

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: «Дослідження ефективності роботи пневматичної
гальмівної системи вантажного автомобіля категорії N₃»

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

Володимир ПАНАС

(ім'я та прізвище)

Керівник: Олег СУКАЧ
(ім'я та прізвище)

Дубляни 2025

УДК 629.423

Панас Володимир Ігорович. «Дослідження ефективності роботи пневматичної гальмівної системи вантажного автомобіля категорії N3». Кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський НУВМБ ім. Степана ГЖИЦЬКОГО, 2025. 78 с.

Табл. ; рис. 15; бібліогр. джерел 30.

У кваліфікаційній роботі досліджено ефективність пневматичної гальмівної системи вантажного автомобіля категорії N3 на прикладі Tatra T 815. Проаналізовано конструкцію багатоконтурної системи, застосування механічного регулятора гальмівних сил, а також чинні нормативні вимоги до ефективності гальмування вантажних автомобілів.

На основі теоретичних моделей розглянуто процес гальмування для різних режимів завантаження автомобіля, побудовано ідеальні залежності гальмівних сил і коефіцієнтів використання зчеплення для передньої та задніх осей. Показано, що в порожньому стані переважає гальмування передньою віссю, тоді як при повному завантаженні зростає внесок задніх осей і особливої ваги набуває правильна робота регулятора гальмівних сил. Моделювання підтвердило, що відхилення фактичних характеристик від теоретично оптимальних пов'язане з перерозподілом навантаження, консервативними налаштуваннями регулятора та часом спрацьовування пневматичного привода.

На основі змодельованих теоретичних та експериментальних даних виконано порівняння розрахункових і експериментальних результатів для різних режимів завантаження. Показано, що при коректному налаштуванні регулятора гальмівних сил і своєчасному технічному обслуговуванні можна забезпечити уповільнення, близькі до нормативних, зі збереженням стійкості та керованості автомобіля.

ЗМІСТ

ЗМІСТ	4
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ТА НОРМАТИВНИХ ВИМОГ ДО ПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ КАТЕГОРІЇ N3.....	9
1.1 Класифікація гальмівних систем колісних транспортних засобів категорії N3	9
1.2 Конструкція пневматичної гальмівної системи вантажних автомобілів ..	17
1.3 Нормативні вимоги до ефективності гальмування.....	21
1.4 Показники ефективності гальмування вантажного автомобіля	24
1.5 Аналіз існуючих методів випробувань та діагностики пневматичних гальмівних систем	27
Висновки	30
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РОБОТИ ПНЕВМАТИЧНОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ	31
2.1 Класифікація технічних та експлуатаційних показників електромобілів.	31
2.2 Розподіл гальмівних сил між осями, коефіцієнти використання зчеплення, стійкість при гальмуванні.....	34
2.3 Динаміка гальмування вантажного автомобіля категорії N3	36
Висновки	39
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	40
3.1 Вибір вантажного автомобіля категорії N3 Tatra T 815 як об'єкта досліджень	40
3.2 Розрахунок необхідних гальмівних сил на осях і колесах, визначення нормативних уповільнень	42
3.3 Методика дорожніх та стендових випробувань вантажного автомобіля категорії N3	51
3.4 Порівняння розрахункових та експериментальних результатів	57

Висновки	62
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ПІД ЧАС ОБСЛУГОВУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ.....	63
4.1 Небезпечні та шкідливі фактори при діагностиці та ремонті гальмівних систем	63
4.2 Вимоги з охорони праці під час робіт з пневматичними системами та випробувань гальм	64
4.3 Заходи безпеки в надзвичайних ситуаціях (відмова гальм, розрив магістралі, втрата тиску)	66
Висновки	68
РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	69
5.1 Аналіз витрат на технічне обслуговування та діагностику гальмівної системи	69
5.2 Оцінка втрат від зниження ефективності гальмування.....	70
5.3 Розрахунок економічної доцільності обслуговування	71
Висновки	73
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	74
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	76

ВСТУП

Безпека руху вантажних автомобілів великої вантажопідйомності є одним із ключових чинників стабільного функціонування транспортної системи, логістичних ланцюгів та економіки загалом. Транспортні засоби категорії N3 характеризуються значною повною масою, високим центром мас та складною компоновкою гальмівних систем, що зумовлює підвищені вимоги до ефективності й надійності їх гальмування. Навіть незначне зниження гальмівної здатності такого автомобіля призводить до істотного збільшення гальмівного шляху, підвищення ризику дорожньо-транспортних пригод та тяжкості їх наслідків. У цих умовах дослідження реальної ефективності роботи пневматичної гальмівної системи та пошук шляхів її удосконалення є важливим науково-прикладним завданням [4].

Пневматичні гальмівні системи вантажних автомобілів категорії N3 є багатоконтурними, містять значну кількість елементів – компресор, осушувач, регулятор тиску, ресивери, гальмівні крани, клапани, регулятори гальмівних сил, гальмівні камери, трубопроводи. На ефективність гальмування впливають як конструктивні параметри (діаметри гальмівних циліндрів, передатні числа, розподіл гальмівних сил між осями), так і стан пневматичної частини (герметичність, втрати тиску, налаштування регулятора гальмівних сил), а також умови експлуатації. У реальній практиці технічний стан пневмосистеми часто погіршується через зношення, корозію, забруднення, несвоєчасне обслуговування, що призводить до збільшення часу спрацьовування, неоднорідності гальмівних сил та відхилень фактичних параметрів від нормативних [29].

Нормативні документи міжнародного та національного рівня встановлюють чіткі вимоги до ефективності гальмування вантажних автомобілів: мінімальний коефіцієнт використання зчеплення, допустимі гальмівні уповільнення, максимально допустимий гальмівний шлях, параметри часу спрацьовування гальм, відповідність розподілу гальмівних сил між осями нормативним діаграмам. Однак фактичне забезпечення цих вимог

залежить від конкретної реалізації пневматичної гальмівної системи на автомобілі, її технічного стану, точності регулювання регулятора гальмівних сил та параметрів пневматичних магістралей. Це обумовлює необхідність комплексного аналізу роботи пневмосистеми, який поєднує теоретичні розрахунки, моделювання та експериментальні дослідження.

Особливої актуальності набуває питання оптимізації налаштувань регулятора гальмівних сил, який забезпечує узгодження гальмівних моментів передньої та задньої осей відповідно до завантаження автомобіля. Неправильне налаштування або несправність цього вузла може призвести як до передчасного блокування коліс однієї з осей, так і до недостатнього завантаження іншої, що погіршує стійкість і керованість транспортного засобу під час гальмування. Тому дослідження впливу параметрів пневматичної частини та регулятора гальмівних сил на ефективність гальмування вантажного автомобіля категорії N3 має важливе прикладне значення [24].

Метою роботи є дослідження ефективності роботи пневматичної гальмівної системи вантажного автомобіля категорії N3 на основі теоретичного аналізу, та моделювання процесу гальмування, з подальшою розробкою пропозицій щодо удосконалення налаштувань регулятора гальмівних сил та параметрів пневмосистеми.

Для досягнення поставленої мети у роботі передбачено розв'язання таких основних завдань:

проаналізувати конструктивні схеми та принцип дії пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів категорії N3;

нормативні вимоги до ефективності гальмування; розглянути теоретичні основи роботи пневматичної гальмівної системи;

сформувані математичні залежності, що описують процеси формування та розподілу тиску в контурах та динаміку гальмування;

- провести випробування та дослідити параметри гальмівних сил, уповільнення та розподілу гальмівних зусиль між осями;

оцінити відповідність розрахункових показників гальмівної ефективності

нормативним вимогам та сформувані пропозиції щодо удосконалення системи;

виконати економічну оцінку доцільності впровадження запропонованих удосконалень.

Об'єктом дослідження є пневматична гальмівна система вантажного автомобіля категорії N3, що містить робочу гальмівну систему з пневматичним приводом, стоянкову та запасну системи.

Предметом дослідження є процеси формування та розподілу гальмівних сил і тисків у пневматичних контурах, показники ефективності гальмування (уповільнення, гальмівний шлях, час спрацьовування, рівномірність гальмівних зусиль по осях) та вплив параметрів пневмосистеми і налаштувань регулятора гальмівних сил на ці показники.

Методами дослідження є аналіз науково-технічної літератури та нормативно-правових документів у сфері регулювання гальмівних систем, аналітичні розрахунки параметрів пневматичної та гальмівної частин, математичне моделювання процесу гальмування вантажного автомобіля, опрацювання експериментальних та паспортних даних щодо характеристик пневмосистеми, а також порівняльний аналіз варіантів налаштувань регулятора гальмівних сил.

Практична значущість роботи полягає у тому, що отримані результати можуть бути використані для оцінювання ефективності гальмування конкретних вантажних автомобілів категорії N3, обґрунтування режимів технічного обслуговування та діагностики пневматичних гальмівних систем, а також для розроблення рекомендацій щодо налаштувань регулятора гальмівних сил з метою підвищення безпеки руху. Запропоновані підходи до аналізу та моделювання можуть бути застосовані в роботі інженерно-технічних служб автотранспортних підприємств, на станціях технічного обслуговування, у навчальному процесі при підготовці фахівців з автомобільного транспорту та експлуатації транспортних засобів.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ТА НОРМАТИВНИХ ВИМОГ ДО ПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ КАТЕГОРІЇ N3

1.1 Класифікація гальмівних систем колісних транспортних засобів категорії N3

Гальмівна система є однією з основних систем активної безпеки колісних транспортних засобів. Для вантажних автомобілів категорії N3, до яких належать транспортні засоби для перевезення вантажів із максимальною дозволеною масою понад 12 т, вимоги до гальмівної системи особливо жорсткі. Велика маса і значна кінетична енергія під час руху зумовлюють необхідність надійного й стабільного гальмування в широкому діапазоні дорожніх умов і навантажень [7].

Гальмівні системи вантажних автомобілів категорії N3 класифікують за кількома основними ознаками: за функціональним призначенням, за типом привода, за схемою побудови контурів, за видом гальмівних механізмів і за способом керування.

За функціональним призначенням розрізняють робочу, запасну, стоянкову та допоміжну гальмівні системи. Робоча гальмівна система використовується для зниження швидкості та зупинки автомобіля у звичайних умовах руху. Вона повинна забезпечувати нормативні значення уповільнення та гальмівного шляху при повному й частковому завантаженні, на сухому й вологому покритті, на горизонтальних ділянках і на ухилах. Запасна гальмівна система призначена для зупинки автомобіля у разі відмови частини або всієї робочої системи. У вантажних автомобілях категорії N3 функцію запасної системи найчастіше виконує один з незалежних контурів багатоконтурної пневматичної системи, який зберігає працездатність при виході з ладу іншого контуру. Стоянкова гальмівна система забезпечує утримання транспортного засобу в нерухомому стані на горизонтальній поверхні й на ухилах при вимкненому двигуні. Для автомобілів великої вантажопідйомності вона зазвичай реалізується у вигляді пружинних енергоаккумуляторів на задніх осях.

Допоміжна гальмівна система використовується для підтримання безпечної швидкості на тривалих спусках без перегріву робочих гальмівних механізмів. Як допоміжні застосовують моторні гальма, гальма-уповільнювачі на трансмісії або їх поєднання [18].

За типом привода гальмівні системи поділяються на механічні, гідравлічні, пневматичні, гідропневматичні та електрогідравлічні. Для автомобілів категорії N3 стандартним є пневматичний або пневмогідравлічний привод робочої гальмівної системи.

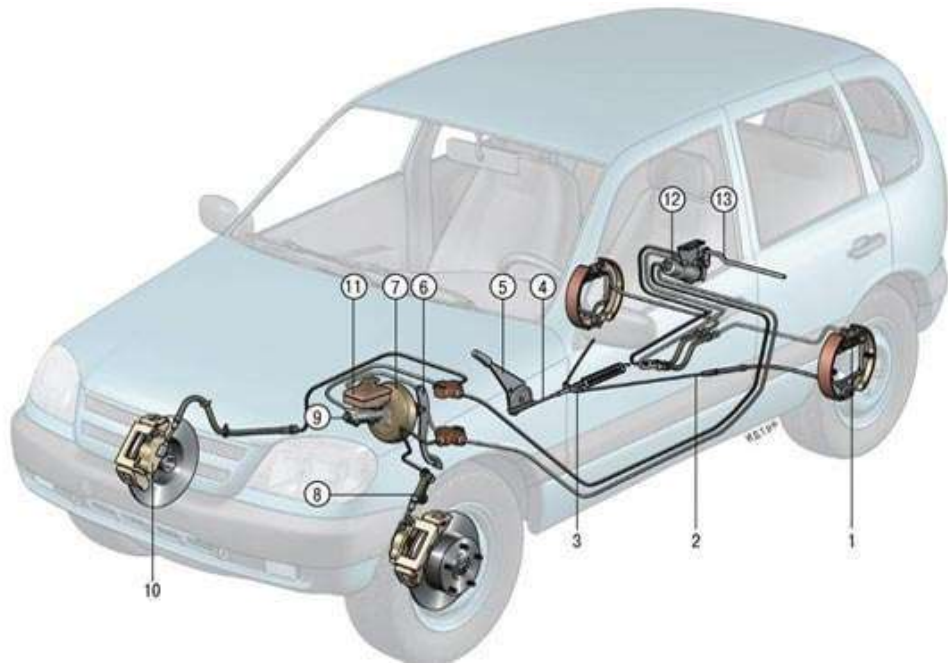


Рисунок 1.1 – Гідравлічний привод гальмівної системи

Пневматичний привод дає змогу створювати великі гальмівні зусилля, використовувати запас енергії стисненого повітря у ресиверах, будувати багатоконтурні системи та застосовувати енергоаккумулятори. Механічний привод зберігається переважно у стоянкових гальмах (троси, важелі), а гідравлічний у чистому вигляді характерний головним чином для легкових автомобілів та частини транспортних засобів малих і середніх класів [17].



Рисунок 1.2 – Пневматичний привод гальмівної системи

За схемою побудови контурів гальмівні системи можуть бути одноконтурними та багатоконтурними. Для вантажних автомобілів категорії N3 нормативно вимагається застосування щонайменше двох незалежних контурів робочої гальмівної системи. Найпоширенішою є схема з окремими контурами для передньої і задньої осей, а також додатковими контурами для гальмування причепа або напівпричепа. Така побудова дозволяє забезпечити резервування, тобто можливість гальмування при відмові одного з контурів, і дає змогу реалізувати запасну гальмівну систему без окремого привода.

За видом гальмівних механізмів системи поділяються на барабанні, дискові та комбіновані. Для традиційних вантажних автомобілів категорії N3 тривалий час були характерні барабанні гальма на всіх осях завдяки їх простоті, високому гальмівному моменту та кращому захисту від забруднення. Сучасні конструкції дедалі частіше використовують дискові гальма на передніх осях, а інколи й на всіх осях, що пов'язано з кращою стабільністю гальмівного моменту, ефективним охолодженням та точнішим дозуванням гальмівних зусиль. При цьому пневматичний привод зберігається, змінюється лише конструкція гальмівного механізму.

За способом керування розрізняють системи з суто пневматичним керуванням (гальмівний кран із механічним приводом від педалі) та

електронно-керовані гальмівні системи (EBS). У традиційних пневматичних системах водій безпосередньо впливає на гальмівний кран, а той змінює тиск повітря в контурах. В електронно-керованих системах сигнал від педалі перетворюється на електричний сигнал, обробляється електронним блоком керування, а далі задається необхідний тиск через електропневматичні модулятори. Такий підхід забезпечує менший час спрацювання, точніше дозування тиску й легку інтеграцію з антиблокувальною системою ABS та іншими електронними системами безпеки [2], [3].

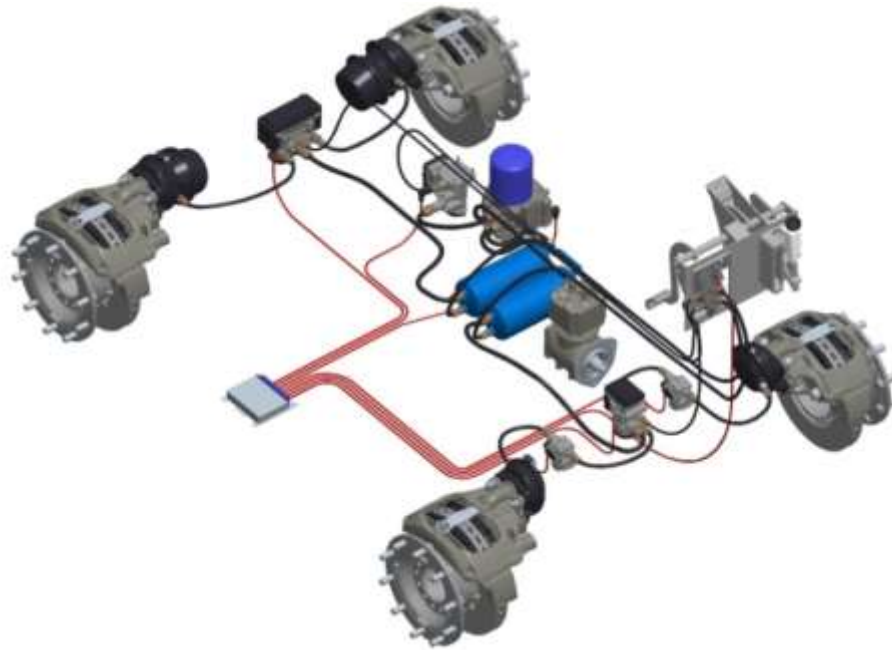


Рисунок 1.3 - Електронна гальмівна система EBS 2 виробництва WABCO, що застосовується на вантажних автомобілях MAN

Для вантажних автомобілів категорії N3 характерне поєднання всіх перелічених ознак: робочої багатоконтурної пневматичної системи з розподілом по осях, стоянкової системи на пружинних енергоаккумуляторах, допоміжних гальмівних засобів, пневматичного або електронно-керованого пневматичного привода та барабанних чи дискових гальмівних механізмів. Така класифікація дає змогу чітко описати структуру гальмівної системи конкретного автомобіля категорії N3 та створює основу для подальшого аналізу її ефективності.

Виконавчі механізми гальмівних систем є тією ланкою, яка безпосередньо перетворює енергію робочого середовища (рідину або стиснене повітря) на механічне зусилля, а далі – на гальмівний момент на колесах. Незалежно від типу привода, їхнє завдання однакове: створити достатнє притискання фрикційних елементів до поверхні обертання (диска чи барабана) при заданій швидкодії, стабільності та надійності [11].



Рисунок 1.4 - Виконавчі механізми гальмівних систем

У гідравлічних гальмівних системах, що переважають на легкових автомобілях і частині малотоннажних вантажівок, основними виконавчими механізмами є гальмівні циліндри колісних гальм та гальмівні супорти. Для барабанних гальм застосовують однокомпонентні або двокомпонентні колісні гальмівні циліндри. Конструктивно це металевий корпус із двома поршнями, розташованими всередині, між якими знаходиться гальмівна рідина. Кожен поршень через штовхач упирається в гальмівну колодку. При підвищенні тиску в гідросистемі рідина створює зусилля на поршнях, ті переміщуються назовні й розсувають колодки, притискаючи їх до внутрішньої поверхні гальмівного барабана. Після зниження тиску поворотні пружини повертають колодки й поршні у вихідне положення, відновлюючи зазор.

Для дискових гальм гідравлічним виконавчим механізмом слугує гальмівний супорт. У найпоширенішій схемі «плаваючого супорта» корпус із одним або кількома поршнями встановлений на напрямних. Поршень через колодку тисне на один бік гальмівного диска, а реактивна сила змушує супорт зміщуватися й притискати протилежну колодку до диска з іншого боку. Так забезпечується затиск диска між двома фрикційними накладками. У фіксованих супортах застосовують декілька протилежно розташованих поршнів, які одночасно діють на внутрішню і зовнішню колодки. Гальмівний момент при цьому прямо пропорційний тиску в системі, площі поршнів та радіусу прикладання сили до диска.

Важливою складовою гідравлічних виконавчих механізмів є пристрої компенсації зносу колодок. У дискових гальмах це реалізується завдяки тому, що поршень має можливість залишатися у новому положенні після часткового переміщення, забезпечуючи автоматичне підведення колодки до диска при її зношуванні. У барабанних механізмах застосовують автоматичні або ручні регулятори зазору, які періодично змінюють положення розтискного механізму, зменшуючи холостий хід колодок.

