буде точкою, що утворює ФДХ на ділянці наростання питомої гальмівної сили. Точка фазової динамічної характеристики  $Y_2$ , утворюється аналогічно точці  $Y_1$ , але тільки на ділянці зменшення гальмівної сили.

## Розрахункова схема процесу гальмування об'єкта діагностування на роликівому гальмівному стенді



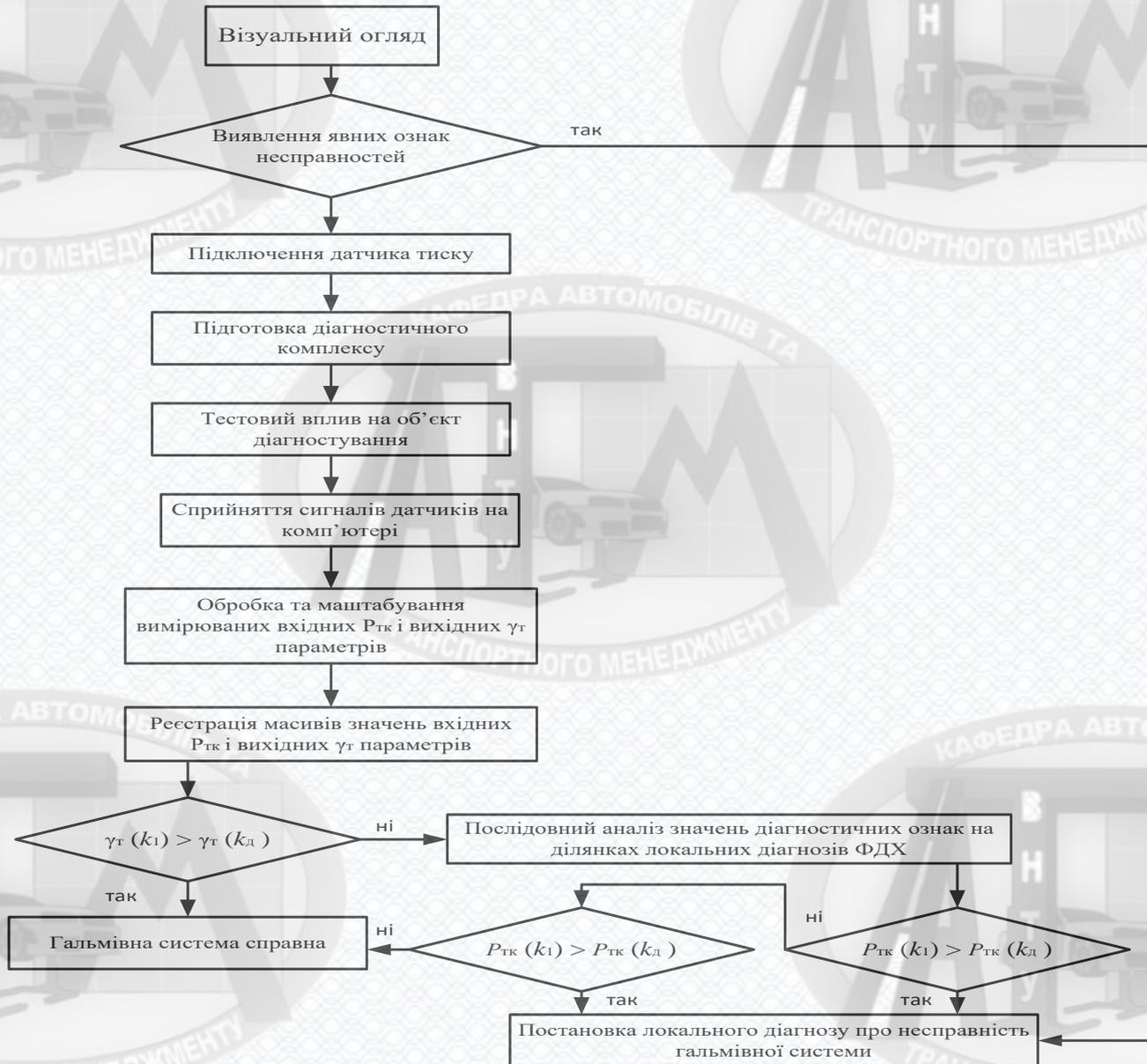
На підставі розрахункової схеми були записані рівняння моментів і проекцій сил на вісь X та Z:

$$\sum M_o = 0 \quad M_r + M_\varphi - M_j + G_2 \cdot b - G_1 \cdot a + R_{cz} \cdot L - R_{cx} \cdot c - R_{x1} \cdot r_{k0} - R_{x2} \cdot r_{k0} = 0$$

