

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ
МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ІМЕНІ С.З. ГЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ**

К В А Л І Ф І К А Ц І Й Н А Р О Б О Т А

(другого) магістерського рівня вищої освіти

на тему: **«Дослідження технічного стану гальмівних систем легкових автомобілів з використанням інтегрованих діагностичних параметрів»**

Виконав: студент групи Ат-63
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)

Андріан РАБІЙ
(ім'я та прізвище)

Керівник: _____
Віктор СЕМЕРАК
(ім'я та прізвище)

Дубляни 2025

УДК 629.4.018

Рабію Андріану Віталійовичу. Дослідження технічного стану гальмівних систем легкових автомобілів з використанням інтегрованих діагностичних параметрів. Кваліфікаційна робота. Львів: Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій імені С.З. Гжицького. 2025. 59 с.

Табл. 6; рис. 6; бібліогр. джерел 20.

Кваліфікаційна робота присвячена дослідженню технічного стану та експлуатаційних характеристик автомобілів, аналізу конструктивних особливостей їх основних систем і вузлів, а також розробленню та обґрунтуванню заходів щодо підвищення надійності, безпеки та ефективності експлуатації автотранспортних засобів.

У роботі розглянуто сучасні методи оцінки технічного стану, проаналізовано вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на працездатність автомобіля, а також наведено практичні рекомендації щодо удосконалення процесів технічного обслуговування і ремонту.

Об'єктом дослідження у даній роботі є гальмівна система легкового автомобіля як складний технічний комплекс.

Предметом дослідження - методи оцінки технічного стану гальмівних механізмів із використанням інтегрованих діагностичних параметрів та функцій бажаності Харінгтона.

Метою роботи є розробка, обґрунтування та практична апробація методики комплексної оцінки технічного стану гальмівних систем легкових автомобілів із використанням інтегральних діагностичних параметрів та побудовою узагальненого показника бажаності.

Практична частина проекту була реалізована на базі СТО. Результати підтвердили ефективність запропонованого діагностичного алгоритму та методу.

Ключові слова: автомобіль, технічний стан, експлуатація, надійність, безпека руху, діагностування, технічне обслуговування, ремонт, інтегровані діагностичні параметри, функції бажаності.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ТА ЇХ ДІАГНОСТИКИ	
1.1 Призначення, конструкція та види гальмівних систем автомобіля	9
1.2 Вимоги до гальмівних систем автомобіля	23
Висновки до розділу	25
2. МЕТОДИ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ НА ОСНОВІ ІНТЕГРОВАНИХ ПАРАМЕТРІВ	
2.1 Методи та засоби діагностування гальмівної системи автомобілів	26
2.2 Узагальнена та часткова функція бажаності Харінгтона	29
Висновки до розділу	33
3. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДИКИ ОЦІНКИ ФАКТИЧНОГО ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ВУЗЛІВ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ	
3.1 Розробка методики оцінки технічного стану гальмівної системи легкових автомобілів	34
3.2 Методика оцінки фактичного залишкового ресурсу вузлів гальмівної системи на основі узагальненого показника технічного стану	45
Висновки до розділу	50
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	
4.1. Аналіз небезпек та ризиків при роботі з гальмівними системами	51
4.2. Вимоги охорони праці під час діагностики та ремонту.....	53
4.3. Безпека в надзвичайних ситуаціях (пов'язаних з ГС)	55
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	57
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	58

ВСТУП

Безпека дорожнього руху є одним із ключових пріоритетів сучасної транспортної галузі, оскільки значна частина дорожньо-транспортних пригод безпосередньо пов'язана з технічним станом транспортних засобів, зокрема їхніх гальмівних систем. Гальмівна система автомобіля - це складний багатофункціональний комплекс, який забезпечує можливість зниження швидкості, зупинки транспортного засобу та його утримання у нерухомому стані. Від її працездатності залежить рівень активної безпеки автомобіля, стійкість під час руху та ефективність маневрування у складних дорожніх умовах. Тому питання діагностування, оцінювання технічного стану та прогнозування ресурсу гальмівних систем залишається одним із найбільш актуальних у сфері автотехнічної експлуатації.

Сучасні легкові автомобілі оснащуються різними за конструкцією гальмівними механізмами, гідравлічними або комбінованими приводами, а також електронними системами підвищення стійкості - ABS, EBD, ASR, ESP тощо. Попри наявність таких систем, значна частина автомобілів, особливо вітчизняного та старішого парку, не має подібного електронного оснащення або перебуває у стані часткового зносу, що суттєво впливає на їх гальмівну ефективність. В умовах інтенсивної експлуатації та нерівномірного технічного обслуговування відбувається деградація окремих вузлів: гальмівних циліндрів, колодок, дисків, регуляторів тиску, елементів ручного гальма та шин. Виявлення відхилень, особливо прихованих або комплексних, потребує застосування точних та інформативних методів діагностики.

Чинний стандарт ДСТУ 3649:2010 регламентує порядок перевірки технічного стану гальмівних систем на діагностичних стендах і в дорожніх умовах. Проте низка дослідників наголошує на обмеженості його положень, зокрема щодо методики визначення часу спрацювання гальмівної системи та відсутності чітких рекомендацій щодо оцінки нормальних реакцій коліс на бігових барабанах. Крім того, більшість традиційних методів контролю була розроблена десятиліття тому і не враховує впливу експлуатаційних факторів,

конструкційних змін сучасних автомобілів та можливості інтеграції множинних показників у єдину діагностичну оцінку.

В реальних умовах технічного обслуговування механік або експерт отримує окремі вимірювані параметри - питомі гальмівні сили, осьову нерівномірність, час спрацювання гальмівних механізмів, стан робочого та стоянкового гальма, стан шин, коефіцієнт зчеплення тощо. Однак такі параметри мають різну природу, різні одиниці вимірювання та різну діагностичну значущість. Тому виникає потреба у комплексному математичному підході, який дозволить інтегрувати часткові діагностичні показники в один узагальнений критерій технічного стану. В цьому контексті перспективним є застосування теорії нечітких множин та функцій бажаності Харінгтона, які добре зарекомендували себе в задачах багатокритеріальної оцінки технічного стану машин та технологічних систем.

Метод побудови часткових та узагальнених функцій бажаності дозволяє перетворити різнорідні значення діагностичних параметрів у єдину безрозмірну шкалу бажаності, що характеризує якість та технічний стан окремого вузла або системи в цілому. Такий підхід не лише спрощує оцінювання, але й робить результати діагностики більш об'єктивними та придатними для автоматизованого аналізу, а також дозволяє прогнозувати залишковий ресурс вузлів гальмівної системи. Саме тому застосування інтегрованих діагностичних параметрів здатне суттєво змінити підходи до оцінки технічного стану гальмівних систем легкових автомобілів.

Об'єктом дослідження у даній роботі є гальмівна система легкового автомобіля як складний технічний комплекс.

Предметом дослідження - методи оцінки технічного стану гальмівних механізмів із використанням інтегрованих діагностичних параметрів та функцій бажаності Харінгтона.

Метою роботи є розробка, обґрунтування та практична апробація методики комплексної оцінки технічного стану гальмівних систем легкових автомобілів із використанням інтегральних діагностичних параметрів та побудовою узагальненого показника бажаності.

Для досягнення поставленої мети передбачено вирішення таких завдань:

- проаналізувати конструкцію, принципи роботи та вимоги до гальмівних систем легкових автомобілів;
- розглянути існуючі методи діагностування гальмівних систем відповідно до ДСТУ 3649:2010 та визначити їх недоліки;
- сформувати набір діагностичних параметрів, що найбільш інформативно відображають технічний стан гальмівної системи;
- виконати перетворення контрольованих параметрів у часткові функції бажаності з використанням методів Харінгтона;
- визначити вагові коефіцієнти для кожного параметра та побудувати узагальнену функцію бажаності D ;
- провести аналіз технічного стану реальних легкових автомобілів на основі стендових вимірювань і розрахованих значень функцій бажаності;
- розробити методику оцінки залишкового ресурсу вузлів гальмівної системи на основі інтегрального показника D ;
- сформувати практичні рекомендації щодо діагностування та планування технічного обслуговування за індивідуальним станом вузлів.

Наукова новизна роботи полягає у використанні інтегрального критерію технічного стану, який одночасно враховує десятки різномірних параметрів, що дозволяє отримати комплексну, більш точну та об'єктивну оцінку стану гальмівної системи порівняно з традиційними методами. Практична цінність полягає у можливості використання розробленої методики на станціях технічного обслуговування та під час експертного оцінювання транспортних засобів для підвищення точності діагностики, своєчасного виявлення прихованих несправностей та зниження ризику дорожньо-транспортних пригод. Таким чином, дана магістерська кваліфікаційна робота спрямована на підвищення рівня безпеки дорожнього руху шляхом удосконалення підходів до діагностики та контролю технічного стану гальмівних систем легкових автомобілів, що є надзвичайно важливим у сучасних умовах експлуатації транспортних засобів.

1. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ТА ЇХ ДІАГНОСТИКИ

1.1 Призначення, будова та різновиди гальмівних систем автомобіля

Гальмівні системи автомобіля призначені для зменшення швидкості руху аж до повної зупинки, а також для утримання транспортного засобу в нерухомому стані. На легкових автомобілях встановлюють робочу, запасну та стоянкову гальмівні системи.

До складу гальмівної системи входять керуючий пристрій, гальмівний привід та гальмівні механізми [5].

Керуючий пристрій містить орган керування, який активується водієм (педаць або важіль), а також додаткові елементи, що зменшують зусилля, яке потрібно прикладати під час гальмування.

Гальмівні приводи забезпечують передавання зусилля від керуючого або енергопостачального пристрою до гальмівних механізмів. Вони можуть бути механічними, гідравлічними, пневматичними, вакуумними, електричними чи комбінованими. У легкових автомобілях для робочої та запасної гальмівних систем переважно застосовують гідравлічні приводи, а в стоянковій - механічні. Останнім часом набувають популярності електричні приводи гальм із електронним керуванням.

Гальмівні механізми служать для перетворення зусиль від гальмівного приводу в гальмівні сили, що протидіють руху автомобіля. У легкових автомобілях використовуються колісні фрикційні гальма, які забезпечують сповільнення коліс завдяки тертю між гальмівними колодками та обертовим гальмівним диском. Під час роботи гальмівних механізмів утворюється тепло та виділяються продукти зносу, які виходять у навколишнє середовище.

Робоча гальмівна система знижує швидкість автомобіля і зупиняє його при нормальному русі. Керування системою здійснюється через педаль гальма та вакуумний підсилювач. Гідравлічний привід включає головний гальмівний

циліндр з бачком, регулювальник тиску, робочі гальмівні циліндри та трубопроводи, з'єднані з фітінгами і гнучкими шлангами.

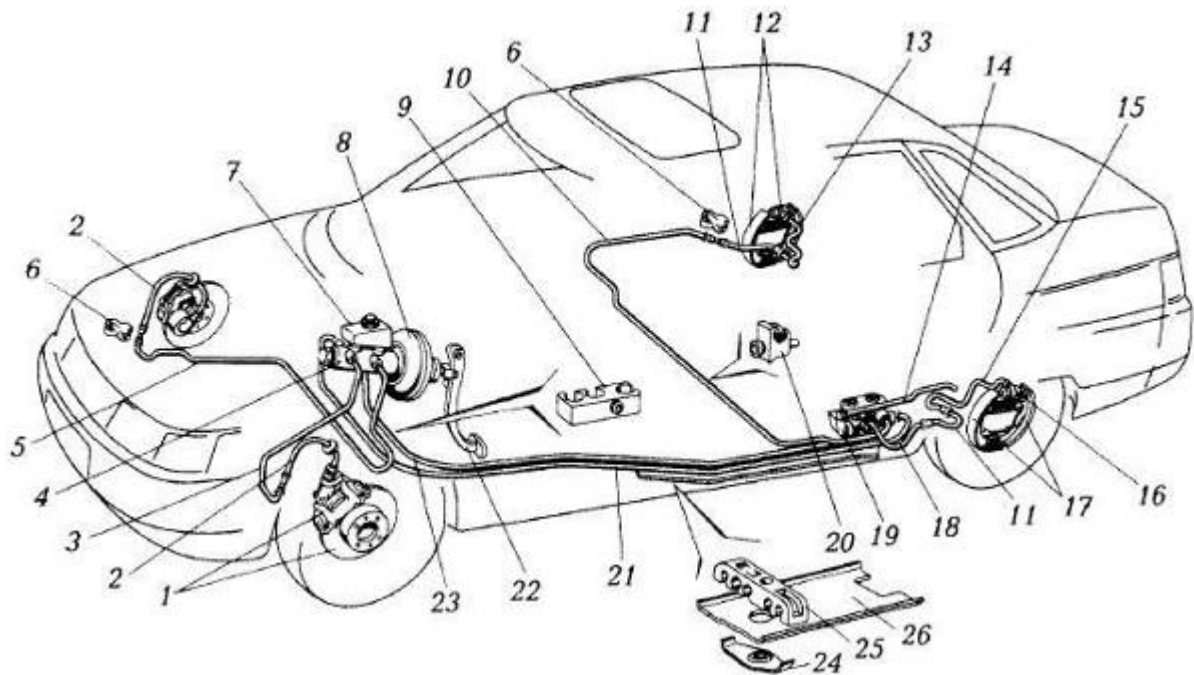


Рис. 1.1. Схема розташування компонентів робочої гальмівної системи на передньопривідному автомобілі Daewoo Lanos.