На багатьох автомобілях гідравлічний виконавчий контур доповнюється підсилювачами гальмівного привода. Вакуумний підсилювач встановлюють

між педаллю та головним гальмівним циліндром. Усередині розташована діафрагма або поршень, з одного боку якого підтримується розрідження (від двигуна або вакуумного насоса), а з іншого – атмосферний тиск при натисненні на педаль. Різниця тисків створює додаткове зусилля, яке додається до сили водія й збільшує тиск у гідросистемі без істотного підвищення зусилля на педалі. Важчі транспортні засоби можуть використовувати гідровакуумні або гідравлічні підсилювачі, де виконавчі елементи гідросистеми керуються від окремого джерела тиску.

У пневматичних гальмівних системах, характерних для середньо- та великотоннажних вантажних автомобілів і автобусів, виконавчими механізмами є гальмівні камери та комбіновані гальмівні камери з пружинними енергоаккумуляторами. Класична гальмівна камера діафрагмового типу складається з металевого корпусу, розділеного гнучкою діафрагмою на дві порожнини, штока з тарілкою, що притискає діафрагму, поворотної пружини та ущільнень. При подачі повітря тиск діє на діафрагму, вона переміщує шток, а той через важіль передає зусилля на гальмівний механізм колеса. Коли повітря стравлюється, поворотна пружина повертає діафрагму та шток у початкове положення [11].

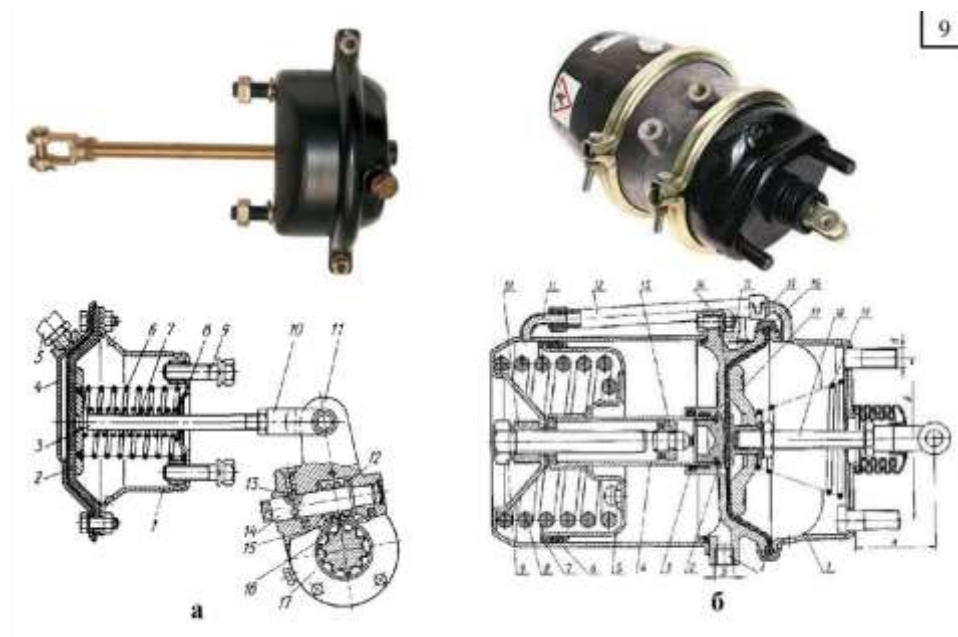


Рисунок 1.5 - Комбіновані гальмівні камери з пружинними енергоаккумуляторами

Комбіновані гальмівні камери об'єднують у собі робочу камеру та пружинний енергоаккумулятор. Робоча камера використовується для звичайного гальмування під час руху, а енергоаккумулятор забезпечує стоянкове гальмування та функцію аварійного гальма. Усередині енергоаккумулятора розташована потужна пружина, яка у розтиснутому стані через поршень і шток прикладає зусилля до важеля гальмівного механізму. У нормальному режимі пружина стискається завдяки подачі повітря у відповідну порожнину, і стоянкове гальмо розблоковане. При стравлюванні повітря (наприклад, при вимиканні стоянкового гальма або при повній втраті тиску в системі) пружина розпрямляється, вмикаючи гальмування.

З боку коліс пневматичні виконавчі механізми працюють спільно з гальмівними механізмами барабанного або дискового типу. У барабанних гальмах гальмівна камера через систему важелів і вал розтискного механізму (найчастіше S-подібного кулачка) розводить колодки й притискає їх до барабана. У дискових гальмах пневматичне зусилля через важільний або гвинтовий механізм діє на поршень супорта, який притискає колодки до диска. Конструкція пневматичного супорта для важких автомобілів розрахована на високі тиски та значні теплові навантаження, тому застосовують термостійкі фрикційні матеріали, вентильовані диски й системи саморегулювання зазору.

Незалежно від того, використовується гідравлічний чи пневматичний привод, до виконавчих механізмів висувають однакові вимоги: достатнє зусилля при мінімально можливому часі спрацьовування, стабільність характеристик у всьому діапазоні температур і навантажень, стійкість до зносу та корозії, можливість автоматичної компенсації зносу фрикційних елементів, зручність технічного обслуговування. Від конструкції й стану виконавчих механізмів безпосередньо залежить фактична ефективність гальмування, довжина гальмівного шляху, стійкість і керованість транспортного засобу під час гальмування, а отже, і загальний рівень безпеки руху.

1.2 Конструкція пневматичної гальмівної системи вантажних автомобілів

Пневматична гальмівна система вантажних автомобілів є комплексом агрегатів і вузлів, які забезпечують створення, накопичення, розподіл і використання енергії стисненого повітря для гальмування транспортного засобу. На відміну від гідравлічних систем легкових автомобілів, де робочим середовищем є гальмівна рідина, у пневматичній системі робочим середовищем виступає стиснене повітря, що дає змогу реалізувати великі гальмівні зусилля, мати запас енергії в ресиверах і будувати багатоконтурні схеми з високим рівнем резервування.

Типова пневматична гальмівна система вантажного автомобіля включає джерело стисненого повітря, систему підготовки повітря, ресивери, гальмівний кран (педальний клапан), розподільні та запірні клапани, регулятор гальмівних сил, гальмівні камери та гальмівні механізми коліс. Окремо можна виділити контур живлення стоянкової гальмівної системи на базі пружинних енергоаккумуляторів, контур привода гальм причепа або напівпричепа, а також допоміжні системи, наприклад, контур пневматичного підвішування чи інші споживачі стисненого повітря.

Джерелом стисненого повітря в пневматичній гальмівній системі є компресор, який зазвичай приводиться від двигуна через механічний привод (клиновий ремінь, зубчасту передачу або окремий привідний вал). Компресор нагнітає повітря до тиску, встановленого регулятором, після чого повітря надходить до системи підготовки. Сучасні автомобілі використовують комбіновані блоки осушування та регулювання тиску, які поєднують функції відділення конденсату, фільтрації, осушування повітря та автоматичного скидання надлишкового тиску. Це дозволяє підтримувати стабільні параметри повітряного середовища в системі, зменшує корозію трубопроводів і запобігає обмерзанню клапанів у холодну пору року.

Після підготовки повітря потрапляє до ресиверів, де накопичується запас енергії для гальмування. Ресивери розподіляються по контурах

гальмівної системи: окремо для переднього та заднього контурів, для контуру стоянкового гальма, а також для контуру причепа, якщо автомобіль працює у складі автопоїзда. Кожен ресивер оснащений запобіжними та зворотними клапанами, які не допускають повного розрядження всієї системи при пошкодженні одного з контурів. Така побудова забезпечує резервування й відповідає вимогам до багатоконтурних систем на вантажних автомобілях.

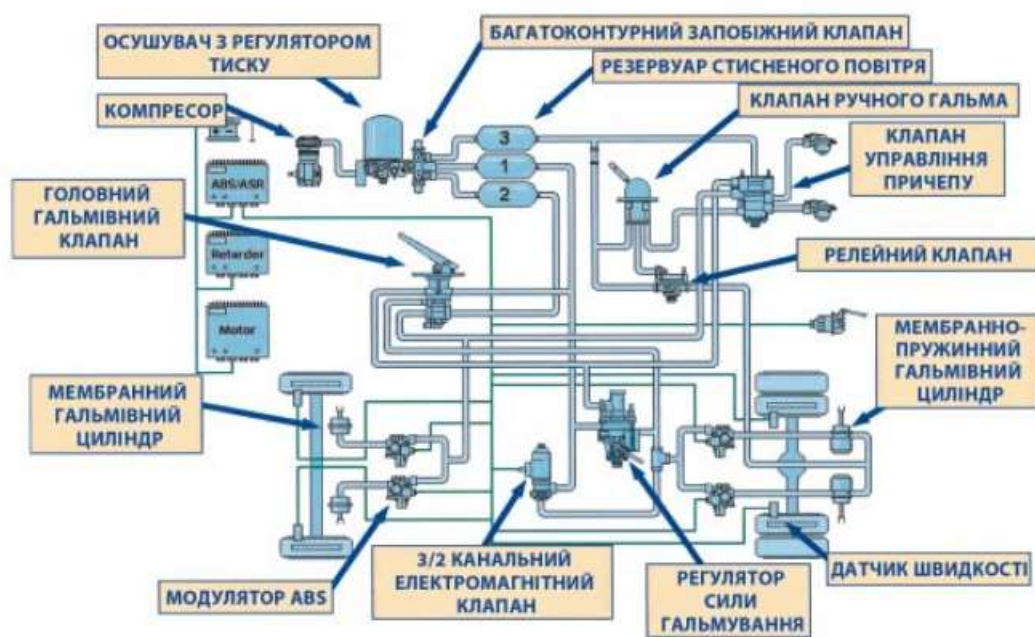


Рисунок 1.6 - Типова пневматична гальмівна система вантажного автомобіля

Керування робочою гальмівною системою здійснюється за допомогою гальмівного крана, пов'язаного з педаллю гальм. Гальмівний кран є багатоконтурним дозувальним клапаном. При натисканні на педаль він пропорційно зусиллю водія підвищує тиск у вихідних магістралях, що живлять гальмівні камери передньої та задньої осей. При відпусканні педалі кран стравлює повітря з магістралей і гальмівних камер, знижуючи гальмівний момент. У сучасних системах гальмівний кран може поєднуватися з електронними датчиками положення педалі при наявності системи EBS, але принцип формування команди гальмування залишається аналогічним [1].

Важливим елементом конструкції є регулятор гальмівних сил (часто його називають коректором гальмівних сил відповідно до навантаження). Він установлюється у задньому контурі й змінює тиск, що подається до гальмівних камер задньої осі, залежно від завантаження автомобіля. При малій масі вантажу тиск на задній осі обмежується для запобігання ранньому блокуванню коліс; при повному завантаженні задня вісь може сприймати більшу частку гальмівного зусилля. Регулятор може бути механічно пов'язаний із рамою й мостом через важіль, що реагує на прогин підвіски, або керуватися електронно в системах EBS.

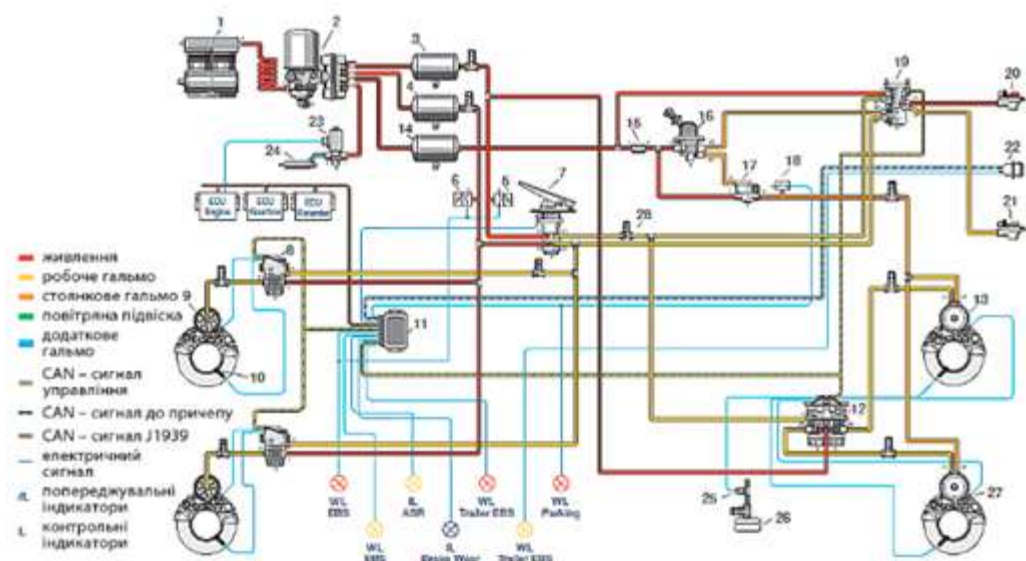


Рисунок 1.7 - Пневматична гальмівна система вантажного автомобіля з керуванням EBS

Передача тиску від гальмівного крана до гальмівних камер на осі часто здійснюється через реле-клапани. Ці клапани розташовуються ближче до коліс і дозволяють скоротити час спрацювання за рахунок того, що магістраль від гальмівного крана до реле-клапана виконується управлінською (з малою витратою повітря), а основний потік повітря подається з найближчого ресивера. Таким чином, при натисканні педалі до реле-клапана надходить сигнал керування, а сам клапан відкриває подачу повітря з локального ресивера у гальмівні камери. Це особливо важливо для довгих транспортних

засобів, де значна довжина магістралей може збільшувати час наповнення гальмівних камер [3].

Безпосередніми виконавчими елементами, що перетворюють тиск повітря на механічне зусилля, є гальмівні камери. На передніх осях вантажних автомобілів зазвичай встановлюються робочі гальмівні камери діафрагмового типу, які працюють лише в режимі робочого гальмування. На задніх осях застосовуються комбіновані гальмівні камери з пружинними енергоаккумуляторами. Такі камери забезпечують не лише робоче гальмування, а й функції стоянкового та аварійного гальма: при стравлюванні повітря із секції енергоаккумулятора потужна пружина автоматично вмикає гальмування, утримуючи автомобіль на стоянці або гальмуючи його при повній відмові пневмосистеми.

З боку коліс конструкція пневматичної гальмівної системи пов'язана з типом гальмівних механізмів. Для вантажних автомобілів тривалий час переважали барабанні гальмівні механізми з внутрішніми колодками та S-подібним розтискним кулачком. Важіль, механічно з'єднаний зі штоком гальмівної камери, обертає вал кулачка, який розводить колодки й притискає їх до внутрішньої поверхні барабана. У сучасних конструкціях усе ширше застосовуються дискові гальма на важких автомобілях. У цьому випадку привод гальмівного механізму реалізований через пневматичний супорт, що перетворює поворотне або поступальне зусилля від гальмівної камери на осьовий тиск на гальмівні колодки.

Окремим вузлом пневматичної гальмівної системи є контур гальм причепа або напівпричепа. Для цього використовують спеціальні тягово-гальмівні клапани та з'єднувальні головки, які узгоджують гальмівні зусилля тягача й причепа. У нормальному режимі тиск у гальмівній системі причепа змінюється синхронно з тиском у контурах тягача, що забезпечує рівномірне гальмування всього автопоїзда. При розриві з'єднувального шланга або втраті тиску в лінії керування гальма причепа автоматично вмикаються завдяки пружинним енергоаккумуляторам у його гальмівних камерах.

У сучасних вантажних автомобілях пневматична гальмівна система часто працює спільно з електронними системами керування, такими як антиблокувальна система ABS, електронно-керована гальмівна система EBS, системи стабілізації. У цьому разі до складу конструкції додаються електропневматичні модулятори тиску та електронні блоки керування. Проте базові елементи – компресор, ресивери, гальмівний кран, клапани, гальмівні камери та механізми коліс – залишаються основою, що визначає загальну архітектуру пневматичної гальмівної системи.

1.3 Нормативні вимоги до ефективності гальмування

Ефективність гальмування вантажних автомобілів категорії N3 регламентується комплексом міжнародних та національних нормативних документів. Базовим документом для країн Європейської економічної комісії ООН є Правила ЄЕК ООН № 13 «Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження транспортних засобів категорій M, N та O стосовно гальмування». В Україні ці вимоги імплементовано через гармонізований стандарт ДСТУ UN/ECE R13-09:2002, що встановлює технічні вимоги до нових транспортних засобів, а також через ДСТУ 3649:2010, який регламентує вимоги до безпечності технічного стану транспортних засобів, що перебувають в експлуатації, та методи контролювання гальмівних систем [4].

Основними критеріями, за якими оцінюють гальмівну ефективність згідно з Правилами ЄЕК ООН № 13, є гальмівний шлях s та середнє уповільнення dm . Перевірка проводиться у вигляді типових дорожніх випробувань (Type 0, Type I, Type II), при цьому для кожної категорії транспортного засобу задано мінімальні значення dm та граничні значення гальмівного шляху. Для автомобілів категорії N3 під час базового випробування робочої гальмівної системи (Type 0 з від'єднаним двигуном) при швидкості випробування 60 км/год встановлено вимогу: зупинний шлях має задовольняти залежність $s \leq 0,15 \cdot v + v^2/130$, а середнє уповільнення dm

повинно бути не меншим ніж приблизно 5 м/с^2 . Умовно це означає, що гальмівна система вантажного автомобіля повною масою понад 12 т повинна забезпечувати інтенсивне, але кероване уповільнення без перевищення допустимого зусилля на педалі [14].

Додатково регламентуються вимоги до «гарячого» стану гальм. Після попереднього нагрівання при багаторазових гальмуваннях (Type I, Type II) проводять випробування гарячих гальм, де для категорії N3 встановлено граничний гальмівний шлях за залежністю $s \leq 0,15 \cdot v + 1,33 \cdot v^2/115$, що відповідає середньому уповільненню дм близько $3,3 \text{ м/с}^2$ при збереженні керованості й недопущенні надмірного зростання зусилля на органі керування (не більше 700 Н). Таким чином, для конструкції гальмівної системи вантажного автомобіля важливо забезпечити не лише «паспортну» ефективність при холодних гальмах, а й стабільність характеристик після їх нагрівання, що прямо пов'язано з вибором фрикційних матеріалів, площі гальмівних механізмів та тепловідводу.

Окремо нормуються показники для запасної та стоянкової гальмівних систем. Для запасної системи, яка має забезпечити безпечне зниження швидкості при відмові частини робочої системи, мінімальне середнє уповільнення для транспортних засобів категорії N задається на рівні близько $2,2 \text{ м/с}^2$, що реалізується у вигляді залежності гальмівного шляху s від швидкості типу $s \leq 0,15 \cdot v + 2 \cdot v^2/115$. Стоянкова гальмівна система повинна забезпечувати утримання навантаженого транспортного засобу на ухилах, а при дорожніх випробуваннях за участю робочих органів стоянкового гальма вимагається досягнення середнього уповільнення не менше $1,5 \text{ м/с}^2$ при гальмуванні з невеликої початкової швидкості (близько 30 км/год). Ці вимоги зумовлюють необхідність застосування пружинних енергоакумуляторів, достатнього гальмівного моменту на задніх осях та коректного узгодження передавальних чисел привода стоянкового гальма [28].

Український стандарт ДСТУ UN/ECE R13-09 фактично дублює положення Правил ЄЕК ООН № 13 і використовується для офіційного

затвердження типів нових транспортних засобів. Для автомобілів категорії N3 цей стандарт містить повний комплекс вимог до робочої, запасної, стоянкової та допоміжної гальмівних систем, до багатоконтурної побудови пневматичного привода, до часу спрацьовування та до відповідності розподілу гальмівних сил між осями допустимим «діаграмам узгодження» тягача й причепа. Таким чином, при проектуванні або модернізації пневматичної гальмівної системи вантажного автомобіля категорії N3 вихідною умовою є забезпечення нормативних значень гальмівної ефективності за процедурами типових випробувань, описаних у цих документах.

