

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
другого (магістерського) рівня вищої освіти

на тему: **“Дослідження методу стендового контролю за технічним станом
пневматичних гальм сидельних автопоїздів”**

Виконав: студент групи Ат-62
Спеціальності 274 "Автомобільний транспорт"
(шифр і назва)
Кирило БРОВЧЕНКО
(ім'я та прізвище)
Керівник: Ростислав ПАСЛАВСЬКИЙ
(ім'я та прізвище)

Дубляни 2025

УДК 631.3.004.

Бровченко К. А. Дослідження методу стендового контролю за технічним станом пневматичних гальм сидельних автопоїздів: кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський НУВМГ, 2025. 82 с.

11 рис., 2 табл., 23 літ. джерел.

У магістерській роботі проведені теоретичним та експериментальним шляхом досліджені чинники, що викликають асиметрію гальмівних сил по бортах сидельного автопоїзда, впливають на виникнення явища складання під час гальмування і причини виникнення аварійних ситуацій - це параметри робочих процесів функціональних елементів пневматичного приводу робочої гальмівної системи автопоїзда, такі як: час наростання тиску повітря в приводах гальмівних механізмів окремо взятого колеса до максимуму, витоки стислого повітря в пневмоприводі, перепад тиску в елементах робочої гальмівної системи, час наповнення робочої порожнини елементів пневмоприводу, що розраховуються, за наявності витоку робочого тіла, вплив довжини гальмівних контурів

З М І С Т

ВСТУП	6
1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ	7
1.1. Обґрунтування вибору типу автопоїзда для дослідження його гальмівних властивостей	9
1.2. Аналіз показників ефективності функціонування сидельного автопоїзда	13
1.3. Аналіз існуючих методів та засобів контролю технічного стану робочих гальмівних систем	15
1.4. Огляд і аналіз приводів гальмівних систем	22
Висновки до розділу	25
2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	26
2.1. Математичні моделі руху автотранспортних засобів	26
2.2. Огляд гальмівних властивостей автопоїздів	30
2.3. Розрахункова модель дослідження процесу екстреного гальмування сидельного автопоїзда	35
2.4. Чинники впливу на асиметрію гальмівних сил по бортах автопоїзда	38
Висновки до розділу	42
3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	43
3.1. Натурний експеримент	43
3.2. Структура засобів технічного забезпечення	48
3.3. Методика рішення завдання попередження причин складання сидельного автопоїзда	50
3.4. Методика стендового контролю технічного стану пневмоприводу гальмівних механізмів автопоїзда	52
Висновки до розділу	57
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	58
4.1. Застосування методики попередження причин складання автопоїзда	58
4.2. Визначення низької ефективності роботи колісного гальмівного механізму	61

4.3. Оцінка впливу часу спрацьовування гальмівних механізмів напівприче- па на безпеку руху автопоїзда	62
Висновки до розділу	65
5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАСЕЛЕННЯ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	66
5.1. Аналіз стану охорони праці в транспортному підприємстві	66
5.2 Організація охорони праці	68
5.3. Техніка безпеки для виконання автомобільних перевезень	73
5.4. Захист населення у надзвичайних ситуаціях	74
Висновки до розділу	77
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	78
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	80

ВСТУП

До важко вирішуваних завдань відноситься організація діяльності з забезпечення безпеки дорожнього руху. До них відносять задачі попередження дорожньо-транспортних подій, в яких беруть участь сидельні автопоїзда, які є особливим класом шарнірно-зчленованих автотранспортних засобів. Вони перевозять різні види вантажів - сипучі, рідкі, великогабаритні. Сидельні автопоїзди володіють максимальними, допустимими для доріг загального користування, масово-габаритними параметрами, високою енергоємністю та швидкістю руху. Як наслідок, ДТП з їх участю, характеризуються високим рівнем особливо тяжких наслідків, як правило, загибеллю чи травмуванням людей та наносяться великі збитки.

До найскладніших випадків ДТП з участю сидельних автопоїздів є події, що виникають в результаті їх гальмування з виходом із займаної смуги (складання). Для попередження цієї причини необхідні знання про першопричини, що викликають бортову несиметрію через дії гальмівних сил. Тому необхідні дослідження механізмів попередження цих причин.

В процесі діагностики цих механізмів здійснюють періодичну оцінку максимальних значень гальмівних сил на кожному колесі та їх різниці по бортах, вимірюваних у відсотках в стендових умовах, а також оцінку загальносистемних (об'ємних) витоків стислого повітря в елементах конструкції пневмоприводів гальмівних механізмів - по швидкості падіння в них тиску. Така оцінка здійснюється в нормативні терміни діагностикою на барабанних роликів автоматизованих стендах, що виключають вплив на точність оцінки ефективності гальмівних систем людського чинника.

Для забезпечення високого рівня безпеки руху автомобіля необхідно продовжити накопичення знань про вплив технічного стану пневмопривода гальмівних систем сидельних автопоїздів на основі статистичної оцінки параметрів робочих процесів і відповідного методичного забезпечення.

1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ

Проблема аварійності на автомобільному транспорті розглядається Урядами країн як одна з небезпечних загроз. Дорожньо-транспортний травматизм знаходиться на восьмому місці в списку провідних причин смертності в світі [1], що характеризує ДТП як виражену загрозу для життя і здоров'я людини. Одним з головних генераторів смертності людей в світі є ДТП. Ступінь захищеності учасників дорожнього руху від ДТП знаходиться на низькому рівні і зі збільшенням світового парку автомобілів цей показник знижується. Організація Об'єднаних Націй характеризує ситуацію у сфері безпеки дорожнього руху дуже загрозливою. Випередження зростання рівня автомобілізації у великих містах по відношенню до виникнення характерних проблем, зростанню числа ДТП і потерпілих в них.

Безпека і ефективність використання транспортних засобів залежить від їх технічного стану. Виробники не можуть гарантувати відсутність несправностей автомобілів навіть в нормальних умовах експлуатації, вірогідність появи яких збільшується через порушення правил технічної експлуатації. Зокрема інтенсивній експлуатації без необхідного технічного контролю, а також за межами встановленого ресурсу, в умовах невчасного і неякісного сервісного обслуговування та ремонту.

Фундаментальні основи ефективної технічної експлуатації складають моніторинг технічного стану транспортних засобів, оцінка зміни потоку відмов автомобілів, вдосконалення методів діагностики та засобів технічної діагностики, що використовуються, підтримка і відновлення його справності. Сьогодні діагностам потрібні методичні засоби, пов'язані з володінням сучасною нормативною правовою базою, передовими технологіями забезпечення працездатності автомобілів, процедурами управління і їх інформаційною складовою.

З урахуванням вищевикладеного, можна зробити висновок про актуальність і обґрунтовану необхідність виконання роботи у області забезпечення

безпеки дорожнього руху шляхом впровадження комплексу заходів з підвищення її ефективності.

Статистичні матеріали, представлені на рис. 1.1, [2] показують, що основними видами ДТП є - зіткнення автомобілів, наїзд на пішохода і перекидання автотранспортного засобу. Аналіз представлених даних також свідчить про низький рівень культури поведінки на дорогах та індивідуальної правосвідомості учасників дорожнього руху.

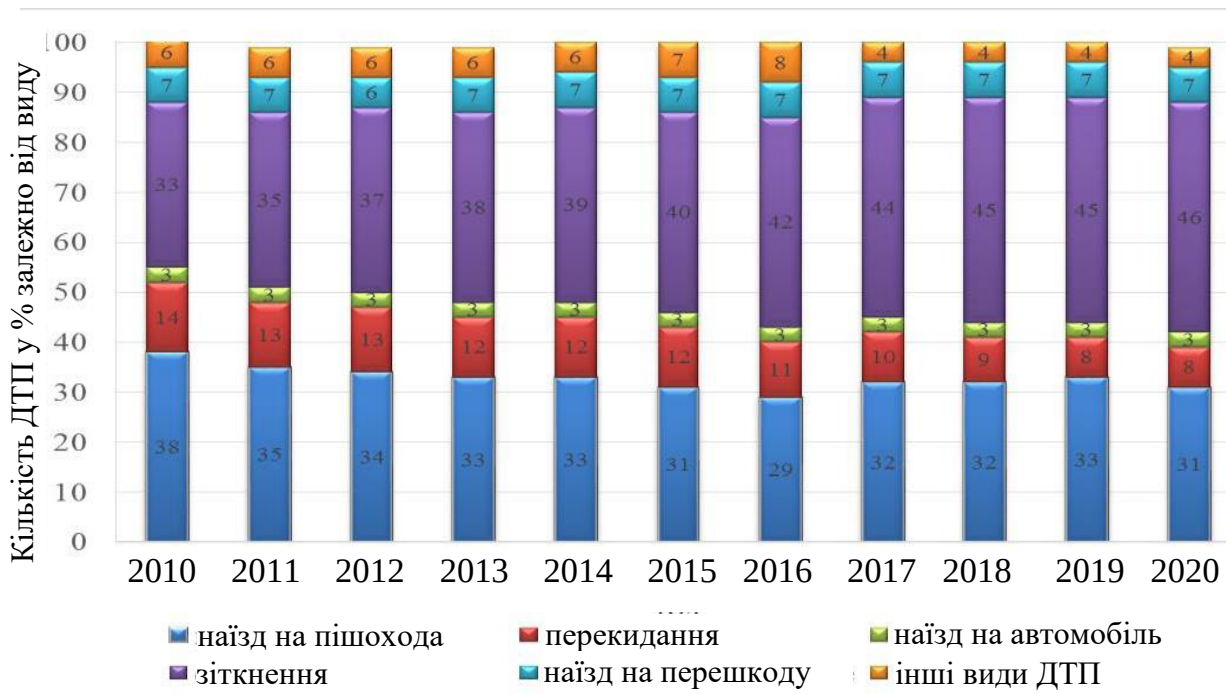


Рисунок 1.1. Кількості ДТП в % залежно від виду в період з 2010 по 2020 роки

Кількість ДТП через порушення правил маневрування водіями автомобілів займає перше місце і складає 32% від загального числа. Майже кожному з них передують процес гальмування. Ефективність гальмування автомобілів залежить від технічного стану гальмівної системи та експлуатації транспортного засобу. Статистика ДТП, представлена в таблиці 1.1, показує динаміку зростання подій, що викликає потребу оперативно реагувати на цю ситуацію та вжити заходи з попередження випуску технічно несправних автомобілів.

Оскільки ДТП з автопоїздами фіксуються в одній групі з іншими вантажними автомобілями, то окремо статистики не ведеться. Але збільшення числа автопоїздів в транспортних потоках, їх висока енергоємність (великі маси, ве-

ликі швидкості), а значить високий рівень небезпеки виникнення ДТП, висока вартість та пов'язані з нею втрати дорожніх споруд, елементів облаштування автомобільних доріг, висока тяжкість наслідків та інші втрати (економічні, матеріальні і т.д.) викликають потребу в розробці алгоритмів з ухвалення рішення попередження ДТП.

Таблиця 1.1. - Статистика ДТП і кількість постраждалих через експлуатацію технічно несправних автомобілів

Рік	ДТП	Потерпілі в ДТП	
		Загинуло	Поранений
2022	1553	338	1747
2023	1394	278	2052
2024	1066	253	2089

Зростаюча потреба в якісній реакції на те, що трапилося ДТП з боку держави, висока ціна збитку від ДТП визначають необхідність підвищувати вимоги до якості діагностичних робіт, точності їх результатів, як для діагностики технічного стану автомобіля в цілому, так і для його окремих систем.

1.1. Обґрунтування вибору типу автопоїзда для дослідження його гальмівних властивостей

Автопоїзд - конструктивно закінчений автотранспортний засіб, складається з декількох ланок, сполучених між собою роз'ємними зчіпними пристроями. Ланки - частини автопоїзда, які мають власну траєкторію руху, що добре помітне під час переміщення на повороті. Ланки автопоїзда можуть бути активними (у тому числі і причіпні) та пасивними (не ведучими) [3]. Оскільки автопоїзд трактується як двох- або багатомасова система, ланки якої сполучені

пружними зв'язками розглянемо класифікацію компоувальних схем автопоїздів і проаналізуємо їх.

По типу причіпної ланки, розрізняють наступні види автопоїздів, [3]: 1. Причіпний автопоїзд (рис 1.2.); 2. Сідельний тягач з напівпричепом (рис. 1.3.); 3. З причепом-розпуском (рис. 1.4); 4. Комбінований автопоїзд (рис. 1.5); 5. Комбінований автопоїзд з використанням візка, можливе використання другого напівпричепа (рис 1.6); 6. Причіпний трьох ланковий автопоїзд (рис 1.7).