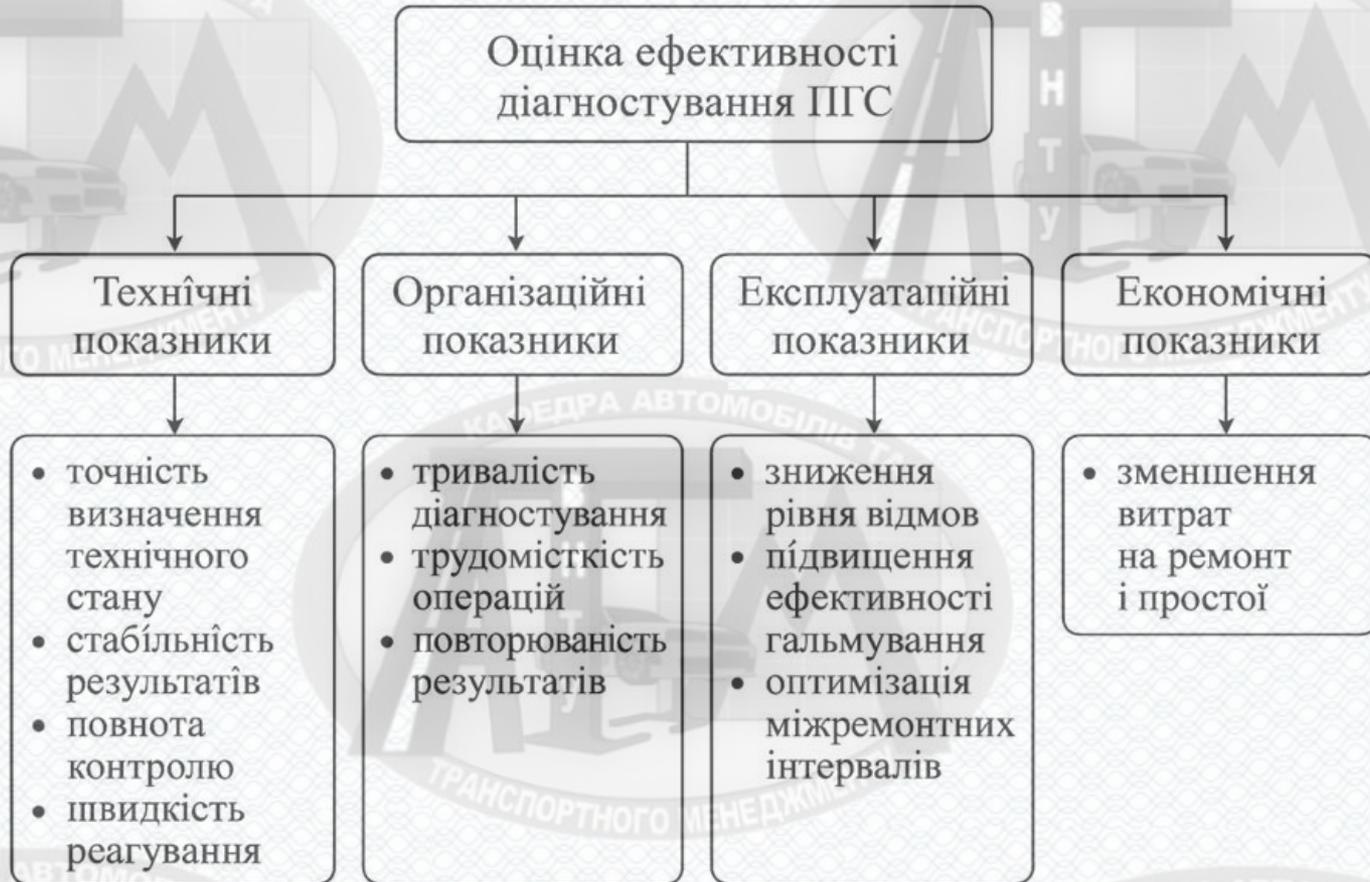
$$\sum F_x = 0 \quad -R_{cx} + R_{x1} \cdot \cos \beta + R_{x2} \cdot \cos \beta + R_{z1} \cdot \cos \alpha - R_{z2} \cdot \cos \alpha = 0$$

$$\sum F_z = 0 \quad R_{cz} - G_1 - G_2 - R_{x1} \cdot \cos \alpha + R_{x2} \cdot \cos \alpha + R_{z1} \cdot \cos \beta - R_{z2} \cdot \cos \beta = 0$$