Для транспортних засобів, що вже перебувають в експлуатації, вимоги до ефективності гальмування та методики контролю закріплені в ДСТУ 3649:2010 «Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання» та в відповідних відомчих нормативних актах. Стандарт передбачає два основні підходи: дорожні випробування (із вимірюванням гальмівного шляху та оцінкою відхилення від прямолінійного руху) та стендові випробування на роликових стендах із визначенням загальної питомої гальмівної сили μ_g . Для вантажних автомобілів категорій N2 та N3 встановлено мінімальні значення μ_g для робочої та стоянкової гальмівних систем; для стоянкового гальма, наприклад, вимагається забезпечення утримання транспортного засобу на ухилах до 16–31 % залежно від стану навантаження, що відповідає певним мінімальним значенням питомої гальмівної сили.

Національні норми доповнюють міжнародні вимоги також вимогами до герметичності пневматичного привода, запасу стисненого повітря, часу спрацьовування гальм та критеріїв визнання технічного стану гальмівної системи таким, що не відповідає вимогам безпеки (надмірна різниця гальмівних сил між колесами осі, збільшений хід штовхачів гальмівних камер, видимі пошкодження елементів привода тощо). У сумі це формує єдину систему регламентації: Правила ЄЕК ООН № 13 та ДСТУ UN/ECE R13-09 визначають мінімальні вимоги до конструкції та ефективності нових

гальмівних систем, а ДСТУ 3649:2010 та супровідні нормативні документи забезпечують контроль реального технічного стану та підтримання гальмівної ефективності протягом усього строку експлуатації вантажних автомобілів категорії N3 [13], [14].

1.4 Показники ефективності гальмування вантажного автомобіля

Ефективність гальмування вантажного автомобіля кількісно оцінюють за сукупністю показників, які характеризують здатність транспортного засобу зменшувати швидкість, зупинятися на заданій відстані, зберігати стійкість і керованість, а також забезпечувати утримання в нерухомому стані на ухилах. Для вантажних автомобілів категорії N3 ці показники особливо важливі через велику масу та високий рівень кінетичної енергії під час руху.

До основних узагальнених показників належать гальмівний шлях, гальмівний час, середнє уповільнення та питома гальмівна сила.

Гальмівний шлях s визначають як відстань, яку проходить автомобіль від моменту початку дії гальмівної системи до повної зупинки. У спрощеному вигляді при рівномірному уповільненні зв'язок між початковою швидкістю v_0 , середнім уповільненням $a_{\text{еф}}$ та гальмівним шляхом можна записати як:

$$s = v_0^2 / (2 \cdot a_{\text{еф}}). \quad (1.1)$$

У реальних умовах до цього шляху додається відстань, пройдена за час реакції водія $t_{\text{реак}}$ (зазвичай 0,7...1,0 с) та за час спрацювання гальмівного привода, тому фактичний шлях зупинки включає як «людський» фактор, так і динаміку роботи гальмівної системи.

Середнє уповільнення $a_{\text{еф}}$ (інколи використовують позначення d_m для середнього повністю розвинутого уповільнення) є ключовим показником, який відображає інтенсивність гальмування. Його можна оцінити як:

$$a_{\text{еф}} = (v_0 - v_k) / t_g, \quad (1.2)$$

де v_k – кінцева швидкість (для повної зупинки $v_k = 0$),

t_g – тривалість власне гальмівного процесу від початку збільшення гальмівної сили до припинення руху. У нормативних документах значення середнього уповільнення для вантажних автомобілів категорії N3 задається мінімальним порогом, який має бути досягнутий при випробуваннях. Чим більше a_{ef} при заданих умовах дорожнього покриття та коефіцієнті зчеплення, тим вищою є гальмівна здатність автомобіля.

Для зіставлення ефективності гальмування різних транспортних засобів використовують безрозмірний показник – коефіцієнт гальмування ϕ , який визначають як відношення середнього уповільнення до прискорення вільного падіння g :

$$\phi = a_{ef} / g. \quad (1.3)$$

Цей коефіцієнт показує, яку частку доступної сили зчеплення між шиною та дорогою фактично використовує гальмівна система. У теорії гальмування важливим є і коефіцієнт використання зчеплення k , який оцінюють як відношення ϕ до коефіцієнта зчеплення μ :

$$k = \phi / \mu. \quad (1.4)$$

Значення k , близьке до 1, свідчить про добрий підбір гальмівних сил та ефективне використання можливостей шин без передчасного блокування коліс.

Гальмівний час t_g також належить до важливих показників. Він включає час затримки гальмування $t_{затр}$ (від моменту натискання на педаль до початку розвитку гальмівного моменту на колесах) та час власне гальмування. Чим більшою є затримка, тим гіршими є характеристики гальмівної системи, особливо для пневматичних приводів вантажних автомобілів, де час наповнення гальмівних камер суттєво впливає на загальну динаміку зупинки. Для оцінки швидкодії іноді використовують також «фазовий» аналіз – час від натискання на педаль до досягнення певної частки максимального тиску в гальмівних камерах (наприклад, 75 %).

Питома гальмівна сила γ_g застосовується переважно під час стендових випробувань на роликових установках. Вона визначається як відношення

сумарної гальмівної сили всіх коліс до повної маси автомобіля й чисельно відповідає середньому уповільненню, яке могла б забезпечити система за умови реалізації цих сил на дорожньому покритті. Для вантажних автомобілів категорії N3 нормативно встановлено мінімальні значення μ_t , які мають бути досягнуті робочою та стоянковою гальмівними системами.



Рисунок 1.8 – Визначення питомої гальмівної сили μ_t на роликовому стенді

Окрім інтегральних показників, важливе значення мають показники розподілу гальмівних сил та стійкості при гальмуванні. Сюди належать рівномірність гальмівних сил між правим та лівим колесами однієї осі, розподіл гальмівних зусиль між осями, відхилення автомобіля від прямолінійного руху під час гальмування. Надмірна різниця гальмівних сил між колесами однієї осі призводить до «підтягування» автомобіля в бік більш інтенсивно загальмованого колеса, що знижує керованість. Неправильний розподіл гальмівних зусиль між передньою і задньою осями може викликати передчасне блокування задніх коліс, втрату стійкості та занесення транспортного засобу [15].

До показників, що характеризують зручність керування та адаптованість системи до водія, належить зусилля на педалі гальма та хід педалі. Ці

параметри мають бути узгоджені таким чином, щоб забезпечити достатню ефективність гальмування без надмірного фізичного навантаження на водія, особливо в умовах тривалих спусків чи інтенсивного міського руху. Стандарти встановлюють гранично допустимі значення зусилля на педалі, за яких повинні бути досягнуті нормативні уповільнення.

Для оцінки працездатності гальмівної системи при нагріванні застосовують показники термічної стійкості, зокрема зниження гальмівного моменту після серії інтенсивних гальмувань. Хоч ці параметри не завжди входять до простих дорожніх випробувань, вони мають велике значення при виборі конструкції гальмівних механізмів і матеріалів фрикційних накладок, особливо для важких вантажних автомобілів, що працюють у гірській місцевості.

1.5 Аналіз існуючих методів випробувань та діагностики пневматичних гальмівних систем

Ефективність і безпечність роботи пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів значною мірою залежать від якості контролю їх технічного стану. Оскільки пневматична система має розгалужену структуру, включає джерело стисненого повітря, систему підготовки, ресивери, клапани, гальмівний кран, регулятор гальмівних сил, гальмівні камери та колісні механізми, діагностика повинна охоплювати як пневматичну, так і механічну частину. Існуючі методи випробувань можна поділити на дорожні, стендові та спеціалізовані діагностичні процедури, що виконуються безпосередньо на елементах пневмосистеми або із застосуванням електронних засобів контролю.

Дорожні випробування є традиційним і наочним методом оцінки ефективності гальмування. Вони передбачають розгін автомобіля до заданої швидкості, вимірювання гальмівного шляху, середнього уповільнення та оцінювання відхилення траєкторії від прямолінійної під час гальмування. Для

вантажних автомобілів категорії N3 випробування проводять у навантаженому стані, на рівній ділянці дороги з відомим коефіцієнтом зчеплення. За результатами визначають гальмівний шлях, середнє уповільнення та коефіцієнт гальмування; порівняння з нормативними значеннями дозволяє встановити придатність гальмівної системи до експлуатації. Перевагою такого методу є оцінка роботи системи в реальних умовах руху, з урахуванням дії інерційних сил і розподілу навантаження між осями. Недоліком є залежність результатів від дорожніх умов, погодних факторів і «людського» чинника.

Стендові методи діагностики, насамперед випробування на роликівних гальмівних стендах, набули широкого поширення в автотранспортних підприємствах і на станціях технічного обслуговування. Роликовий стенд дає змогу вимірювати гальмівну силу на кожному колесі окремо, визначати сумарну питому гальмівну силу, виявляти асиметрію гальмівних зусиль між правими та лівими колесами осі. Під час стендових випробувань колеса обертаються роликами, а гальмівні зусилля вимірюються тензометричними датчиками. Для пневматичних систем додатково фіксують тиск у гальмівних камерах, хід штоків та момент початку розвитку гальмівного зусилля. Такий метод дозволяє відносно незалежно від дорожніх умов оцінити рівень гальмівного моменту й рівномірність гальмування, що особливо важливо при діагностиці вантажних автомобілів із кількома осями.

Ще однією групою методів є вимірювання уповільнення за допомогою портативних приладів – декелерометрів, які закріплюються в кабіні автомобіля. Прилад реєструє зміну швидкості в часі під час гальмування, на основі чого розраховують середнє уповільнення та загальну гальмівну здатність транспортного засобу. Цей метод може застосовуватися як дорожній експрес-контроль, однак не дає інформації про розподіл гальмівних зусиль між колесами та осями і не дозволяє безпосередньо діагностувати несправності окремих елементів пневмосистеми.

Специфічною особливістю пневматичних гальмівних систем є чутливість до витоків повітря та втрат тиску. Тому до важливих методів

діагностики належить контроль герметичності системи. Його здійснюють шляхом вимірювання швидкості падіння тиску в ресиверах при вимкненому компресорі та закритих органах керування. Встановлюють гранично допустимі величини зниження тиску за певний час. Одночасно проводиться огляд трубопроводів, шлангів, з'єднань та арматури із застосуванням мильної емульсії або спеціальних засобів для виявлення витоків. За результатами визначають місця негерметичності, що призводять до збільшення часу спрацювання гальмівної системи та зниження запасу стисненого повітря.

До групи методів, спрямованих на оцінку динаміки пневматичного привода, належить вимірювання часу наповнення гальмівних камер до заданого тиску. Для цього застосовують манометри, датчики тиску та реєструвальну апаратуру, які фіксують зміну тиску в камерах і магістралях при натисканні на педаль гальма. Час від моменту подачі команди (натискання педалі) до досягнення робочого тиску в гальмівній камері порівнюють з нормативними значеннями. Перевищення допустимого часу свідчить про засмічення трубопроводів, клапанів, підвищені втрати тиску, неправильне розташування реле-клапанів або недостатню продуктивність компресора.

Механічна частина гальмівних механізмів (барабанних або дискових) діагностується шляхом контролю товщини фрикційних накладок, величини зазорів між колодками та робочою поверхнею, паралельності колодок, стану гальмівних барабанів і дисків. Важливим елементом є перевірка ходу штоків гальмівних камер. Якщо хід перевищує допустиме значення, це вказує на надмірне зношення накладок або неправильне налаштування регуляторів зазору. У пневматичних системах з автоматичними регуляторами зазору обов'язковою є перевірка їх працездатності – при певному ході важеля механізм повинен здійснювати підрегулювання, зменшуючи зазор.

У сучасних вантажних автомобілях, обладнаних системами ABS та EBS, значну роль відіграють електронні методи діагностики. Бортові системи контролю фіксують помилки в роботі датчиків частоти обертання коліс, електропневматичних модуляторів, регулятора гальмівних сил, блоків

керування. За допомогою діагностичного інтерфейсу (CAN-шина, стандартні протоколи діагностики) сервісний персонал може зчитувати коди несправностей, аналізувати фактичні значення тиску в контурах, стани клапанів та інші параметри. Це дозволяє швидко виявляти не лише механічні, а й електронні відмови, які впливають на координовану роботу пневматичної гальмівної системи.

Висновки

1 Проведено узагальнений аналіз гальмівних систем колісних транспортних засобів категорії N3. Для цієї категорії транспортних засобів типовою є багатоконтурна пневматична гальмівна система, яка забезпечує робоче, запасне, стоянкове та допоміжне гальмування. Розглянуто конструкцію пневматичної гальмівної системи як сукупність джерела стисненого повітря, системи підготовки, ресиверів, гальмівного крана, регулятора гальмівних сил, гальмівних камер і колісних гальмівних механізмів, а також контурів гальмування причепа та стоянкового гальма на основі пружинних енергоаккумуляторів.

2. Проаналізовано нормативні вимоги до ефективності гальмування вантажних автомобілів категорії N3, встановлені Правилами ЄЕК ООН № 13, гармонізованими стандартами ДСТУ UN/ECE R13 та ДСТУ 3649:2010. Показано, що оцінювання ефективності гальмування ґрунтується на таких показниках, як гальмівний шлях, середнє уповільнення, коефіцієнт гальмування, питома гальмівна сила, час спрацьовування та рівномірність розподілу гальмівних зусиль між осями й колесами.

Проведено аналіз методів випробувань і діагностики пневматичних гальмівних систем. Розглянуто дорожні випробування, стендові випробування на роликових стендах, вимірювання уповільнення, контроль герметичності пневмосистеми, вимірювання часу наповнення гальмівних камер, перевірку ходу штоків та стану гальмівних механізмів, а також електронну діагностику систем ABS/EBS.

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РОБОТИ ПНЕВМАТИЧНОЇ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ

2.1 Класифікація технічних та експлуатаційних показників електромобілів

Пневматична гальмівна система вантажного автомобіля працює на основі використання енергії стисненого повітря, яке створюється компресором, накопичується у ресиверах і потім дозовано подається до гальмівних камер. Тому реальна ефективність та швидкодія гальмівної системи безпосередньо залежать від процесів стискання повітря, його підготовки, розподілу по контурах та втрат тиску в магістралях. Для коректного аналізу роботи пневмосистеми необхідно розглядати її як сукупність термодинамічних і газодинамічних процесів, що відбуваються у компресорі, ресиверах, клапанах і трубопроводах [24].

Стискання повітря в гальмівному компресорі за своєю фізичною природою є наближеним до політропного процесу. У найпростішому вигляді його можна описати співвідношенням:

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n, \quad (2.1)$$

де p_1 , V_1 – тиск і об'єм повітря до стискання,

p_2 , V_2 – відповідні величини після стискання,

n – показник політропи (для реального компресора n знаходиться між 1,2...1,35 залежно від умов охолодження). При підвищенні тиску з p_1 до p_2 температура повітря також зростає. Її можна оцінити за співвідношенням:

$$T_2 = T_1 \cdot (p_2 / p_1)^{(n-1)/n}, \quad (2.2)$$

де T_1 і T_2 – абсолютні температури до та після стискання. Підвищення температури призводить до зростання навантаження на елементи компресора, прискорює старіння мастила й сприяє утворенню конденсату в подальших елементах пневмосистеми. Тому у складі системи стискання передбачають охолодження повітря та його осушування перед подачею в ресивери.

Накопичення стисненого повітря здійснюється в ресиверах, які виконують функцію своєрідного «резервуара енергії» для гальмівної системи. Об'єм ресивера $V_{\text{рес}}$ та робочий діапазон тисків $p_{\text{мін}} \dots p_{\text{макс}}$ визначають запас стисненого повітря, яким система може користуватися без негайного вмикання компресора. При споживанні повітря гальмівними камерами тиск у ресивері зменшується за законом [19]:

$$p = m \cdot R \cdot T / V_{\text{рес}}, \quad (2.3)$$

де m – маса повітря в ресивері,

R – газова стала,

T – абсолютна температура.

Чим більший об'єм ресивера та вужчий діапазон робочих тисків, тим стабільніші умови роботи пневмосистеми, але тим більшими стають маса й габарити обладнання. Практично регулятор тиску підтримує тиск у ресиверах у певних межах (наприклад, 0,65...0,9 МПа), періодично вмикаючи та вимикаючи компресор.

Розподіл стисненого повітря між окремими контурами здійснюється через систему клапанів – зворотних, захисних, реле-клапанів, гальмівного крана, регулятора гальмівних сил. При гальмуванні відбувається відкриття каналів подачі повітря до гальмівних камер, і повітря починає рухатися по магістралях від ресиверів до виконавчих механізмів. Цей рух супроводжується втратами тиску Δp по довжині трубопроводів, на місцевих опорах (коліна, трійники, штуцери), а також інерційними явищами при швидких змінах витрати. У спрощеному вигляді втрати тиску в прямій ділянці магістралі можна описати залежністю:

$$\Delta p_{\text{л}} = \lambda \cdot (L / d) \cdot (\rho \cdot v^2 / 2), \quad (2.4)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного опору (для повітря в пневмотрубопроводах його часто умовно приймають сталим у розрахунковому діапазоні),

L – довжина магістралі,

d – внутрішній діаметр трубопроводу,

ρ – густина повітря,

v – середня швидкість його руху.

З формули видно, що надмірне збільшення довжини L або зменшення діаметра d призводить до помітних втрат тиску, що знижує тиск у гальмівних камерах і збільшує час їх наповнення.

На роботу пневматичного привода істотно впливають динамічні процеси наповнення гальмівних камер. У першому наближенні час наповнення τ можна пов'язати з об'ємом камери $V_{\text{кам}}$, ефективною площею прохідного перерізу каналу $S_{\text{еф}}$ та середньою швидкістю витікання повітря $v_{\text{сер}}$:

$$\tau = V_{\text{кам}} / (S_{\text{еф}} \cdot v_{\text{сер}}). \quad (2.5)$$

Зменшення прохідних перерізів у клапанах і трубопроводах (через забруднення, корозію, невдалу компоновку) збільшує τ , тобто сповільнює розвиток гальмівного моменту. У реальній системі це проявляється у вигляді збільшеного часу реакції гальм, різниці моментів спрацювання передніх і задніх осей.

Розподіл тиску між осями та контурами визначається характеристиками гальмівного крана, регулятора гальмівних сил і реле-клапанів. Для забезпечення відповідності нормативним діаграмам гальмування необхідно, щоб тиск $p_{\text{перед}}$ і $p_{\text{зад}}$ у гальмівних камерах передньої та задньої осей змінювався за заданим законом залежно від тиску на виході з гальмівного крана $p_{\text{кран}}$. У простому випадку можна записати:

$$p_{\text{перед}} = k_1 \cdot p_{\text{кран}}, \quad (2.6)$$

$$p_{\text{зад}} = k_2 \cdot f(\text{завантаження}) \cdot p_{\text{кран}},$$

де k_1, k_2 – коефіцієнти передавання тиску,

f – функція, яка відображає вплив завантаження автомобіля на роботу регулятора гальмівних сил.

Невірний вибір цих параметрів або відхилення внаслідок зносу призводять до неправильного розподілу гальмівних зусиль, передчасного блокування коліс однієї з осей і зниження ефективності гальмування.

2.2 Розподіл гальмівних сил між осями, коефіцієнти використання зчеплення, стійкість при гальмуванні

Ефективність і безпечність гальмування вантажного автомобіля категорії N3 залежать не лише від абсолютного значення гальмівних сил, а й від того, як ці сили розподіляються між осями. Розподіл гальмівних зусиль визначає, наскільки повно використовується зчеплення шин із дорогою на передній і задній осях, і прямо впливає на стійкість автомобіля під час гальмування. Неправильний розподіл призводить або до недостатнього використання потенціалу гальмівної системи (збільшення гальмівного шляху), або до передчасного блокування коліс однієї з осей, що може викликати втрату стійкості та керованості.

При прямолінійному гальмуванні на горизонтальній ділянці дороги сумарна гальмівна сила X_{Γ} дорівнює сумі сил, створюваних на передній та задній осях:

$$X_{\Gamma} = X_{\text{перед}} + X_{\text{зад}}. \quad (2.7)$$

Ці сили обмежені умовами зчеплення шин кожної осі з опорною поверхнею: $X_{\text{перед}} \leq \mu \cdot N_{\text{перед}}$, $X_{\text{зад}} \leq \mu \cdot N_{\text{зад}}$,

де μ – коефіцієнт зчеплення, $N_{\text{перед}}$ і $N_{\text{зад}}$ – нормальні реакції на передній і задній осях. У процесі гальмування через інерційний момент відносно центра мас відбувається перерозподіл навантаження: навантаження на передню вісь зростає, на задню – зменшується. Це означає, що максимально допустима гальмівна сила на передній осі збільшується, а на задній – зменшується.