Двоконтурні гальмівні приводи, що застосовуються на досліджуваних автомобілях, можуть бути реалізовані за трьома основними схемами, кожна з яких має свої конструктивні особливості та сферу застосування. Перший тип - діагональна схема, що найчастіше використовується на передньопривідних автомобілях Lanos. Другий тип - схема «передні колеса - задні колеса», характерна для моделей Lanos з класичним компонуванням. Третій варіант - «усі колеса - передні колеса», який знаходить застосування на повнопривідних автомобілях Lanos, де необхідна підвищена надійність за рахунок дублювання гальмівного приводу.

Діагональна схема гідравлічного приводу передбачає, що кожен окремий контур відповідає за гальмування одного переднього й одного заднього колеса, розташованих по діагоналі відносно друг друга. Це забезпечує збереження стійкості та керованості автомобіля у разі виходу з ладу одного з контурів. На

передньопривідних автомобілях Lanos використовується схема, у якій перший контур приводить у дію гальмівні механізми правого переднього та лівого заднього коліс, тоді як другий контур керує лівим переднім та правим заднім колесами. У такому виконанні два контури гідروприводу працюють незалежно: один під'єднаний до першої камери головного гальмівного циліндра, а інший - до другої. Це збільшує надійність роботи системи та покращує безпеку руху навіть у разі часткової відмови системи.

У другій схемі, яка отримала назву «гальмівні механізми передніх коліс - гальмівні механізми задніх коліс», розподіл функцій між контурами є більш традиційним. Перший контур приводить у дію гальма обох передніх коліс, що забезпечує максимальну ефективність уповільнення, оскільки при гальмуванні основне навантаження припадає саме на передню вісь автомобіля. Другий контур, під'єднаний до другої камери головного гальмівного циліндра, обслуговує гальмівні механізми обох задніх коліс. Така схема широко застосовується на автомобілях із заднім приводом, де важливим є чітке розділення функціональних зон гальмування між осями транспортного засобу [6]. У схемі типу «гальмівні механізми всіх коліс – гальмівні механізми передніх коліс» перший контур гідравлічного приводу під'єднаний до першої камери головного гальмівного циліндра. Цей контур забезпечує роботу гальмівних механізмів передніх коліс за допомогою одного з блоків робочих циліндрів. Другий контур, відповідно, підключений до другої камери головного гальмівного циліндра і відповідає виключно за функціонування гальмівних механізмів задніх коліс. У межах цієї схеми конструкція гальмівного механізму передніх коліс має особливість: кожне переднє колесо обладнане двома, а інколи навіть трьома робочими циліндрами (що характерно для повнопривідних автомобілів). З'єднання цих циліндрів із відповідними контурами здійснюється за допомогою двох окремих гальмівних шлангів, що забезпечує підвищений рівень надійності та розподіл гальмівних зусиль. Для всіх описаних вище варіантів двоконтурних гідравлічних приводів робочих гальмівних систем характерною є здатність забезпечувати роботу хоча б одного контуру у разі порушення герметичності або виходу з ладу іншого. Якщо один із контурів перестає функціонувати через пошкодження або витікання робочої

рідини, другий контур залишається працездатним і забезпечує гальмування відповідних коліс. Хоча ефективність гальмування при цьому зменшується, автомобіль все ж може зупинитися, що суттєво підвищує загальний рівень безпеки експлуатації.

Регулятор тиску 9 забезпечує зниження тиску гальмівної рідини, що надходить до робочих гальмівних циліндрів задніх коліс, відповідно до величини навантаження, яке діє на ці колеса. Така функція регулятора запобігає завчасному блокуванню задніх коліс і їх переходу в юз під час інтенсивного гальмування, що, у свою чергу, зменшує ризик виникнення занесення автомобіля. Через зміну розподілу навантажень на передню і задню осі під час гальмування виникає потреба у зниженні тиску в гальмівних механізмах задніх коліс. У момент гальмування частка маси автомобіля переноситься на передню вісь, збільшуючи силу зчеплення передніх коліс з дорожнім покриттям. Водночас зчеплення задніх коліс зменшується, що може спричинити їхнє блокування.

Колісні гальмівні механізми задніх і передніх коліс працюють завдяки робочим гальмівним циліндрам 16, у які під час натискання на гальмо подається тиск від головного гальмівного циліндра. Поршні робочих циліндрів 16 створюють зусилля на гальмівні колодки 17, змушуючи їх притискатися до поверхні гальмівного барабана або диска, що обертається разом із колесом. У результаті виникає гальмівний момент, який уповільнює обертання колеса. Після виконання ремонтних робіт або заміни гальмівної рідини у верхній частині корпусу робочих гальмівних циліндрів використовується спеціальний отвір із клапаном випуску повітря, що забезпечує видалення повітря з гідросистеми під час прокачування гальм.

Клапан для випуску повітря, розташований у 9-му робочому гальмівному циліндрі, складається з різьбового штуцера з отворами для виходу повітря, запірного конуса та головки під гайковий ключ. Під час загортання клапана в корпус циліндра запірний конус щільно прилягає до конусного сидла, повністю перекриваючи повітряний канал. Коли ж клапан послаблюють під час прокачування, запірний конус відходить від сидла, створюючи кільцевий зазор. Завдяки цьому внутрішня порожнина робочого циліндра сполучається з

атмосферою через отвори штуцера, що дозволяє успішно видаляти повітря з гідроприводу. Зовні клапан закривається гумовим захисним ковпачком, який оберігає його від забруднення та потрапляння пилу.

Бачок 7 виконує функцію подачі гальмівної рідини в систему гідроприводу та компенсує зміни її об'єму, що виникають під час експлуатації автомобіля внаслідок зношування гальмівних колодок, коливань температури або можливих витоків. Коли гальмівні колодки поступово зношуються, рівень рідини в бачку зменшується. Для підтримання необхідного рівня періодично додають гальмівну рідину, а при встановленні нових колодок надлишкову кількість рідини, навпаки, відбирають із бачка.

У більшості сучасних легкових автомобілів встановлюється антиблокувальна система гальмування [2]. Антиблокувальна система, або ABS, є додатковим електронним комплексом керування роботою гальмівних механізмів коліс із функцією зворотного зв'язку. Її робота спрямована на запобігання ковзанню або блокуванню коліс під час гальмування, що забезпечує стабільність руху, збереження керованості автомобіля та зменшення гальмівного шляху. ABS інтегрована у контур приводу робочої гальмівної системи таким чином, що навіть у разі відмови системи основний контур гальм продовжує функціонувати.

Попри те, що окремі моделі автомобілів можуть мати різні за конструкцією, складністю та ефективністю системи ABS, принцип їхньої роботи однаковий. Електронний блок управління (ЕБУ) 7, наведений на рис. 2.2, включає датчики частоти (кутової швидкості) обертання коліс 1, виконавчі елементи та модулятор тиску 12.

Датчик обертів колеса 1 монтується поряд з колесом - на поворотному кулаку, цапфі ступичного вузла, гальмівному щиті або на балці моста. Для фіксації швидкості обертання використовується сигнальне зубчасте чи магнітне кільце (ротор), яке обертається синхронно з колесом та може розміщуватися на зовнішньому ШРУСі, гальмівному диску або барабані, у ступиці чи безпосередньо в підшипнику.

Антиблокувальна система отримує сигнали від датчиків швидкості, після чого електронний блок передає команди на модулятор тиску. Модулятор тиску

12 інтегрований у гідравлічний привід гальмівної системи та реагує на керуючі імпульси ЕБУ. Керуючи системою електромагнітних клапанів, він змінює тиск, що надходить до робочих гальмівних циліндрів колісних механізмів, тим самим перешкоджаючи блокуванню коліс під час гальмування.

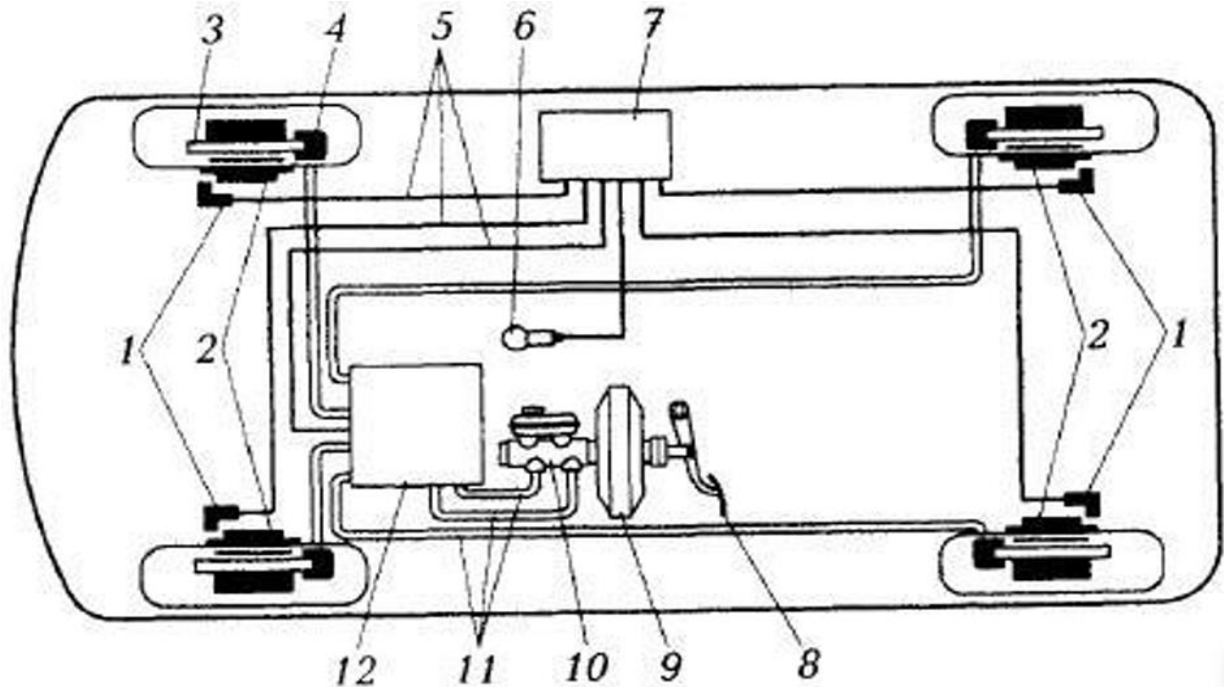


Рисунок 1.2. Принципова схема роботи гальмівної системи легкового автомобіля, оснащеної ABS.

Під час інтенсивного гальмування, коли колесо автомобіля починає втрачати зчеплення з дорогою і переходить у стан прослизання, частота його обертання різко зменшується. У такій ситуації система ABS автоматично припиняє подачу підвищеного тиску до відповідного гальмівного механізму. Це призводить до короткочасного розгальмовування колеса, що запобігає його повному блокуванню. Коли частота обертання колеса знову зростає і воно повертається до нормального режиму кочення (без значного прослизання), система відновлює подачу тиску в цей гальмівний механізм. Після цього колесо знову починає загальмовуватись і наближається до стану часткового ковзання. Далі цикл роботи повторюється багаторазово.

Антиблокувальна система забезпечує режим руху коліс на межі блокування, постійно коригуючи тиск у гальмівних механізмах за дуже короткі проміжки часу. Це дозволяє мінімізувати ковзання та забезпечити максимальний рівень зчеплення. Завдяки такому алгоритму роботи ABS зберігається

контрольованість та стійкість автомобіля навіть під час різкого гальмування, що особливо важливо на дорогах зі зниженою адгезією. У більшості випадків це також сприяє скороченню загального гальмівного шляху, суттєво підвищуючи активну безпеку транспортного засобу [3].

На сучасних транспортних засобах, окрім стандартної ABS, можуть бути встановлені й інші електронні системи автоматичного керування гальмуванням, інтегровані з нею:

- Система електронного розподілу гальмівних сил (EBD) - виконує функції регулятора тиску, але забезпечує значно точніше та адаптивніше регулювання тиску в робочих циліндрах задніх гальмівних механізмів залежно від навантаження на вісь і умов руху.
- Протибуксувальні системи ASR, ETS, TCS - забезпечують покращення тягових властивостей автомобіля під час рушання та розгону на поверхнях зі зниженим коефіцієнтом зчеплення. Принцип роботи ґрунтується на автоматичному підгальмовуванні коліс ведучої осі та коригуванні крутного моменту двигуна, що запобігає буксуванню.
- Електронні системи курсової стійкості (ESP, EBS, ELB) - сприяють утриманню автомобіля на заданій траєкторії під час маневрування або проходження поворотів. Вони функціонують за рахунок автоматичного регулювання гальмівних сил на окремих колесах та оптимізації тягового зусилля, що істотно підвищує рівень безпеки та стабільності руху.

Перелічені вище системи істотно підвищують рівень керованості та стабільності автомобіля, особливо під час руху по дорогах зі зниженим коефіцієнтом зчеплення. Вони також частково згладжують недосвідченість водія та компенсують можливі помилки в його діях, підвищуючи загальну безпеку. У досліджуваних моделях автомобілів подібні системи, зокрема ABS чи інші електронні комплекси автоматичного керування гальмуванням, не застосовувалися. Основною причиною цього є порівняно висока складність, технологічна вимогливість і значна вартість таких пристроїв, що ускладнюють їх широке впровадження.