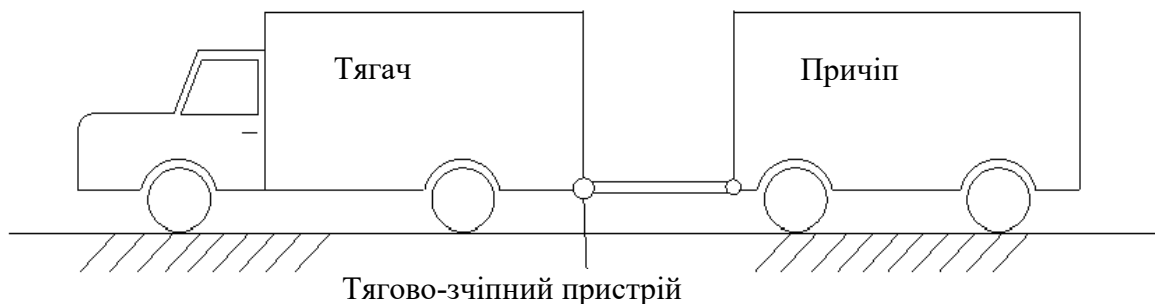


Рисунок 1.2. Причіпний автопоїзд

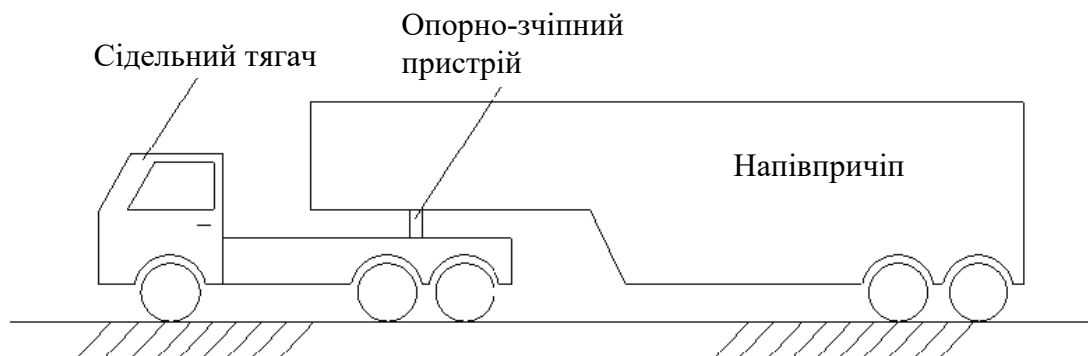


Рисунок 1.3. Сідельний автопоїзд

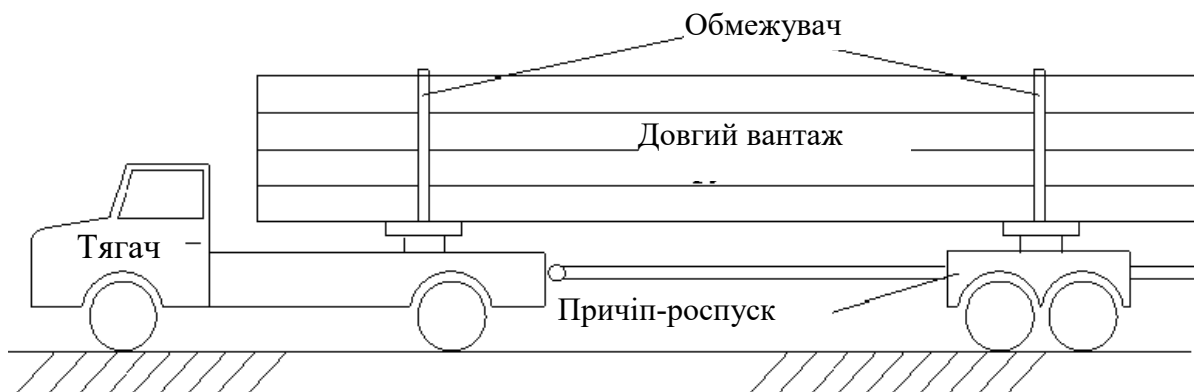


Рисунок 1.4. Автопоїзд з причепом-розпуском

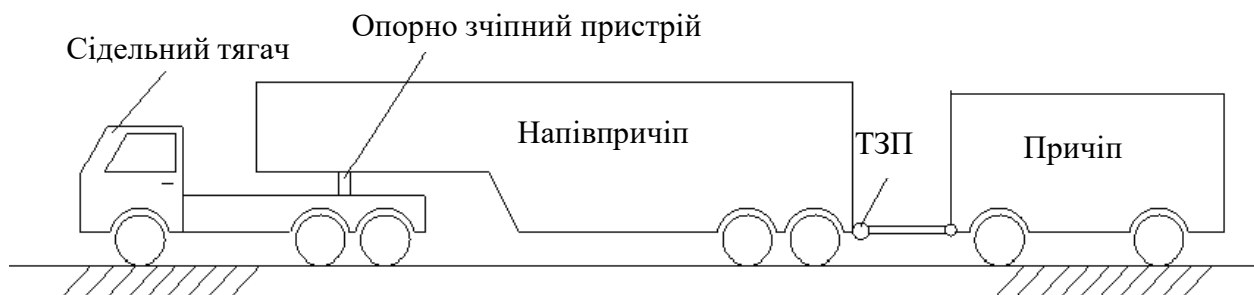


Рисунок 1.5. Сідельно-причіпний автопоїзд

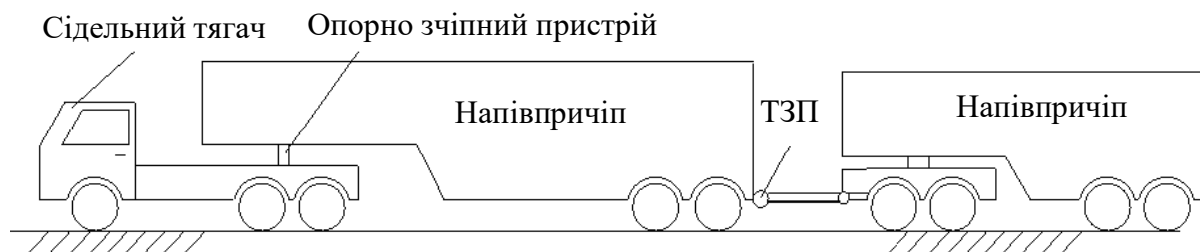


Рисунок 1.6. Сідельно-причіпний автопоїзд з підкочуваним візком

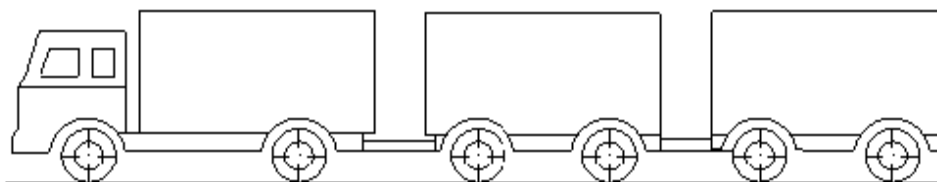


Рисунок 1.8 – Трьох ланковий автопоїзд (автомобіль-тягач + два причепа)

Відповідно до прийнятої системи класифікації, причепа (напівпричепа) категорій O_2 , O_3 , O_4 додатково залежно від конструкції поділяють:

- напівпричіп – буксирований транспортний засіб, осі якого розташовані позаду центру ваги повністю завантаженого автомобіля, обладнаний сідельно-зчіпним пристроєм, який передає вертикальні та горизонтальні навантаження на тягач. Одна або декілька осей напівпричепа може бути ведучою з приводом від буксируючого тягача;

причіп - буксирований транспортний засіб, обладнаний щонайменше двома осями і тягово-зчіпним (буксирним) пристроєм, який може переміщатися вертикально по відношенню до причепа та служить для повороту передніх осей, але не передає якого-небудь значного статичного навантаження на тягач;

причіп з центральною віссю - буксирований транспортний засіб, обладнаний тягово-зчіпним пристроєм, який обмежений в русі щодо тягача у верти-

кальній площині. Осі зміщені щодо центру ваги при повному завантаженні причепа забезпечуючи незначне статичне вертикальне завантаження, що не перевищує 120 % маси причепа або 10 кН (меншого з вказаних значень), передається тягачу.

Автопоїзд у складі тягача та напівпричепа має вищі прохідність, стійкість, маневреність, можливість керованого руху заднім ходом в порівнянні з транспортним засобом в складі тягач - причіп. Сідельні автопоїзда тієї ж вантажопідйомності по конструкції простіші та мають менший коефіцієнт металоемності, мають меншу довжину, витримують в повороті динамічний коридор автомобіля. Їх застосування дозволяє підвищити коефіцієнт пробігу, скоротити простій під розвантаженням та навантаженням. Виходячи з переваг сідельного автопоїзда, порівнюючи його з причіпним транспортним засобом, за умов безпеки дорожнього руху, а також відповідно до статистики департаменту поліції МВС України, згідно якої кількість зареєстрованих напівпричепів на 39% більше, ніж причепів категорії О₄ ухвалено рішення вибрати для дослідження сідельних автомобільних причепів [2].

Проаналізувавши склад парку вантажних автомобілів можна стверджувати, що транспортні засоби категорії N3 складають 24,8% від загального числа вантажних автомобілів, напівпричепа категорії О₄ складають 64% від загальної кількості напівпричепів всіх категорій (причепа О₄ від загального числа причепів всіх категорій становить 12,6%,). Отже, автопоїзда у складі тягача N3 і напівпричепа О₄ займають вагому частку від загального числа автопоїздів, у зв'язку з чим магістерська робота забезпечує вивченням технічного стану автопоїзда у складі тягача N3 і напівпричепа.

Рух одиночного автомобіля описується простішими математичними залежностями ніж сідельного автопоїзда. Зокрема шарнірно сполучені між собою елементи автопоїзда здійснюють взаємні переміщення, підвищується вірогідність здійснення явища складання транспортного засобу. Осі напівпричепа кочуться по траєкторіях, не відповідних радіусу повороту дороги і виникає при

цьому відведення коліс погіршує стійкість та керованість автопоїзда, особливо на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення.

Сьогодні конструкція транспортних засобів принципово змінилася - це об'єкти з великими масово-габаритними параметрами, з високим рівнем динамічних властивостей (прискорення, уповільнення, швидкість) плюс зовнішні параметри (складне дорожнє середовище - інтенсивність, густина транспортних потоків та складів), які в цих складних умовах водії автомобілів повинні врахувати для забезпечення безпеки руху. Тому в кваліфікаційній роботі аналізується вплив технічного стану робочої гальмівної системи сидельного автопоїзда на забезпечення безпеки дорожнього руху з урахуванням відмітних особливостей вибраного типу транспортного засобу.

1.2. Аналіз показників ефективності функціонування сидельного автопоїзда

Під час експлуатації сидельного автопоїзда відбувається зміна технічного стану всіх його систем, у тому числі і гальмівної, що істотно впливає на ефективність гальмування транспортного засобу і як наслідок на безпеку дорожнього руху.

Для забезпечення ефективного гальмування вантажного автомобіля гальмівне управління включає чотири складні системи [3, 8]:

1. Робоча гальмівна система, яка призначена для підтримки необхідної швидкості руху вантажного автомобіля, її зниження аж до повної зупинки в будь-яких умовах;
2. Запасна гальмівна система служить для зупинки транспортного засобу за умови втрати роботоздатності робочої гальмівної системи;
3. Стоянкова гальмівна система призначена для утримання транспортного засобу в нерухомому стані на опорній поверхні за умови дії на нього зовнішніх сил;

4. Допоміжна гальмівна система призначена для тривалої підтримки постійної швидкості руху автомобіля, а також її регулювання в межах, відмінних від нуля.

Для забезпечення безпеки дорожнього руху гальмівне управління повинне у будь-який момент часу забезпечувати максимально можливу в даних умовах ефективність гальмування, тобто зупинити сидельний автопоїзд з мінімальним гальмівним шляхом. Водії автомобілів використовують робочу гальмівну систему на будь-яких режимах гальмування.