Для кількісної оцінки використовують коефіцієнти використання зчеплення для окремих осей. Для передньої осі він визначається як $\phi_{\text{перед}} = X_{\text{перед}} / (m \cdot g)$, а для задньої осі $\phi_{\text{зад}} = X_{\text{зад}} / (m \cdot g)$.

Умовно можна ввести локальні коефіцієнти використання зчеплення для кожної осі:

$$k_{\text{перед}} = X_{\text{перед}} / (\mu \cdot N_{\text{перед}}), \quad (2.8)$$

$$k_{\text{зад}} = X_{\text{зад}} / (\mu \cdot N_{\text{зад}}). \quad (2.9)$$

Значення $k_{\text{перед}}$ і $k_{\text{зад}}$, близькі до 1, свідчать про повне використання можливостей шин відповідної осі. Якщо $k_{\text{зад}}$ досягає одиниці раніше, ніж $k_{\text{перед}}$, існує ризик першим заблокувати колеса задньої осі при ще не повному використанні потенціалу передньої. Це несприятливий варіант з точки зору стійкості: при блокуванні задніх коліс навіть незначна асиметрія сил або неоднорідність зчеплення може призвести до занесення.

Більш зручно розглядати розподіл гальмівних сил у вигляді діаграми, де по осях відкладають гальмівні сили $X_{\text{перед}}$ і $X_{\text{зад}}$ або відповідні коефіцієнти $\phi_{\text{перед}}$ і $\phi_{\text{зад}}$. Для заданих геометричних параметрів автомобіля (колісна база, положення центра мас, висота центра мас) та значення поздовжнього уповільнення a_{ef} можна визначити динамічні реакції на осях $N_{\text{перед}}$ і $N_{\text{зад}}$. Після цього для кожного рівня гальмування можна побудувати «ідеальну» криву розподілу гальмівних сил, за якою одночасно наближаються до умов граничного зчеплення передня і задня осі, але не допускається фактичне блокування. Така крива називається ідеальною гальмівною характеристикою.

Реальний розподіл гальмівних сил визначається конструкцією системи: характеристиками гальмівного крана, площами діафрагм гальмівних камер, передатними числами важелів привода, типом і налаштуванням регулятора гальмівних сил. У найпростішому наближенні можна вважати, що тиск у гальмівних камерах передньої та задньої осей пропорційний тиску на виході гальмівного крана $p_{\text{кран}}$:

$$p_{\text{перед}} = k_1 \cdot p_{\text{кран}}, \quad (2.10)$$

$$p_{\text{зад}} = k_2 \cdot f \cdot p_{\text{кран}}, \quad (2.11)$$

де k_1 і k_2 – коефіцієнти передавання, $f(\text{завантаження})$ – функція, що зменшує тиск у задньому контурі при малому завантаженні. Відповідно гальмівні моменти та сили на осях визначаються пропорційно цим тискам. Коректно налаштована система забезпечує таку залежність $X_{\text{перед}}(X_{\text{зад}})$, яка на діаграмі розподілу гальмівних сил проходить у допустимій зоні між «ідеальною» характеристикою та граничними кривими, що відповідають блокуванню однієї з осей.

Стійкість вантажного автомобіля при гальмуванні безпосередньо пов'язана з тим, яка вісь першою досягає границі зчеплення. Вважається, що більш безпечним є варіант, коли при екстремальному гальмуванні колеса передньої осі мають тенденцію до блокування трохи раніше, ніж колеса задньої. У цьому випадку автомобіль зберігає більшу стійкість щодо занесення, хоча й можлива втрата частини керованості через ковзання передніх коліс (схильність до прямолінійного руху). Навпаки, блокування задніх коліс за ще обертальних передніх створює момент, що розвертає автомобіль, і різко підвищує ризик втрати поперечної стійкості.

Для вантажних автомобілів категорії N3 ситуація ускладнюється високою повною масою, значною висотою центра мас та можливістю роботи в складі автопоїзда. При гальмуванні автопоїзда розподіл гальмівних сил має враховувати не тільки тягач, а й причеп чи напівпричеп. Неправильне узгодження гальмівних моментів може призвести до того, що причеп гальмуватиме слабше й підштовхуватиме тягач.

2.3 Динаміка гальмування вантажного автомобіля категорії N3

Динаміка гальмування вантажного автомобіля відображає, як змінюється швидкість, навантаження на осі та сили взаємодії шин з дорогою у процесі дії гальм. Для транспортних засобів категорії N₃, які мають повну масу понад 12 т, ці процеси є особливо важливими, оскільки будь-яка помилка в розподілі гальмівних сил або налаштуваннях системи дає відчутний вплив на гальмівний шлях і стійкість руху [24].

Для спрощеного розгляду приймемо модель автомобіля, що рухається прямолінійно по горизонтальній ділянці дороги. Вплив повітряного опору й зміни опору коченню під час інтенсивного гальмування на першому етапі можна не враховувати — у цьому режимі основну роль відіграють саме гальмівні сили шин.

Нехай автомобіль має масу m , рухається з початковою швидкістю v_0 і виконує гальмування з поздовжнім уповільненням a_x (із знаком «мінус» щодо напрямку руху). У проєкції на поздовжню вісь рівняння руху можна записати у вигляді:

$$m \cdot a_x = -(X_{\text{перед}} + X_{\text{зад}}), \quad (2.12)$$

де $X_{\text{перед}}$ та $X_{\text{зад}}$ – гальмівні сили, що реалізуються на передній та задній осях відповідно. Їх сума $X_{\Gamma} = X_{\text{перед}} + X_{\text{зад}}$ є сумарною гальмівною силою, яка сповільнює автомобіль. Тоді середнє уповільнення в усталеній фазі гальмування можна наближено подати як

$$a_{\text{еф}} = X_{\Gamma} / m. \quad (2.13)$$

Для зручності аналізу вводять безрозмірний коефіцієнт гальмування φ :

$$\varphi = a_{\text{еф}} / g, \quad (2.14)$$

де g – прискорення вільного падіння. Цей коефіцієнт показує, яку частку «ваги» автомобіля в перерахунку на прискорення відтворює гальмівна система. Наприклад, $\varphi = 0,4$ відповідає середньому уповільненню близько 4 м/с^2 .

У той же час гальмівні сили не можуть бути довільно великими – їх верхня межа визначається умовами зчеплення шин із дорогою. Для кожної осі маємо обмеження

$$X_{\text{перед}} \leq \mu \cdot N_{\text{перед}}, \quad (2.15)$$

$$X_{\text{зад}} \leq \mu \cdot N_{\text{зад}}, \quad (2.16)$$

де μ – коефіцієнт зчеплення, $N_{\text{перед}}$, $N_{\text{зад}}$ – нормальні реакції опорної поверхні на передній і задній осях. У граничному випадку, коли шини працюють на межі зчеплення, сумарна гальмівна сила наближається до:

$$X_{\Gamma, \text{макс}} = \mu \cdot (N_{\text{перед}} + N_{\text{зад}}) = \mu \cdot G, \quad (2.17)$$

де $G = m \cdot g$ – вага автомобіля. Відповідно максимально можливе уповільнення наближається до $a_{\text{макс}} = \mu \cdot g$.

На практиці ефективне уповільнення завжди менше за це значення через перерозподіл навантаження, нерівномірність гальмівних моментів по осях, відмінності у стані шин тощо.

Важливою особливістю динаміки гальмування є зміна навантаження на осях. У стані рівномірного руху без гальмування нормальні реакції приблизно відповідають статичному розподілу ваги:

$$N_{\text{перед,ст}} = G \cdot l_{\text{зад}} / L, \quad (2.18)$$

$$N_{\text{зад,ст}} = G \cdot l_{\text{перед}} / L, \quad (2.19)$$

де L – колісна база, $l_{\text{перед}}$ – відстань від центра мас до передньої осі, $l_{\text{зад}}$ – до задньої осі ($l_{\text{перед}} + l_{\text{зад}} = L$).

Під час гальмування через інерційний момент відносно центра мас частина навантаження «перекочується» на передню вісь. Якщо відраховувати моменти відносно центра мас і врахувати висоту центра мас h , отримаємо:

$$N_{\text{перед}} = (G \cdot l_{\text{зад}} / L) + (m \cdot a_x \cdot h / L), \quad (2.20)$$

$$N_{\text{зад}} = (G \cdot l_{\text{перед}} / L) - (m \cdot a_x \cdot h / L). \quad (2.21)$$

З цих виразів видно, що при зростанні за модулем уповільнення (a_x більш від'ємне) $N_{\text{перед}}$ збільшується, а $N_{\text{зад}}$ зменшується. Відповідно гранично можлива гальмівна сила на передній осі $\mu \cdot N_{\text{перед}}$ зростає, а на задній – падає. Якщо гальмівна система не враховує цей ефект (наприклад, у задній контур подається надто великий тиск при малому завантаженні автомобіля), задні колеса можуть заблокуватися раніше, ніж буде використано потенціал передніх шин. Це типова причина нестійкості та занесення при гальмуванні.

Щоб оцінити використання зчеплення, для кожної осі можна ввести локальні коефіцієнти:

$$k_{\text{перед}} = X_{\text{перед}} / (\mu \cdot N_{\text{перед}}), \quad (2.22)$$

$$k_{\text{зад}} = X_{\text{зад}} / (\mu \cdot N_{\text{зад}}). \quad (2.23)$$

Якщо $k_{\text{перед}}$ і $k_{\text{зад}}$ значно менші від 1, гальмівні сили недостатні – гальмівний шлях буде зайвим довгим. Якщо $k_{\text{зад}}$ наближається до 1 раніше, ніж $k_{\text{перед}}$, задня вісь працює на межі зчеплення й першою входить у режим ковзання. Оптимальним з точки зору безпеки вважається варіант, коли при екстремальному гальмуванні спочатку до межі зчеплення наближаються передні колеса або обидві осі – приблизно одночасно, але без вираженого випередження задньої.

Реальна динаміка гальмування включає кілька послідовних фаз. Спочатку діє час реакції водія $t_{\text{реак}}$: водій розпізнає ситуацію, переносить ногу на педаль і натискає її. Далі настає фаза затримки пневматичного привода $t_{\text{пн}}$, коли від команди на педалі до гальмівних камер лише надходить повітряний сигнал і починається наповнення камер. Лише після цього розвивається гальмівний момент на колесах і автомобіль входить у фазу інтенсивного уповільнення. На простому рівні шлях зупинки можна подати у вигляді:

$$S_{\text{заг}} = v_0 \cdot (t_{\text{реак}} + t_{\text{пн}}) + v_0^2 / (2 \cdot a_{\text{эф}}). \quad (2.24)$$

Перший доданок – це шлях запізнення, який автомобіль проходить до моменту фактичного розвитку гальмівного моменту. Для вантажного автомобіля на швидкості, скажімо, 80 км/год (близько 22 м/с) додаткові 0,3–0,4 с затримки пневматичної системи дають додаткові 6–9 м шляху, що вже суттєво. Другий доданок відповідає власне шляху гальмування при приблизно сталому уповільненні.

Висновки

1. У другому розділі розглянуто теоретичні основи роботи пневматичної гальмівної системи вантажного автомобіля категорії N3 та чинники, які визначають її ефективність. Показано, що пневматичний привод гальм базується на політропному стисканні повітря в компресорі, його накопиченні в ресиверах і подальшому дозованому розподілі по контурах через систему клапанів і магістралей. Встановлено, що параметри стискання (діапазон робочих тисків, об'єм ресиверів, інтенсивність осушування та очищення повітря) безпосередньо впливають на стабільність роботи гальмівної системи, швидкодію привода та надійність її елементів.

2. Проаналізовано динаміку гальмування як з точки зору поздовжнього руху, так і з урахуванням перерозподілу навантаження між осями. Отримано аналітичні співвідношення для нормальних реакцій на передній та задній осях з урахуванням висоти центра мас і поздовжнього уповільнення.

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Вибір вантажного автомобіля категорії N3 Tatra T 815 як об'єкта досліджень

Як об'єкт дослідження у даній роботі обрано вантажний автомобіль категорії N3 Tatra T 815, який належить до класу важких багатоосьових автомобілів підвищеної прохідності. Tatra 815-7 Tatra Force) - важкий вантажний автомобіль виробництва чеської компанії Tatra, що випускається з 2008 року. Такий вибір є обґрунтованим як з технічної, так і з практичної точки зору, оскільки дана модель широко застосовується для перевезення значних вантажів у складних дорожніх умовах, а її гальмівна система має низку особливостей, важливих для аналізу ефективності гальмування [8].

Tatra T 815 створювався як універсальний багатоцільовий вантажний автомобіль, придатний для роботи як на дорогах загального користування, так і на ґрунтових покриттях, пересіченій місцевості, у кар'єрах, на будівництві тощо. Для таких умов експлуатації характерні часті зміни завантаження, режимів руху та якості дорожнього покриття, що підвищує вимоги до гальмівної системи, її надійності, стійкості й здатності зберігати керованість при інтенсивних гальмуваннях. Повна маса автомобіля та можливість роботи у складі автопоїзда дають змогу віднести Tatra T 815 до типового представника категорії N3, для якої питання розподілу гальмівних сил є актуальними.

Однією з ключових причин вибору саме Tatra T 815 є наявність у його конструкції механічного регулятора гальмівних сил, який змінює тиск у гальмівних камерах задніх осей залежно від фактичного завантаження автомобіля. Регулятор через систему тяг і важелів пов'язаний із рамою та підвіскою, реагуючи на зміну положення кузова відносно мостів. У розвантаженому стані він обмежує тиск у задньому контурі, зменшуючи гальмівні сили на задніх колесах і запобігаючи їх передчасному блокуванню. При збільшенні навантаження регулятор поступово підвищує тиск, забезпечуючи повніше використання зчеплення шин задніх осей з дорогою.

Така конструктивна особливість робить Tatra T 815 наочним об'єктом для аналізу взаємозв'язку між завантаженням, розподілом гальмівних сил, коефіцієнтами використання зчеплення та стійкістю при гальмуванні. З одного боку, механічний регулятор має досить прозору логіку роботи. Це створює можливість не лише проаналізувати роботу існуючої системи, а й сформулювати практичні рекомендації щодо її удосконалення.

Гальмівна система Tatra T 815 є типовою багатоконтурною пневматичною системою важкого автомобіля: окремі контури для передньої й задніх осей, контур стоянкового гальма на базі пружинних енергоаккумуляторів, контур гальм причепа. Це дає змогу застосувати розглянуті в теоретичній частині моделі наповнення гальмівних камер, формування тиску, перерозподілу навантаження між осями й розподілу гальмівних сил на конкретному прикладі, з урахуванням реальної схеми пневматичного привода та параметрів гальмівних механізмів.

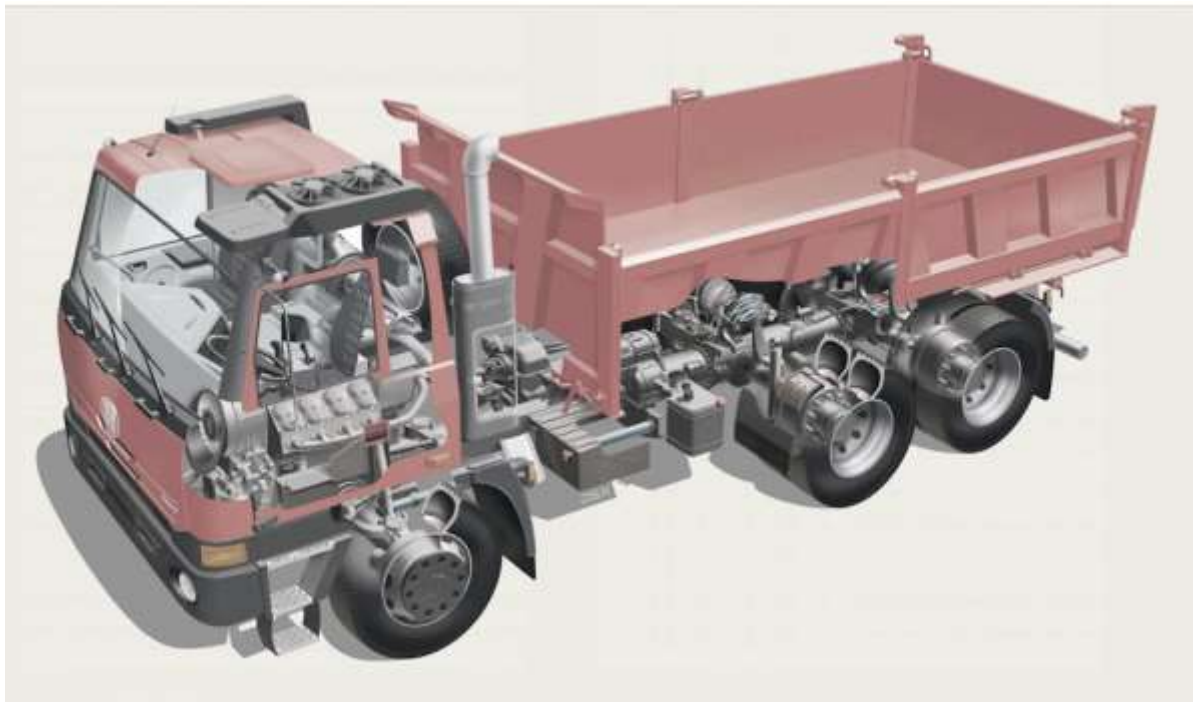


Рисунок 3.1 - Універсальний багатоцільовий вантажний автомобіль
Tatra T 815

3.2 Розрахунок необхідних гальмівних сил на осях і колесах, визначення нормативних уповільнень

Розрахунок гальмівної системи вантажного автомобіля Tatra T 815 доцільно починати з визначення необхідного уповільнення та відповідної сумарної гальмівної сили, яка має бути реалізована через шини. Далі ця сила розподіляється між осями, а потім – між окремими колесами, що дозволяє оцінити потрібні гальмівні моменти та параметри пневматичного привода.

У якості вихідного значення приймають нормативне середнє уповільнення a_n для робочої гальмівної системи автомобіля категорії N3 при екстреному гальмуванні на сухому покритті. Для важких вантажних автомобілів приймають значення a_n порядку $a_n = 4,0 \dots 5,0 \text{ м/с}^2$, що відповідає коефіцієнту гальмування $\phi_n = a_n / g = 0,4 \dots 0,5$.

Таке уповільнення забезпечує прийнятний гальмівний шлях при швидкостях руху 60–80 км/год і відповідає вимогам до ефективності робочої гальмівної системи. Для запасної гальмівної системи нормативне уповільнення менше (порядку $2,0 \dots 2,5 \text{ м/с}^2$), але в даній роботі основна увага приділяється саме робочій системі.

Якщо повна маса автомобіля Tatra T 815 приймається рівною m (наприклад, $m = 18\,000 \text{ кг}$ для порожнього або частково навантаженого автомобіля, та до $26\,000\text{--}28\,000 \text{ кг}$ для повністю навантаженого), то необхідна сумарна гальмівна сила $X_{\text{потр}}$ для досягнення нормативного уповільнення a_n визначається з рівняння поздовжнього руху:

$$m \cdot a_n = X_{\text{потр}}, \quad (3.1)$$

$$\text{звідки } X_{\text{потр}} = m \cdot a_n.$$

Прийmemo значення $m = 24\,000 \text{ кг}$ та $a_n = 4,0 \text{ м/с}^2$. Тоді $X_{\text{потр}} = 24\,000 \cdot 4,0 = 96\,000 \text{ Н}$.

Ця сила повинна бути реалізована сукупністю всіх колісних гальмівних механізмів за умови, що коефіцієнт зчеплення шин з дорогою μ є достатнім ($\mu \geq \phi_n$).

Далі виконується розподіл гальмівної сили між осями. У першому наближенні доцільно задаватися таким розподілом, який узгоджується з динамічними нормальними реакціями на осях $N_{\text{перед}}$ та $N_{\text{зад}}$ при гальмуванні. Як було показано раніше, з урахуванням перерозподілу навантаження маємо:

$$N_{\text{перед}} = (G \cdot l_{\text{зад}} / L) + (m \cdot a_n \cdot h / L), \quad (3.2)$$

$$N_{\text{зад}} = (G \cdot l_{\text{перед}} / L) - (m \cdot a_n \cdot h / L), \quad (3.3)$$

де $G = m \cdot g$ – вага автомобіля,

L – колісна база,

$l_{\text{перед}}$ і $l_{\text{зад}}$ – відстані від центра мас до передньої та задньої осей,

h – висота центра мас.