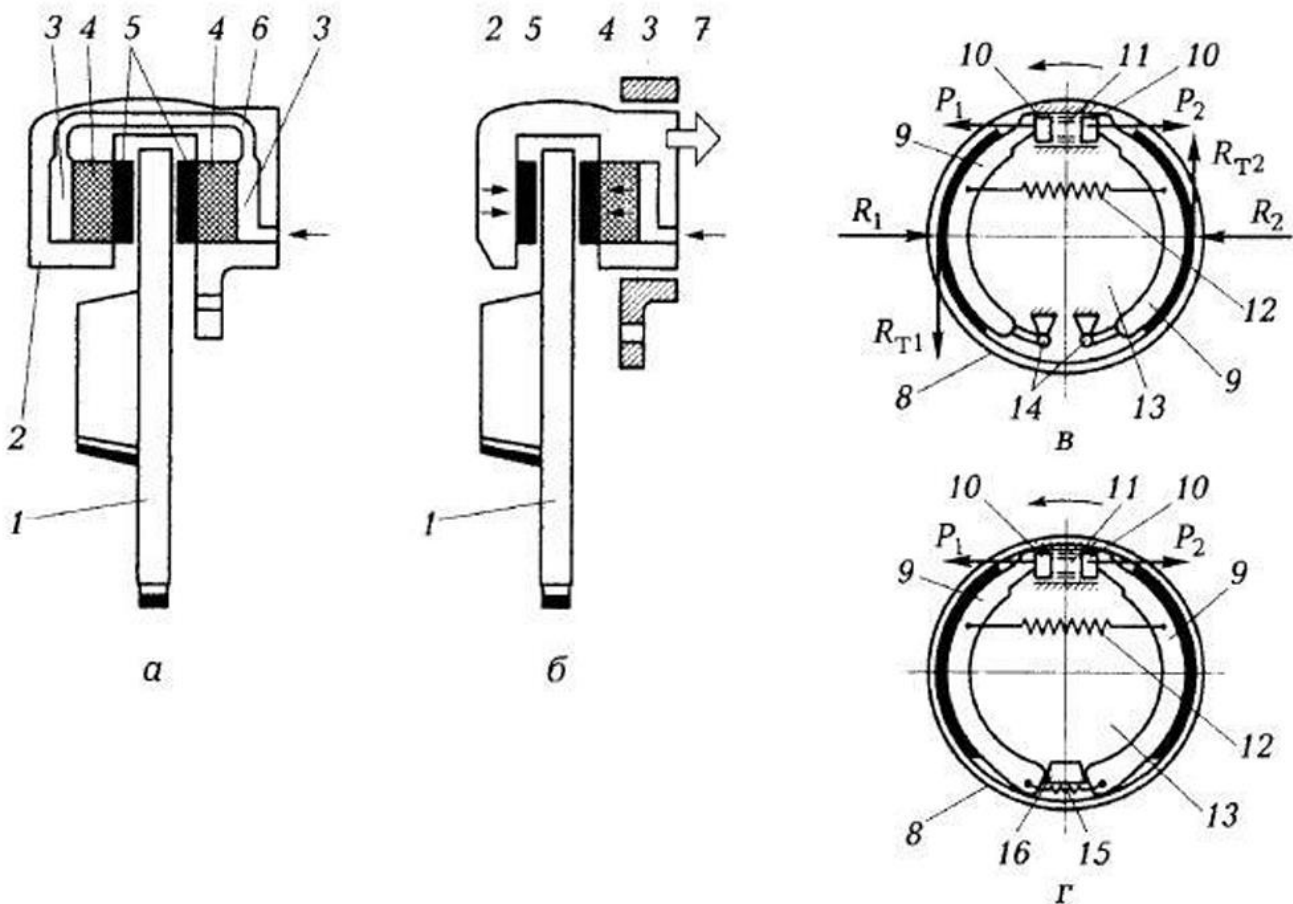
При роботі робочої гальмівної системи транспортного засобу гальмівні механізми забезпечують одночасне уповільнення всіх коліс. Саме тому ця

система вважається найефективнішою порівняно з іншими видами гальмівних систем. У сучасних легкових автомобілях гальмівні механізми передніх коліс працюють інтенсивніше та ефективніше, ніж задні, що пов'язано із динамічним перерозподілом навантаження між осями в процесі гальмування. З цієї причини на транспортних засобах із дисковими механізмами на всіх колесах передні гальмівні механізми конструктивно більші: вони мають збільшені діаметри гальмівних дисків, більші робочі циліндри та ширші гальмівні колодки порівняно з задніми.

На розглянутих у роботі автомобілях встановлено дискові гальмівні механізми на передніх колесах та барабанні - на задніх. Дисковий гальмівний механізм передніх коліс включає гальмівний диск 1, що жорстко кріпиться до ступиці і обертається разом із колесом під час руху автомобіля, а також скобу, змонтовану на поворотному кулаку 2. У складі скоби розміщено дві плоскі гальмівні колодки 5 та один, інколи два або навіть три робочі гальмівні циліндри, які забезпечують притискання колодок до площини диска.

Дисковий гальмівний механізм встановлений усередині обода колеса, що забезпечує його захист від проникнення вологи та забруднень з зовнішнього середовища. Гальмівний щит, який на схемі не відображено, прикріплюється до поворотного кулака, додатково ізолюючи гальмівний вузол від бруду та вологи з внутрішнього боку.

У конструкції дискового гальмівного механізму з нерухомою скобою (рис. 1.3) скоба жорстко закріплена на поворотному кулаці та оснащена двома симетрично розміщеними робочими циліндрами 3, які взаємодіють із гальмівним диском 1. Під час гальмування поршні 4 одночасно натискають на гальмівний диск з обох боків через гальмівні колодки 5, створюючи рівномірний тиск і забезпечуючи ефективне сповільнення обертання гальмівного диска.



а і б – дискові гальмівні механізми з нерухомою та плаваючою скобою;
 в і г – барабанні гальмівні механізми з поворотними та плаваючими колодками

Рис. 1.3. Типи колісних гальмівних механізмів

У дисковому гальмівному механізмі з плаваючою скобою (рис. 1.3, б) скоба складається з кількох елементів, серед яких основа 7 (або напрямна колодки), що жорстко закріплюється на поворотному кулаку. Скоба 2 має можливість переміщуватися по основі 7 у напрямку до гальмівного диска 1 разом із гальмівними колодками 5 і робочим циліндром 3, який розташований лише з одного - внутрішнього - боку. Під дією тиску гальмівної рідини в робочому циліндрі 3 поршень 4 забезпечує притискання внутрішньої гальмівної колодки до диска 1. Одночасно з цим скоба 2 зміщується по основі 7 у протилежний бік. Унаслідок цього скоба 2 тягне за собою зовнішню гальмівну колодку, щільно притискаючи її до диска. Таким чином, гальмівний диск опиняється затиснутим між колодками, що забезпечує ефективне сповільнення його обертання.

Будь-який дисковий гальмівний механізм повертається у вихідне положення завдяки пружним властивостям ущільнювальних кілець поршнів у

робочих

циліндрах.

Дисковий механізм з нерухомою скобою вирізняється високою жорсткістю, що є його істотною перевагою. Однак за інтенсивного гальмування він більш схильний до перегрівання. Це пояснюється тим, що поршні 4 у такій конструкції мають удвічі більші розміри, ніж у механізмі з плаваючою скобою, і тому активніше передають тепло від гальмівних колодок 5 та диска 1 до робочих циліндрів 3. Додатково на підвищення температури рідини в циліндрах впливає з'єднувальний канал 6, розташований у найбільш нагрітій верхній зоні диска. Коли гальмівна рідина перегрівається, у циліндрах скоби виникають парові пробки, що значно знижує загальну ефективність гальмування.

Механізм із плаваючою скобою має низку переваг перед конструкцією з нерухомою скобою. Окрім меншої ймовірності перегріву, він містить менше ущільнювальних елементів завдяки меншій кількості робочих циліндрів, що безпосередньо підвищує надійність у роботі.

Гальмівні диски можуть бути як суцільними, так і вентиляльованими. На автомобілях Lapos застосовуються вентиляльовані диски, які містять спеціальні радіальні вентиляційні канали між робочими поверхнями диска та колодок. Такі отвори збільшують площу тепловіддачі та покращують охолодження, завдяки чому вентиляльовані диски мають кращі експлуатаційні властивості [4].

Гальмівні колодки в обох типах гальмівних механізмів - дискових і барабанних - виготовляються зі сталеві основи, на яку наклеюються фрикційні накладки. Матеріали накладок спеціально підбираються так, щоб забезпечити підвищений коефіцієнт тертя і, відповідно, збільшену ефективність гальмування. Під час експлуатації фрикційні накладки зношуються значно швидше, ніж робоча поверхня гальмівних дисків чи барабанів, що обумовлює необхідність їх регулярної заміни.

Барабанні гальмівні механізми задніх коліс, зображені на рис. 2.3, в, г, включають у свою конструкцію гальмівний барабан, який закріплюється на фланці або на ступиці колеса, а також гальмівний вузол, змонтований на нерухомому щиті 13. До цього щита кріпляться дві гальмівні колодки 9 та робочий гальмівний циліндр 11 з парою поршнів 10. Під час натискання на робоче гальмо 1 пригальмовування барабанного механізму здійснюється за

рахунок тертя фрикційних накладок колодок об внутрішню поверхню гальмівного барабана.

Щит 13 барабанного гальмівного механізму заднього колеса виконує іншу функцію порівняно зі щитом дискового механізму переднього колеса. Він не лише захищає механізм від проникнення вологи, пилу та бруду, але й слугує основою для монтажу колодок і циліндра, тому виготовляється з товстішого сталевго листа, що забезпечує конструктивну міцність.

Робочий гальмівний циліндр 11 у барабанному механізмі досліджуваних двопоршневих автомобілів впливає одночасно на обидві колодки. Він оснащений спеціальним автоматичним пристроєм, що регулює мінімальний проміжок між колодками та барабаном, завдяки чому забезпечується швидке та чітке спрацювання гальмівного механізму.

На розглянутих автомобілях встановлюються барабанні гальмівні механізми двох різновидів, які відрізняються способом закріплення колодок на гальмівному щиті: з плаваючим типом колодок та з поворотним типом. У барабанному гальмівному механізмі з поворотними колодками, колодки 9 закріплюються на опорних пальцях 14, встановлених на щиті 13. Під час гальмування поршні 10 робочого циліндра 11 впливають на передній та задній кінці колодок, створюючи крутні моменти протилежних напрямів. Внаслідок цього колодки 9 повертаються навколо опорних пальців і притискаються до робочої внутрішньої поверхні гальмівного барабана 8. У місці контакту утворюється сила тертя, що приводить до уповільнення обертання барабана та, відповідно, колеса.

Коли гальмівні колодки барабанного гальмівного механізму встановлені на опорних пальцях, їхні накладки зношуються нерівномірно. Це пов'язано з тим, що сила притискання до гальмівного барабана збільшується у верхній частині колодок, а в нижній - зменшується, внаслідок чого верхні ділянки зношуються значно швидше. Для забезпечення більш рівномірного стирання накладок по всій довжині колодок у конструкціях барабанних гальм цього типу можуть застосовуватися спеціальні регулятори у вигляді ексцентриків, які монтуються безпосередньо на опорних пальцях.

Крім цього, у барабанних механізмах із поворотними колодками передня колодка зношується швидше за задню, що пояснюється наступним. Під час гальмування момент сили тертя $RT1$, який виникає на передній колодці, збігається за напрямком із моментом прикладеної приводної сили $P1$. Унаслідок цього колодка додатково повертається в бік барабана навколо свого опорного пальця, що збільшує силу її притискання до внутрішньої поверхні барабана, а відповідно - і величину тертя та швидкість зношування. На відміну від неї, момент тертя $RT2$ на задній колодці спрямований протилежно моменту прикладеної сили $P2$, тому притискання цієї колодки до барабана послаблюється, сила тертя зменшується, що уповільнює її зношування.

Таким чином, у розглянутому барабанному гальмівному механізмі передня гальмівна колодка природно піддається інтенсивнішому стиранню порівняно із задньою. З цієї причини в конструкції таких гальм передню колодку можуть виготовляти зі збільшеною довжиною фрикційної накладки, що дозволяє вирівняти ресурс передньої та задньої колодок і збільшити загальний строк їх експлуатації до необхідної заміни.

Повернення колодок у вихідне положення після завершення гальмування забезпечується зусиллям розтягнутої стяжної пружини 12. Коли натискання на педаль припиняється і тиск у робочому циліндрі падає, обидві гальмівні колодки 9 повертаються у зворотному напрямку навколо опорних пальців 14, відводячи фрикційні накладки від внутрішньої поверхні гальмівного барабана 8.

Більшість легкових автомобілів оснащуються барабанними гальмівними механізмами з плаваючими колодками (рис. 1.3, г). У таких системах гальмівні колодки притискаються до поршня 10 робочого гальмівного циліндра основною великою стяжною пружиною 12, тоді як додаткова мала стяжна пружина фіксує їх на щиті 13 у положенні біля упора 16. Під час гальмування колодки можуть переміщуватися до цього упора, автоматично встановлюючись відносно барабана у потрібне робоче положення. Завдяки цьому барабанні механізми з плаваючими колодками мають більш просту будову, не потребують періодичного регулювання положення колодок у процесі експлуатації та забезпечують рівномірніший знос їх накладок уздовж усієї довжини, порівняно з механізмами з поворотними колодками.