Оцінка технічного стану робочої гальмівної системи на предмет відповідності її ефективності гальмування, нормативам, встановленим міжнародними правилами здійснюється за наступними показниками, [12]:

- 1. Під час перевірки на роликівих стендах розраховується, [12]:
 - зусилля на органі управління R_p , не більш для тягача категорії N3 - 980 Н і для напівпричепа категорії O₄ - 686 Н;
 - питома гальмівна сила y_t , окремо для тягача і напівпричепа для робочої гальмівної системи не менше 0,45 для тягача категорії N3, не менше 0,41 для напівпричепа категорії O₄. По цьому показнику характеризується взаємодія ланок сидельного автопоїзда - тягача і напівпричепа в процесі гальмування, [6-8]:
 - 2. Якщо $y_p = y_t$, то $R_s = 0$ - гальмування синхронне;
 - 3. Якщо $y_p > y_t$, то $R_s > 0$ - напівпричіп підсилює гальмування тягача, забезпечуючи розтягування автопоїзда, що усуває явище складання;
 - 4. Якщо $y_p < y_t$, то $R_s < 0$ - під час гальмування напівпричіп накочується на тягач, що зумовлює складання автопоїзда і втрату стійкості;
 - відносна різниця F (у %) гальмівних сил коліс осі сидельного автопоїзда для дискових колісних гальмівних механізмів не більш 20%. Цим показником визначається стійкість автомобіля під час гальмування.

Виконуючи перевірку в дорожніх умовах, [12]:

- гальмівний шлях S_t , м для тягача категорії N3 не більше 20 м;
- стале уповільнення, j_z , м/с²;

- час спрацьовування гальмівної системи, $t_{сп}$, с;
- коридор руху – під час гальмування робочою системою з початковою швидкістю гальмування 40 км/год сідельний автопоїзд у складі тягача категорії N3 і напівпричепа О4 не повинні жодною своєю частиною виходити з нормативного коридору руху шириною 3 м;
- зусилля на органі управління $P_{п}$, не більше для тягача категорії N3 - 686 Н.

Завдяки перевірки отримані значення показників порівнюють з нормативними. Робоча гальмівна система вважається справною і допустимою до експлуатації за умови відповідності вказаних значень нормативним. У випадку невідповідності - експлуатація автомобіля не допустима до усунення несправностей.

Показниками ефективності гальмування сідельного автопоїзда вважають лише справну або несправну робочу гальмівну систему, що недостатньо для якісного контролю функціонування. Інші чинники, що впливають на процес гальмування сідельного автопоїзда, та відповідно на рівень дорожньої безпеки, роблять доцільним виконання досліджень механізму впливу на неї не доступних для оцінки раніше параметрів робочих процесів функціонування пневматичних приводів робочої гальмівної системи. З метою вдосконалення відповідного методичного та технічного забезпечення задач контролю функціонування пневматичних гальмівних систем проаналізуємо методи і засоби контролю.

1.3. Аналіз існуючих методів та засобів контролю технічного стану робочих гальмівних систем

Згідно технічної документації ефективність роботи гальмівних систем транспортних засобів допускається оцінювати за допомогою проведення або стендових випробувань, або дорожніх випробувань. Вимоги стандартів є обо-

в'язковими, оскільки забезпечують збереження життя і здоров'я людей, їх майна та охорону навколишнього середовища.

Дорожній метод контролю робочої гальмівної системи автомобіля має істотні недоліки. Наприклад обов'язкова наявність майданчика з рівним горизонтальним покриттям, що не у кожного автопідприємства є, несприятливі погодно-кліматичні умови, які не дозволяють виконувати контроль в потрібний час та встановлені терміни, наявність водіїв з необхідною кваліфікацією водіння сидільних автопоїздів, якщо оцінні показники виходять за межі нормативних значень, метод не дозволяє виявляти причину і місце несправності, що все одно веде до необхідності виконувати діагностику автотранспортного засобу на стенді. Тому в кваліфікаційній роботі дорожній метод розглядатися не буде.

Для підтримки необхідного технічного стану робочої гальмівної системи автомобіля в процесі експлуатації потрібно якісно виконувати її діагностику.

Діагностика системи гальмування автомобіля відповідно до нормативних правових документів може здійснюватися наступними методами, [14, 15]:

органолептичним - за допомогою органів чуття людини (слуху, зору, дотику і нюху), достовірність якого не перевищує 40%;

технічним - за допомогою спеціального діагностичного устаткування без розбирання транспортного засобу, достовірність якого більше 90%.

Відсутність витоків стислого повітря з гальмівних камер коліс перевіряють на слух або за допомогою електронного детектора витоків стислого повітря за умови наявності нормативного тиску в пневмоприводі при вимкненому двигуні.

В умовах експлуатації транспортних засобів стендові методи діагностики робочої гальмівної системи найпоширеніші та мають ряд переваг:

скорочення часу обробки результатів діагностики та можливість виконання більшої кількості перевірок;

виключений вплив природнокліматичних чинників.

Згідно дослідженням Ervin, R. D., Fancher P.S., Gillespie T.D. методи діагностики гальмівної системи на майданчикових стендах мають недоліки [12]:

присутні зриви плями контакту як у момент наїзду на них гальмуючих коліс автомобіля, так і у момент блокування коліс, через повздовжні коливання майданчиків;

висока складність позиціонування гальмуючих коліс автомобіля щодо центрів майданчиків стенду та пов'язана з цим поява моментів, що розвертають майданчики;

нестабільність дії управління (зусилля та швидкість натиснення на педаль гальма), погрішність вимірювання гальмівних сил на майданчикових стендах досягає 30 %.

Гальмівні системи причепів (напівпричепів) спорядженої маси перевіряють у складі автопоїзда тільки на роликівих стендах, а причепів (напівпричепів) технічно допустимої максимальної маси у складі автопоїзда - на роликівих стендах та інерційним методом в дорожніх умовах, у зв'язку з чим перевірка гальмівної ефективності сидельного автопоїзда на майданчикових стендах не допускається.

До недоліків інерційних роликівих стендів відносять [16]:

залежність результатів перевірки від кута розташування колеса автомобіля щодо повздовжніх осей роликів, характеру взаємодії еластичного колеса при гальмуванні з двох роликів на один, перерозподіл нормальних реакцій, а також геометричних параметрів колеса і стенду;

низький рівень безпеки процесу випробувань;

висока трудомісткість та велика тривалість проведення діагностики автомобіля.

Через виникнення великих погрішностей вимірювання силових параметрів, що характеризують гальмівну ефективність та стійкість автомобіля при гальмуванні, силові стенди з біговими барабанами не завжди дають об'єктивну оцінку її технічного стану. Наприклад, низька швидкість прокручування коліс автомобіля приводить до зміни гальмівних сил залежно від режиму гальмування від плюс 8,5 до плюс 22% , [14].

В порівнянні з іншими видами стендів, силові роликові гальмівні стенди мають наступні переваги:

- забезпечено високий рівень безпеки під час проведення контролю, оскільки кінетична енергія випробовуваного автомобіля на такому стенді рівна нулю;
- за результатами перевірки гальмівних систем транспортних засобів дозволяють отримати точні дані;
- дозволяють забезпечити точне вимірювання значень швидкості гальмування приводу роликів стенду;
- можна спостерігати в графічній інтерпретації динаміку процесу гальмування.

Відповідно до технічної документації допускається перевіряти показники ефективності гальмування та стійкості автомобіля при гальмуванні методами і способами, еквівалентними встановленими міжнародними стандартами, якщо вони регламентовані нормативними документами.

Зі всіх видів стендів силові роликові гальмівні стенди вважають найефективнішими засоби діагностики гальмівних систем сидельного автопоїзда. Ці стенди вимірюють наступні оцінні показники: вага, що припадає на окреме колесо автомобіля, G , кг; гальмівну силу кожного колеса, P_T , кН; питому гальмівну силу кожного колеса, y_T ; зусилля на органі керуванням гальмами, P_n , Н; нерівномірність гальмівної сили за один оберт колеса. Дні перевірки виводяться на дисплей у вигляді графічної або цифрової інформації, результати діагностики зберігаються в базі даних підприємств державного технічного огляду.

З огляду технічної літератури можна стверджувати, що силові роликові гальмівні стенди найякісніше характеризують технічний стан робочої гальмівної системи транспортних засобів, володіють найбільшою точністю порівняно з іншими видами стендів, а також оперативністю виконання випробувань.

Дослідження методик діагностики технічного стану гальмівних систем транспортних засобів показали, що для контролю якості функціонування гальмівних систем автомобілів з ABS на інерційних роликових стендах недоцільно

використовувати показники, встановлені ДСТУ 51709-2011 «Автотранспортні засоби. Вимоги безпеки до технічного стану і методи перевірки». Зважаючи на їх малу інформативність, застосовують метод, що дозволяє проводити діагностику гальмівної системи автомобілів з функціонуючою ABS на інерційному роликовому стенді з використанням інтегральних показників, що дозволяють чисельно оцінювати якість роботи гальмівної системи і ABS. Розглянутий метод дозволяє визначити: середнє значення питомої гальмівної сили y ; відносну різницю гальмівної сили коліс осі K_n ; середнє значення відносного прослизання S ; діапазон зміни значень прослизання AS ; діапазон зміни значень реалізованої дотичної реакції ARX ; час спрацьовування гальмівної системи $t_{ср}$.

Дослідження Maas, J.W. [17] показали, що при технічно несправній гальмівній системі причепа в умовах експлуатації відбувається зниження ефективності гальмування автопоїзда на 20 %. Представлена математична модель процесу гальмування автопоїзда, яка враховує зміни технічного стану гальмівної системи автопоїзда в умовах експлуатації. Під час стендових випробувань вибрані та обґрунтовані наступні оцінні параметри технічного стану гальмівної системи причепа: питома гальмівна сила на колесах причепа за умови дії зусилля штовхання на зчіпній головці; порогове зусилля пристрою управління.

Також застосовують засоби і методику експериментального та лабораторного дослідження впливу основних несправностей пневматичної гальмівної системи автомобіля з ABS на робочий процес загальмовування колеса на основі використання віртуально-фізичної технології. Такі методи дозволяють варіювати параметрами технічного стану, такими як: коефіцієнт тертя гальмівної накладки, гістерезис гальмівного механізму, зазор в гальмівному механізмі, час спрацьовування клапана модулятора, поріг настройки логічного блоку ABS і виконувати оцінку результатів на основі методу порівняння станів. Розроблені структурно-слідчі схеми, аналіз яких показав, що питання діагностики вантажних автомобілів з пневматичною гальмівною системою, оснащеною ABS, доцільно вирішувати комплексно, використовуючи засоби бортового контролю, та стаціонарне діагностичне устаткування.

Mohamed. B. [19] запропонував метод диференціальної діагностики гальмівних систем вантажних автомобілів з пневматичним приводом, на стендах з біговими барабанами. Отримані величини від гальмівного стенду і сенсорів тиску повітря в пневмоприводі гальмівних систем автомобіля, дозволяють сформувати динамічні характеристики функціонування гальмівної системи та визначити ті діагностичні ознаки, за якими можна виявити причину і місце виникнення несправності гальмівних систем транспортних засобів. За цим методом визначають функцію зміни нормальної реакції від коефіцієнта зчеплення і пролизання; навантаження, що діє на колесо, хід штока гальмівної камери; функцію гальмівного моменту від коефіцієнта тертя між гальмівним барабаном та фрикційними накладками, тиск в гальмівній камері та кутова швидкість обертання колеса; функція тиску в гальмівній камері від часу.

Mäurer, H. J. [18] удосконалив методику вимірювання силових параметрів, які характеризують технічний стан гальмівних систем автомобілів. Ця методика значно зменшує погрішності вимірювання силових параметрів, що характеризують процес гальмування транспортних засобів на стендах з біговими барабанами. Також враховує: характер взаємодії коліс автомобіля з опорними поверхнями бігових барабанів під час їх вертикальних та повздовжніх переміщеннях; коливання і переміщення підресореної маси автомобілів, вплив на цей процес пружних характеристик підвіски транспортного засобу.

Широкого застосування набув метод послідовної (по одній осі) діагностики гальмівної системи автомобіля з функціонуючою ABS на стенді з одною платформою з біговими барабанами. Цей метод заснований на аналізі інформації, що поступає від електронних систем стенду, які вимірюють гальмівні сили, кутову швидкість бігових барабанів стенду, зусилля на органі управління, кутові швидкості коліс осі автомобіля, навантаження на вісь транспортного засобу в процесі гальмування. Також розроблена математична модель процесу гальмування автомобіля з функціонуючою ABS на інерційному стенді з одною платформою і біговими барабанами. Ця математична модель враховує характе-

ристики взаємодії конструктивних і експлуатаційних чинників з біговими барабанами стенду.

З науково технічної літератури встановлене наступне:

- діагностику вантажних автомобілів і автопоїздів з пневматичною гальмівною системою доцільно проводити комплексно з використанням як засобів бортового контролю, так і стаціонарного діагностичного устаткування;
- у існуючих методиках і математичних моделях передбачається скорочення величин погрішностей вимірювань засобів технічної діагностики;
- показники процесу гальмування автомобіля залежать від характеристик і технічного стану гальмівної системи та її елементів (гальмівні механізми, гальмівний привід);
- різними методами і засобами технічної діагностики визначалися і обґрунтовувалися оцінні показники ефективності функціонування гальмівних систем;
- втрати стиснутого повітря з елементів пневмоприводу, час наростання тиску повітря в приводах гальмівних механізмів окремо взятого колеса до максимуму, довжина трубопроводів, тиск і час наповнення робочої порожнини елементів пневмоприводу гальмівних систем, що розраховуються, при зовнішніх витоках в дослідженнях не розглядалися.