# Структурна схема запропонованого алгоритму діагностування ПГС АТЗ



## Оцінка ефективності діагностування ПГС автомобілів



## Аналіз технічних показників ефективності діагностування

### *До технічних показників належать:*

- ✓ точність визначення фактичного стану елементів ПГС;
- ✓ стабільність отриманих вимірювань;
- ✓ повнота контролю параметрів;
- ✓ швидкість реагування гальмівної системи;
- ✓ рівномірність спрацювання гальм по осях.

У рамках оцінки були проаналізовані типові параметри, які контролюються під час діагностики ПГС: тиск у ресиверах, величина падіння тиску в магістралях та час спрацювання гальмівних камер. Діагностування виконувались за розробленим алгоритмом диференціального діагностування ПГС.

### *Результати діагностування ПГС для вантажних АТЗ (усереднені значення по маркам АТЗ)*

Параметр	MAN TGX	DAF XF	Volvo FH	Scania R	Renault T	Iveco S-Way
Тиск у ресивері, МПа	0,8	0,82	0,81	0,8	0,79	0,8
Падіння тиску за 1 хв, бар	0,20	0,10	0,07	0,15	0,25	0,18
Час спрацювання гальмівних камер, с	0,81	0,73	0,69	0,75	0,85	0,78

## Розрахунок економічних показників ефективності запропонованих рішень

*Розрахунок економічних показників ефективності запропонованого удосконаленого методу діагностування ПГС АТЗ проведено за такими вихідними даними:*

- розмір парку вантажних автомобілів, що обслуговуються в ДП «Самтранс» – 30 од.;
- поточна середня кількість серйозних гальмівних відмов на рік на один автомобіль  $r = 0,3$  (тобто 9 відмов на рік для парку АТЗ);
- поточна середня вартість одного ремонту гальм – 40 000 грн;
- втрати простою (додаткові збитки) на 1 ремонт – 10 000 грн;
- вартість придбання діагностичного обладнання – 100 000 грн (входять витрати на закупівлю (оновлення) датчиків наїзду, проковзування, зусилля, ваги АТЗ, гальмівної сили);
- операційні витрати на діагностику (на 1 авто/рік)  $t = 1500$  грн (включає роботу майстра, витратні матеріали та ін.).
- очікуване зниження кількості відмов після впровадження покращеної діагностики – три сценарії: 20, 30, 50% (коефіцієнт скорочення відмов  $k_1 = 0,2$ ;  $k_2 = 0,3$ ;  $k_3 = 0,5$ ).

*Результати розрахунків щодо ефективності впровадження покращеного методу діагностування*

Сценарій	Зниження відмов, %	Річна економія, грн	Термін окупності, років
1	20	25 000	4,0
2	30	70 000	1,43
3	50	160 000	0,63

## Основні висновки

Основний вид діяльності підприємства ДП «Самтранс» – технічне обслуговування та ремонт автотранспортних засобів здійснюється для більшості європейських марок вантажних автомобілів, а саме: SCANIA, MAN, DAF, MERCEDES, IVECO, RENAULT, VOLVO тощо. Аналіз методів та засобів діагностування пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів в умовах ДП «Самтранс» дав можливість виділити технічні недоліки застосованого діагностичного процесу та наявні недоліки організаційного характеру.

При виконанні теоретичних досліджень з процесу діагностування ПГС автомобілів теоретично обгрунтовано режим тестового впливу на гальмівну систему об'єкта діагностування. Тестовий вплив задається у вигляді наростання тиску на вході в гальмівну камеру від 0 до 0,7 МПа і зменшення тиску, після блокування колеса від 0,7 МПа до 0. Також теоретично обгрунтовано метод диференціального діагностування гальмівних систем з пневматичним гальмівним приводом, в основу якого лягли вимір і аналіз діагностичних ознак, функціонально пов'язаних з параметрами технічного стану гальмівних систем. Теоретично обгрунтовано можливість використання фазових динамічних характеристик виконавчих механізмів і методу найбільших перетинів для розпізнавання їх технічного стану при вирішенні задач диференціального діагностування, оскільки форма ФДХ відображає технічний стан.