Втім, з тих самих причин, що й у системах із плаваючими колодками, передня гальмівна колодка у таких механізмах піддається більш інтенсивному зносу, ніж задня, навіть у порівнянні з барабанними механізмами, які мають поворотні колодки. Конструкція робочих гальмівних циліндрів барабанних гальмівних механізмів задніх коліс забезпечує автоматичне підтримання необхідного мінімального зазору між колодками і барабаном. У порівнянні з іншими конструктивними варіантами барабанних гальмівних систем, розглянуті механізми отримали застосування на досліджуваних автомобілях через їх простішу конструкцію та підвищену надійність.

Порівняно з дисковими системами барабанні гальмівні механізми є дешевшими, краще захищені від проникнення вологи, пилу та бруду, а також характеризуються довговічністю, навіть попри нерівномірний знос колодок. Вони повільніше охолоджуються, проте загалом менш уразливі до перегріву. Водночас їхні робочі гальмівні циліндри мають манжети ущільнювачів, що зношуються швидше, ніж у дискових механізмах, тому потребують частішої заміни.

Дискові гальмівні механізми мають переваги перед барабанними завдяки більшій компактності, кращому охолодженню та, найголовніше, підвищеній чутливості до керуючих дій водія і стабільній роботі за різних швидкостей руху автомобіля. Такі характеристики забезпечують точніше та ефективніше гальмування в критичних умовах і на високих швидкостях. Саме ці властивості зумовили широке застосування дискових механізмів на передніх осях транспортних засобів, оскільки вони несуть значне гальмівне навантаження та забезпечують активну безпеку керованих коліс. Серед недоліків дискових гальмівних механізмів варто відзначити їхню вищу вартість та необхідність частішої заміни гальмівних колодок. Крім того, процес заміни колодок у дискових механізмах є більш складним, ніж у барабанних системах.

Оскільки запасна гальмівна система конструктивно входить до складу робочої гальмівної системи, вона забезпечує гальмування автомобіля за рахунок механізмів справного контуру гідравлічного приводу, хоча її ефективність у такому режимі помітно знижена [5].

Стоянкова гальмівна система призначена для фіксації автомобіля у нерухомому стані під час стоянки та у відсутність водія. Вона також запобігає мимовільному скочуванню транспортного засобу назад, коли він розташований на підйомі. Крім того, при одночасній відмові обох контурів гідравлічного приводу вона може слугувати засобом аварійного гальмування. Хоча стоянкова гальмівна система легкових автомобілів має власні органи керування та окремий привід, відмінні від робочої гальмівної системи, її задні гальмівні механізми інтегровані з основною гальмівною системою. Ключовою складовою стоянкового гальма є важіль, що приводиться в дію м'язовою силою руки водія, тому система належить до механічних. У побуті її часто називають ручним гальмом.

Механічний тросовий привід стоянкової гальмівної системи з'єднує важіль керування з гальмівними механізмами задніх коліс автомобіля. У конструкції барабанних гальмівних механізмів задніх коліс передбачений спеціальний механічний розтискний елемент, який розводить гальмівні колодки й забезпечує гальмування задніх коліс під час активації стоянкової системи. У порівнянні з гідравлічним приводом, механічний привід потребує періодичного регулювання в процесі експлуатації для підтримання необхідної ефективності при зношуванні гальмівних колодок. Водночас він має важливу перевагу над гідравлічними та особливо пневматичними приводами, оскільки здатний утримувати створене колодками гальмівне зусилля практично необмежено довго. Саме завдяки простоті конструкції, надійності та зазначеним перевагам механічний привід використовується у стоянкових гальмівних системах досліджуваних автомобілів.

1.2 Вимоги до гальмівних систем автомобіля

Оскільки процес гальмування є ключовим елементом забезпечення безпечного руху транспортного засобу, гальмівні системи мають залишатися справними та демонструвати належну ефективність протягом усього періоду експлуатації. Правила дорожнього руху суворо забороняють використання автомобіля, якщо виявлено несправності в робочій гальмівній системі. Також не дозволяється експлуатація транспортного засобу, якщо показники ефективності робочої чи стоянкової гальмівних систем не відповідають установленим нормам, або якщо система гідравлічного приводу має порушення герметичності. Перевірка гальмівних систем автомобілів здійснюється згідно з вимогами ДСТУ 3649:2010 [1].

Найбільш точні значення параметрів ефективності гальмівних систем отримують під час діагностики на спеціалізованому барабанному стенді. Величина питомої гальмівної сили, що розвивається гальмівною системою на колесах автомобіля (не менше ніж 64 %), визначає ступінь ефективності роботи гальмівних механізмів. Питома гальмівна сила для передньої та задньої осей установлюється як відношення створеної гальмівної сили на конкретній осі до частини маси автомобіля, що припадає на неї. При цьому значення питомої гальмівної сили між колесами однієї осі не повинно відхилятися більше ніж на 9 %, а зусилля, прикладене водієм до педалі гальма, має бути не більшим за 50 кг.

Під час стендових випробувань гальмівна система стоянки повинна забезпечувати сумарну питому гальмівну силу задніх коліс на рівні не нижче 16 %, не враховуючи можливу різницю в дії механізмів на кожному колесі окремо. При цьому допустиме зусилля, яке водій прикладає до важеля стоянкового гальма, не повинно перевищувати 40 кг.

У процесі проведення технічного контролю автомобіль також може бути підданий випробуванням на спеціально обладнаному майданчику для визначення ефективності роботи його гальмівних систем. Перевірка робочої гальмівної системи проводиться шляхом одноразового натискання на педаль гальма.

Гальмування здійснюють на сухому, чистому та рівному цементобетонному або асфальтобетонному покритті при швидкості руху 40 км/год. Для легкових

автомобілів встановлено норму: гальмівний шлях має бути не більшим ніж 14,7 м, а значення уповільнення - не меншим за $5,8 \text{ м/с}^2$ за показами спеціального приладу - деселерометра [7].

Крім того, для оцінювання працездатності стоянкової гальмівної системи застосовується метод встановлення автомобіля на спеціальну естакаду з визначеним кутом нахилу. На такому ухилі автомобіль у повній масі має утримуватися за кута, еквівалентного приблизно 16 %, а в спорядженому стані - близько 23 %.

Заміна гальмівних колодок у процесі експлуатації автомобіля здійснюється у два прийоми: одночасно на обох гальмівних механізмах передньої осі або одночасно на обох механізмах задньої осі. Такий підхід забезпечує підвищену стійкість автомобіля під час гальмування.

Висновок до розділу

- Гальмівні системи легкових автомобілів поділяються на робочі, запасні та стоянкові, і включають керуючий пристрій, привід та колісні механізми. Основною функцією є уповільнення руху та утримання автомобіля в нерухомому стані.
- Робочі гальмівні системи найчастіше мають гідравлічний двоконтурний привід, що забезпечує безпеку руху навіть при відмові одного контуру, а стоянкові – механічний тросовий привід для надійного утримання автомобіля на місці.
- Колісні механізми бувають дисковими (передні колеса) та барабанними (задні колеса). Дискові забезпечують кращу чутливість і охолодження, барабанні – довговічність та простоту обслуговування.
- Сучасні системи, оснащені ABS та іншими електронними комплексами (EBD, ASR, ESP), підвищують стабільність, керованість та безпеку автомобіля, особливо на слизьких дорогах.
- Гальмівні системи мають відповідати нормативним вимогам щодо ефективності та рівномірності гальмування, а регулярне обслуговування забезпечує їхню надійність і безпечну експлуатацію.

2. МЕТОДИ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ НА ОСНОВІ ІНТЕГРОВАНИХ ПАРАМЕТРІВ

2.1 Методи та засоби діагностування гальмівної системи автомобілів

У процесі визначення технічних характеристик гальмівної системи легкових автомобілів існує низка певних недоліків. Передусім, значна частина методів оцінювання стану окремих елементів гальмівної системи була створена понад три десятиліття тому й розроблялася для автомобілів, що випускалися у 70–80-х роках минулого століття. Такий підхід нині є малоефективним щодо визначення технічних параметрів сучасних автомобільних агрегатів. Основна причина полягає у тому, що чинні методики не враховують широкого спектра експлуатаційних факторів, які впливають на якість діагностики та, відповідно, можуть спотворити підсумковий висновок про стан гальмівної системи транспортного засобу [8].

Для встановлення технічного стану гальмівних систем автомобілів, згідно з вимогами ДСТУ 3649:2010 [1], застосовуються загальні та диференціальні методи діагностування. Зазначені методи можуть виконуватися як у дорожніх (реальних), так і у стендових (випробувальних) умовах.

Розглянемо основний по-елементний метод контролю гальмівної системи автомобіля, у межах якого визначають такі показники:

- питомі гальмівні сили та їх відношення між колесами однієї осі транспортного засобу;
- час спрацювання гальмівної системи.

Функціональна діагностика гальмівних систем автомобілів виконується за допомогою роликівих стендів як в Україні, так і в інших країнах [9]. Водночас такі стенди мають певні недоліки, які впливають на точність отриманих результатів, серед них:

- відсутність можливості вимірювання звичайних реакцій на бігових барабанах стенда;
- гірші умови взаємодії шин із роликами (фактична контактна поверхня з дорогою зменшується на 20–35%).

Згідно з положеннями ДСТУ 3649:2010, контроль технічного стану гальмівних систем транспортних засобів здійснюється в реальних умовах їх експлуатації. Стандарт передбачає можливість проведення технічного оцінювання гальмівної системи як на діагностичних стендах, так і під час дорожніх випробувань.

Застосовуючи різні силові характеристики, результативність роботи робочої гальмівної системи визначають за величиною ефективності гальмування та здатністю автомобіля зберігати стійкість під час уповільнення. Серед усіх діагностичних показників питомій гальмівній силі належить одна з провідних ролей, адже саме вона є одним із найточніших і найінформативніших критеріїв оцінювання. Згідно з вимогами ДСТУ 3649:2010 [1], питома гальмівна сила для коліс певної осі визначається на основі вимірюваних гальмівних сил у момент автоматичного вимкнення мотор-редукторів стенда або в момент досягнення максимально допустимого зусилля на елементі керування гальмами. Розрахунок виконують за наведеною формулою:

$$q_k = \frac{\sum F_{xi}}{m_0 \cdot g} = \frac{\sum F_{xi}}{G_k} \quad (2.0)$$

де:

- $\sum F_{xi}$ - сумарна гальмівна сила на колесах перевірюваної осі;
- m_0 - маса, що припадає на відповідну вісь;
- g - прискорення вільного падіння;
- G_k - вага автомобіля, яка припадає на вісь, що підлягає контролю [10].

Під час гальмування транспортного засобу на стендовому обладнанні з біговими барабанами зусилля на педалі гальма поступово підвищується протягом інтервалу 46 секунд, якщо інший показник не передбачений технічною документацією стенда.

Однак стандарт ДСТУ 3649:2010 не встановлює методики визначення нормальної реакції коліс тієї осі, що перевіряється, на стендах із біговими барабанами.

Роликові стенди обладнані спеціальними датчиками, призначеними для вимірювання поздовжніх гальмівних реакцій коліс автомобіля та нормальної

ваги, що припадає на діагностовану вісь. Такі засоби дозволяють отримати всі необхідні контрольні параметри.

На підставі отриманих значень гальмівних сил окремих коліс визначають відносне відхилення між ними, що дає можливість оцінити стійкість автомобіля в процесі гальмування.

Численні дослідники дотримуються думки, що чинний стандарт ДСТУ 3649:2010 містить неточності щодо процедури визначення часу спрацювання гальмівної системи автомобіля під час її перевірки на діагностичних стендах.

З огляду на зазначені вище відомості, процес оцінювання технічного стану гальмівної системи транспортного засобу потребує врахування великої кількості критеріїв, які мають різну природу, різні одиниці вимірювання та вагомість. Це пояснюється тим, що поняття технічного стану є багатокomпонентним і включає численні часткові діагностичні параметри. Окремі показники, що характеризують роботу вузлів гальмівної системи, утворюють певні часткові критерії загального технічного стану автомобіля. Кожен із цих параметрів має свої кількісні або якісні характеристики: наприклад, час спрацювання гальм на швидкості 50 км/год вимірюється у секундах, тоді як стан шин визначається за якісним критерієм «справні/несправні».

Отже, формування узагальненої оцінки технічного стану гальмівної системи є складною задачею, що потребує використання інтегральних методів аналізу та спеціальних математичних підходів. Одним із можливих рішень є застосування методу побудови функцій бажаності, який належить до інструментарію теорії нечітких множин і дозволяє ефективно інтегрувати різноманітні показники в єдину комплексну оцінку.

2.2 Узагальнена та часткова функція бажаності Харінгтона

Методика, заснована на теорії нечітких множин і передбачає об'єднання окремих показників якості в узагальнену функцію бажаності, є однією з найзручніших для практичного застосування при математичному моделюванні аналізу технічного стану енергетичного обладнання [11].

Для формування узагальненої функції бажаності D пропонується перетворити виміряні значення різних критеріїв y у безрозмірну шкалу бажаності d . Ця психофізична шкала є безрозмірною та відображає бажаність конкретних значень часткових критеріїв. Вона встановлює відповідність між фізичними значеннями критеріїв та психофізичними параметрами, тобто суб'єктивними оцінками бажаності цих значень. У такій шкалі значення бажаності завжди перевищує фактичне значення критерію.

Для перетворення значень кожного критерію у шкалу бажаності множину цих значень поділяють на підмножини, що дозволяє досліднику оцінити, чи відповідає якість об'єкта категорії «добре», «задовільно» або «погано», з можливістю введення додаткових градацій [12].