Вимоги до технічно справної робочої гальмівної системи за параметрами зусилля на педаль і різниці гальмівних сил коліс осі достатньо узагальнені, не здатні мінімізувати ризики виникнення ДТП при гальмуванні та не вирішують задачу визначення безпечного технічного стану пневмоприводу. У зв'язку з цим, необхідно продовжити дослідження параметрів робочих процесів функціонування робочої гальмівної системи сидельних автопоїздів для запобігання першопричинам виникнення явища "складання" і оцінки допустимого технічного стану по чинниках для пневмоприводу кожного колеса.

1.4. Огляд і аналіз приводів гальмівних систем

Управління механізмами гальмівних систем автомобіля здійснюється за допомогою приводів, які можуть бути механічними, гідравлічними, пневматичними, електричними і комбінованими. Вирішальним чинником під час вибору виду приводу вважаються усунення недоліків інших приводів.

Найбільшого застосування на вантажних автомобілях середньої і великої вантажопідйомності і на автобусах набули пневматичні приводи гальм [5]. Вважається що цей тип гальм характеризується легкістю управління і зручністю з'єднання приводів гальмівних систем тягача і причепа (напівпричепа); можливістю застосування системи ABS, реалізацією можливості аварійного резервування розділенням контурів; можливістю використання стиснутого повітря для інших цілей (привід склоочисників, накачування та підтримка тиску в шинах і ін.); відсутність необхідності повертати робоче тіло (повітря) назад до компресора; менша вага робочого тіла; менша вага виконавчих пристроїв в порівнянні з електричними; можливість скидання відпрацьованого повітря назад в атмосферу; простота і економічність, обумовлені дешевизною робочого тіла; менш чутливий до зміни температури навколишнього середовища.

До недоліків пневмоприводу відносять більший час спрацьовування (у 5-10 разів більше, ніж у гідроприводу), складність виробництва та обслуговування, порівняльно висока вартість, постійні втрати потужності на привід компресора. Останній недолік може бути відсутнім за умови застосування електропневмоприводу; нагрівання і охолодження робочого газу в процесі стискання в компресорах (обумовлений законами термодинаміки, що може привести до обмерзання пневмосистем). Конденсація водяної пари з повітря, і у зв'язку з цим необхідність його осушення забезпечує нижчий коефіцієнт корисної дії, ніж у гідроприводу. Спостерігається низька точність спрацьовування і плавність ходу, також можливість вибухового розриву трубопроводів або виробничого травматизму (як правило тиск в пневмосистемах не перевищує 1 МПа і, як наслідок, зусилля на робочих органах значно менше порівняно з гідроприводом), [5].

Гідравлічний привід гальм застосовується в робочих гальмівних системах легкових та вантажних автомобілів малої вантажопідйомності.

До переваг гідроприводу відносять: незначний час спрацьовування завдяки мізерному коефіцієнту стискання рідини і великої жорсткості трубопроводів; можливість отримання бажаного розподілу гальмівних зусиль між мостами, колесами та колодками завдяки розмірів поршнів колісних циліндрів; простота управління і автоматизації; відсутність перевантажень у виконавчих органах; наприклад, якщо зусилля на штоку гідроциліндра стає дуже великим (таке можливе коли шток, сполучений з робочим органом, зустрічає перешкоду на своєму шляху), то тиск в гідросистемі досягає великих значень, тоді спрацьовує запобіжний клапан в гідросистемі, що зумовлює злив рідини в бак, і тиск зменшується; невеликі маси та розміри і зручність компоновки елементів приводу, [6].

У гідроприводі також існують недоліки: зменшення ефективності гальмування впродовж тривалого часу, оскільки значний тиск рідини (до 10-12 МПа) в перебігу довгого часу зменшується через негерметичність ущільнювачів; за умови місцевих пошкоджень гальмівної системи настає швидкий вихід з ладу.

Як правило механічний привід гальм застосовується для забезпечення тривалих стоянок. Його встановлюють на агрегати трансмісії або гальмівні механізми однієї осі, [4].

В технічній літературі звернуто увагу, що механічний привід не забезпечує в експлуатації одночасного початку роботи гальм і необхідного розподілу сил між ними. Спостерігається велике число шарнірних з'єднань і опор в приводі, що зумовлює значні втрати на тертя. Перераховані недоліки визначають неможливість використання механічного приводу в робочій гальмівній системі автомобіля.

Електричний привід гальм не має поки широкого застосування через відсутності на автомобілях відносно потужного і надійного джерела електричної енергії. Він застосовується для управління гальмами деяких причепів, [5].

Комбінований електропневматичний гальмівний привід набув поширення порівняно недавно. В цьому приводі повітря використовують для загальмовування коліс, а управління всіма апаратами здійснюється електричним шляхом. Встановлюється такий привід тільки в робочій гальмівній системі.

Переваги комбінованої системи полягають у зменшенні часу спрацювання особливо віддалених осей причепа або напівпричепа. Також зменшується гальмівний шляху і здійснюється оптимальний розподіл гальмівних сил між передніми і задніми колесами автомобіля. Зменшуються зусилля стискання в зчепленні автопоїзда за рахунок одночасності дії гальм на всіх ланках автопоїзда та збільшується стійкість автопоїзда (знижується ризик складання). Здійснюється бортовою діагностикою безперервний контроль за справністю елементів приводу. За рахунок використання електронного управління гальмами можлива подальша автоматизації управління рухом автомобіля. Об'єднання функцій декількох апаратів в одному зумовлює спрощення приводу, в порівнянні з пневматичним.

У роботі електропневматичного гальмівного приводу є свої недоліки. Для прикладу вказують на небезпеку порушення контактів, механічне пошкодження провідників або збої в роботі комп'ютера. Це зумовлює повний вихід гальмівного приводу з ладу і тому будь-яка схема сучасного електропневматичного гальмівного приводу передбачає виконання одного або декількох контурів тягача і управління причепом з паралельним дублюванням пневматичним приводом, [14].

Пневмогідравлічний гальмівний привід застосовується в робочій гальмівній системі середніх і важких вантажних автомобілях, зокрема тягачів і причепів, [15].

Для пневмогідравлічного приводу характерні значно менші габарити і маса, менший час спрацювання, ніж у чисто пневматичного приводу.

Застосування комбінованих приводів дає змогу подолати недоліки одного з приводів компенсувати перевагами іншого.

Висновки до розділу

Сьогодні працівникам станцій технічного обслуговування, ліній технічного контролю потрібні методичні засоби, пов'язані з володінням сучасною нормативною технічною базою, передовими технологіями забезпечення працездатності автотранспортних засобів, процедурами управління і їх інформаційною складовою. Це необхідно для глибшого вивчення параметрів робочих процесів робочих гальмівних систем та отримання показників, що визначають роботу системи на основі вимірювання і аналізу технічного стану всіх функціональних елементів пневмопривода гальм сидельних автопоїздів.

В результаті існуючої невизначеності, відсутності необхідних методичних засобів діагностики робочої гальмівної системи сидельних автопоїздів, оцінка дій водія під час дорожніх пригод недостатньо точна, унаслідок чого важко визначити степінь кримінальної відповідальності. Під час контролю технічного стану гальмівної системи відсутність витоків стиснутого повітря з гальмівних камер коліс перевіряють при вимкненому двигуні та нормативному тиску в пневмоприводі на слух. Достовірність такого методу не перевищує 40%. Параметри тиску в гальмівних контурах і гальмівних камерах для кожного окремого колеса автомобіля на сьогоднішній день не вимірюються. В процесі одного гальмування не показано як змінюється динаміка робочих процесів гальмівного приводу кожного окремого колеса. А це дуже важливо для оцінки технічного стану гальмівної системи сидельних автопоїздів.

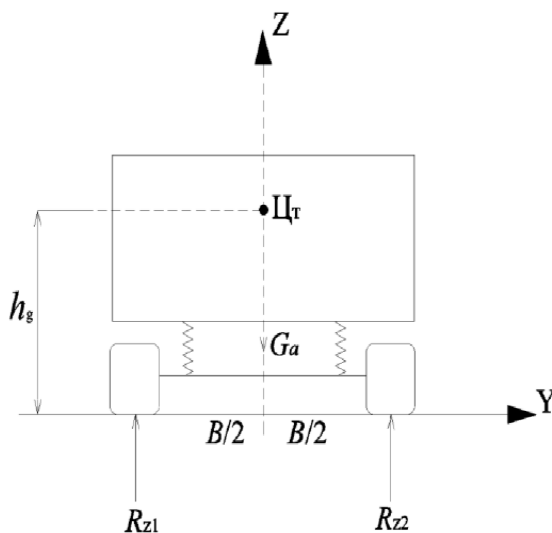
Аналіз розглянутих досліджень підтверджує, що особливу увагу необхідна звернути на технічний стан гальмівної системи сидельних автомобілів, оскільки показники їх гальмівної ефективності та стійкості часто не відповідають вимогам нормативних документів і в процесі гальмування зумовлюють виникнення аварійних ситуацій.

Таким чином, виникає потреба у виконанні магістерської роботи з дослідження механізму впливу на рівень дорожньої безпеки параметрів робочих процесів функціонування пневмоприводу робочої гальмівної системи.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Математичні моделі руху автотранспортних засобів

Під час прямолінійного руху (рис. 2.1) сили діючі на автомобіль визначаються рівняннями 2.1-2.4:



G_a - вага автомобіля, кг; R_{zi} - нормальна реакція дороги, діюча на колеса автомобіля; h_g - висота центру тяжіння, м; B – колія автомобіля, м; Y - поздовжня вісь; Z - поперечна вісь.

Рисунок 2.1. Розрахункова схема сил, діючих на автомобіль під час прямолінійного руху на горизонтальній опорній поверхні

Рівняння руху автомобіля, [4-8]:

$$\frac{G_a}{g} \cdot j = R_{x1} + R_{x2} - P_v \quad (2.1.)$$

$$G_a = m_a \cdot g = R_{z1} + R_{z2} \quad (2.2.)$$

де: q - прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

j - прискорення автомобіля м/с^2 ;

P_v - сила опору повітря;

m_a - маса автомобіля;

R_{xi} - поздовжня реакції дороги, діюча на колеса автомобіля.

Розподіл сил між мостами під час руху на горизонтальній дорозі (рис. 2.1) визначений залежностями, [4-8]:

Якщо $R = \frac{L}{(\alpha_k + \Delta\delta)}$; тоді

$$\begin{aligned} V_y &= V_a \cdot \left[\frac{a}{L} \cdot (\alpha_k + \Delta\delta) - (\alpha_k - \delta_1) \right] = V_a \cdot \left[\frac{a}{L} \cdot (\alpha_k - \delta_1) + \frac{a}{L} \cdot \delta_2 - (\alpha_k - \delta_1) \right] = \\ &= V_a \cdot \left[-\frac{b}{L} \cdot (\alpha_k - \delta_1) + \frac{a}{L} \cdot \delta_2 \right], \end{aligned} \quad (2.8.)$$

$$V_y = \frac{V_a}{L} [a \cdot \delta_2 - b \cdot (\alpha_k - \delta_1)], \quad (2.9.)$$

$$\dot{V}_y = \frac{\dot{V}_a}{L} [a \cdot \delta_2 - b \cdot (\alpha_k - \delta_1)] + \frac{V_a}{L} [a \cdot \dot{\delta}_2 - b \cdot (\dot{\alpha}_k - \dot{\delta}_1)], \quad (2.10.)$$

відповідно $j_x = j_a + \frac{V_a \cdot \omega_a}{L} \cdot [a \cdot \delta_2 - b \cdot (\alpha_k - \delta_1)], \quad (2.11.)$

$$j_y = V_a \cdot \omega_a - \frac{V_a}{L} [a \cdot \dot{\delta}_2 - b \cdot (\dot{\alpha}_k - \dot{\delta}_1)] - \frac{\dot{V}_a}{L} [a \cdot \delta_2 - b \cdot (\alpha_k - \delta_1)] \quad (2.12.)$$

де: j_a - прискорення, м/с^2 ;

ω_a - кутова швидкість;

$\dot{V}_a$ - прискорення автомобіля;

δ_i - кут відведення і того колеса.