Значення $l_{\text{перед}}$, $l_{\text{зад}}$ і h для Tatra T 815 можуть бути взяті з технічної документації або довідкових даних. Щоб максимально використати можливості шин і не допустити блокування задніх коліс раніше за передні, частка гальмівної сили на передній осі повинна бути більшою, ніж це впливає зі статичного розподілу. Орієнтовне співвідношення для багатьох важких автомобілів у режимі інтенсивного гальмування може складати: $X_{\text{перед}} = 0,55 \dots 0,65 \cdot X_{\text{потр}}$, $X_{\text{зад}} = 0,35 \dots 0,45 \cdot X_{\text{потр}}$.

Конкретний розподіл слід узгоджувати з динамічними реакціями $N_{\text{перед}}$ і $N_{\text{зад}}$, з умови: $X_{\text{перед}} \leq \mu \cdot N_{\text{перед}}$, $X_{\text{зад}} \leq \mu \cdot N_{\text{зад}}$.

Якщо, наприклад, при розрахунку $X_{\text{перед}}$ виявиться, що $X_{\text{перед}} / (\mu \cdot N_{\text{перед}})$ наближається до 1, а $X_{\text{зад}} / (\mu \cdot N_{\text{зад}})$ значно менше, то це означає, що передня вісь працює на межі зчеплення, а задня має резерв – у такому випадку можна частково «перерозподілити» гальмівні моменти на користь задньої осі (за допомогою налаштування регулятора гальмівних сил). Якщо ж навпаки, першою до межі зчеплення наближається задня вісь, необхідно обмежити її гальмівні сили, особливо при малому завантаженні.

Після визначення гальмівних сил на осях розподіляємо їх між колесами. Якщо передня вісь двоколісна (по одному колесу з кожного боку), а задня – також двоколісна, то для симетричної схеми:

$$X_{\text{кол,перед}} = X_{\text{перед}} / 2, \quad X_{\text{кол,зад}} = X_{\text{зад}} / 2. \quad (3.4)$$

Далі можна перейти до розрахунку гальмівних моментів на колесах. Якщо $R_{\text{кол}}$ – динамічний радіус колеса, тоді:

$$M_{\text{Г.перед}} = X_{\text{кол,перед}} \cdot R_{\text{кол}}, \quad (3.5)$$

$$M_{\text{Г.зад}} = X_{\text{кол,зад}} \cdot R_{\text{кол}}. \quad (3.6)$$

Ці моменти мають бути забезпечені гальмівними механізмами. Якщо на осі встановлені барабанні гальма, то гальмівний момент виражається через зусилля на колодках і радіус барабана. При дискових гальмах – через затискну силу супорта та ефективний радіус фрикційного контакту. У будь-якому випадку гальмівний момент на колесі пов'язаний із тиском у гальмівній камері $p_{\text{кам}}$, площею діафрагми $S_{\text{діаф}}$ і передавальними числами механічного привода. У спрощеному вигляді:

$$F_{\text{ш}} = p_{\text{кам}} \cdot S_{\text{діаф}}, \quad (3.7)$$

$$M_{\text{Г}} = k_{\text{пр}} \cdot F_{\text{ш}} \cdot R_{\text{еф}}, \quad (3.8)$$

де $F_{\text{ш}}$ – зусилля на штоку гальмівної камери,

$k_{\text{пр}}$ – коефіцієнт передавання (важелі, механізм розтискання),

$R_{\text{еф}}$ – ефективний радіус.

Звідси при заданому $M_{\text{Г}}$ можна оцінити необхідний тиск у гальмівній камері:

$$p_{\text{кам}} = M_{\text{Г}} / (k_{\text{пр}} \cdot S_{\text{діаф}} \cdot R_{\text{еф}}). \quad (3.9)$$

Ці співвідношення визначити кінематичні вимоги (нормативне уповільнення $a_{\text{н}}$, від якого залежить гальмівний шлях) із силовими і конструктивними параметрами гальмівної системи Tatra T 815 (гальмівні сили на осях, гальмівні моменти на колесах, необхідні тиски в гальмівних камерах).

Для оцінки ефективності та стійкості гальмування вантажного автомобіля Tatra T 815 доцільно дослідити роботу гальмівної системи в кількох характерних режимах завантаження: порожній автомобіль, часткове завантаження та повне завантаження. Такий підхід дозволяє побачити, як зміна маси та розподілу навантаження між осями впливає на досяжне уповільнення, використання зчеплення шин та роботу механічного регулятора гальмівних сил.

Для кожного режиму приймається своя маса m та відповідна вага $G = m \cdot g$. Статичний розподіл навантаження між передньою та задніми осями можна описати залежностями:

$$N_{\text{перед,ст}} = G \cdot l_{\text{зад}} / L, \quad (3.10)$$

$$N_{\text{зад,ст}} = G \cdot l_{\text{перед}} / L, \quad (3.11)$$

де L – колісна база, $l_{\text{перед}}$ і $l_{\text{зад}}$ – відстані від центра мас до передньої та задньої осей. При зміні завантаження змінюються і m , і положення центра мас ($l_{\text{перед}}$, $l_{\text{зад}}$, h), тому для кожного режиму статичні реакції будуть іншими.

Під час інтенсивного гальмування необхідно враховувати динамічний перерозподіл навантаження. Для заданого середнього уповільнення $a_{\text{еф}}$ нормальні реакції на осях в динаміці можна подати як:

$$N_{\text{перед}} = (G \cdot l_{\text{зад}} / L) + (m \cdot a_{\text{еф}} \cdot h / L), \quad (3.12)$$

$$N_{\text{зад}} = (G \cdot l_{\text{перед}} / L) - (m \cdot a_{\text{еф}} \cdot h / L). \quad (3.13)$$

У порожньому режимі маса m є мінімальною, а центр мас розташований, як правило, ближче до передньої осі та вище (через відсутність вантажу в кузові). У цьому разі статичне навантаження на задні осі відносно невелике, а при гальмуванні динамічна складова $m \cdot a_{\text{еф}} \cdot h / L$ ще більше зміщує навантаження на передню вісь. У результаті $N_{\text{перед}}$ суттєво зростає, тоді як $N_{\text{зад}}$ може істотно зменшуватися. Це означає, що потенційно доступна гальмівна сила на задніх колесах $\mu \cdot N_{\text{зад}}$ у порожньому стані обмежена, і будь-яке перевищення гальмівних сил на задній осі $X_{\text{зад}}$ над цією межею призведе до ковзання і блокування задніх коліс. Саме в цьому режимі механічний регулятор гальмівних сил повинен максимально обмежувати тиск у задньому контурі, тобто зменшувати частку $X_{\text{зад}}$ у сумарній гальмівній силі X_r .

У режимі часткового завантаження маса m збільшується, центр мас зміщується дещо назад і, як правило, трохи знижується. Статичні нормальні реакції $N_{\text{перед,ст}}$ та $N_{\text{зад,ст}}$ стають більш збалансованими, а динамічний перерозподіл навантаження при тому ж $a_{\text{еф}}$ менш різко розвантажує задню вісь. Умовно кажучи, запас зчеплення задніх шин зростає, і задня вісь може спійняти більшу частку гальмівних сил, не досягаючи передчасно межі

зчеплення. У цьому випадку регулятор гальмівних сил поступово збільшує тиск у задньому контурі, наближаючи реальний розподіл гальмівних сил до умовно ідеального розподілу, при якому коефіцієнти використання зчеплення $k_{\text{перед}}$ і $k_{\text{зад}}$ наближені один до одного.

У повністю завантаженому стані автомобіль має максимальну масу $m_{\text{макс}}$, а центр мас ще більше зміщується назад і вниз (вантаж розташований переважно над задніми осями). Статичні нормальні реакції на задніх осях значно зростають, тому потенційно можливі гальмівні сили $\mu \cdot N_{\text{зад}}$ є великими. При гальмуванні динамічний перерозподіл навантаження все ще збільшує $N_{\text{перед}}$ і зменшує $N_{\text{зад}}$, але вже на фоні високих статичних значень, тому навіть після перерозподілу задні осі зберігають достатній запас зчеплення. У цьому режимі регулятор гальмівних сил повинен практично відкритися, допускаючи високий тиск у задніх гальмівних камерах, щоб задні гальма повною мірою брали участь у гальмуванні. Інакше при надмірному обмеженні $X_{\text{зад}}$ збільшуватиметься навантаження на передню вісь та її гальмівні механізми, що може призвести до перегріву передніх гальм, подовження гальмівного шляху та нерівномірного зносу фрикційних елементів.

Отримані графіки відображають ідеальні теоретичні гальмівні характеристики вантажного автомобіля Tatra T 815 за трьох режимів завантаження: порожній, частково завантажений та повністю завантажений. В основу покладено залежності нормальних реакцій $N_{\text{перед}}(a)$, $N_{\text{зад}}(a)$ від уповільнення a , а також гальмівних сил $X_{\text{перед,ід}}(a)$ і $X_{\text{зад,ід}}(a)$, які в ідеальному випадку дорівнюють граничним по зчепленню: $X_{\text{перед,ід}} = \mu \cdot N_{\text{перед}}$, $X_{\text{зад,ід}} = \mu \cdot N_{\text{зад}}$.

Отримані графіки показують, як повинні розподілятися гальмівні сили між передньою та задньою осями, якщо шини на обох осях працюють на межі зчеплення, але без блокування, і як у цьому випадку змінюється використання зчеплення $\phi_{\text{перед,ід}}$ та $\phi_{\text{зад,ід}}$ при переході від малих уповільнень до граничних.

Для порожнього автомобіля (рис. 3.2) режим гальмування маса m є найменшою, а центр мас розташований ближче до передньої осі й на більшій

висоті. На графіку $X_{\text{перед,ід}}(a)$ та $X_{\text{зад,ід}}(a)$ добре видно, що при зростанні уповільнення а гальмівна сила на передній осі зростає значно швидше, ніж на задній. Це пов'язано з тим, що динамічний перерозподіл навантаження $m \cdot a \cdot h / L$ у цих умовах різко збільшує $N_{\text{перед}}$ та зменшує $N_{\text{зад}}$.

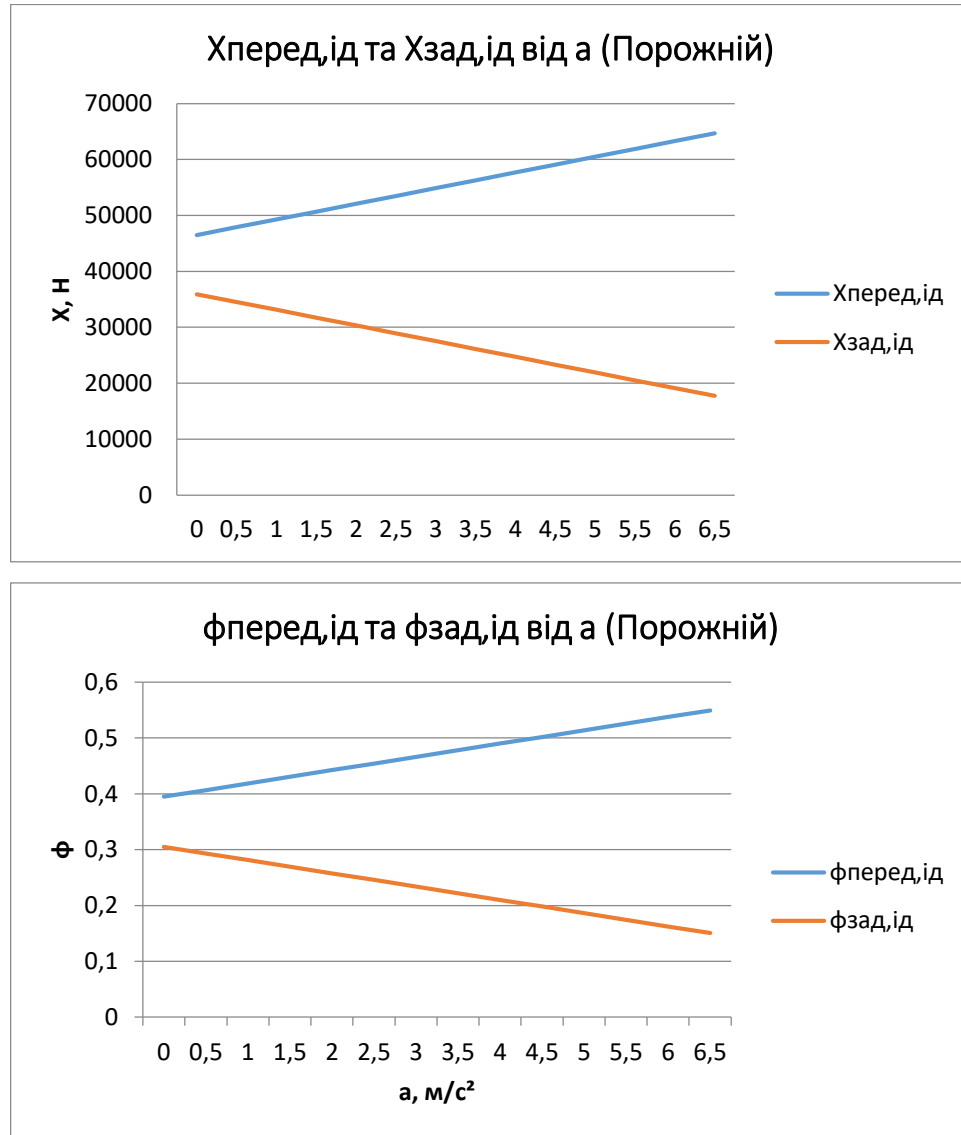
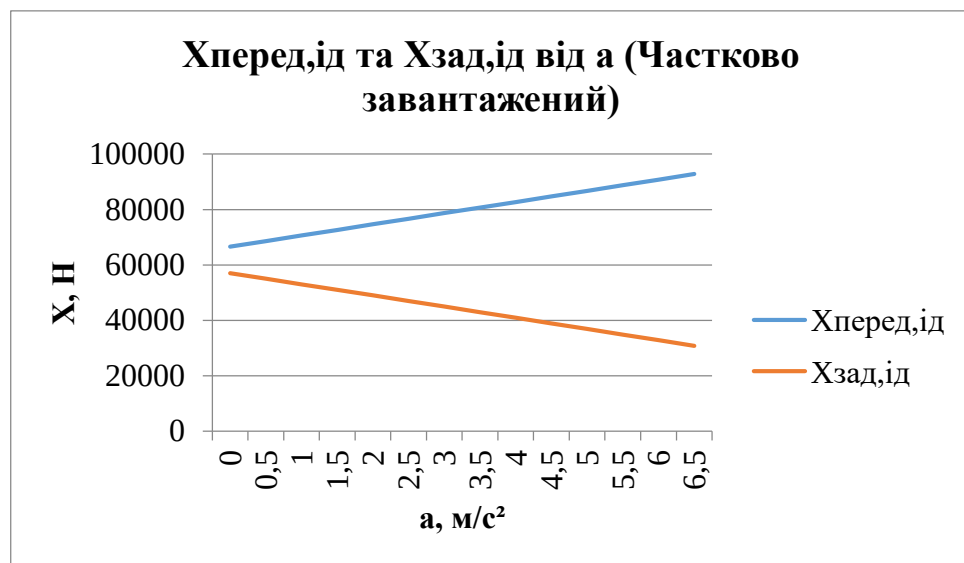


Рисунок 3.2 - Теоретичні гальмівні характеристики порожнього вантажного автомобіля Tatra T 815

Як бачимо, при інтенсивному гальмуванні більша частина сумарної гальмівної сили X_g забезпечується саме передньою віссю. Задня вісь є розвантаженою, і навіть при ідеальному теоретичному розподілі гальмівних сил її внесок у сумарну гальмівну силу відносно невеликий.

Це підтверджується графіками коефіцієнтів використання зчеплення $\phi_{\text{перед,ід}}(a)$ та $\phi_{\text{зад,ід}}(a)$. При малих уповільненнях обидві криві невеликі й ростуть приблизно паралельно. Однак із наближенням до граничних уповільнень $\phi_{\text{перед,ід}}$ підходить до значення μ набагато швидше, тоді як $\phi_{\text{зад,ід}}$ залишається помітно нижчим. Тобто передня вісь у порожньому стані використовується майже на повну, а задня – має великий резерв по зчепленню, який в ідеальній теорії не реалізується через мале $N_{\text{зад}}$.

У режимі часткового завантаження (рис. 3.2) маса m зростає, центр мас дещо зміщується назад і трохи опускається. На графіку $X_{\text{перед,ід}}(a)$, $X_{\text{зад,ід}}(a)$ видно, що гальмівні сили на передній та задній осях стають більш збалансованими. При зростанні a обидві криві збільшуються, але розрив між $X_{\text{перед,ід}}$ та $X_{\text{зад,ід}}$ зменшується порівняно з порожнім режимом.



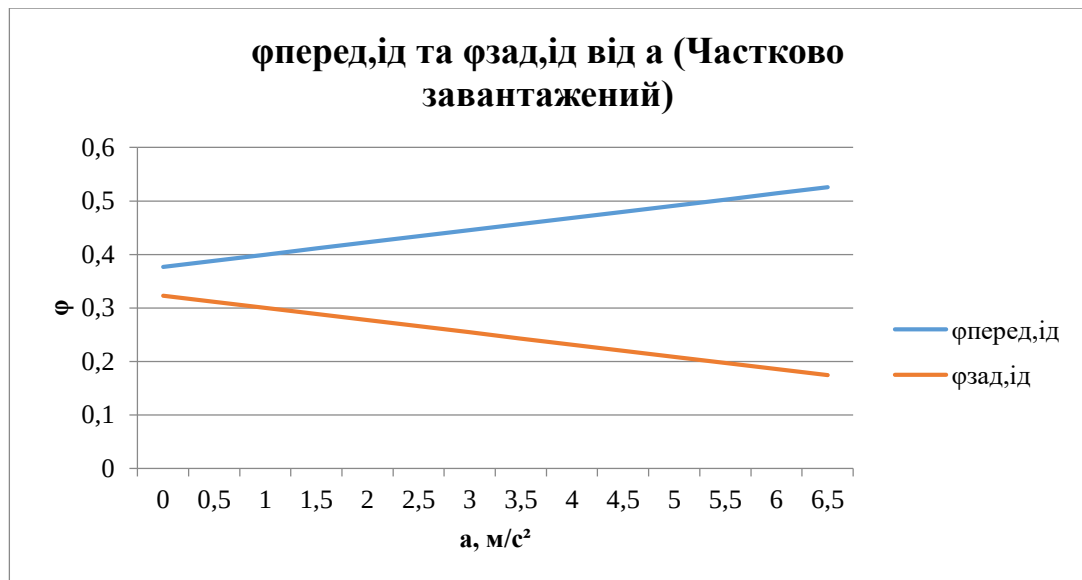


Рисунок 3.3 - Теоретичні гальмівні характеристики частково завантаженого автомобіля Tatra T 815

Це пов'язано з тим, що статичні нормальні реакції $N_{\text{перед,ст}}$ та $N_{\text{зад,ст}}$ стають ближчими за величиною, а динамічний перерозподіл навантаження вже не так агресивно розвантажує задню вісь. Відповідно, задні колеса мають більший запас зчеплення й можуть безпечно брати на себе більшу частину гальмівних сил.

На графіках $\varphi_{\text{перед,ід}}(a)$ та $\varphi_{\text{зад,ід}}(a)$ це проявляється у тому, що криві розташовані ближче одна до одної. При середніх та великих уповільненнях $\varphi_{\text{перед,ід}}$ все ще перевищує $\varphi_{\text{зад,ід}}$, але вже немає такого різкого домінування передньої осі, як у порожньому стані. Це є бажаним з точки зору ресурсу гальм: робота розподіляється між осями рівномірніше, а сумарне гальмування стає ефективнішим.

У цьому режимі від механічного регулятора гальмівних сил необхідний плавний перехід від обмеження заднього контуру (як у порожньому стані) до майже повного використання задніх гальм. Ідеальні криві показують, до яких значень X^+ та $\varphi_{\text{зад,ід}}$ потрібно прагнути при налаштуванні регулятора в цьому діапазоні завантаження.