Побудова шкали бажаності, яка відображає зв'язок між значенням критерію y і відповідним значенням d (часткова функція бажаності), носить суб'єктивний характер і демонструє ставлення дослідника до окремих критеріїв. Існують різні підходи до побудови такої шкали, проте метод кількісної оцінки є зручним у випадках, коли інтервал значень бажаності d коливається від 0 до 1. Значення $d=0$ (або $D=0$) відповідає найгіршому значенню критерію, тоді як $d=1$ (або $D=1$) відповідає найкращому значенню. Відповідно, подальше покращення критерію є або неможливим, або не має практичного сенсу [13].

Таблиця 2.1 подає середні значення бажаності та відповідні їм числові значення.

Таблиця 2.1. Базові позначення шкали бажаності

Кількісна відмітка на шкалі бажаності d	Бажаність значення критерію y
0,80 - 1,00	Дуже добре
0,63 - 0,80	Добре
0,37 - 0,63	Задовільно
0,20 - 0,37	Погано
0,00 - 0,20	Дуже погано

Найбільш простим варіантом перетворення є ситуація, коли значення критерію обмежені верхньою і/або нижньою межею, яка не підлягає зміні. У цьому випадку значення d , що виходить за межі встановленого діапазону, приймає значення 1, а значення d , яке знаходиться в межах діапазону, дорівнює 0 [14].

При наявності одностороннього обмеження часткова функція бажаності визначається наступним чином:

$$d = \begin{cases} 0, & y < y_{\min} \\ 1, & y \geq y_{\min} \end{cases} \quad (2.1)$$

Аналогічним чином можна побудувати часткову функцію бажаності при верхньому обмеженні критерію.

У разі двостороннього обмеження для певного параметра функція бажаності визначається відповідно до обмежень з обох сторін:

$$d = \begin{cases} 0, & y_{\min} \leq y \leq y_{\max} \\ 1, & y < y_{\min} \text{ або } y > y_{\max} \end{cases} \quad (2.2)$$

На рисунках 2.1 та 2.2 наведені приклади графічного подання функцій бажаності для односторонніх та двосторонніх обмежень критерію.

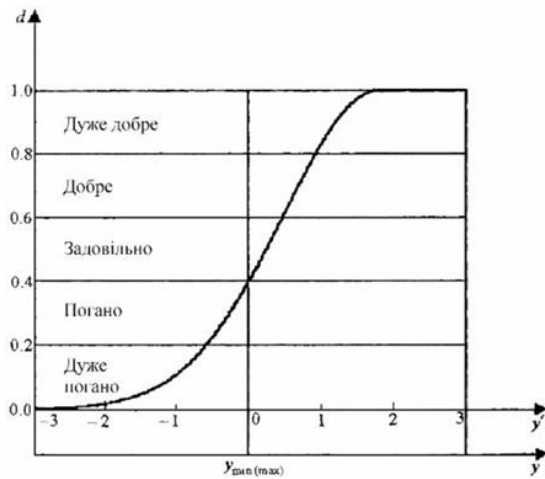


Рисунок 2.1. Функція бажаності для критерію з одностороннім обмеженням

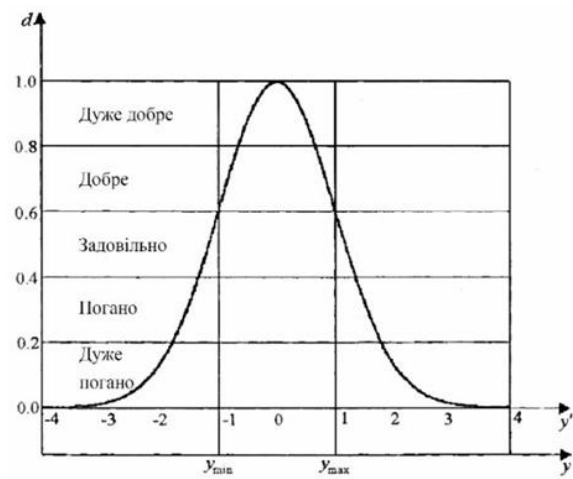


Рисунок 2.2. Функція бажаності для критерію з двостороннім обмеженням

Бажають, щоб значення відгуку перебували не лише в межах граничних значень, а й на певній відстані від них, оскільки у виробничому процесі завжди виникають випадкові коливання. У випадку двостороннього обмеження вимірне значення критерію y перетворюється у шкалу бажаності d за допомогою виразу:

$$d = \exp(-|y'|^n) \quad (2.3)$$

де n - додатнє число, яке не обов'язково повинно бути цілим,

$$y' = \frac{2y - (y_{\max} + y_{\min})}{y_{\max} - y_{\min}} \quad (2.4)$$

За допомогою наступної формули можна визначити показник ступеня n , задавши для виміряного значення y відповідне значення бажаності d' , яке, як правило, знаходиться в інтервалі $0,6 < d' < 0,9$

$$n = \frac{\ln(\ln \frac{1}{d'})}{\ln|y'|} \quad (2.5)$$

Інший варіант експоненціальної залежності може застосовуватися для односторонніх обмежень типу $y \leq y_{\max}$ або $y \geq y_{\min}$, а також для більш зручного перетворення значення y у шкалу бажаності d [14]:

$$d = \exp[-\exp(-y')] \quad (2.6)$$

де d — часткова функція бажаності, а y' обчислюється за формулою:

$$y' = b_0 + b_1 y \quad (2.7)$$

Коефіцієнти b_0 та b_1 визначаються шляхом задання відповідних значень бажаності для двох значень y , переважно в інтервалі 0,2–0,8.

Загальний показник якості процесу D формується як згортка часткових функцій бажаності, перетворюючи кілька критеріїв у єдину шкалу бажаності. На основі цієї шкали можна побудувати середню геометричну згортку:

$$D_G = \prod_{1 \leq i \leq q} d_i^{\alpha_i} = \exp\left[-\sum_{i=1}^q \alpha_i \exp(-y'_i)\right] \quad (2.8)$$

де i - число аналізованих параметрів, а α_i - вагові коефіцієнти, які відображають значимість кожного часткового критерію.

$$0 \leq \alpha_i \leq 1, \quad \sum_{i=1}^q \alpha_i = 1$$

Для визначення α_i доцільно застосовувати метод часткових статистик [15].

Цей підхід дозволяє розрахувати вагові коефіцієнти на основі статистичних даних для кожного критерію y_i . Для цього по кожному параметру обчислюються значення середнього квадратичного відхилення, що використовується у співвідношенні:

$$s_j = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_{ji} - \bar{y}_j)^2}{n-1}} \quad (2.9)$$

Вагові коефіцієнти α_i знаходимо за формулою:

$$\alpha_i = \frac{s_j}{\sum_{j=1}^q s_j} \quad (2.10)$$

Число параметрів систем або об'єктів, які оцінюються та порівнюються за допомогою функції бажаності, може варіюватися в залежності від завдання.

Це дає можливість порівнювати узагальнені коефіцієнти навіть у випадках, коли деякі параметри або їхні значення відсутні. Використання кореня n -го ступеня «згладжує» можливі відхилення, забезпечуючи більш стабільну оцінку.

Отриманий результат дозволяє оцінити систему або об'єкт із достатньою

точністю. У зв'язку з цим узагальнена функція бажаності D приймає значення нуль, незалежно від інших показників, якщо хоча б один із відгуків є абсолютно незадовільним [16].

Висновок до розділу

- Існуючі методи оцінки технічного стану гальмівних систем автомобілів, розроблені понад 30 років тому, малоефективні для сучасних транспортних засобів, оскільки не враховують широкий спектр експлуатаційних факторів та особливостей нових вузлів.
- Стандарт ДСТУ 3649:2010 передбачає контроль гальмівних систем як на стендах, так і в реальних дорожніх умовах, з основним акцентом на питомі гальмівні сили та час спрацювання. Однак він має недоліки щодо точності визначення реакцій коліс та часу спрацювання.
- Часткові діагностичні показники, такі як гальмівні сили, відхилення між колесами та стан шин, мають різні одиниці вимірювання та вагу, що ускладнює формування узагальненої оцінки технічного стану системи.
- Метод функцій бажаності Харінгтона, заснований на теорії нечітких множин, дозволяє інтегрувати різноманітні критерії в єдину комплексну оцінку, враховуючи їх вагу та допустимі межі, що підвищує точність і надійність діагностики.
- Узагальнена функція бажаності D забезпечує комплексну оцінку системи, дозволяючи враховувати як часткові відхилення, так і критичні значення, і є ефективним інструментом для модернізованої діагностики гальмівних систем сучасних автомобілів.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДИКИ ОЦІНКИ ФАКТИЧНОГО ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ВУЗЛІВ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ

3.1 Розробка методики оцінки технічного стану гальмівної системи легкових автомобілів з розрахунком інтегрального узагальненого показника бажаності D

Для апробації методики оцінки технічного стану гальмівної системи було виконано перетворення показників технічного стану окремих вузлів легкового автомобіля категорії М1 у часткові функції бажаності з наступним розрахунком інтегрального узагальненого показника бажаності D. При цьому зроблено припущення, що залежність між контрольованим параметром та частковою функцією бажаності має лінійний характер. Таким чином, найкраще значення параметра відповідає максимальному рівню бажаності d, тоді як гранично допустиме значення параметра відображає мінімальний рівень бажаності.

У таблиці 3.1 наведені основні контрольовані параметри гальмівної системи автомобіля та їхні гранично допустимі значення відповідно до [14].

Таблиця 3.1. Види контрольованих параметрів гальмівної системи автомобіля та гранично допустимі значення

№	Фактор	Од. вимірювання	Норматив
1	Сумарний кутовий зазор, y_1	град	<10
2	Максимальне зусилля, y_2	Н	<13
3	Стан рульових тяг, y_3	б/р	справні
4	Тиск повітря в шинах, y_4	bar	2,0 – 2,5
5	Висота рисунку протектора, y_5	мм	>1,6
6	Стан шин, y_6	б/р	без пошкоджень
7	Час спрацювання, передні колеса, y_7	с	<0,2
8	Осьова нерівномірність, передні колеса, y_8	%	<20
9	Час спрацювання, задні колеса, y_9	с	<0,2
10	Осьова нерівномірність, задні колеса, y_{10}	%	<20
11	Загальна питома гальмівна сила, y_{11}	б/р	>0,59
12	Еквівалентний гальмівний шлях, y_{12}	м	<21,6
13	Еквівалентне сповільнення, сухе покриття, y_{13}	м/с ²	>6,7
14	Еквівалентне сповільнення, мокре покриття, y_{14}	м/с ²	>5,0
15	Час наростання сповільнення, сухе покриття, y_{15}	с	<0,4
16	Час наростання сповільнення, мокре покриття, y_{16}	с	<0,3
17	Антиблокувальна система, y_{17}	б/р	справна

Контрольовані параметри, що мають одностороннє обмеження, включають:

- сумарний кутовий зазор
- максимальне зусилля
- стан рульових тяг
- висота рисунку протектора
- стан шин
- час спрацювання передніх коліс
- осьова нерівномірність передніх коліс
- час спрацювання задніх коліс

- осьова нерівномірність задніх коліс
- загальна питома гальмівна сила
- еквівалентний гальмівний шлях
- еквівалентне сповільнення на сухому покритті
- еквівалентне сповільнення на мокрому покритті
- час наростання сповільнення на сухому покритті
- час наростання сповільнення на мокрому покритті
- стан анти блокувальної системи

Вираз (2.6) застосовувався для перетворення значень контрольованих параметрів типу u_i у відповідні часткові функції бажаності d . Для визначення коефіцієнтів b_0 та b_1 , що входять до виразу (2.7), були встановлені наступні співвідношення: гранично допустиме значення контрольованого параметра, відповідно до [14], приймається рівним 0,2 на шкалі бажаності, що відповідає оцінці «погано», а максимальне значення параметра відповідає рівню бажаності 0,8, що відповідає оцінці «дуже добре» (табл. 3.2).