Дія бічних сил:

$$P_x = j_x \cdot \frac{G_a}{g}, \quad (2.13.)$$

$$P_y = j_y \cdot \frac{G_a}{g}. \quad (2.14.)$$

Розподіл P_y по осях:

$$J_a^z \cdot \dot{\omega}_a = R_{z1} \cdot a + R_{z2} \cdot b, \quad (2.15.)$$

$$P_y = R_{y1} + R_{y2}, \quad (2.16.)$$

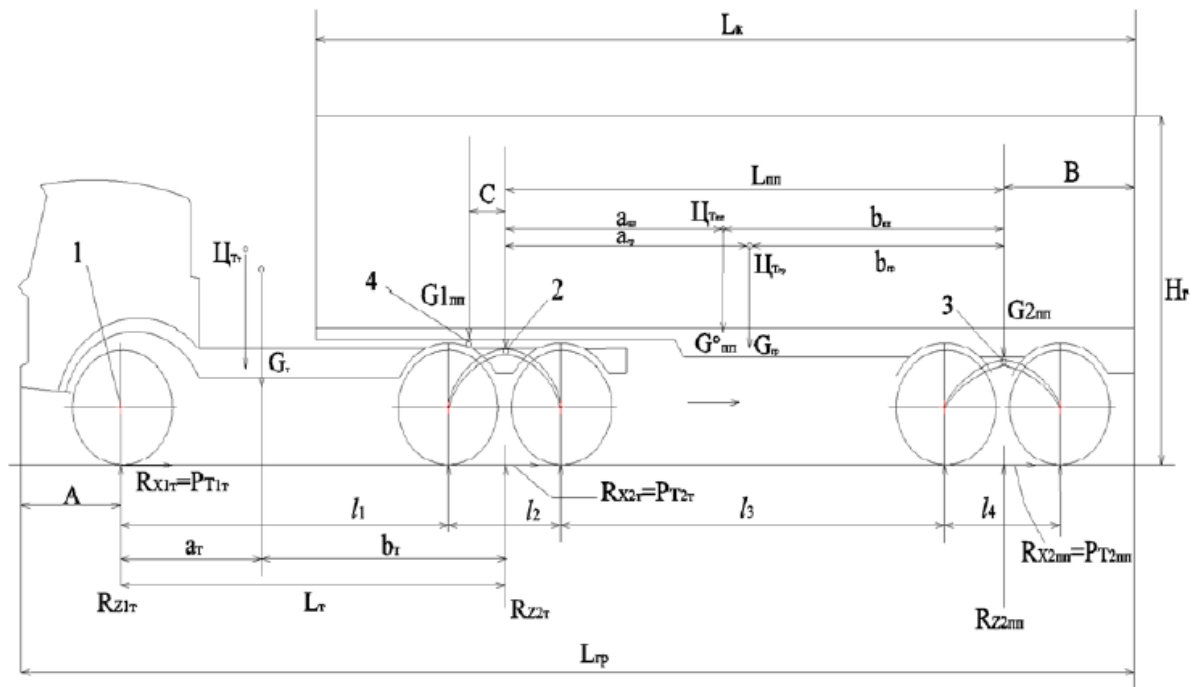
$$P_{цб} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V_a^2}{R} \quad (2.17.)$$

де: j_x - повздовжнє прискорення автомобіля, м/с^2 ;

j_y - поперечне прискорення, м/с^2 ;

J_a^z - момент інерції автомобіля відносно вертикальної осі;

$\dot{\omega}_a$ - кутове прискорення автомобіля.



H_g - габаритна висота; L_{gp} - довжина вантажівки; L_k - довжина кузова тягача; L_T - колісна база тягача; Π_{TT} - центр тяжіння тягача; Π_{TP} - центр тяжіння напівпричепа; Π_{TTP} - центр тяжіння вантажу; $G_{пп}^0$ - вага порожнього напівпричепа; $G_{1пп}$ - навантаження на сидельний пристрій від напівпричепа; $G_{2пп}$ - навантаження на задні осі напівпричепа; $G_{гр}$ - вага вантажу; G_T - вага тягача в спорядженому стані; $L_{пп}$ - база напівпричепа; a_T і b_T - координати центру тяжіння тягача; $a_{пп}$ і $b_{пп}$ - координати центру тяжіння напівпричепа; $a_{гр}$ і $b_{гр}$ - координати центру тяжіння вантажу; $R_{x1пп}$ - поздовжні реакції дороги на колеса задніх осей напівпричепа; $R_{x1г}$ - поздовжні реакції дороги на колеса передньої та задньої осей тягача; $P_{T1г}$ - гальмівна сила передньої та задніх осей тягача; $P_{Tпп}$ - гальмівна сила на колесах осей напівпричепа; $R_{z1г}$ - нормальна реакція дороги на колеса передньої та задніх осей тягача; $R_{z1пп}$ - нормальна реакція дороги на сидельно-зчіпний пристрій автопоїзда; $R_{z2пп}$ - нормальна реакція дороги на колеса осей напівпричепа; 1, 2, 3 і 4 - точки прикладання сил; A - переднє звисання тягача; B - заднє звисання напівпричепа. C - зсув осі сидельного пристрою щодо осі балансірної підвіски; l_i - відстані між осями ланок автопоїзда.

Рисунок. 2.3. Розрахункова схема діючих сил в процесі гальмування.

Сили, діючі на автомобіль в процесі гальмування представлені на рис. 2.3. Рівняння руху сидельного автомобіля під час гальмування на горизонтальній опорній поверхні має наступний вигляд, [5]:

$$\frac{G_a}{g} j_3 = P_{xi_{\tau}} + P_{xi_{\pi\pi}} + P_b \quad (2.18.)$$

де: j_3 - уповільнення автопоїзда.

Під час гальмівного режиму руху автомобіля не можна нехтувати силами взаємодії ланок і розглядати автопоїзд як одномасову плоску систему. Метою гальмування є забезпечення управління швидкістю автомобіля [5]. Забезпечення справної роботи гальмівних систем автомобіля є головним способом запобігання аварійних ситуацій.

Розглянемо гальмівні властивості сидельного автопоїзда.

2.2. Огляд гальмівних властивостей автопоїздів

Гальмівні властивості це здатність автомобіля інтенсивно знижувати швидкість руху аж до повної зупинки, зберігати задану швидкість руху на затяжних спусках і залишатися нерухомим на дорозі під дією яких-небудь збурюючих сил.

В гальмівному режимі руху сидельного автопоїзда не можна нехтувати силами взаємодії ланок і розглядати автопоїзд як одномасову плоску систему. На рис. 2.3 показана схема сил, діючих на ланки сидельного автопоїзда на режимі гальмування.

Рівняння руху сидельного автопоїзда під час гальмування описуються виразом, [5]:

$$\frac{G_a}{g} \cdot j_3 = P_{Ti_{\tau}} + P_{Ti_{\pi\pi}} + P_b \quad (2.19.)$$

Розподіл гальмівної сили між мостами під час гальмування на горизонтальній дорозі визначимо за формулами:

$$P_{Ti_{\tau}} = R_{zi_{\tau}} \cdot \varphi_x , \quad (2.20.)$$

$$P_{Ti_{\pi\pi}} = R_{zi_{\pi\pi}} \cdot \varphi_x , \quad (2.21.)$$

$$R_{z1_{\tau}} + R_{z2_{\tau}} = G_{\tau} + R_{z1_{\text{пн}}} , \quad (2.22.)$$

$$R_{z2_{\text{пн}}} = G_{\text{пн}}^0 - R_{z1_{\text{пн}}} , \quad (2.23.)$$

$$R_{z1_{\tau}} = G_{\tau} \left(b_{\tau} + \frac{h_{\tau} \cdot j_3}{g} \right) / L_{\tau} . \quad (2.24.)$$

Повздовжні реакції, що виникають під час гальмування визначаються з виразів:

$$R_{xi_{\tau}} = G_{\tau} \cdot \varphi_x , \quad (2.25.)$$

$$R_{xi_{\text{пн}}} = G_{\text{пн}}^0 \cdot \varphi_x . \quad (2.26.)$$

де: φ_x - коефіцієнт повздовжнього зчеплення шин з опорною поверхнею.

Ефективне використання автотранспорту неможливе без широкого застосування спеціалізованих вантажних автомобілів, причепів та напівпричепів. Загалом збільшується парк сидельних автопоїздів у зв'язку із зростанням об'ємів вантажу, які потрібно перевозити. Одночасно зростає кількість дорожньо транспортних пригод з участю великовантажних автомобілів з відносно великою довжиною. З причини різних технічних можливостей автомобілів і їх гальмівних властивостей формується неоднорідний транспортний потік та утворюються потенційні передумови виникнення аварій. Автомобільні потяги в 1,5 рази частіше стають учасниками дорожньо транспортних пригод. В порівнянні з одиночними легковими автомобілями наслідки в результаті аварій з їх участю тяжчі.

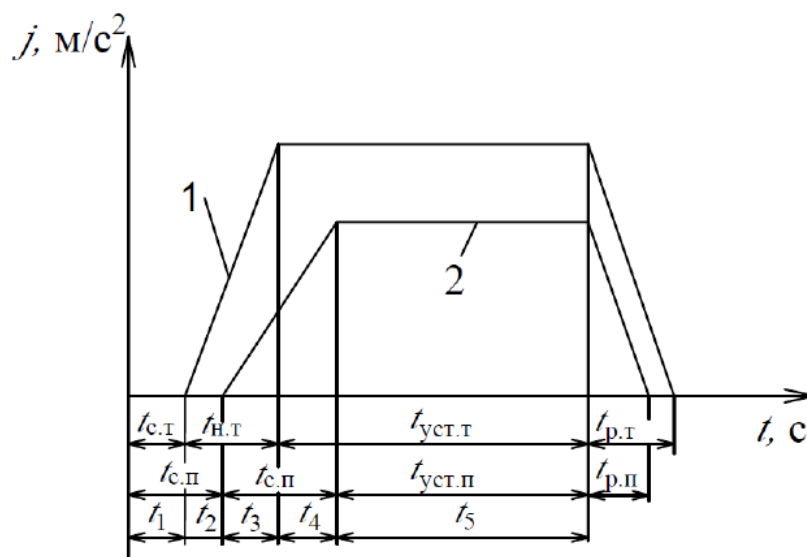
Розподіл гальмівних сил, характеризується залежностями для складових частин сидельного автопоїзда відповідно, [5-6]:

$$P_{T2_{\tau}} = \frac{P_{T1_{\tau}}(a - h_{\tau} \cdot \varphi_x)}{b + h_{\tau} \cdot \varphi_x} , \quad (2.27.)$$

$$P_{T2_{\text{пн}}} = \frac{P_{T1_{\text{пн}}}(a - h_{\text{пн}} \cdot \varphi_x)}{b + h_{\text{пн}} \cdot \varphi_x} . \quad (2.28.)$$

Для графічного представлення процесу гальмування автомобіля, з метою оцінки гальмівних властивостей, побудовано гальмівну діаграму (рис. 2.4), що характеризує залежність негативних значень прискорень від часу. На гальмів-

ній діаграмі початок координат відповідає моменту, в який водій побачив перед рухомим автомобілем перешкоду.



1 – тягача; 2 – напівпричепа; де: $t_{с.т}$, $t_{с.п}$ - час запізнювання спрацювання приводу і механізмів гальмівної системи тягача і напівпричепа, с.; $t_{н.т}$, $t_{н.п}$ - час наростання уповільнення тягача і напівпричепа, с.; $t_{р.т}$, $t_{р.п}$ - час розгальмовування тягача і напівпричепа, с.; $t_{уст.т}$, $t_{уст.п}$ - час сталого уповільнення тягача і напівпричепа, с.; $t_{1...5}$ - основні етапи часу уповільнення автопоїзда, с.

Рисунок 2.4 Гальмівна діаграма сідельного автопоїзда

Зусилля в зчепленні ланок автопоїзда знаходяться з умови рівноваги напівпричепа під дією горизонтальних сил, [6]:

$$P_c = \delta'_{пп} \cdot M_{пп} \cdot \frac{d^2 \cdot S_{ап}}{dt^2} - P_{Т_{пп}}, \quad (2.29.)$$

де: $\delta'_{пп}$ - коефіцієнт обліку обертових мас напівпричепа;

$M_{пп}$ - приведена маса напівпричепа;

$S_{ап}$ - шлях пройдений автопоїздом від деякого початкового положення;

Параметри зчіпного пристрою впливають на ефективність гальмування. Для випадку, коли гальмівні сили визначаються зчепленням коліс з опорною поверхнею, максимальні зусилля в зчепленні розраховано з двох виразів:

$$P_{сmax} = m \cdot (G_T - R_{z1_{пп}}) \cdot \varphi_x, \quad (2.30.)$$

$$P_{cmax} = -(1 - m) \cdot R_{z2_{пп}} \cdot \varphi_x \quad (2.31.)$$

де: m - коефіцієнт вагової характеристики автопоїзда.