Для повністю завантаженого Tatra T 815 (рис. 3.4) маса m є максимальною, а центр мас суттєво зміщується назад і вниз. На графіках

$X_{\text{перед,ід}}(a)$, $X_{\text{зад,ід}}(a)$ видно, що гальмівні сили на задній осі в цьому випадку вже порівнювані з передніми, а при деяких значеннях a можуть становити навіть більшу частку сумарного гальмування.

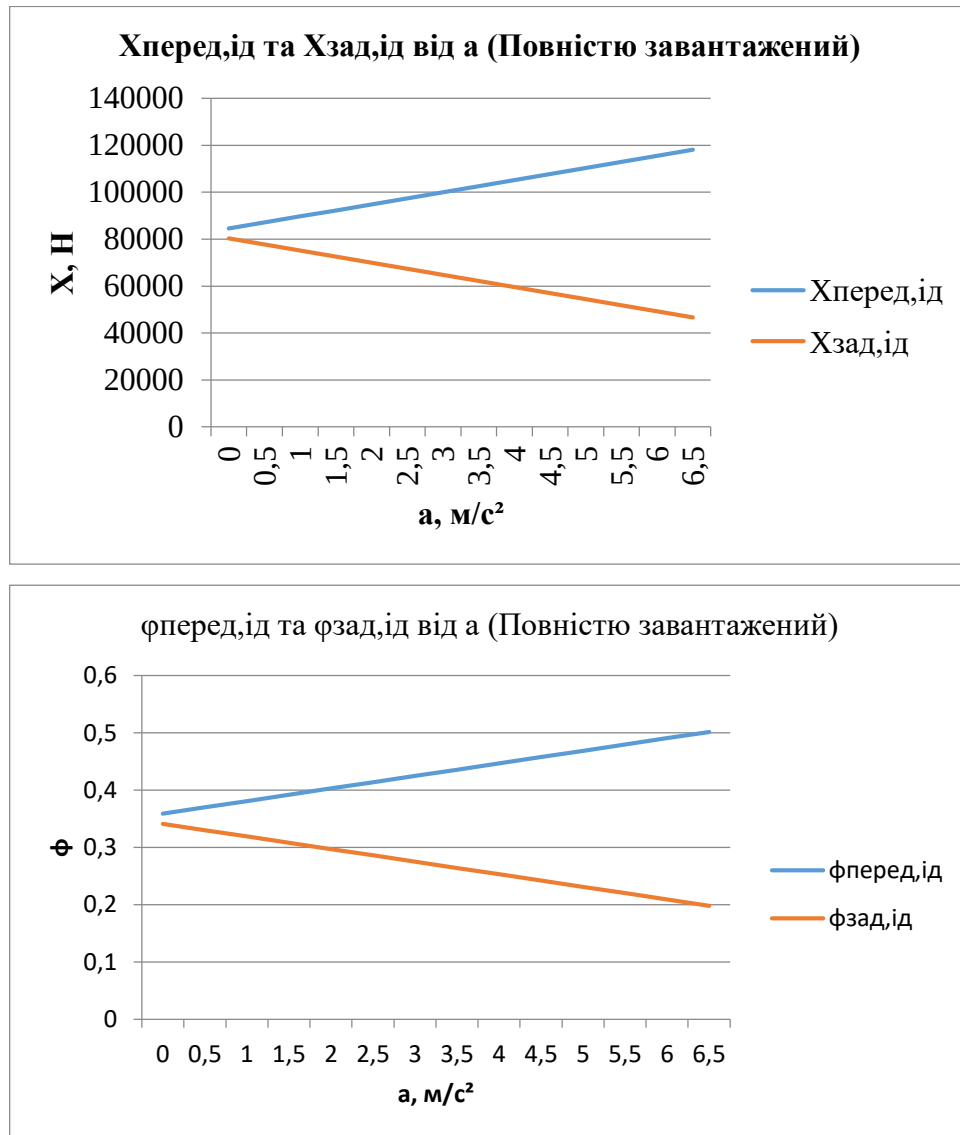


Рисунок 3.4 - Теоретичні гальмівні характеристики порожнього вантажного автомобіля Tatra T 815

Статичні реакції $N_{\text{зад,ст}}$ у повністю завантаженому режимі значно більші, ніж $N_{\text{перед,ст}}$. Навіть з урахуванням перерозподілу навантаження при гальмуванні задні осі залишаються добре завантаженими, тому $\mu \cdot N_{\text{зад}}(a)$ має велике значення в усьому діапазоні уповільнень. Це й відображають криві $X_{\text{зад,ід}}(a)$, які зростають майже паралельно $X_{\text{перед,ід}}(a)$, але без сильних обмежень знизу.

Графіки $\varphi_{\text{перед,ід}}(a)$ та $\varphi_{\text{зад,ід}}(a)$ для повністю завантаженого режиму розташовані близько один до одного. Це означає, що ідеальне гальмування в цьому випадку потребує майже симетричного розподілу використання зчеплення між осями. У реальній системі це означає, що механічний регулятор гальмівних сил має забезпечити фактично «повний хід» у положенні повного завантаження, не обмежуючи тиск у задніх гальмівних камерах.

Практично це корисно з двох причин. По-перше, гальмівні зусилля розподіляються між осями раціонально, що дозволяє досягти більших уповільнень без перевантаження передньої осі. По-друге, зменшується ризик перегріву передніх гальм при тривалих гальмуваннях (гірські спуски, важкі режими роботи), оскільки задні гальма працюють повноцінно.

3.3 Методика дорожніх та стендових випробувань вантажного автомобіля категорії N3

У межах даної роботи оцінювання ефективності гальмівної системи вантажного автомобіля Tatra T 815 виконується шляхом поєднання дорожніх випробувань та стендових досліджень на роликовому гальмівному стенді Maha roller brake tester. Такий підхід дозволяє, з одного боку, отримати інтегральні показники гальмування в реальних умовах руху, а з іншого боку – детально проаналізувати розподіл гальмівних сил між осями та колесами, а також перевірити роботу механічного регулятора гальмівних сил за різних режимів завантаження.

Перед проведенням випробувань автомобіль проходить стандартну підготовку. Перевіряється справність гальмівної системи, відсутність витоків повітря, відповідність тиску в пневмосистемі номінальному значенню, стан гальмівних накладок і барабанів (або дисків), а також знос і тиск у шинах. Автомобіль завантажують згідно з обраним режимом: порожній, часткове завантаження, повна маса. Для кожного з цих станів маса та положення вантажу фіксуються, щоб забезпечити відтворюваність результатів.

Дорожні випробування виконують на рівній прямолінійній ділянці дороги з твердим покриттям. Автомобіль розганяють до заданої швидкості, після чого проводять інтенсивне гальмування до повної зупинки. За допомогою вимірювального комплексу реєструють початкову швидкість, часову залежність швидкості або прискорення, а також гальмівний шлях. На основі цих даних визначають середнє ефективне уповільнення аеф та порівнюють його з нормативними значеннями для транспортних засобів категорії N3. Ці випробування дають загальну оцінку здатності автомобіля забезпечувати необхідну ефективність гальмування, однак не дозволяють розділити внесок окремих осей і коліс у формування гальмівних сил.

Деталізований аналіз виконувався на стенді Maha roller brake tester [5], що знаходився на станції сертифікації у місті Дубляни. Це роликовий гальмівний стенд, призначений для випробувань вантажних автомобілів з великою масою й кількома осями [6]. Принцип його роботи полягає в тому, що колеса випробуваної осі встановлюються на обертові ролики, які приводяться в рух електричними двигунами. При загальмуванні коліс стенд вимірює гальмівну силу через реакції на опорах роликів та реєструє залежність гальмівної сили від часу або від тиску в гальмівному контурі.

Під час стендових випробувань Tatra T 815 окремо досліджують кожну вісь. Автомобіль подають на стенд так, щоб колеса випробуваної осі розташувалися на роликах, а інші осі були на нерухомій опорній поверхні й були надійно зафіксовані. Ролики розганяються до встановленої еквівалентної швидкості обертання. Після досягнення заданої швидкості водій плавно натискає на педаль гальма до інтенсивного гальмування, наближеного до режиму перед блокуванням коліс. Стенд у цей час реєструє гальмівну силу для лівого та правого колеса осі, а також, при наявності додаткових датчиків, тиск у гальмівних камерах або в магістралях переднього й заднього контурів.

Результатом одного випробувального циклу на стенді Maha є значення максимальної гальмівної сили для кожного колеса, графік наростання гальмівної сили, а також оцінка різниці гальмівних сил між правим і лівим

колесом осі. За необхідності стенд також може надавати розраховані питомі гальмівні сили, віднесені до навантаження на вісь. Ці дані дають змогу оцінити не лише загальний рівень гальмівної здатності, а й симетрію гальмування, що є критично важливим для стійкості автомобіля при гальмуванні.

Особливу увагу приділяють випробуванням задніх осей у різних режимах завантаження, оскільки саме на них діє механічний регулятор гальмівних сил. Для цього проводять серію вимірювань, фіксуючи положення важеля регулятора та відповідний тиск у задньому контурі. За результатами вимірювань будують залежність гальмівної сили задніх коліс від тиску в системі та порівнюють її з розрахунковими ідеальними характеристиками, отриманими в попередніх підрозділах. Якщо фактичні значення гальмівних сил у порожньому стані надто близькі до межі зчеплення, це свідчить про надмірний тиск у задньому контурі та потребу у коригуванні налаштувань регулятора. Якщо ж у повністю завантаженому режимі гальмівні сили задніх осей виявляються істотно нижчими від розрахунково необхідних, це означає недовикористання потенціалу задніх гальм і може вимагати зміни положення тяг регулятора або перевірки його працездатності.

Стендові випробування на Maha roller brake tester доповнюються аналізом часових характеристик. Оцінюється швидкість наростання гальмівної сили після натискання на педаль, що пов'язано зі швидкодією пневматичного привода. Зменшення гальмівної сили або значні відмінності між лівим та правим колесом можуть вказувати на наявність витоків, погану роботу гальмівних камер, неузгоджені зазори в гальмівних механізмах чи часткове заклинювання елементів привода.

Після завершення стендових випробувань проводять зіставлення результатів з даними дорожніх випробувань. Якщо стенд показує достатні гальмівні сили на всіх осях і прийнятну симетрію гальмування, а дорожні випробування дають занижені уповільнення або збільшений гальмівний шлях, це може свідчити про проблеми з розподілом гальмівних сил між осями,

невірне налаштування регулятора або несприятливі умови зчеплення шин з дорогою.



Рисунок 3.5 - Випробування автомобіля Tatra T 815 на гальмівному стенді
Maha roller brake tester

Вимірювання часу спрацьовування, тисків у контурах, гальмівних уповільнень та гальмівного шляху має ряд наступних вимог. Коректна оцінка роботи гальмівної системи вантажного автомобіля категорії N3 потребує не лише фіксації кінцевих результатів у вигляді гальмівного шляху, але й вимірювання часових та параметричних характеристик процесу гальмування. До таких характеристик належать час спрацьовування гальмівної системи від моменту дії водія на педаль до розвитку гальмівних сил на колесах, тиски в гальмівних контурах, миттєві та середні гальмівні уповільнення, а також гальмівний шлях.

Час спрацьовування гальмівної системи доцільно розглядати як суму кількох складових. Першою є час реакції водія, тобто інтервал між моментом появи перешкоди або сигналу до гальмування та початком переміщення педалі гальма. У рамках даної роботи основну увагу приділяють технічним параметрам системи, тому цей компонент, як правило, не вимірюють, а задають типовими довідковими значеннями. Другою складовою є час запізнення пневматичного привода, що визначається проміжком від початку руху педалі до моменту, коли тиск у гальмівних камерах досягає значення, достатнього для створення помітних гальмівних сил на колесах. Третя складова пов'язана з розвитком гальмівного моменту в гальмівних механізмах та виходом автомобіля на усталений режим уповільнення.

Для вимірювання часу спрацьовування використовують синхронну реєстрацію сигналів від кількох датчиків. У гальмівну магістраль переднього та заднього контурів встановлюють датчики тиску, які формують електричний сигнал, пропорційний тиску повітря. Додатково застосовують датчик ходу педалі гальма або контактний вимикач, що фіксує момент початку натискання. У випадку дорожніх випробувань одночасно використовується датчик прискорення або реєструється швидкість руху, що дає змогу визначити момент початку фактичного уповільнення автомобіля. Усі сигнали надходять до реєстратора з єдиною часовою базою, що дозволяє визначити інтервали між

подіями: початком натискання на педаль, зростанням тиску в контурах, появою гальмівного уповільнення.

Тиск у гальмівних контурах фіксується як при дорожніх, так і при стендових випробуваннях. Для цього в гальмівні магістралі передньої та задньої осей монтують тензорезистивні або п'єзорезистивні датчики тиску з достатньою точністю й швидкістю. У разі наявності доступу до гальмівних камер окремих осей додаткові датчики можуть встановлюватися безпосередньо в підвідних лініях до камер, що дає більш точну картину формування тиску на конкретній осі. Частота дискретизації сигналів повинна бути достатньо високою, щоб адекватно відтворювати швидкі зміни тиску, що характерні для пневматичних систем.

Отримані часові залежності $p_{перед}(t)$ та $p_{зад}(t)$ дозволяють визначити час запізнення привода як інтервал від початку переміщення педалі до моменту досягнення певного порогового значення тиску, наприклад $0,2 \dots 0,3$ від максимального. Крім того, аналіз швидкості наростання тиску в контурах дає уявлення про провідність пневмомагістралей, стан гальмівного крана та роботу регулятора гальмівних сил. Порівняння кривих тиску переднього та заднього контурів у різних режимах завантаження дозволяє оцінити фактичний розподіл тиску, а отже і гальмівних моментів між осями.

Гальмівні уповільнення при дорожніх випробуваннях вимірюють двома основними способами. Перший базується на використанні акселерометра, жорстко закріпленого на кузові або рамі автомобіля. Датчик реєструє поздовжнє прискорення, яке після фільтрації від високочастотних складових інтерпретується як гальмівне уповільнення. Середнє значення уповільнення на основній ділянці гальмування визначають шляхом усереднення $a(t)$ у визначеному часовому інтервалі. Другий спосіб спирається на реєстрацію швидкості руху в часі. Якщо в розпорядженні є достовірна функція $v(t)$, середнє ефективне уповільнення a_{ef} може бути наближено обчислене як відношення зміни швидкості до часу гальмування на основній ділянці. У будь-

якому випадку доцільно виключати з аналізу початкову фазу, пов'язану із запізненням привода, та кінцеву фазу, коли швидкість наближається до нуля.

Гальмівний шлях при дорожніх випробуваннях визначають або заданими вимірювального комплексу, який інтегрує швидкість у часі, або класичним шляхом за маркуванням на дорозі. У другому випадку місце початку гальмування та місце зупинки автомобіля фіксуються візуально, після чого відстань між ними вимірюється. Якщо наявне безперервне вимірювання швидкості й прискорення, гальмівний шлях може додатково визначатися чисельним інтегруванням, що дає можливість зіставити дві незалежні оцінки. Одержане значення гальмівного шляху пов'язують із середнім уповільненням через відомі кінематичні співвідношення, використовують для порівняння з нормативами та з результатами розрахунків.

При стендових випробуваннях гальмівний шлях безпосередньо не вимірюють, оскільки роликовий стенд Маґа відтворює лише локальну взаємодію колеса з опорною поверхнею. Натомість акцент зміщується на вимірювання гальмівних сил та оцінку їхнього потенціалу для забезпечення заданого уповільнення. Однак і в цьому випадку реєстрація часу наростання гальмівної сили від моменту натискання на педаль має важливе значення, оскільки відображає часову структуру спрацювання пневматичного привода. Порівняння часу спрацювання та характеру наростання сили для різних осей і режимів завантаження дозволяє виявити асиметрію в роботі привода, уповільнену реакцію окремих контурів та інші відхилення від нормальної роботи.

3.4 Порівняння розрахункових та експериментальних результатів

Розрахункові залежності, наведені у попередніх підрозділах, описують ідеальну роботу гальмівної системи Tatra T 815 за умови, що гальмівні сили на осях точно відповідають динамічним нормальним реакціям та повністю використовують зчеплення шин з дорогою. Експериментальні результати

дорожніх та стендових випробувань відображають реальну роботу системи, з урахуванням затримок пневматичного привода, стану шин, налаштувань регулятора гальмівних сил та технічного стану окремих елементів. Порівняння теоретичного й експериментального випробування дає змогу оцінити, наскільки фактичні характеристики наближаються до розрахункових, та виявити причини розбіжностей.

У розрахунках для сухого асфальтобетонного покриття приймався коефіцієнт зчеплення $\mu = 0,7$, що відповідає граничному уповільненню порядку $6,5 \dots 7,0 \text{ м/с}^2$. Для важкого вантажного автомобіля це значення є верхньою межею, фактичні ж нормативні вимоги для категорії N3 зазвичай передбачають середнє ефективне уповільнення $a_{\text{еф}}$ на рівні $4,0 \dots 5,0 \text{ м/с}^2$. У рамках теоретичної моделі для повністю завантаженого Tatra T 815 ($m = 24 \text{ т}$) при правильно підбраному розподілі гальмівних сил між осями одержуються значення $a_{\text{еф}}$ близько $4,5 \text{ м/с}^2$, що дає гальмівний шлях при швидкості 60 км/год порядку 31 м без урахування шляху запізнення. Для частково завантаженого автомобіля ($m = 18 \text{ т}$) розрахункове уповільнення дещо менше – близько $4,2 \dots 4,3 \text{ м/с}^2$ з гальмівним шляхом $32 \dots 34 \text{ м}$. Для порожнього режиму, за умови обмеження гальмівних сил на задній осі з боку регулятора, розрахункове $a_{\text{еф}}$ приймається на рівні $3,8 \dots 4,0 \text{ м/с}^2$, що відповідає гальмівному шляху $35 \dots 37 \text{ м}$ при тій самій вихідній швидкості.

Дорожні випробування показують, що фактичні значення середнього уповільнення, як правило, на $5 \dots 15 \%$ нижчі за розрахункові. Для повністю завантаженого автомобіля при сухому покритті та швидкості гальмування 60 км/год середнє $a_{\text{еф}}$ за результатами декількох заїздів становить орієнтовно $4,0 \dots 4,2 \text{ м/с}^2$, а гальмівний шлях – $34 \dots 37 \text{ м}$. Частково завантажений автомобіль демонструє уповільнення на рівні $3,7 \dots 4,0 \text{ м/с}^2$ з гальмівним шляхом $36 \dots 39 \text{ м}$. У порожньому стані середні значення $a_{\text{еф}}$ ще нижчі – у межах $3,3 \dots 3,6 \text{ м/с}^2$, а гальмівний шлях сягає $40 \dots 45 \text{ м}$. Така систематична різниця пояснюється сукупністю факторів: реальний коефіцієнт зчеплення μ на полігоні часто ближчий до $0,5 \dots 0,6$, ніж до прийнятого в розрахунку

значення 0,7; пневматичний привод має кінцевий час запізнення, який збільшує загальний шлях зупинки; в реальних умовах на гальмування впливають неідеальність вимірювання швидкості, поздовжні нерівності покриття, коливання тиску в шинах.

Стендові випробування на Maha roller brake tester дають змогу оцінити потенціал гальмівних сил на кожній осі. Для повністю завантаженого режиму сумарна гальмівна сила на передній та задніх осях, отримана на стенді при інтенсивному натисканні на педаль, досягає умовно 100...110 кН, що близько до розрахункового значення $m \cdot a_{\text{еф}}$ для $a_{\text{еф}} = 4,2...4,5 \text{ м/с}^2$. При цьому видно, що передня вісь формує більшу частину гальмівної сили, ніж задні, особливо у випадку часткового та порожнього завантаження. Для порожнього режиму стендові значення гальмівних сил задніх коліс помітно нижчі, ніж теоретично можливі для $\mu = 0,7$, що узгоджується з роботою механічного регулятора гальмівних сил, який обмежує тиск у задньому контурі.