Таблиця 3.2. Базові значення функцій бажаності та відповідні значення контрольованих параметрів

Вид контрольованого параметра	Значення контрольованого параметра	Значення часткової функції бажаності	Бажаність значення параметра
Сумарний кутовий зазор, y_1 , град	1	0,8	добре
	10	0,2	погано
Максимальне зусилля, y_2 , Н	1	0,8	добре
	13	0,2	погано
Стан рульових тяг, y_3 , б/р	справні	0,8	добре
	несправні	0,2	погано
Висота рисунку протектора, y_5 , мм	3,2	0,8	добре
	1,6	0,2	погано
Стан шин, y_6 , б/р	без пошкоджень	0,8	добре
	з пошкодженнями	0,2	погано
Час спрацювання, передні колеса, y_7 , с	0,01	0,8	добре
	0,5	0,2	погано
Осьова нерівномірність, передні колеса, y_8 , %	1	0,8	добре
	20	0,2	погано
Час спрацювання, задні колеса, y_9 , с	0,01	0,8	добре
	0,5	0,2	погано
Осьова нерівномірність, задні колеса, y_{10} , %	1	0,8	добре
	20	0,2	погано
Загальна питома гальмівна сила, y_{11} , б/р	1,0	0,8	добре
	0,59	0,2	погано
Еквівалентний гальмівний шлях, y_{12} , м	0,1	0,8	добре
	21,6	0,2	погано
Еквівалентне сповільнення, сухе покриття, y_{13} , м/с ²	8,0	0,8	добре
	5,8	0,2	погано
Еквівалентне сповільнення, мокре покриття, y_{14} , м/с ²	6,8	0,8	добре
	4,0	0,2	погано
Час наростання сповільнення, сухе покриття, y_{15} , с	0,3	0,8	добре
	0,6	0,2	погано
Час наростання сповільнення, мокре покриття, y_{16} , с	0,2	0,8	добре
	0,5	0,2	погано
Антиблокувальна система, y_{17} , б/р	справна	0,8	добре
	несправна	0,2	погано

Згідно з виразом (2.6) маємо:

$$\begin{aligned} 0.8 &= \exp[-\exp(-y')], \text{ звідси } y' = 1.5; \\ 0.2 &= \exp[-\exp(-y')], \text{ звідси } y' = -0.4759 \end{aligned} \quad (3.1)$$

Коефіцієнти b_0 та b_1 для сумарного кутового зазору y_1 визначаються шляхом розв'язання наступної системи рівнянь:

$$\begin{cases} b_0 + 1 \cdot b_1 = 1.5, \\ b_0 + 10 \cdot b_1 = -0.4759 \end{cases} \quad (3.2)$$

Відповідно до даних таблиці 3.2, після розв'язання цієї системи отримано: $b_0=1,72$, $b_1=-0,22$. Аналогічним чином, на основі значень із таблиці 3.2, були визначені коефіцієнти b_0 та b_1 для інших контрольованих параметрів гальмівної системи, а саме:

- максимального зусилля y_2 ,
- стану рульових тяг y_3 ,
- висоти рисунку протектора y_5 ,
- стану шин y_6 ,
- часу спрацювання гальм передніх коліс y_7 ,
- осьової нерівномірності передніх коліс y_8 ,
- часу спрацювання гальм задніх коліс y_9 ,
- осьової нерівномірності задніх коліс y_{10} ,
- загальної питомої гальмівної сили y_{11} ,
- еквівалентного гальмівного шляху y_{12} ,
- еквівалентного сповільнення на сухому покритті y_{13} ,
- еквівалентного сповільнення на мокрому покритті y_{14} ,
- часу наростання сповільнення на сухому покритті y_{15} ,
- часу наростання сповільнення на мокрому покритті y_{16} ,
- стану антиблокувальної системи y_{17} .

В результаті дослідження було визначено залежності часткових функцій бажаності від стандартних значень контрольованих параметрів гальмівної системи легкового автомобіля:

$$d_1 = \exp\left[-\exp(-1.72 + 0.22 \cdot y_1)\right] \quad (3.3)$$

$$d_2 = \exp\left[-\exp(-1.665 + 0.165 \cdot y_2)\right] \quad (3.4)$$

$$d_3 = \exp\left[-\exp(0.476 - 1.976 \cdot y_3)\right] \quad (3.5)$$

$$d_5 = \exp\left[-\exp(2.459 - 1.235 \cdot y_5)\right] \quad (3.6)$$

$$d_6 = \exp\left[-\exp(0.476 - 1.976 \cdot y_6)\right] \quad (3.7)$$

$$d_7 = \exp\left[-\exp(-1.54 + 4.032 \cdot y_7)\right] \quad (3.8)$$

$$d_8 = \exp\left[-\exp(-1.604 + 0.104 \cdot y_8)\right] \quad (3.9)$$

$$d_9 = \exp\left[-\exp(-1.54 + 4.032 \cdot y_9)\right] \quad (3.10)$$

$$d_{10} = \exp\left[-\exp(-1.604 + 0.104 \cdot y_{10})\right] \quad (3.11)$$

$$d_{11} = \exp\left[-\exp(3.319 - 4.819 \cdot y_{11})\right] \quad (3.12)$$

$$d_{12} = \exp\left[-\exp(-1.509 + 0.092 \cdot y_{12})\right] \quad (3.13)$$

$$d_{13} = \exp\left[-\exp(5.685 - 0.898 \cdot y_{13})\right] \quad (3.14)$$

$$d_{14} = \exp\left[-\exp(3.299 - 0.706 \cdot y_{14})\right] \quad (3.15)$$

$$d_{15} = \exp\left[-\exp(-3.476 + 6.586 \cdot y_{15})\right] \quad (3.16)$$

$$d_{16} = \exp\left[-\exp(-2.817 + 6.586 \cdot y_{16})\right] \quad (3.17)$$

$$d_{17} = \exp\left[-\exp(-1.68 + 0.087 \cdot y_{17})\right] \quad (3.18)$$

Вираз (2.6) використовувався для перетворення значень контрольованих параметрів y_i у часткові функції бажаності d_i у випадках, коли параметри мали двосторонні обмеження $y_{\min} \leq y \leq y_{\max}$. Враховуючи лінійну залежність між значенням часткової функції бажаності та контрольованим параметром, були встановлені наступні співвідношення для визначення показника ступеня n ,

який входить до виразу (2.6): гранично допустиме значення контрольованого параметра ($y_{\max}, y_{\min}$) відповідає значенню бажаності 0,2, а оптимальне значення параметра – 0,8 (табл. 3.3).

Таблиця 3.3. Базові значення функцій бажаності та відповідні значення контрольованих параметрів

Вид контрольованого параметра	Значення контрольованого параметра	Значення часткової функції бажаності	Бажаність значення параметра
Тиск повітря в шинах, y_4 , bar	2,3	0,8	добре
	1,9	0,2	погано
Коефіцієнт зчеплення, y_{18} , б/р	0,8	0,8	добре
	0,2	0,2	погано

За формулою (2.5) визначається коефіцієнт n для величини тиску повітря в шинах автомобіля y_4 , попередньо розрахувавши проміжний коефіцієнт за виразом (2.4):

$$y' = \frac{2 \cdot 2.1 - (2.3 + 1.9)}{2.3 - 1.9} = 0,25 \quad (3.19)$$

$$n = \frac{\ln[\ln(\frac{1}{0.757})]}{\ln|y'|} = 0.922 \quad (3.20)$$

Таким чином, часткова функція бажаності буде визначатися стандартними значеннями тиску повітря в шинах транспортного засобу та матиме наступний вигляд:

$$d_4 = \exp[-\exp(y'_4)^{0.922}] \quad (3.21)$$

Аналогічним чином отримано залежність часткової функції бажаності від нормативних значень коефіцієнта зчеплення шин із дорожньою поверхнею:

$$d_{18} = \exp[-\exp(y'_{18})^{0.875}] \quad (3.22)$$

У таблиці 3.4 наведено фрагмент масиву значень контрольованих параметрів п'яти легкових автомобілів категорії M1 – Daewoo Lanos, Daewoo Lanos T100, Daewoo Lanos T150, ZAZ Lanos, Chevrolet Lanos, отриманих під час проходження технічного обслуговування та діагностики транспортних засобів. Ці значення були перетворені у часткові функції бажаності d_i відповідно до виразів (3.3–3.18, 3.21–3.22) і наведені в таблиці 3.5.

Розраховані вагові коефіцієнти для кожного з критеріїв дозволили обчислити узагальнену функцію бажаності D за формулою (2.8).

Таблиця 3.4. Значення контрольованих діагностичних параметрів легкових автомобілів

№	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	y_6	y_7	y_8	y_9	y_{10}	y_{11}	y_{12}	...	y_{16}	y_{17}	y_{18}
1	9,00	10,00	справні	2,30	3,20	б/п	0,02	17,00	0,03	14,00	0,98	11,00	⋮	0,2	справна	0,75
2	10,00	4,00	несправн	2,00	3,00	б/п	0,10	5,00	0,14	9,00	0,81	15,00	⋮	0,25	справна	0,6
3	5,00	6,00	справні	2,00	2,80	б/п	0,11	9,00	0,17	14,00	0,74	18,00	⋮	0,33	справна	0,5
4	6,00	11,00	несправні	2,20	2,50	з/п	0,48	6,00	0,41	14,00	0,61	12,00	⋮	0,4	несправна	0,65
5	4,00	10,00	справні	1,90	1,70	з/п	0,31	8,00	0,32	15,00	0,76	18,00	⋮	0,48	справна	0,25

Ця таблиця відображає фактичні значення контрольованих діагностичних параметрів п'яти легкових автомобілів категорії M1, отримані під час технічного обслуговування та діагностики. Дані включають показники стану

окремих вузлів та агрегатів, а також додаткові параметри, необхідні для розрахунку часткових функцій бажаності d_i .

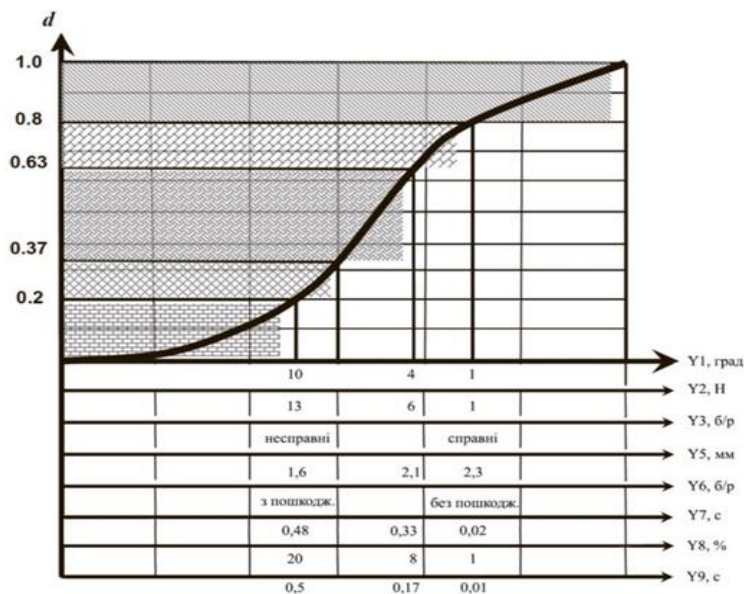
Таблиця 3.5. Часткові функції бажаності для контрольованих параметрів легкових автомобілів

	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8	d_9	d_{10}	d_{11}	d_{12}	...	d_{16}	d_{17}	d_{18}	D	
α	0,06	0,05	0,06	0,07	0,07	0,06	0,07	0,05	0,06	0,03	0,06	0,03	...	0,07	0,06	0,08		
1	0,273	0,373	0,718	0,800	0,799	0,718	0,793	0,308	0,785	0,422	0,782	0,544	...	0,800	0,718	0,785	0,744	добре
2	0,199	0,693	0,338	0,464	0,750	0,718	0,726	0,713	0,686	0,599	0,573	0,415	...	0,733	0,718	0,687	0,592	задов.
3	0,584	0,601	0,718	0,464	0,692	0,718	0,716	0,599	0,653	0,422	0,458	0,314	...	0,591	0,718	0,611	0,631	добре
4	0,512	0,313	0,338	0,711	0,587	0,338	0,227	0,687	0,326	0,422	0,432	0,513	...	0,435	0,338	0,713	0,365	погано
5	0,649	0,373	0,718	0,200	0,239	0,338	0,473	0,630	0,459	0,384	0,492	0,314	...	0,244	0,338	0,245	0,358	задов.

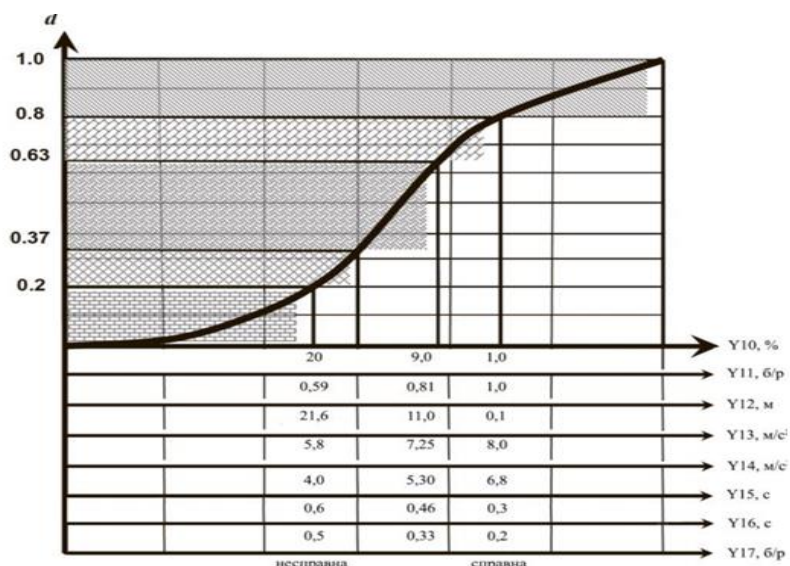
У таблиці наведені значення часткових функцій бажаності d для різних контрольованих параметрів п'яти легкових автомобілів категорії М1. Кожен рядок відповідає конкретному автомобілю, а оцінка стану параметрів відображає якість їх виконання: «добре», «задовільно» або «погано».

На основі розрахованих часткових функцій бажаності були побудовані графіки критеріїв бажаності, представлені на рис. 3.1.