Гальмування на відміну від причіпних автопоїздів викликає значні зміни зчіпних мас ланок сидельного автопоїзда. Згідно рис 2.3 запишемо:

$$R_{z1_{пп}} + R_{z2_{пп}} = G_{пп}^0, \quad (2.32.)$$

$$-R_{z1_{пп}} \cdot L_{пп} - P_{кр} \cdot h_{кр} + \frac{G_{пп}^0}{g} \cdot \frac{d^2 \cdot S_{тап}}{dt^2} \cdot h_{пп} + G_{пп}^0 \cdot b_{пп} = 0 \quad (2.33.)$$

де: $S_{тап}$ - гальмівний шлях пройдений автопоїздом від моменту натиснення на педаль до зупинки;

$h_{кр}$ - висота точки зчеплення ланок автопоїзда.

У загальному випадку гальмівна сила автомобіля знаходиться за спрощеною формулі, [6]:

$$P_T = \Sigma M_T / r_d \quad (2.34.)$$

де: ΣM_T - сума моментів тертя на всіх колісних гальмах;

r_d - динамічний радіус колеса.

Розглянемо випадок, коли доцільно застосовувати сумісне гальмування гальмівною системою та двигуном тягача. Тоді рівняння руху автопоїзда для сумісного гальмування матиме вигляд:

$$j_{с.тор} = \frac{g \cdot (P_T + P_{Тг} + \Sigma P)}{\delta_v \cdot G_a}. \quad (2.35.)$$

Особливі вимоги до гальмівних систем автопоїздів визначені принциповими відмінностями в характері їх процесу гальмувань та оснащення автопоїздів двух- або багатоконтурними гальмівними приводами. Однією з характерних особливостей процесу гальмування автомобільного проїзду є неодноразовість спрацювання гальмівних механізмів різних мостів. Це явище робить вплив на характер наростання уповільнення та стійкість автопоїзда. Якщо у всіх коліс автопоїзда гальма справні, то стале уповільнення визначається за формулою [6]:

$$j_{уст} = \varphi_n \cdot g \quad (2.36.)$$

де: φ_{Π} - приведені значення коефіцієнта зчеплення.

Поведінка сідельного автопоїзда є менш визначеною, ніж інших автомобілів зважаючи на конструктивні особливості його значної ваги і габаритів, а також нижчими гальмівними властивостями, керованістю і стійкістю. Під час руху причіпна ланка постійно відхиляється від траєкторії руху автомобіля-тягача, що підвищує небезпеку в процесі здійсненні маневру, несправна гальмівна система викликає несиметрію дії гальмівних механізмів коліс тягача та ланок сідельного автопоїзда, внаслідок чого відбувається або накопчування напівпричепа на тягач або розтягування. На відповідних швидкостях руху виникають поперечні коливання в горизонтальній площині, додаткові переміщення відбуваються в зчіпному пристрої.

За неправильного вибору інтенсивності гальмування сідельний автопоїзд має властивість складатися (тобто напівпричіп за інерцією набігає на тягач). Під час гальмування між шинами коліс та і опорною поверхнею виникає гальмівна сила. Явище складання автопоїзду виникає якщо гальмівна сила перевищує силу зчеплення, колеса блокуються, рух здійснюється юзом. У випадку якщо відбувається юз коліс передньої осі або коліс тягача з боку зовнішнього радіусу повороту - це також зумовлює складання сідельного автопоїзда. Причиною виникнення порушення стійкості під час гальмування, можуть бути різні сили зчеплення в горизонтальній площині з дорожнім покриттям коліс правого та лівого бортів САП. Різні по величині гальмівні сили на колесах правого і лівого бортів автопоїзда викликають появу повертаючого моменту. Різке загальмовування тягача перед перешкодою для уникнення зіткнення із зміною траєкторії руху тягача щодо траєкторії руху напівпричепа, також веде до складання автопоїзда зважаючи на дію значних інерційних сил.

Розглянемо розрахункову модель дослідження процесу екстреного гальмування сідельного автопоїзда.

2.3. Розрахункова модель дослідження процесу екстреного гальмування сидельного автопоїзда

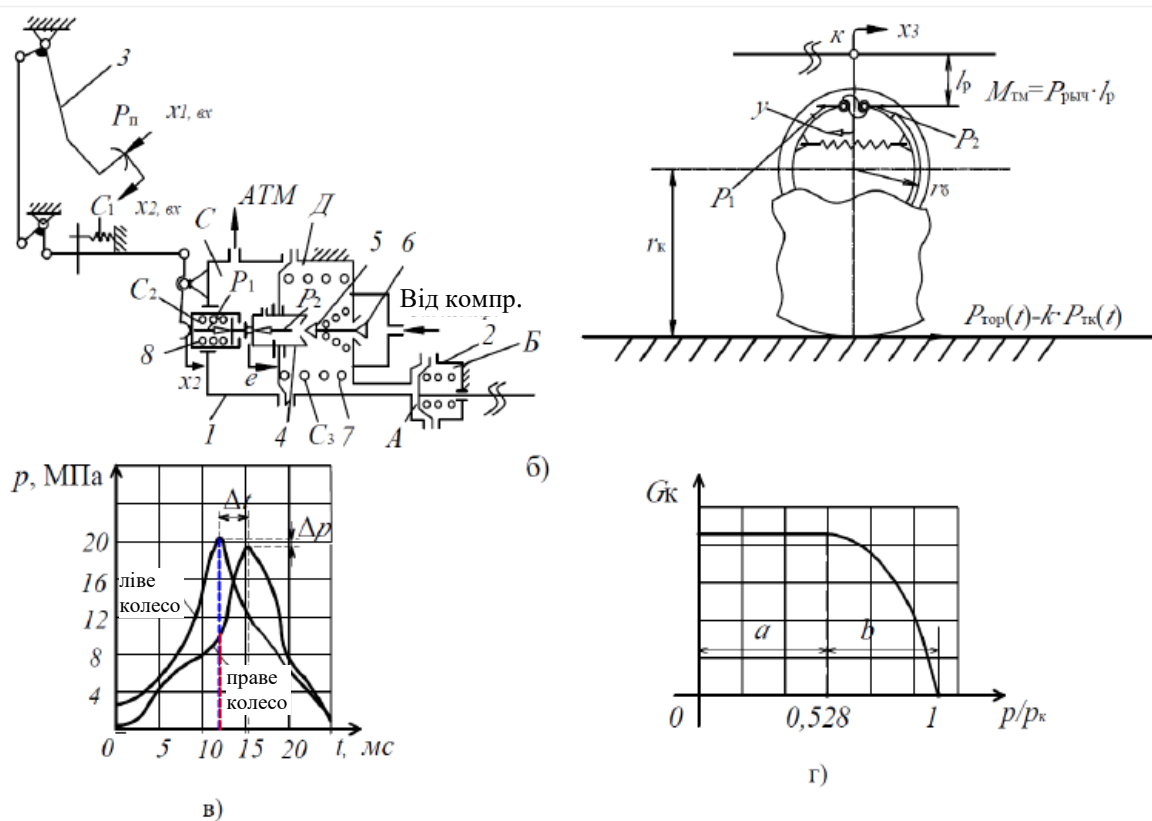
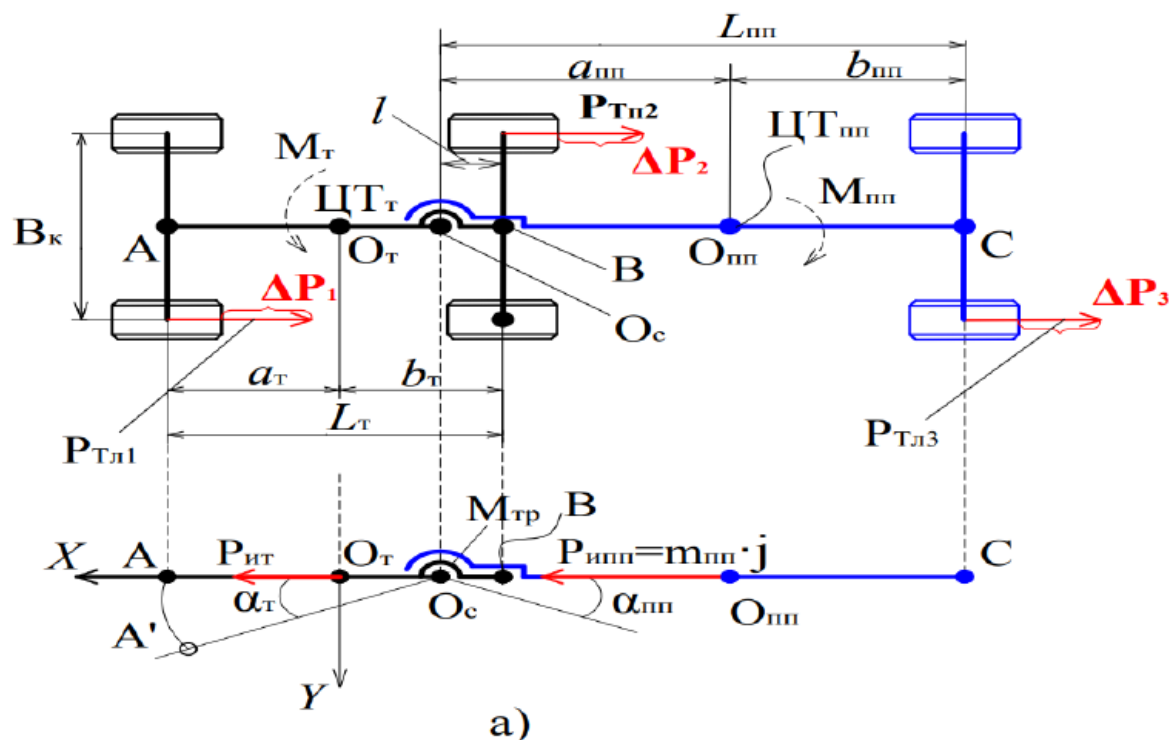
Сили викликані асиметрією їх дій по бортах - як по величині, так і за часом, зумовлюють складання автопоїзда в результаті гальмування справної робочої гальмівної системи на сухому асфальтобетонному покритті. Потрібна математична модель розрахунку цих сил, яка б дозволяла визначити асиметрію їх дій і умови виникнення складаючих моментів автопоїзда. Розрахункова схема сил, діюча на сидельний автопоїзд при гальмуванні відома - [5]. Вона дозволяє врахувати не тільки асиметрію гальмівних сил по бортах, але і кути зламу по вздовжніх осей автопоїзда, радіус повороту на криволінійній траєкторії рухи. Тому вказана схема використана для дослідження процесу складання. Для методичних цілей на її основі визначена плоска модель (рис 2.5), що володіє достатнім та необхідним рівнем інформації.

Розрахунок динаміки пневмосистем зводиться до розрахунку процесів в лініях зв'язку і пневматичних виконавчих механізмах. Пневмосистема містить два базові елементи, що є загальними для всіх з погляду моделювання процесів, які відбуваються в них. До цих елементів відносять:

- 1) пневматичні елементи постійного об'єму типу ліній зв'язку, які включають трубопроводи, канали в конструкціях пневмоапаратури, робочі порожнини (камери);
- 2) пневматичні елементи змінного об'єму типу пневматичних виконавчих механізмів, які включають силові приводи, механізми приводів в конструкціях пневмоапаратури.

Зміну витрати в робочих порожнинах залежно від перепаду тиску в трубопроводі характеризує витратна функція. Її вид залежить від характеру переміщення газу в трубопроводі - адіабатичний або ізотермічний. Реальний процес переміщення газу в трубопроводах носить політропний характер. Розрахунок показника політропи залежить від багатьох чинників та відносно складний.

Тому для спрощення розрахунків в даному дослідженні прийнятий адіабатичний процес, [9].



а - динамічна характеристика гальмівної системи автопоїзда; б - розрахункова схема сил дії асиметрії гальмівних сил по бортах автопоїзда при гальмуванні; в - залежність масової витрати через нещільності від тиску навантаження.

M_T - момент складання тягача; $M_{\text{пп}}$ - момент складання напівпричепа; $M_{\text{тм}}$ - гальмівний момент, створюваний колісним гальмом; $M_{\text{тр}}$ - момент тертя в сидельному пристрої; $P_{\text{ит}}$ - сила інерції тягача; $P_{\text{пп}}$ - сила інерції напівпричепа; $P_{\text{рич}}$ - сили на важелі розтискного кулака; l - зсув осі сидельного пристрою щодо задньої осі тягача; l_p - довжина важеля розтискного кулака; $m_{\text{пп}}$ - маса напівпричепа; j - уповільнення; α_T - кут складання тягача; $\alpha_{\text{пп}}$ - кут складання напівпричепа; $\text{Ц}_{\text{Т}}$ - центр тяжіння тягача; $\text{Ц}_{\text{Тпп}}$ - центр тяжіння напівпричепа; O_c - точка складання автопоїзда; O_T - точка центру тяжіння тягача; $O_{\text{пп}}$ - точка центру тяжіння напівпричепа; 1 - розподільний пристрій; 2 - виконавчий механізм; 3 - важіль педалі гальма; 4 - стакан; 5 - клапан; 6 - клапан впускання; 7 - пружина; 8 - шток.