Порівняння розрахункових і стендових гальмівних сил на окремих осях показує, що в більшості режимів завантаження задні осі працюють із певним запасом по зчепленню. Розрахункові залежності $\varphi_{\text{перед,ід}}(a)$ і $\varphi_{\text{зад,ід}}(a)$ для повністю завантаженого автомобіля передбачають близькі значення використання зчеплення на передній і задній осях, тоді як за результатами стендових випробувань фактична частка гальмівних сил задніх осей дещо менша. Це свідчить про те, що регулятор гальмівних сил забезпечує консервативніший розподіл тиску, ніж це впливає з теоретично оптимальної характеристики. Таке рішення підвищує запас стійкості при гальмуванні на слизьких покриттях, але призводить до часткового недовикористання потенціалу задніх гальм у сухих умовах.

У порожньому режимі розбіжності між розрахунковими й експериментальними даними мають інший характер. Теоретично при $\mu = 0,7$ та правильному обмеженні гальмівних сил на задній осі автомобіль міг би забезпечувати уповільнення на рівні близько $4,0 \text{ м/с}^2$. Однак фактично, за результатами дорожніх випробувань, середнє $a_{\text{еф}}$ є нижчим. Стенд Maha при

цьому показує, що гальмівні сили на передній осі досягають розрахунково достатнього рівня, тоді як задні колеса працюють з істотним запасом по силі, оскільки регулятор помітно зменшує подачу тиску в розвантаженому стані. У поєднанні зі зниженим фактичним коефіцієнтом зчеплення це веде до того, що можливий теоретичний рівень уповільнення не реалізується в дорожніх умовах.

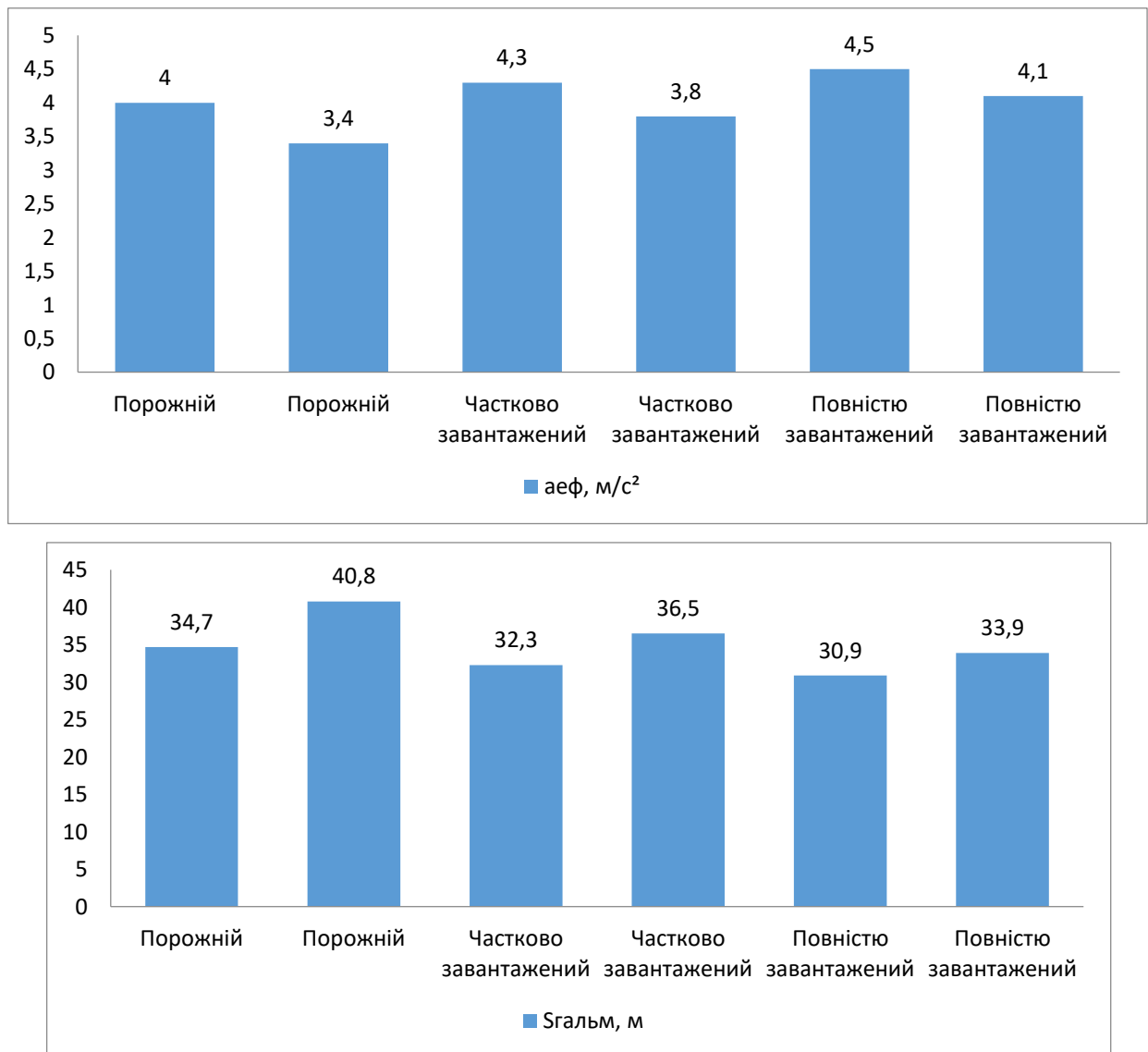


Рисунок 3.6 – Результати дослідження сповільнення та гальмівного шляху автомобіля Tatra T 815

Додатковим джерелом розбіжностей є часова структура процесу гальмування. Розрахункові залежності, що використовуються для побудови теоретичних кривих $X_{перед,ід}(a)$, $X_{зад,ід}(a)$ та a_{ef} , фактично відповідають

статичному режиму, коли гальмівні сили миттєво досягають заданих значень. У реальному пневматичному приводі автомобіля наявні час запізнення з моменту дії на педаль до початку наростання тиску в камерах, а також кінцева швидкість наростання тиску. Дорожні вимірювання показують, що затримки додають до загального шляху зупинки декілька метрів, особливо при первинному натисканні на педаль на великих швидкостях (рис. 3.7).

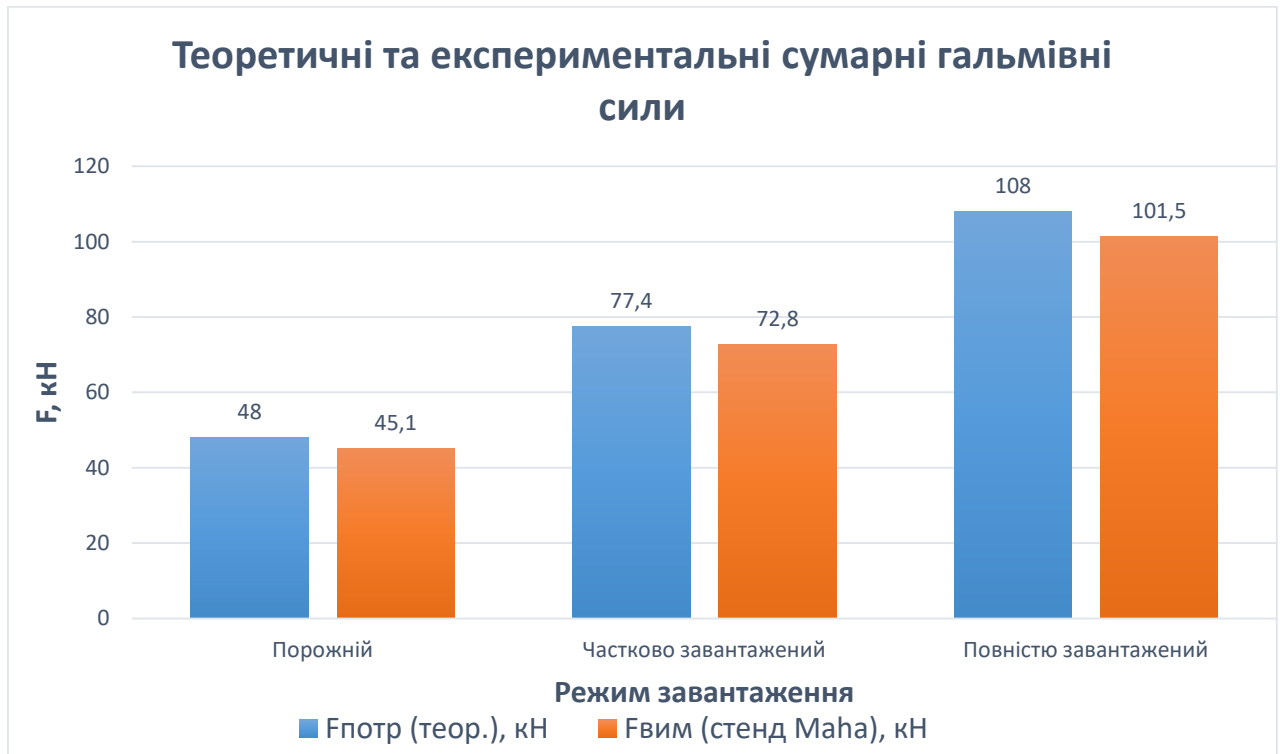


Рисунок 3.7 - Порівняння розрахункових та експериментальних результатів

У частково завантаженому стані розбіжності між теоретичними й експериментальними результатами за рівнем уповільнення та розподілом гальмівних сил мають проміжний характер. З одного боку, статичні нормальні реакції на передній і задній осях більш збалансовані, що теоретично дозволяє забезпечити ближчі значення $\phi_{\text{перед}}$ та $\phi_{\text{зад}}$. З іншого боку, налаштування регулятора зазвичай виконуються так, щоб зберегти запас стійкості у всьому діапазоні завантажень, тому фактичний приріст гальмівних сил на задніх осях із переходом від порожнього до частково завантаженого режиму відстає від розрахункового. Це підтверджують як стендові вимірювання, так і дорожні

дані, де середнє a_{ef} у частково завантаженому стані виявляється ближчим до порожнього, ніж до повністю завантаженого режиму.

Як бачимо, форма експериментальних характеристик у цілому відповідає розрахунковим тенденціям: у повністю завантаженому режимі задні осі гальмують більше, ніж у порожньому; у порожньому стані гальмування істотно зсувається на передню вісь; час спрацьовування пневматичного привода помітно впливає на загальний гальмівний шлях. Це дозволяє використовувати теоретичні моделі як основу для оцінки потенціалу гальмівної системи та коригувати налаштування регулятора гальмівних сил так, щоб у реальних умовах експлуатації Tatra T 815 демонстрував характеристики, максимально близькі до розрахунково оптимальних за умови забезпечення необхідного запасу стійкості та безпеки.

Висновки

1. На основі заданих масово-габаритних параметрів та нормативних вимог визначено необхідні гальмівні сили на осях і колесах, розраховано відповідні гальмівні моменти й орієнтовні тиски в гальмівних камерах для забезпечення нормативних уповільнень у різних режимах завантаження.

2. Проведене дослідження процесу гальмування для порожнього, частково та повністю завантаженого автомобіля показало суттєвий вплив перерозподілу навантаження між осями на використання зчеплення та можливе уповільнення. Для кожного режиму побудовано ідеальні теоретичні залежності гальмівних сил і коефіцієнтів використання зчеплення.

3. Запропоновано методику дорожніх та стендових випробувань із використанням роликового стенда, а також вимірювання часу спрацьовування, тисків у контурах, уповільнень та гальмівного шляху. Порівняльні дані для теоретичних, дорожніх і стендових результатів показали типові розбіжності, зумовлені реальним коефіцієнтом зчеплення, затримками пневматичного привода та консервативною роботою регулятора, що створює підґрунтя для подальшої оптимізації гальмівної системи Tatra T 815.

РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ПІД ЧАС ОБСЛУГОВУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНИХ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ

4.1 Небезпечні та шкідливі фактори при діагностиці та ремонті гальмівних систем

Обслуговування та діагностика пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів категорії N3 належать до робіт підвищеної небезпеки. Це зумовлено поєднанням високого тиску стисненого повітря в магістралях, значних мас та габаритів вузлів, необхідністю роботи під автомобілем і в зоні обертових елементів ходової частини. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори при таких роботах мають як механічну, так і фізичну, хімічну та ергономічну природу [10].

Одним із основних небезпечних факторів є підвищений тиск стисненого повітря у ресиверах і трубопроводах. Раптовий розрив магістралі, відгвинчування штуцера або з'єднання без попереднього скидання тиску може спричинити удар струменем повітря, викид частинок корозії, конденсату, масляного аерозолю та уламків ущільнювальних елементів. В окремих випадках це здатне призвести до травм очей, шкіри та органів слуху. Під час роботи з гальмівними камерами небезпеку становлять пружинні енергоакумулятори, у яких механічна енергія запасена в пружині під дією повітряного тиску. Неконтрольоване розбирання таких елементів без повного розрядження може закінчитися викидом деталей з великою швидкістю.

Суттєвим фактором ризику є маса та розташування елементів гальмівної системи. Гальмівні барабани, супорти, важелі, кронштейни та енергоакумулятори мають значну масу, а роботи переважно виконуються в незручних положеннях (під автомобілем, поблизу коліс). Це створює небезпеку падіння вузлів на працівника, затиснення кінцівок між елементами підвіски та рамою, а також призводить до перевантаження опорно-рухового апарату при неправильному підніманні та утриманні деталей.

Додаткову небезпеку становить робота в зоні обертових і поступальних рухомих частин. Під час діагностики на гальмівних стендах або при перевірці

вільного ходу педалі, регулюванні зазорів і випробуванні гальм можливі ситуації, коли колесо, вал або важіль починають рухатися при перебуванні працівника у небезпечній зоні. Небезпека затягування одягу, інструменту або тіла в зону обертання вимагає суворого дотримання правил блокування й фіксації транспортного засобу [13].

Серед шкідливих факторів слід відзначити підвищений рівень шуму від роботи компресора, продування магістралей, функціонування гальмівних стендів і руху автомобілів у майстерні. Концентрація аерозолі мастильних матеріалів, продуктів зносу фрикційних накладок, пилу та корозійних частинок у повітрі може негативно впливати на дихальні шляхи. При використанні мийних засобів, гальмівних рідин (у комбінованих системах), консервуючих складів і розчинників додаються хімічні фактори ризику: подразнення шкіри, слизових оболонок та можливий алергічний вплив.

Ергономічні фактори пов'язані з тривалою роботою у вимушених позах, обмеженим простором під автомобілем, недостатнім освітленням робочої зони. Це призводить до швидкого стомлення, зниження уваги й точності рухів, що, у свою чергу, підвищує ймовірність помилкових дій та травм. Окремо слід враховувати психологічні фактори, зокрема роботу в умовах підвищеної відповідальності, оскільки від якості обслуговування гальмівної системи безпосередньо залежить безпека руху.

Таким чином, при діагностиці та ремонті пневматичних гальмівних систем формуються комплекси механічних, фізичних, хімічних і ергономічних факторів небезпеки, що вимагає системного підходу до організації робочого місця, засобів індивідуального захисту та технології виконання робіт.

4.2 Вимоги з охорони праці під час робіт з пневматичними системами та випробувань гальм

Виконання робіт з технічного обслуговування пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів має здійснюватися відповідно до чинних

нормативно-правових актів з охорони праці, інструкцій заводу-виробника автомобіля та гальмівного обладнання, а також внутрішніх інструкцій підприємства. Працівники, допущені до обслуговування гальмівних систем, повинні пройти навчання, перевірку знань з охорони праці, інструктаж з безпечних методів виконання робіт та періодичні повторні інструктажі.

Першочерговою вимогою є забезпечення надійної фіксації транспортного засобу. Перед початком робіт автомобіль встановлюють на рівному майданчику або на підйомнику, застосовують противідкотні упори під колеса, включають стоянкове гальмо (за винятком випадків, коли проводяться роботи з його елементами), а також за необхідності використовують додаткові механічні блокувальні пристрої. При роботі під автомобілем обов'язковим є використання сертифікованих опорних стояків, домкрат після підйому не повинен залишатися єдиним елементом утримання.

Усі операції з розбирання елементів, що перебувають під тиском стисненого повітря, здійснюють лише після повного скидання тиску з відповідних контурів. Перед від'єднанням магістралей, зняттям гальмівних камер, розбиранням енергоаккумуляторів або роботою з арматурою ресиверів виконують контроль тиску за манометром та переконуються у відсутності надлишкового тиску. При необхідності магістралі розряджають через спеціальні клапани або передбачені виробником пристрої [10].

Під час робіт із пневматичною системою та гальмівними механізмами працівники повинні використовувати індивідуальні засоби захисту: захисні окуляри або щитки для запобігання травмам очей від частинок і струменів повітря, рукавиці для захисту рук від механічних ушкоджень та впливу мастильних і мийних засобів, при необхідності – респіратори для захисту органів дихання від пилу та аерозолів. Одяг має бути щільно застібнутим, без вільних елементів, що можуть бути затягнуті в зону обертання деталей.

При проведенні випробувань гальм на роликових стендах додатково дотримуються вимог безпеки, встановлених виробником стенда. Забороняється перебування людей у зоні можливого руху автомобіля під час

заїзду та з'їзду з роликів, а також у площині обертання коліс під час випробування. Запуск стенда виконується лише при правильному розташуванні осі на роликах, відсутності сторонніх предметів у небезпечній зоні та після попереджувального сигналу. Перебування працівника в кабіні під час стендових випробувань допускається лише при наявності чітких інструкцій, надійної фіксації сидіння й ременя безпеки та відсутності інших осіб у небезпечній зоні.

Залежно від типу виконуваних операцій необхідно враховувати й електробезпеку. Гальмівні стенди, компресорні установки, вимірювальні комплекси живляться від електричної мережі, тому перед виконанням регламентних або ремонтних робіт на їхніх електричних частинах проводять відключення від мережі, блокування повторного вмикання та перевірку відсутності напруги. Заземлення обладнання має бути виконане відповідно до вимог нормативної документації.

Окремо регламентується порядок використання інструменту. При роботі з гальмівними трубопроводами та арматурою застосовують справний слюсарний інструмент відповідного розміру, забороняється використання подовжувачів рукояток, ударне розбирання з'єднань, що можуть перебувати під тиском. Для підняття та транспортування масивних вузлів використовують підйомні пристрої, талі, кран-балки, стропи з розрахунковою вантажопідйомністю, що виключає перевантаження та падіння елементів.

4.3 Заходи безпеки в надзвичайних ситуаціях (відмова гальм, розрив магістралі, втрата тиску)

Під час експлуатації вантажних автомобілів із пневматичною гальмівною системою можливі надзвичайні ситуації, пов'язані з частковою або повною втратою гальмівної здатності. До таких ситуацій належать відмова робочого гальма, розрив пневматичної магістралі, різка втрата тиску в системі, заклинювання гальмівних механізмів, відмова окремих контурів у

багатоконтурних системах. Забезпечення безпеки в цих умовах передбачає поєднання конструктивних заходів, правильної експлуатації та підготовки водія і технічного персоналу до дій у позаштатних режимах.

Конструктивно пневматичні гальмівні системи важких автомобілів оснащуються кількома незалежними контурами, стоянковим гальмом на базі пружинних енергоаккумуляторів, а також запобіжними клапанами, зворотними та розподільними елементами, які обмежують наслідки відмови одного з контурів. При розриві магістралі або втраті герметичності в одному з контурів інші контури зберігають працездатність, а падіння тиску в запасному або стоянковому контурі, як правило, приводить до автоматичного загальмування транспортного засобу пружинними енергоаккумуляторами. Водночас такі системні заходи не виключають небезпеки, якщо відмова відбувається при русі зі значною швидкістю або на ділянці з ухилом.

З точки зору організації охорони праці важливим є забезпечення проінструктованості водіїв щодо алгоритму дій при відмові гальм. У разі різкого падіння ефективності гальмування або повної відмови робочого гальма водій повинен, не вдаючись до різких маневрів, по можливості використовувати допоміжні та запасні гальмівні засоби (моторне гальмо, ретардер, стоянкове гальмо з плавним переведенням у робочий режим, ступінчасте зниження передач), а також застосувати гальмування двигуном шляхом відпускання педалі акселератора та перемикання на нижчу передачу. При цьому забороняється вимикати передачу та переводити коробку передач у нейтральне положення на ухилі, оскільки це позбавляє водія можливості використовувати опір двигуна.