а)



б)



в)

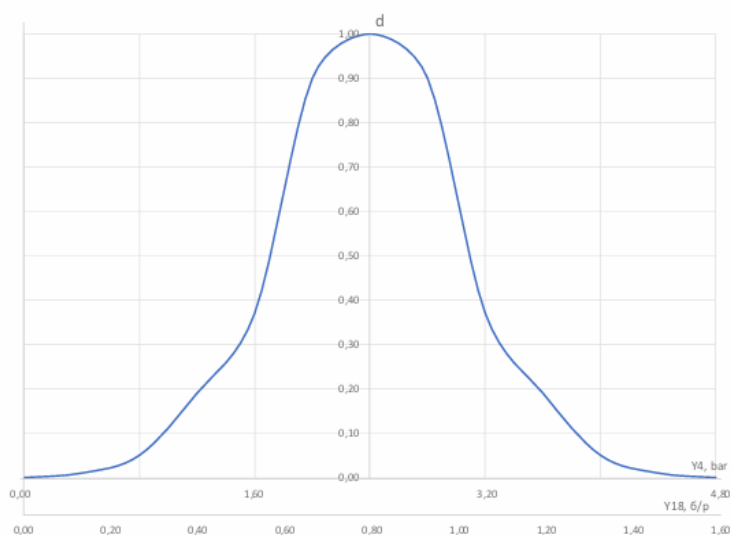


Рисунок 3.1. Графіки функцій бажаності для параметрів з одностороннім (а, б) та двостороннім обмеженням (в).

Проаналізуємо результати для легкового автомобіля №4 моделі ZAZ Lanos. Як показано в таблиці 3.5, значення узагальненої функції бажаності D для цього транспортного засобу становить 0,369, що свідчить про загальний незадовільний технічний стан автомобіля.

Детальний аналіз часткових функцій бажаності контрольованих параметрів конкретного автомобіля дозволяє визначити окремі вузли та агрегати, які вплинули на загальну оцінку технічного стану. З таблиці 3.5 видно, що значення d_2 , d_3 , d_6 , d_7 , d_9 та d_{17} відповідають рівню бажаності «погано». Це означає, що контрольовані параметри: «максимальне зусилля», «стан рульових тяг», «стан шин», «час спрацювання гальм передніх коліс», «осьова нерівномірність задніх

колiс» та «антиблокувальна система» не відповідають нормативним значенням, встановленим у джерелах [17].

Отже, загальний технічний стан автомобіля №4, зафіксований під час проходження технічного обслуговування, демонструє, що наявні несправності та перед аварійний стан зазначених вузлів і агрегатів можуть стати потенційною причиною дорожньо-транспортної пригоди.

У процесі технічної діагностики узагальнена функція бажаності D може бути використана для комплексної оцінки технічного стану транспортного засобу [14]. Це дає змогу сформулювати діагностичний висновок щодо впливу стану окремих вузлів на загальний технічний стан автомобіля, зокрема:

- для $D < 0,37$ - окремі агрегати транспортного засобу перебували у перед аварійному стані. Несправність конкретних вузлів зумовила загальний незадовільний технічний стан автомобіля;
- для $0,37 < D < 0,63$ - вузли автомобіля були справними, проте деякі агрегати демонстрували перші ознаки незадовільного стану. Детальніше обстеження цих вузлів дозволяє отримати додаткові дані про їхній вплив на погіршення загального технічного стану. Крім того, стан цих вузлів може свідчити про необхідність проведення позапланового технічного обслуговування або заміни, щоб знизити ризик їхнього виходу з ладу в майбутньому;
- для $D > 0,63$ - агрегати транспортного засобу перебувають у справному стані і не потребують додаткового діагностування чи технічного обслуговування.

3.2. Методика оцінки фактичного залишкового ресурсу вузлів гальмівної системи на основі узагальненого показника технічного стану

Вирішення задачі оцінки індивідуального ресурсу вузлів на практиці ускладнюється низкою чинників:

- поточний контроль технічного стану вузлів гальмівної системи здійснюється за обмеженою кількістю показників, у той час як прийняття рішення щодо продовження ресурсу потребує комплексної оцінки всієї множини діагностичних параметрів;
- необхідно враховувати не лише локальні, часткові показники ресурсу, а й узагальнені агреговані індикатори, що відображають стан агрегату в цілому. Використання таких узагальнених показників дозволяє обґрунтовано приймати рішення щодо планування додаткових технічних обслуговувань та ремонтних робіт.

Отже, для реалізації індивідуального підходу до планування профілактичних робіт потрібні не лише системи діагностичного контролю стану вузлів транспортного засобу, а й відповідні методичні та алгоритмічні основи для оцінки залишкового ресурсу агрегатів з урахуванням їх поточного стану. Ці методики базуються на систематизації інформації про діагностичні показники експлуатації [15].

Джерелами інформації для визначення показників процесу зміни ресурсу вузлів під час експлуатації можуть слугувати: результати обстежень у ході ремонтних робіт, дані поточного контролю, отримані різними методами, статистика аварій та експертні оцінки.

Для складних агрегатів контроль може здійснюватися за десятками і більше діагностичних показників. У зв'язку з цим, частковий ресурс кожного параметра оцінюється окремо від інших. В результаті контрольований агрегат характеризується великою кількістю часткових ресурсів:

$$\{r_i(t): i \in I_r\} \quad (3.23)$$

де r_i - частковий ресурс агрегату за i -м показником працездатності;
 i - індексна множина часткових ресурсів.

На сьогодні існує велика кількість методів оцінки та контролю технічного стану вузлів транспортних засобів, однак їх головна мета полягає у виявленні найбільш проблемних елементів діагностованого агрегату [16]. Цей підхід до оцінки ресурсу передбачає визначення таких показників працездатності, при яких частковий ресурс контрольованих вузлів автомобіля набуває мінімального значення. Аналітично його можна сформулювати наступним чином:

$$r_{\min}(t) = \min_{(i \in I_r)} \{r_i(t)\} \quad (3.24)$$

де $r_{\min}(t)$ - оцінка критичного ресурсу агрегату.

Для окремих вузлів автомобіля такий підхід безумовно є обґрунтованим, оскільки дозволяє одночасно вирішувати завдання діагностики технічного стану та проводити профілактичні технічні обслуговування й ремонти, спрямовані на запобігання аварійним ситуаціям. Тому детальний контроль часткових показників є необхідним для всіх методів оцінки перед аварійного стану вузлів.

Проте цей метод має свої обмеження.

По-перше, контрольовані показники ефективності завжди є обмеженими. Неконтрольовані параметри можуть стати причиною непередбаченої аварії. Відповідно, оцінка критичного ресурсу контрольованого агрегату є неповною і розглядається лише як одна з можливих, проте достатньо репрезентативних оцінок, що потребують подальшого уточнення.

По-друге, традиційні методи діагностики повного набору вузлів гальмівної системи часто не можуть застосовуватися одночасно.

У зв'язку з цим особливо важливим є моніторинг загального технічного стану агрегатів автомобіля в реальному часі, що дозволяє визначати окремі вузли, які потребують більш детального обстеження відомими методами. При цьому оцінка надійності всього технологічного комплексу можлива на основі знання загального технічного стану вузлів гальмівної системи автомобіля.

Крім того, такий підхід дозволяє раціонально розподіляти ресурси на проведення ремонтно-профілактичних робіт залежно від типу вузлів гальмівної системи.

Для вирішення наведених вище проблем розроблено методику оцінки загального залишкового ресурсу вузлів гальмівної системи легкових автомобілів, що представлена нижче. Цей підхід передбачає додаткове визначення залишкового ресурсу агрегату на основі узагальненого індикатора технічного стану D.

Під час експлуатації на вузли гальмівної системи впливає велика кількість експлуатаційних факторів, кожен з яких у певній мірі визначає її технічний стан. Припустимо, що в реальних умовах на агрегати гальмівної системи діють N різних експлуатаційних факторів, які характеризуються величинами y_i . Кожний фактор може представляти собою комплекс величин, що описують його характер, або окремий вимірюваний параметр.

Розглянемо, що на конкретний вузол гальмівної системи діє фактор y_i . У разі збільшення інтенсивності його впливу фактичний залишковий ресурс вузла зменшується у k_i разів, а при зменшенні інтенсивності - відповідно зростає у ті ж k_i разів. Таким чином, залежно від зміни величини y_i можна записати формулу для визначення реального залишкового ресурсу вузла гальмівної системи:

$$R_{\text{зал}}(t) = R_0 \cdot k_i(t) \quad (3.25)$$

де $R_{\text{зал}}(t)$ - фактичний залишковий ресурс вузла; R_0 - нормативний ресурс вузла за умови номінальних показників $y_i = y_{\text{ном}}$; $k_i(t)$ - параметричний коефіцієнт зміни діагностичного параметра.

Параметричний коефіцієнт $k_i(t)$ визначається за допомогою наступної залежності:

$$k_i(t) = \frac{y_{\text{доп}}^{\text{ав}} - y_i(t)}{y_{\text{доп}}^{\text{ав}} - y_{\text{ном}}} \quad (3.26)$$

де $y_i(t)$ - поточне значення діагностичного параметра; $y_{\text{доп}}^{\text{ав}}$ - граничне (аварійне) значення параметра $y_i(t)$; $y_{\text{ном}}$ - номінальне (робоче) значення параметра $y_i(t)$.

Формула (3.25) застосовна лише у випадку, коли на вузли гальмівної системи автомобіля впливає один і-й фактор. У реальних умовах експлуатації на зміну технічного стану агрегатів гальмівної системи діє комплекс факторів. Для аналізу результатів діагностичних вимірювань, уніфікації інформації та отримання загальної оцінки технічного стану доцільно використовувати стратегію, запропоновану у [17]. Відповідно, вираз (3.25) можна записати у такій формі:

$$R_{\text{зал}}^i(t) = R_0 \cdot \frac{D_{\text{доп}}^{\text{ав}} - D_i(t)}{D_{\text{доп}}^{\text{ав}} - D_{\text{ном}}} \quad (3.27)$$

де $D_i(t)$ - поточне значення узагальненого показника технічного стану; $D_{\text{доп}}^{\text{ав}}$ - граничне (аварійне) значення $D_i(t)$ ($D_{\text{доп}}^{\text{ав}} = 0,37$); $D_{\text{ном}}$ - номінальне (робоче) значення $D_i(t)$ ($D_{\text{ном}} = 0,8$).

Запропонований підхід дозволяє здійснювати оцінку фактичного залишкового ресурсу різних вузлів гальмівної системи легкових автомобілів.

У цьому випадку узагальнений показник D формується на основі сукупності нормованих діагностичних параметрів, кожен з яких відображає ступінь відхилення відповідного показника від номінального стану. Значення D змінюється в межах від номінального до граничного рівня та може бути використане як кількісна міра деградації технічного стану вузла гальмівної системи в процесі експлуатації.

Фізичний зміст показника D полягає в тому, що він узагальнює вплив усіх контрольованих експлуатаційних факторів та діагностичних параметрів, які визначають працездатність гальмівної системи, і дозволяє перейти від множини часткових оцінок до єдиного критерію прийняття рішення. При цьому зменшується вплив випадкових коливань окремих параметрів, а результати діагностування набувають більшої стійкості та репрезентативності.

Залежність (3.27) дає змогу встановити функціональний зв'язок між узагальненим показником технічного стану та фактичним залишковим ресурсом вузла гальмівної системи. У разі наближення значення D до граничного рівня D_{gr} , фактичний залишковий ресурс прямує до нуля, що відповідає переходу вузла в передаварійний або аварійний стан. Натомість при значеннях D , близьких до номінального рівня D_{nom} , вузол характеризується високим запасом працездатності та може експлуатуватися без обмежень.

Запропонована методика дозволяє реалізувати індивідуальний підхід до оцінки залишкового ресурсу вузлів гальмівної системи, оскільки враховує їх фактичний технічний стан, умови експлуатації та рівень навантаження. Це створює передумови для переходу від регламентної системи технічного обслуговування до обслуговування за технічним станом, що є одним із сучасних напрямів розвитку теорії технічної експлуатації транспортних засобів.

Крім того, використання узагальненого показника технічного стану D дозволяє здійснювати ранжування вузлів гальмівної системи за ступенем зносу та пріоритетністю проведення ремонтно-профілактичних робіт. Це забезпечує раціональний розподіл матеріальних і трудових ресурсів під час технічного обслуговування автомобілів та підвищує загальний рівень їх експлуатаційної надійності і безпеки руху.

Таким чином, розроблена методика оцінки фактичного залишкового ресурсу вузлів гальмівної системи на основі узагальненого показника технічного стану є науково обґрунтованою, методично цілісною та придатною для практичного застосування в системах діагностування і технічного обслуговування легкових автомобілів.