Рисунок 2.5 Модель сил, діючих на сидельний автопоїзд під час гальмування

Рівняння рівноваги сил на сидлі клапана має вигляд:

$$P_1 = P_2 \text{ або } (x_2 - e)c_2 = c_3e + \Delta p f_d, \quad (2.37.)$$

де: Δp - перепад тиску на отворі впускного клапана;

f_d - активна площа діафрагми.

З рівняння виходить, що зсув e клапана пневмопідсилювача наступить після того, як буде подоланий опір діафрагми, яка пропорційно тиску p створює силу протидіючу її зсуву в порожнині Д (рис. 2.5.).

Розв'язок рівняння витрат стиснутого повітря пневмопривода гальмівної системи при лінеаризації рівнянь ідеального газу та першого закону термодинаміки, зводиться до рівняння балансу енергій і має вигляд:

$$kRT_k G_k = V \frac{dp}{dt} + kp \frac{dV}{dt}, \quad (2.38.)$$

$$kRT_k G_k = \dot{p} F_4 x_3 + kp F_4 \dot{x}_3 \quad (2.39.)$$

де: k - показник адіабати;

R - газова постійна, Дж/кг-К;

T_k - температура повітря в гальмівному контурі, К;

V - об'єм повітря, м³;

p - тиск повітря в гальмівній камері, МПа;

G_k - вагова витрата повітря в гальмівному контурі Н/с;

F_4 - площа поршня, м².

Витрату повітря з обмеженого об'єму визначено рівнянням:

$$G_k = K \varepsilon f_{\text{вх}} \frac{p_k}{\sqrt{RT_k}} \gamma(\sigma), \quad (2.40.)$$

за умови

$$\gamma(\sigma) = \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}, \quad (2.41.)$$

$$K = \sqrt{\frac{2gk}{k-1}} = 8,283 \frac{\text{м}^{1/2}}{\text{с}}, \quad (2.42.)$$

$$\sigma = \frac{p}{p_k} \quad (2.43.)$$

де: K - коефіцієнт посилення;

ε - коефіцієнт витрати повітря;

$f_{\text{вх}}$ - ефективна площа вхідного отвору, м^2 ;

γ - функція витрати стислого повітря;

p_k - тиск в гальмівному контурі робочої системи гальм;

p - поточний тиск в робочій порожнині гальмівної камери колеса автопоїзда, МПа;

σ - відношення поточного тиску в робочій порожнині гальмівної камери до тиску в гальмівному контурі пневмопривода робочої системи гальм i -го колеса.

G_k залежить від швидкості потоку повітря і визначається перепадом тиску на вхідному отворі в гальмівну камеру (рис 2.5 в). У міру закриття клапаном б вхідного отвору тиск зменшується і витрата, яка проходить через вхідний отвір збільшується до тиску $0,528 p_k$ - такий режим руху потоку повітря називається напів критичним (зона б на рис. 2.5 в). Від цього тиску і нижче, швидкість потоку повітря через клапан б перевищує швидкість звуку і G_k припиняє рости - такий режим руху потоку повітря називається надкритичним (зона а рис. 2.5 в).

2.3. Чинники впливу на асиметрію гальмівних сил по бортах автопоїзда

За умови виводу з рівноваги розглянутої пневмосистеми і виконавши лінеаризацію рівняння (2.38), процес в приростах його змінних координат описаний наступними рівняннями, [5, 6]:

$$\Delta G_k = k_G \Delta e - k_{Gp} \Delta p, \quad (2.44.)$$

$$k_G \Delta e - k_{Gp} \Delta p = \frac{F_4 x_3}{k R T_k} \cdot \Delta \dot{p} + \frac{p F_4}{R T_k} \cdot \Delta \dot{x}_3, \quad (2.45.)$$

$$Q = F_1 \Delta \dot{x}_3 = k_G \frac{R T_k}{p_{уст}} \Delta e - k_{Gp} \frac{R T_k}{p_{уст}} \Delta p - \frac{F_4 x_{3,уст}}{k p_{уст}} \Delta \dot{p} \quad (2.46.)$$

за умови: $k_G = \frac{G_k}{e}; k_{Gp} = \frac{G_k}{p}$

де: ΔG_k - зниження величини масової витрати повітря;

Q - об'ємна витрата повітря, що поступає в гальмівну камеру;

k_G - коефіцієнт масової витрати повітря через клапан при $p = 0$;

k_{Gp} - коефіцієнт, що враховує втрати витрати повітря на клапані;

$x_{3уст}$ - сталі значення положення штока діафрагми, м;

Ae - різниця положення сідла клапана під час гальмування, м;

$p_{уст}$ - сталі значення дії тиску стиснутого повітря на поршень, МПа.

Вирішивши рівняння (2.44.) щодо перепаду тиску на діафрагмі отримаємо вираз:

$$\Delta p_i = \frac{k}{x_{i-1}} \left(\frac{f_{вх} K p_k \sqrt{R T_k}}{F_4} \gamma(\sigma_i) - \frac{k p_i}{x_3} \cdot \Delta \dot{x}_3 \right) \cdot \Delta t_i \quad (2.47.)$$

де: σ_i ; - відношення тиску в робочій порожнині гальмівної камери до тиску в гальмівному контурі пневмопривода робочої гальмівної системи i -го колеса автопоїзда;

p_i - тиск під час гальмування в робочій порожнині гальмівної камери i -го колеса автопоїзда;

Δt_i - величина кроку інтегрування.

Прийнявши допущенні, що тертя та інерція розтискного кулака не враховуються, то рівновага сил розтискання на штоку в точці к (рис. 2.5) визначена рівнянням:

$$\Delta pF = (P_{1т} + P_{2т})d/2a \quad (2.48.)$$

де: $P_{1т}$, $P_{2т}$ - розтискні сили кулака;

$d/2$ - плече прикладання розтискних сил щодо осі розтискного кулака;

a - довжина важеля розтискного кулака.

Кожна з розтискних сил формує рівнодіючу нормальних сил з боку барабана. Рівноваги сил на барабані, приведені до розтискного кулака визначено рівнянням:

$$P_p = m_{пр}\ddot{y} + \lambda_{пр}\dot{y} + c_{пр}y \quad (2.49.)$$

де: y - координата переміщення верхнього кінця колодки;

$\dot{y}$ - швидкість переміщення верхнього кінця колодки;

$\ddot{y}$ - прискорення переміщення верхнього кінця колодок;

$m_{пр}$ - приведена маса колодки;

$\lambda_{пр}$ - коефіцієнт приведеної демпфуючої сили, створюваної між колодкою і кулаком;

$c_{пр}$ - приведена жорсткість пружини стягування.

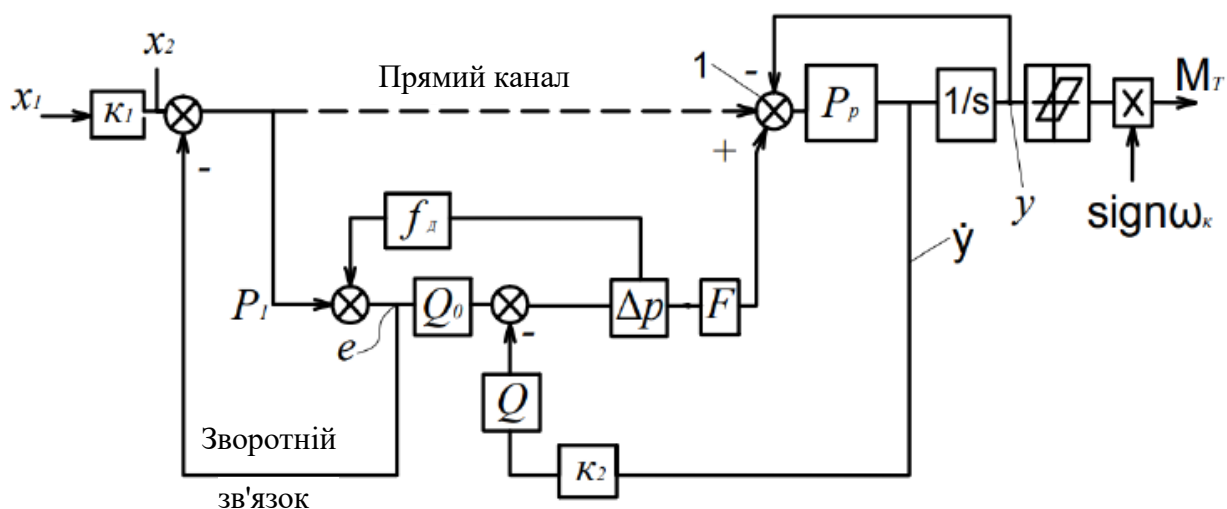
Зв'язок між швидкість переміщення штока діафрагми і швидкістю руху верхнього кінця діафрагми здійснюється за формулою:

$$\frac{Q}{F} = \dot{x}_3 = k_2\dot{y} \quad (2.50.)$$

де: k_2 - коефіцієнт пропорційності, визначений залежно від довжини важеля розтискного кулака і профілем кулака.

На основі рівнянь роботи пневмопривода робочої гальмівної системи сидельного автопоїзда побудована спрощена структурна схема, яка представлена на рис. 2.6.

Оскільки в пневмоприводах прямий канал прикладання сил відсутній на схемі він зображений пунктирною лінією.



Q_0 - початкова величина об'ємної витрати повітря, що поступає в гальмівну камеру.

Рисунок 2.6. Структурна схема процесу в гальмівному приводі робочої гальмівної системи сидельного автопоїзда

Послідовність, в якій досягаються умови розподілу гальмівних сил по осях і бортах, визначених рівняннями (2.20.) і (2.21.), залежить від зміни тиску в елементах пневмоприводу, технічного стану робочої гальмівної системи, а також конструкції пневмоприводу - довжина трубопроводів для розподілу стиснутого повітря. У зв'язку з чим проміжок часу від початку гальмування до досягнення умов рівності (2.20.) і (2.21.) в загальному випадку для кожного колеса осей автопоїзда різні. Явище складання сидельного автопоїзда виникає за великих значень Δt спрацювання коліс осей і різних величин гальмівної сили по бортах.

В результаті проведеного аналізу математичної моделі сил, представленої на рис. 2.5, що описує процес взаємодії елементів в гальмівному пневмоприводі рівняннями з (2.37.)-(2.50.), визначені чинники, здатні викликати асиметрію гальмівних сил по бортах автопоїзда - втрати стиснутого повітря з елементів пневмоприводу, довжина трубопроводів, час наростання тиск стиснутого повітря в приводах гальмівних механізмів окремо взятого колеса до максимуму, величина різниці часу цих максимумів для різних коліс, тиск і тривалість наповнення робочої порожнини елементів пневмоприводу гальмівних систем, що розрахо-

вуються, за наявності зовнішніх витоків, які дозволяють обґрунтувати механізм формування гальмівних сил по бортах сидельного автопоїзда і здійснити повну оцінку важко досліджуваних параметрів робочих процесів функціонування пневмоприводу робочої гальмівної системи автопоїзда.

Висновки до розділу

Оскільки об'єктом дослідження кваліфікаційної роботи є процес гальмування сидельного автопоїзда і вплив технічного стану робочої гальмівної системи на ефективність гальмування, то автомобілі, що мають конструктивні відмінності, не можна об'єднати в одну групу. Для сидельних автопоїздів можливий варіант дослідження тільки однотипних моделей. У зв'язку з цим, для досліджень застосовано тягач марки Scania R 114 LA4X2LA 340 SLA з тривісними напівпричепами марки Schmitz Cargobull SPR 24 G, обладнані пневматичними робочими гальмівними системами з барабанними колісними гальмами.

Для попередження несправностей і відмов пневмоприводу робочої гальмівної системи автопоїзда, і як наслідок виявлення причин складання, були проведені теоретичні розрахунки з використанням математичної моделі, що враховують «небезпечні» чинники виникнення аварійних ситуацій.