Вдосконалено математичну модель системи «Гальмівний привід - гальмівна камера - гальмівний механізм - колесо - опорна поверхня», яка включає в себе опис газодинамічних процесів протікають в гальмівній камері і динаміки переміщення її рухомих елементів, опис функціонування гальмівного механізму методом кусково-лінійної апроксимації, а також математичний опис взаємодії колеса з опорною поверхнею гальмівного стелу. Дана модель дозволяє враховувати параметри технічного стану виконавчих механізмів і розрахунковими методами отримувати їх фазові динамічні характеристики, що представляють собою залежність питомої гальмівної сили від тиску повітря в гальмівній камері.

Розроблений алгоритм діагностування дозволяє перевірити пневматичну гальмівну систему на відповідність вимогам ДСТУ, а в разі невідповідності визначити причину її несправності, а отже визначити можливість подальшої експлуатації транспортного засобу, та, в разі необхідності, планувати проведення операцій з технічного обслуговування і ремонту АТЗ.

Розрахунки ефективності впровадження покращеного методу діагностування виконано за 3 сценаріями. Наприклад, за умови досягнення щонайменше 30% зниження кількості відмов у ПГС впровадження нової методики діагностування є економічно виправданим для парку з 30 вантажних автомобілів. Отриманий річний економічний ефект у розмірі близько 70 тис. грн та термін окупності капітальних вкладень 1,43 роки доповнюються суттєвим підвищенням рівня безпеки руху, що особливо важливо для підприємств, які виконують міжнародні перевезення та перевезення небезпечних вантажів, як автотранспортне підприємство ДП «Самтранс» ТОВ «Агросвітло плюс».

Додаток Б  
(обов'язковий)

**ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ МКР НА ПЛАГІАТ**

ПОКРАЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ  
ПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ АВТОМОБІЛІВ  
В УМОВАХ ДОЧІРНЬОГО ПІДПРИЄМСТВА «САМТРАНС»  
ТОВАРИСТВА З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ  
«АГРОСВІТЛО ПЛЮС» МІСТО ВІННИЦЯ

## ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Назва роботи: Покращення ефективності діагностування пневматичних гальмівних систем автомобілів в умовах дочірнього підприємства «Самтранс» товариства з обмеженою відповідальністю «Агросвітло плюс» місто Вінниця

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Коефіцієнт подібності текстових запозичень, виявлених у роботі системою StrikePlagiarism (КПІ) 13,2 %

Висновок щодо перевірки кваліфікаційної роботи (відмітити потрібне)

- Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак академічного плагіату, фабрикації, фальсифікації. Роботу прийняти до захисту
- У роботі не виявлено ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації, але надмірна кількість текстових запозичень та/або наявність типових розрахунків не дозволяють прийняти рішення про оригінальність та самостійність її виконання. Роботу направити на доопрацювання.
- У роботі виявлено ознаки академічного плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень. Робота до захисту не приймається.

Експертна комісія:

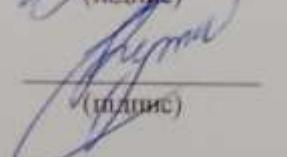
Цимбал С.В., завідувач кафедри АТМ

(прізвище, ініціали, посада)

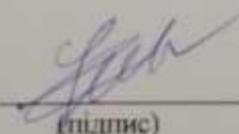
Кужель В.П., доцент кафедри АТМ

(прізвище, ініціали, посада)

  
(підпис)

  
(підпис)

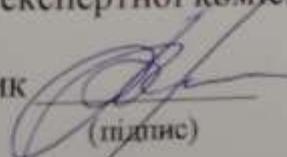
Особа, відповідальна за перевірку

  
(підпис)

Цимбал О.В.  
(прізвище, ініціали)

З висновком експертної комісії ознайомлений(-на)

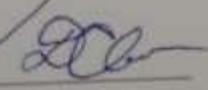
Керівник

  
(підпис)

Кашканов В.А., доцент кафедри АТМ

(прізвище, ініціали, посада)

Здобувач

  
(підпис)

Долінський О.С.

(прізвище, ініціали)