Висновки до розділу

1. Розроблено та апробовано методику оцінки технічного стану гальмівної системи легкових автомобілів, яка базується на перетворенні контрольованих параметрів у часткові функції бажаності та розрахунку інтегрального узагальненого показника бажаності D .
2. Визначено коефіцієнти перетворення для кожного контрольованого параметра гальмівної системи, що забезпечує коректне відображення ступеня їх відповідності нормативним значенням. На основі отриманих часткових функцій бажаності побудовані графіки залежності критеріїв стану від контрольованих параметрів, що дозволяє візуально та аналітично оцінювати технічний стан автомобіля.
3. Показано, що узагальнений показник бажаності D дозволяє робити комплексну оцінку технічного стану транспортного засобу та ідентифікувати вузли, які перебувають у незадовільному або передаварійному стані. Методика дає змогу диференційовано класифікувати стан автомобіля: $D < 0,37$ – передаварійний стан вузлів; $0,37 < D < 0,63$ – початкові ознаки зносу; $D > 0,63$ – вузли у справному стані.
4. Розроблено методику оцінки фактичного залишкового ресурсу вузлів гальмівної системи на основі узагальненого показника технічного стану. Запропонований підхід враховує вплив комплексного набору експлуатаційних факторів на ресурс окремих вузлів та дозволяє визначати реальний залишковий ресурс агрегатів із урахуванням поточного стану контрольованих параметрів.
5. Використання узагальненого індикатора технічного стану D у поєднанні з параметричними коефіцієнтами $k_i(t)$ забезпечує можливість прогнозування залишкового ресурсу вузлів та планування профілактичних ремонтів, що підвищує безпеку експлуатації автомобілів і оптимізує використання ресурсів на обслуговування.
6. Практична апробація методики на прикладі п'яти легкових автомобілів показала її ефективність у визначенні вузлів з передаварійним станом, а також можливість застосування для індивідуального планування ремонтних та діагностичних заходів на основі комплексної оцінки технічного стану гальмівної системи.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Забезпечення безпеки працівників під час виконання діагностики та ремонту гальмівних систем легкових автомобілів є ключовим аспектом організації виробничого процесу. Робота з гальмівними механізмами та діагностичним обладнанням пов'язана з підвищеними ризиками хімічного, фізичного, механічного та пожежонебезпечного характеру. Ефективна система охорони праці та завчасна підготовка до потенційних надзвичайних ситуацій дозволяють мінімізувати ризики та створити безпечні умови праці для персоналу.

4.1 Аналіз небезпек та ризиків при роботі з гальмівними системами

Роботи з обслуговування, ремонту та діагностики гальмівних систем супроводжуються дією комплексу небезпечних та шкідливих виробничих факторів, які можуть спричинити травмування, отруєння або виникнення аварійних ситуацій.

Хімічні небезпеки

До основних хімічних чинників належать:

- гальмівна рідина, що має високі корозійні властивості та може викликати подразнення шкіри, слизових оболонок та органів дихання;
- аерозолі очищувачів гальм, спреї-засоби для знежирення, що містять органічні розчинники та є токсичними при інгаляційному впливі;
- пил гальмівних колодок, що може містити металеві частки та інші шкідливі домішки.

Тривала дія хімічних факторів може призвести до гострих отруєнь або хронічних захворювань.

Фізичні небезпеки

До фізичних виробничих факторів належать: шум від роботи компресорів, пневмоінструменту, стендів;

- вібрація устаткування та механізмів;
- пил, що утворюється під час демонтажу гальмівних колодок і дисків;
- коливання температури при нагріванні елементів гальмівної системи.

Фізичні фактори погіршують стан здоров'я, а також впливають на концентрацію та якість виконання робіт.

Механічні небезпеки

Під час роботи працівники стикаються з такими ризиками:

- можливість защемлення кінцівок рухомими частинами гальмівного стенда;
- падіння важких деталей під час демонтажу супортів та барабанів;
- травмування гострими кромками елементів;
- небезпека падіння автомобіля з підйомника у разі порушення правил встановлення.

Механічні ризики є одними з найпоширеніших при роботі з гальмівними системами.

Пожежні небезпеки

Пожежні ризики пов'язані з:

- перегрівом гальмівних механізмів;
- використанням легкозаймистих очищувальних засобів;
- наявністю мастил, які можуть запалитися при контакті з гарячими поверхнями;
- можливим коротким замиканням діагностичного обладнання.

Усі ці фактори можуть спричинити загорання, особливо у непровітрюваних приміщеннях [18].

Особливості роботи з діагностичним обладнанням

Гальмівні стенди та електронні сканери створюють додаткові небезпеки:

- ризик ураження електричним струмом;
- захоплення одягу в рухомі ролики;
- неконтрольований рух автомобіля під час тестування гальм;
- вплив електромагнітних полів, що може бути небезпечним для людей із кардіостимуляторами.

Неправильна експлуатація стендового обладнання може призвести до аварії.

Ризики, пов'язані з відмовою гальмівної системи

Несправна або відмовлена гальмівна система під час експлуатації може спричинити:

- дорожньо-транспортні пригоди (лобові, бокові та зіткнення з перешкодами);
- отримання травм водієм та пасажиром;
- пошкодження транспортних засобів і дорожньої інфраструктури;

- виникнення пожежі у разі перегріву.

Тому точна діагностика та якісне ТО - основа безпеки дорожнього руху.

4.2 Вимоги охорони праці під час діагностики та ремонту

Організаційні заходи забезпечують правильний порядок виконання робіт та знижують ризики травмування [19]. До таких заходів належать:

- вступний інструктаж - загальні правила безпеки, ознайомлення з небезпечними факторами;
- первинний інструктаж - навчання на робочому місці, правила поводження з інструментами та обладнанням;
- повторний інструктаж - періодичне оновлення знань (не рідше одного разу на 6 місяців);
- позаплановий інструктаж - при зміні технології, появі нового обладнання чи аварійних ситуаціях.

До виконання робіт допускаються лише співробітники, які:

- пройшли медичний огляд;
- мають відповідний досвід та кваліфікацію;
- забезпечені необхідними ЗІЗ;
- мають підпис про проходження інструктажів.

Небезпечні зони навколо стендів і підйомників мають бути позначені спеціальними маркуваннями, огороженнями та попереджувальними знаками.

Правила експлуатації підйомників.

Під час роботи з підйомниками необхідно:

- перевіряти справність стопорів та гідравліки;
- встановлювати автомобіль на опори згідно з рекомендаціями виробника;
- не перебувати під автомобілем, доки не зафіксовані стопори;
- використовувати страхувальні підставки.

Правила роботи з гальмівними стендами.

Стенди повинні мати:

- захисні кожухи,

- аварійну кнопку зупинки,
- справну електроізоляцію,
- протиковзке покриття в зоні тестування.

Під час вимірювання гальмівних зусиль заборонено торкатися роликів, перебувати перед колесами та проводити ремонт стенда.

Вентиляція та очищення повітря.

Оскільки під час роботи виділяється хімічний пил і пари, робоче місце повинно мати:

- локальні витяжні системи;
- припливно-витяжну вентиляцію;
- фільтри для утримання дрібнодисперсного пилу.

Пожежна безпека робочого місця.

У майстерні мають бути:

- вогнегасники (ВП-5, ВВК-2);
- контейнери для утилізації забруднених ганчірок;
- система заземлення;
- посадові інструкції на випадок загоряння.

Паління категорично заборонено.

Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ)

При роботі з гальмівними системами працівники повинні використовувати:

- рукавички, стійкі до хімічних реагентів;
- захисні окуляри від пилу та бризок рідини;
- респіратор (FFP2, FFP3) при роботі з пилом або аерозолями;
- спецвзуття з твердим носком;
- спецодяг, виготовлений з негорючих матеріалів.

Застосування ЗІЗ є обов'язковою умовою допуску до роботи.

4.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Надзвичайні ситуації, пов'язані з гальмівною системою, можуть виникати як у процесі ремонту, так і безпосередньо під час експлуатації автомобіля [20].

Профілактика аварійних ситуацій

Для запобігання аваріям необхідно:

- проводити регулярну діагностику ГС відповідно до регламенту;
- здійснювати заміну гальмівної рідини раз на 1-2 роки;
- контролювати товщину колодок та стан дисків;
- здійснювати вимірювання питомої гальмівної сили під час ТО;
- усувати дефекти одразу після їх виявлення.

Профілактика знижує ризик відмови ГС у кілька разів і згідно з статистичними даними є ключовим фактором безпеки дорожнього руху.

Дії при відмові гальм на дорозі

У разі відмови робочої гальмівної системи водій повинен виконати наступні дії:

1. перейти на понижену передачу для гальмування двигуном;
2. плавно використовувати стоянкове (ручне) гальмо, уникаючи різких рухів;
3. увімкнути аварійну сигналізацію та звуковий сигнал;
4. утримувати автомобіль у напрямку узбіччя;
5. уникати маневрів, що можуть спричинити перекидання;
6. зупинитися у максимально безпечному місці.

Дотримання алгоритму значно зменшує ймовірність ДТП.

Пожежна безпека при перегріві гальм.

Перегрів гальм може призвести до займання:

- гальмівної рідини,
- фрикційного пилу,
- мастил на поверхні диска.

У разі перегріву або появи диму необхідно:

- негайно зупинити транспортний засіб;
- не відкривати гальмівний барабан відразу (ризик спалаху при доступі кисню);

- охолодити систему природним шляхом або водою, не спрямовуючи струмінь безпосередньо на розжарений диск;
- використати вогнегасник;
- відійти на безпечну відстань у разі сильної пожежі.

При виникненні пожежі слід викликати рятувальну службу та провести евакуацію пасажирів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проаналізовано основні методи діагностування гальмівних систем, що застосовуються під час технічного контролю та обслуговування автомобілів. Виявлено, що традиційні методи оцінювання окремих параметрів не завжди дозволяють отримати повну характеристику фактичного технічного стану гальмівної системи.
2. Встановлено, що оцінка технічного стану гальмівних систем є багатокomпонентною задачею, що потребує інтеграції різнорідних часткових критеріїв (гальмівні сили, відхилення між колесами, стан шин тощо) в єдину узагальнену характеристику.
3. Розроблено методику комплексної оцінки технічного стану гальмівних систем на основі інтегрованих параметрів та функцій бажаності Харінгтона. Використання узагальненого індикатора технічного стану D у поєднанні з параметричними коефіцієнтами $k_i(t)$ забезпечує можливість прогнозування залишкового ресурсу вузлів та планування профілактичних ремонтів, що підвищує безпеку експлуатації автомобілів і оптимізує використання ресурсів на обслуговування.
4. Показано, що узагальнений показник бажаності D дозволяє робити комплексну оцінку технічного стану транспортного засобу та ідентифікувати вузли, які перебувають у незадовільному або передаварійному стані. Методика дає змогу диференційовано класифікувати стан автомобіля:
 $D < 0,37$ – передаварійний стан вузлів;
 $0,37 < D < 0,63$ – початкові ознаки зносу;
 $D > 0,63$ – вузли у справному стані.
5. Практична апробація методики на прикладі п'яти легкових автомобілів показала її ефективність у визначенні вузлів з передаварійним станом, а також можливість застосування для індивідуального планування ремонтних та діагностичних заходів на основі комплексної оцінки технічного стану гальмівної системи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ 3649:2010. Автомобілі легкові. Гальмівні системи. Методи контролю технічного стану. – Київ: Мінстандарт України, 2010. – 28 с.
2. Ковальчук С. П., Мельник А. О. Діагностика автомобільних систем: навч. посібник. – Львів: ЛНУ, 2015. – 212 с.
3. Харінгтон К. Методи оцінки складних технічних систем. – Київ: Наукова думка, 2016. – 184 с.
4. Петров В. І. Функції бажаності у технічній діагностиці. – Харків: ХНАДУ, 2018. – 96 с.
5. Шевченко І. М., Кузьменко О. П. Інтегровані методи оцінки технічного стану вузлів автомобіля. – Дніпро: ПДАБА, 2019. – 140 с.
6. Мельник В. В. Теорія нечітких множин та її застосування у машинобудуванні. – Київ: КНУ, 2014. – 128 с.
7. Ляшенко П. С. Діагностичне обладнання для гальмівних систем. – Львів: Інженер, 2020. – 104 с.
8. Коваль В. М. Системи безпеки автомобілів: навчальний посібник. – Київ: Логос, 2017. – 176 с.
9. Бондаренко С. І., Гнатюк В. П. Автомобільні гальмівні системи: теорія та практика. – Харків: ХАІ, 2016. – 192 с.
10. Стеценко Ю. В. Методи діагностики технічного стану автомобілів. – Київ: Техніка, 2018. – 160 с.
11. Іваненко О. П. Фізичні принципи гальмування та безпека руху. – Львів: Видавництво ЛНУ, 2015. – 144 с.
12. Кравченко В. М. Оцінка технічного стану вузлів автомобіля за інтегрованими параметрами. – Київ: Наука і освіта, 2020. – 120 с.
13. Ткаченко С. А., Лисенко П. В. Інженерна діагностика автомобільного обладнання. – Харків: ХНУМГ, 2017. – 136 с.
14. Воронін А. С. Теорія функцій бажаності у технічних системах. – Київ: КНЕУ, 2018. – 112 с.
15. Денисенко І. П., Пашков В. С. Інтегральні методи оцінки технічного стану машин. – Львів: Інженерна думка, 2016. – 128 с.

16. Марченко О. В. Диференційний контроль та оцінка ефективності гальмівних систем. – Київ: Логос, 2019. – 104 с.
17. Сидоренко В. М. Автомобільні системи безпеки: навчальний посібник. – Харків: ХНАДУ, 2020. – 160 с.
18. Савчук О.М. Охорона праці у галузі: Конспект лекцій та методичні вказівки з виконання контрольних робіт для студентів технічних вузів [Текст] /Укл.:О.М.Савчук.–Запоріжжя: Просвіта, 2003.164 с.
19. Городецький І.М., Тимочко В.О., Мазур І.Б. та ін. Аналіз динаміки причин дорожньо-транспортних пригод і прогнозування небезпечних подій. *Вісник Львівського національного аграрного університету: Агроінженерні дослідження*. Львів, 2021. № 25. С.182-188. DOI: <https://doi.org/10.31734/agroengineering2021.25.182>
20. Городецький І., Тимочко В., Мазур І. та ін. Аналіз стану виробничого травматизму, як передумова управління процесами формування небезпечних подій. *Вісник Львівського НУП. Серія Агроінж. дослідження*, Львів, 2024. № 28. С.127–137. DOI: <https://doi.org/10.31734/agroengineering2023.27.127>.