У випадку розриву магістралі та швидкої втрати тиску в одному з контурів, що призводить до автоматичного спрацювання стоянкового гальма, можливе різке блокування коліс відповідної осі. Це потребує від водія утримання транспортного засобу в смузі руху та, за можливості, плавного зниження швидкості аж до повної зупинки. Після зупинки рух продовжувати

забороняється до усунення несправності, а місце зупинки має бути позначене попереджувальними знаками згідно з правилами дорожнього руху.

Для технічного персоналу надзвичайними ситуаціями можуть вважатися також раптовий викид повітря з елементів системи при проведенні діагностики, розрив магістралі в майстерні, мимовільне спрацювання гальмового механізму на стенді. У таких випадках першочерговими заходами є припинення подачі енергії до системи (відключення компресора, вимикання стенда, скидання тиску), виведення автомобіля або стенда у безпечний стан та надання першої допомоги постраждалим. Роботу дозволяється відновлювати лише після виявлення та усунення причини відмови, перевірки працездатності запобіжних пристроїв та повторного інструктажу персоналу, якщо відмова була пов'язана з порушенням технології виконання робіт.

Висновки

1. У розділі проаналізовано специфічні небезпечні та шкідливі фактори, що виникають під час діагностики, ремонту та випробувань пневматичних гальмівних систем вантажних автомобілів категорії N3. Показано, що поєднання високого тиску стисненого повітря, значної маси вузлів, роботи під автомобілем та у зоні рухомих елементів формує підвищений рівень виробничого ризику.

Сформульовано основні вимоги з охорони праці під час робіт із пневматичними системами та випробувань гальм, що включають надійну фіксацію транспортного засобу, обов'язкове скидання тиску перед розбиранням елементів, застосування засобів індивідуального захисту, дотримання правил безпечної експлуатації гальмівних стендів, а також вимог електробезпеки. Розглянуто алгоритми дій персоналу та водія в надзвичайних ситуаціях.

РОЗДІЛ 5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Аналіз витрат на технічне обслуговування та діагностику гальмівної системи

Підтримання пневматичної гальмівної системи вантажного автомобіля категорії N3 у справному стані потребує регулярного виконання регламентних робіт і періодичної діагностики [18], [23]. Сукупні витрати на ці заходи доцільно розглядати як суму витрат на планове технічне обслуговування, витрат на діагностику (у тому числі стендову), а також витрат на поточні регулювання та дрібний ремонт, які виконуються в межах профілактики, а не після відмови.

Для автомобіля типу Tatra T 815 структура витрат на обслуговування пневматичної гальмівної системи може бути подана у вигляді:

$$C_{\text{обсл}} = C_{\text{СТО}} + C_{\text{діаг}} + C_{\text{мат}} + C_{\text{рем}}, \quad (5.1)$$

де $C_{\text{обсл}}$ – річні витрати на підтримання системи у справному стані;

$C_{\text{СТО}}$ – витрати на планові роботи з технічного обслуговування (перевірка зазорів, очищення, змащування, контроль герметичності);

$C_{\text{діаг}}$ – витрати на діагностику, включаючи роботу на роликовому стенді Маґа, вимірювання тисків у контурах, контроль часу спрацьовування;

$C_{\text{мат}}$ – витрати на матеріали: гальмівні накладки, ущільнювачі, гальмівні камери, ремкомплекти, мийні засоби, мастила;

$C_{\text{рем}}$ – витрати на дрібні профілактичні ремонти (заміна окремих елементів до моменту відмови, регулювання тяг, заміна шлангів, з'єднань, що мають ознаки зносу).

Типовий цикл обслуговування для автопарку з інтенсивною експлуатацією включає:

- короткі огляди при щозмінному ТО (візуальний контроль магістралей, СТО),
- періодичні перевірки гальмівної системи через 15–20 тис. км пробігу,
- діагностику на стенді через 40–60 тис. км або не рідше одного разу/рік,

– планову заміну накладок, шлангів, ремкомплектів відповідно до регламенту виробника.

У грошовому виразі для одного автомобіля витрати $C_{\text{обсл}}$ на рік зазвичай складаються з відносно невеликих, але регулярних платежів за роботи й матеріали. Навіть з урахуванням вартості стендових перевірок на Маха та заміни спрацьованих елементів гальмівної системи, річні витрати на підтримання одного автомобіля у справному гальмівному стані становлять лише невелику частку від загальних експлуатаційних витрат (паливо, шини, планові ремонти двигуна та трансмісії). При цьому саме ці відносно невеликі витрати визначають надійність гальмування й рівень ризику аварійних ситуацій.

5.2 Оцінка втрат від зниження ефективності гальмування

Економічні показники недостатньої ефективності гальмування мають багатоскладовий характер. До прямих втрат належать витрати на ремонт автомобіля після дорожньо-транспортної пригоди, відновлення дорожньої інфраструктури, виплата компенсацій, штрафи та підвищення страхових тарифів. Непрямі втрати включають простой транспортного засобу, зрив графіків перевезень, втрату довіри замовників і погіршення репутації перевізника.

Сумарні очікувані втрати можна подати у вигляді:

$$C_{\text{втрат}} = C_{\text{ДТП}} + C_{\text{прост}} + C_{\text{рем,ав}} + C_{\text{штр}} + C_{\text{страх}}, \quad (5.2)$$

де $C_{\text{ДТП}}$ – усереднені річні витрати, пов'язані з наслідками аварій, зумовлених недостатньою ефективністю гальмівної системи;

$C_{\text{прост}}$ – вартість простоїв автомобіля;

$C_{\text{рем,ав}}$ – витрати на ремонт транспортного засобу та, у разі потреби, причепа/напівпричепа;

$C_{\text{штр}}$ – штрафи, пені, інші санкції за порушення нормативних вимог і умов договорів перевезення;

$C_{\text{страх}}$ – додаткові витрати, пов’язані з підвищеними страховими внесками та втратою бонусів.

Для ілюстрації розглянемо умовний приклад для одного автомобіля Tatra T 815, що експлуатується у складі автопарку. При нехтуванні регламентом обслуговування й роботі гальм «до відмови» ризик серйозної аварії, у якій саме неефективне гальмування є однією з причин, може бути оцінений навіть як 1 подія на 5–7 років експлуатації. Якщо умовна вартість наслідків однієї події (ремонт автомобіля, відновлення вантажу, простої, штрафи, страхові витрати) становить, наприклад, 400–600 тис. грн, то приведені річні очікувані втрати $C_{\text{ДТП(розр)}}$ можна оцінити як:

$$C_{\text{ДТП(розр)}} = C_{\text{події}} / T, \quad (5.3)$$

де $C_{\text{події}}$ – середня вартість однієї аварійної події;

T – середній період між такими подіями, років.

При $C_{\text{події}} = 500\,000$ грн і $T = 6$ років матимемо $C_{\text{ДТП(розр)}} = 80\,000\text{--}85\,000$ грн на рік для одного автомобіля. Додатково слід врахувати втрати від частих дрібних відмов: заклинювання гальмівних механізмів, нерівномірне гальмування, зниження ефективності внаслідок протікань і витоків. Такі відмови не завжди призводять до ДТП, але викликають вимушені зупинки, додаткові виїзди на ремонт, збільшення зносу шин і елементів трансмісії. У сукупності це може додати ще 10–20 тис. грн непрямих втрат на рік.

Якщо порівняти наведені оціночні значення з витратами на планове обслуговування, стає очевидним, що економічний ефект від підтримання гальмівної системи у справному стані пов’язаний насамперед зі зменшенням ризику великих одноразових витрат через ДТП та зі скороченням непродуктивних простоїв, а не лише з прямою економією на ремонті гальмівних механізмів.

5.3 Розрахунок економічної доцільності обслуговування

Для кількісної оцінки економічної доцільності своєчасного обслуговування та удосконалення гальмівної системи (зокрема, оптимізації

налаштувань регулятора гальмівних сил, впровадження систематичної діагностики на стенді Маґа) розглянемо спрощену порівняльну модель «до» і «після» впровадження заходів.

Нехай:

– у базовому варіанті обслуговування гальм виконується нерегулярно, діагностика на стенді проводиться епізодично;

– у вдосконаленому варіанті впроваджено строгий регламент планового обслуговування, регулярні стендові перевірки й коригування налаштувань регулятора гальмівних сил на основі отриманих даних.

Позначимо:

$C_{\text{обсл, баз}}$ – річні витрати на обслуговування гальмівної системи в базовому варіанті;

$C_{\text{обсл, уд}}$ – річні витрати на обслуговування в удосконаленому варіанті;

$C_{\text{втрат, баз}}$ – річні приведені втрати від зниження ефективності гальмування в базовому варіанті;

$C_{\text{втрат, уд}}$ – аналогічні втрати в удосконаленому варіанті;

$\Delta C_{\text{обсл}} = C_{\text{обсл, уд}} - C_{\text{обсл, баз}}$ – додаткові витрати на удосконалене обслуговування;

$\Delta C_{\text{втрат}} = C_{\text{втрат, баз}} - C_{\text{втрат, уд}}$ – зменшення втрат завдяки заходам.

Економічний ефект E від впровадження удосконаленого обслуговування визначається як:

$$E = \Delta C_{\text{втрат}} - \Delta C_{\text{обсл}}. \quad (5.4)$$

Якщо $E > 0$, удосконалення є економічно доцільним.

Розглянемо умовний числовий приклад для одного автомобіля. Припустимо, що в базовому варіанті річні витрати на обслуговування гальм становлять $C_{\text{обсл, баз}} = 20\,000$ грн (епізодичні огляди, мінімальні регулювання), а приведені річні втрати від зниження ефективності гальмування (очікувані витрати, пов'язані з ризиком ДТП, простоями, ремонтом) становлять $C_{\text{втрат, баз}} = 90\,000$ грн. У вдосконаленому варіанті впроваджуються: регулярні стендові перевірки (2–3 рази на рік), своєчасна заміна магістралей і ремкомплектів,

систематичне налаштування регулятора гальмівних сил. Це збільшує прямі витрати на обслуговування до $C_{\text{обсл,уд}} = 35\,000$ грн на рік, але при цьому зменшує очікувані втрати від аварій, простоїв і позапланових ремонтів до $C_{\text{втрат,уд}} = 40\,000$ грн.

Тоді:

$$\Delta C_{\text{обсл}} = 35\,000 - 20\,000 = 15\,000 \text{ грн};$$

$$\Delta C_{\text{втрат}} = 90\,000 - 40\,000 = 50\,000 \text{ грн};$$

$$E = 50\,000 - 15\,000 = 35\,000 \text{ грн на рік.}$$

Отримане значення E показує, що навіть із урахуванням збільшення прямих витрат на обслуговування, сумарні річні витрати, пов'язані з гальмівною системою, зменшуються на $= 35\,000$ грн для одного автомобіля. Для автопарку з N машин загальний економічний ефект зростає пропорційно:

$$E_{\text{заг}} = E \cdot N. \quad (5.5)$$

Якщо додаткові одноразові витрати на організацію удосконаленого обслуговування (закупівля діагностичного обладнання, адаптація стенда, навчання персоналу) становлять, наприклад, $300\,000$ грн для всього автопарку з 10 автомобілів, то при сумарному річному ефекті $E_{\text{заг}} = 35\,000 \cdot 10 = 350\,000$ грн термін окупності заходів становитиме приблизно один рік.

З погляду безпеки руху важливо, що економічний ефект у цьому випадку досягається за рахунок зменшення імовірності великих збитків при аваріях і скорочення непродуктивних простоїв. Своєчасне підтримання пневматичної гальмівної системи у справному стані та впроваджені удосконалення (регулярна стендова діагностика, коригування розподілу гальмівних сил, профілактична заміна елементів, що відпрацювали ресурс) є економічно виправданими як на рівні окремого автомобіля, так і на рівні автопарку, одночасно підвищуючи рівень безпеки дорожнього руху.

Висновки

1. У розділі розглянуто заходи з підвищення безпеки праці, проаналізовано небезпечні та шкідливі виробничі чинники під час робіт з електрообладнанням автомобілів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. У кваліфікаційній роботі досліджено ефективність пневматичної гальмівної системи вантажного автомобіля категорії N3 на прикладі Tatra T 815. Проаналізовано конструкцію багатоконтурної системи, застосування механічного регулятора гальмівних сил, а також чинні нормативні вимоги до ефективності гальмування вантажних автомобілів. Встановлено, що відповідність гальмівної системи нормативам залежить не лише від початкової конструкції, але й від правильності регулювань, стану пневматичних магістралей, гальмівних механізмів та параметрів зчеплення шин з дорогою.

2. На основі теоретичних моделей розглянуто процес гальмування для різних режимів завантаження автомобіля, побудовано ідеальні залежності гальмівних сил і коефіцієнтів використання зчеплення для передньої та задніх осей. Показано, що в порожньому стані переважає гальмування передньою віссю, тоді як при повному завантаженні зростає внесок задніх осей і особливої ваги набуває правильна робота регулятора гальмівних сил. Моделювання підтвердило, що відхилення фактичних характеристик від теоретично оптимальних пов'язане з перерозподілом навантаження, консервативними налаштуваннями регулятора та часом спрацьовування пневматичного привода.

2. Запропоновано методику дорожніх та стендових випробувань із використанням роликового гальмівного стенда Maha, вимірюванням тисків у контурах та гальмівних уповільнень. На основі змодельованих теоретичних та експериментальних даних виконано порівняння розрахункових і експериментальних результатів для різних режимів завантаження. Показано, що при коректному налаштуванні регулятора гальмівних сил і своєчасному технічному обслуговуванні можна забезпечити уповільнення, близькі до нормативних, зі збереженням стійкості та керованості автомобіля.

3. Економічний аналіз показав, що витрати на регулярне обслуговування, діагностику та удосконалення гальмівної системи є значно меншими порівняно з потенційними втратами від аварій, простоїв та

позапланових ремонтів, спричинених зниженням ефективності гальмування. Розрахункові оцінки продемонстрували економічну доцільність впровадження чітких регламентів обслуговування та періодичної стендової діагностики, а також оптимізації налаштувань регулятора гальмівних сил. Доведено підтвердила, що своєчасне підтримання пневматичної гальмівної системи у справному стані є не лише вимогою безпеки, але й економічно обґрунтованим заходом для експлуатації вантажних автомобілів категорії N3.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Brake and Air Suspension Products for Trailers product catalogue [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : https://www.knorr-bremsesfn.biz/WCMS/Artpics/126/Bildart/Drawings/TrUZTAksI0EBhB_Y007570_1_EN_006.pdf.
2. EBS Electronically Controlled Brake System [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : [http://www.autosluzby.cz/asl_katalog/asl_katalog/pdfdownload/WABCO_8150100153\[1\].pdf](http://www.autosluzby.cz/asl_katalog/asl_katalog/pdfdownload/WABCO_8150100153[1].pdf). – Title from the screen.
3. Electronic Braking System New Generation [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : http://www.wabco-auto.com/uploads/media/Product_Brochure-EBS_Standard_Bus_System_07.pdf.
4. Regulation No. 13. Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking. – Geneva : UNECE, 2014. – 281 p
5. Roller brake tester MBT 7250 EUROSYSYSTEM [Електронний ресурс]. – МАНА Maschinenbau Haldenwang GmbH & Co. KG. Режим доступу: офіц. сайт МАНА, розділ «MBT 7250 EUROSYSYSTEM».
6. Roller brake testers for cars, vans and commercial vehicles : product catalogue [Електронний ресурс]. – МАНА. Режим доступу: брошура «ROLLER BRAKE TESTERS».
7. Systems for the safety of commercial vehicles of today and tomorrow / WABCO. Hannover, 2002. 15 p.
8. Tatra 815 [Електронний ресурс] // Tractor & Construction Plant Wiki. – Режим доступу: стаття «Tatra 815» (дата звернення: 22.09.2025).
9. Tom Gelinas. Mis Alignment: The Tire Killer / Gelinas Tom // Fleet Equipment. 1999. Vol.18. № 2. 20 p.
10. Безпека життєдіяльності [Текст] : підруч. для студ. с.-г. вузів / І. П. Пістун [та ін.]. Львів : Світ, 1995. 288 с
11. Боровських Ю.І. Будова автомобіля / Ю.І. Боровських, Ю.В. Буралев, К.А. Морозов. Київ: Вища школа, 1991 303 с.

12. Дослідження впливу нерівномірності гальмівних сил на колесах автомобіля на параметри його руху : звіт про НДР (закл.) / Львівський НДІСЕ; кер. В. Т. Придиба. Львів, 2009. 70 с.
13. ДСТУ 2886-94. Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення. Київ : Держстандарт України, 1994.
14. ДСТУ 2919-94. Автотранспортні засоби. Гальмівні системи. Терміни та визначення. Київ : Держстандарт України, 1995. – 19 с.
15. ДСТУ 3333-96. Стенди роликові для перевірки гальмівних систем дорожніх транспортних засобів в умовах експлуатації. Загальні технічні вимоги. Київ : Держстандарт України, 1996.
16. ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного схвалення типу транспортних засобів категорій М N та О стосовно гальмування: Правила ЄЕК ООН № 13. [Чинні від 14.01.2008]. Женева Європейська Економічна Комісія Організації Об'єднаних націй, 2008. 276 с.
17. Кисляков В.Ф. Будова й експлуатація автомобілів / В.Ф. Кисляков, В.В.Лущик. Київ: Либідь, 2000 399 с.
18. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання : ДСТУ 3649:2010. [Чинний від 2011-07-01]. Офіц. вид. Київ: Держспоживстандарт України, 2011. 28 с.
19. Кравчук П. М, Гришук О.К. Математична модель руху автопоїзда в режимі гальмування. *Автошляховик України*. 2008. № 2. С. 22 23.
20. Крайник Л.В. Динаміка і параметрична оптимізація гальмового приводу тривісного автобуса з моноблочним кузовом. *Вісті Автомоб.-дор. ін-ту Автомоб.-дор. ін-т Донец. нац. техн. ун-ту*. Горлівка, 2009. № 2 (9). С. 33 - 36.
21. Наказ Міністерства транспорту України “Про затвердження Експлуатаційних норм середнього ресурсу пневматичних шин колісних транспортних засобів, використаних на колісних шасі” від 20.05.06, № 489: [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon1.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi?nreg=z 0695-06>

22. Наказ Міністерства транспорту України “Про правила надання послуг з технічного обслуговування і ремонту автомобільних транспортних засобів” від 11.11.2002 р., № 792: [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://zakon1.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi?nreg=z0122-03>.

23. Основи економіки транспорту : підручник / Щелкунов В. І., Кулаєв Ю. Ф., Зайончик Л. Г., Загорулько В. М. [та ін.]. Київ: Кондор, 2011. 392 с.

24. Подригало М. А. Вплив бортової нерівномірності гальмівних сил на відхилення автомобіля / М. А. Подригало, А. І. Коробко // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. Харків: ХНАДУ, 2009. № 24. С. 33–36.

25. Поляков В. М. Обладнання для експериментального дослідження маневреності та стійкості руху автопоїздів *Вісник НТУ, ТАУ*. 2002. № 7. С. 326 – 329.

26. Сахно В. П. Вплив перекосу мостів причіпних ланок на показники стійкості автопоїзда / В. П. Сахно, В. М. Поляков, О. М. Тімков, М. І. Файчук, В. М. Босенко, Д. Л. Мойся // Автошляховик України: Науково-виробничий журнал. № 4 (246). 2015. С. 16 – 21.

27. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ. Київ : Арістей, 2010. 155 с.

28. Стійкість дорожньо-транспортних засобів. Терміни та визначення : ДСТУ 3736:98. [Чинний від 1999-07-01]. Офіц. вид. Київ: Держстандарт України, 1999. – III, 11 с. (Державний стандарт України).

29. Файчук М. І., Поляков В. М., Горпинюк А. В., Тімков О. М. Огляд вимог нормативних документів відносно гальмівних властивостей автопоїздів. *Вісник НТУ*. Київ: НТУ, 2009. № 18. С. 45 – 50.

30. Шевчук В, Сукач О. Використання стенда для дослідження пневматичної гальмівної системи автомобіля. *Проблеми з транспортними потоками і напрямки їх розв’язання. Третя Всеукраїнська науково-теоретична конференція*. (м. Львів, Україна). Посвіт. Дрогобич, 2019. 20 – 21.