3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Натурний експеримент

Відповідно до методики контролю, встановленої європейськими нормативними документами і планом організації експериментального дослідження технічного стану робочої гальмівної системи на силовому роликовому гальмівному стенді IW 7 Eurosystem (рис. 3.1 і 3.2) виконано дослідження сидельного автопоїзда у складі тягача Scania R 114 LA 4x2 LA 340 SLA і напівпричепа Schmitz Cargobull SPR 24.

Відповідно до протоколу перевірки технічного стану автопоїзда за допомогою програмного забезпечення стенду IW 7 Eurosystem 6 підтверджено, що для випробування представлений сидельний автопоїзд зі справною робочою гальмівною системою.



Рисунок 3.1. Роликовий гальмівний стендом IW 7 Eurosystem розташований на території станції технічного обслуговування

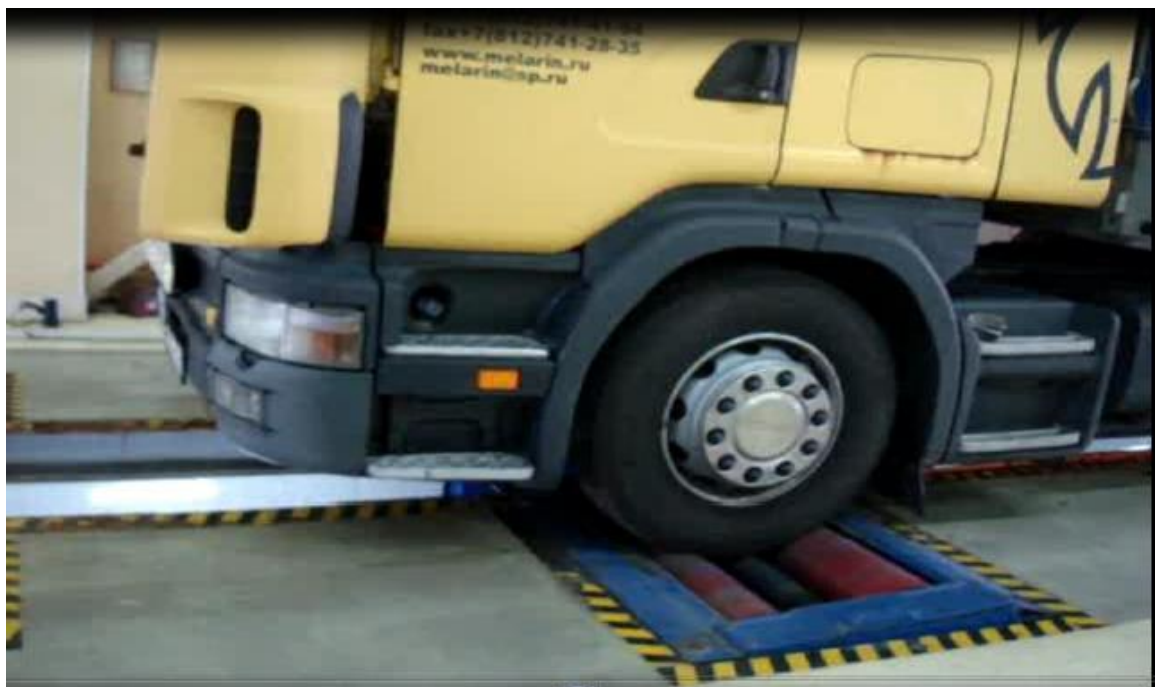


Рисунок 3.2. Установка передньої осі тягача Scania R 114 на силовому роликівому гальмівному стенді IW 7 Eurosystem

За стандартною методикою отримані: графіки вимірювання гальмівної сили для лівого і правого коліс досліджуваних осей тягача і напівпричепа; графіки вимірювання зусилля на педаль для лівого та правого коліс досліджуваних осей тягача і напівпричепа.

З огляду на те, що дані протоколу технічного стану не суперечили значенням параметрів процесів, встановлених в нормативно-технічній документації, отримані за допомогою штатних і розширених можливостей стенду, для вказаного автопоїзда, були прийняті за еталонні (на рис. 3.3-3.6).

Комплектація гальмівного стенду розширена пневматичними радіо сенсорами тиску з передачею інформації до вимірювально - обчислювального комплексу дозволили отримати дані недоступні оцінці діагностів раніше. Це дозволило побудувати графіки параметрів робочих процесів, несучих вагому діагностичну інформацію про технічний стан робочої гальмівної системи в цілому та кожної її ділянки окремо. Побудовано графіки вимірювання тиску в контурі для лівого і правого коліс вимірюваних осей тягача та напівпричепа та графіки вимірювання тиску в гальмівній камері.

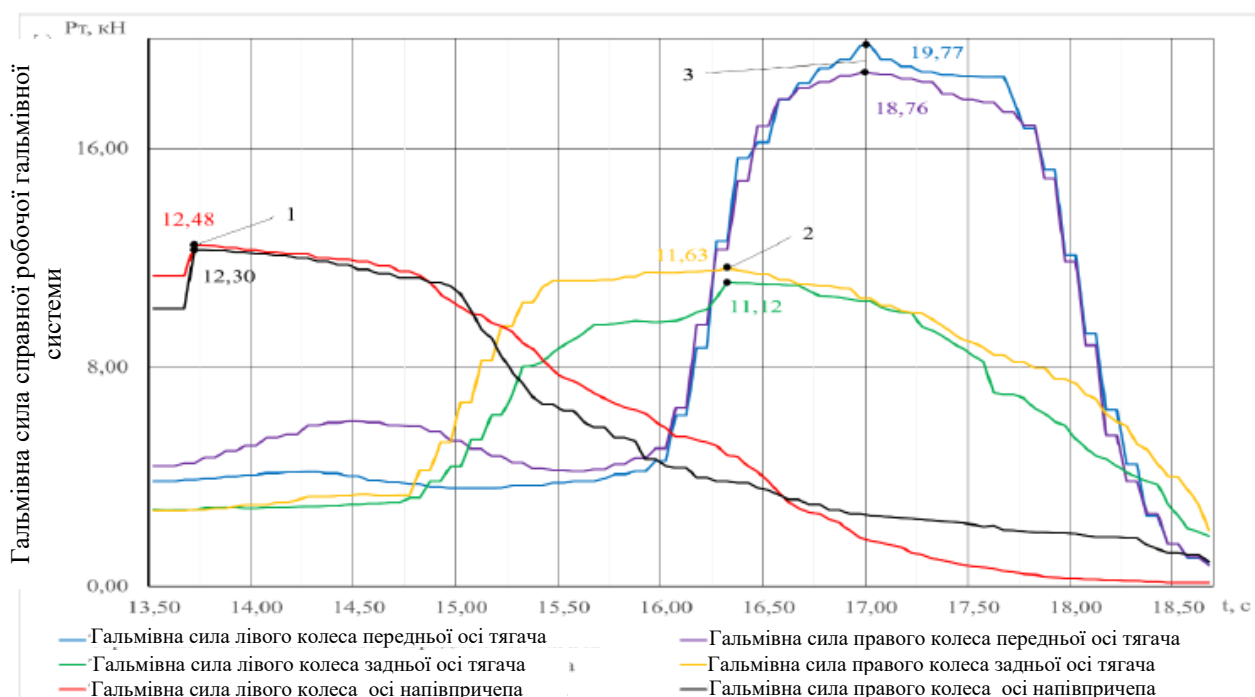


Рисунок 3.3. Осцилограма залежності гальмівних сил коліс автопоїзда від часу

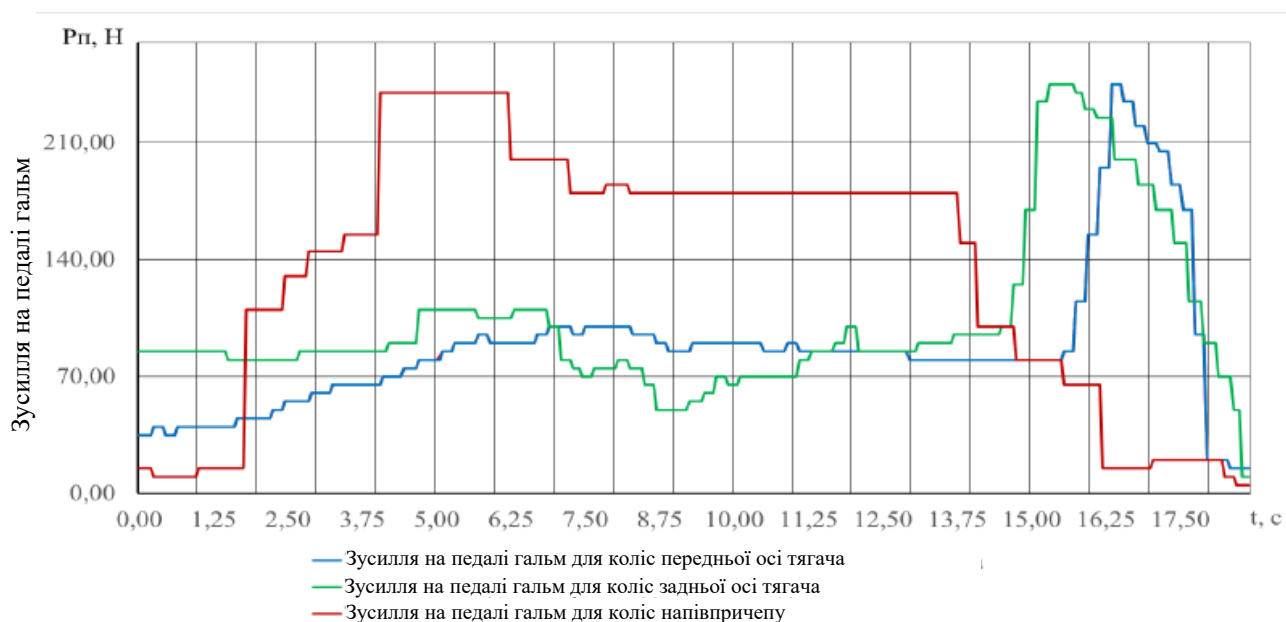


Рисунок 3.4. Осцилограма залежності зусилля на педаль гальма під час дії на колеса автопоїзда від часу за умови справної робочої гальмівної системи

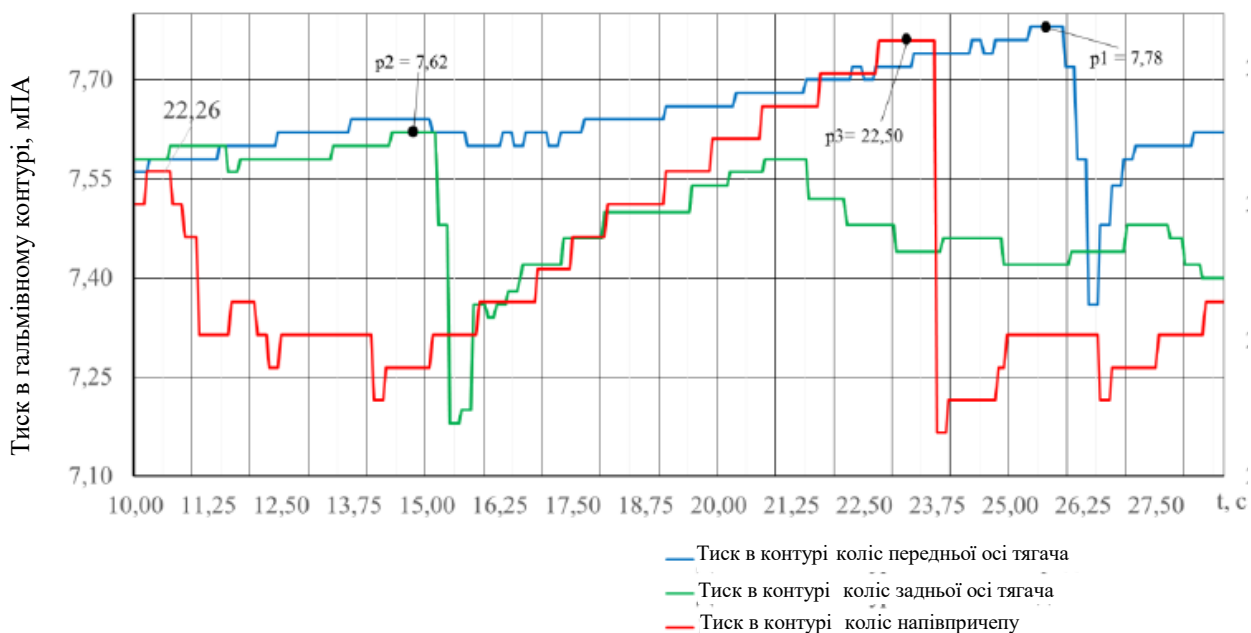


Рисунок 3.5. Осцилограма залежності тиску в гальмівному контурі коліс автопоїзда від часу за умови справної робочої гальмівної системи

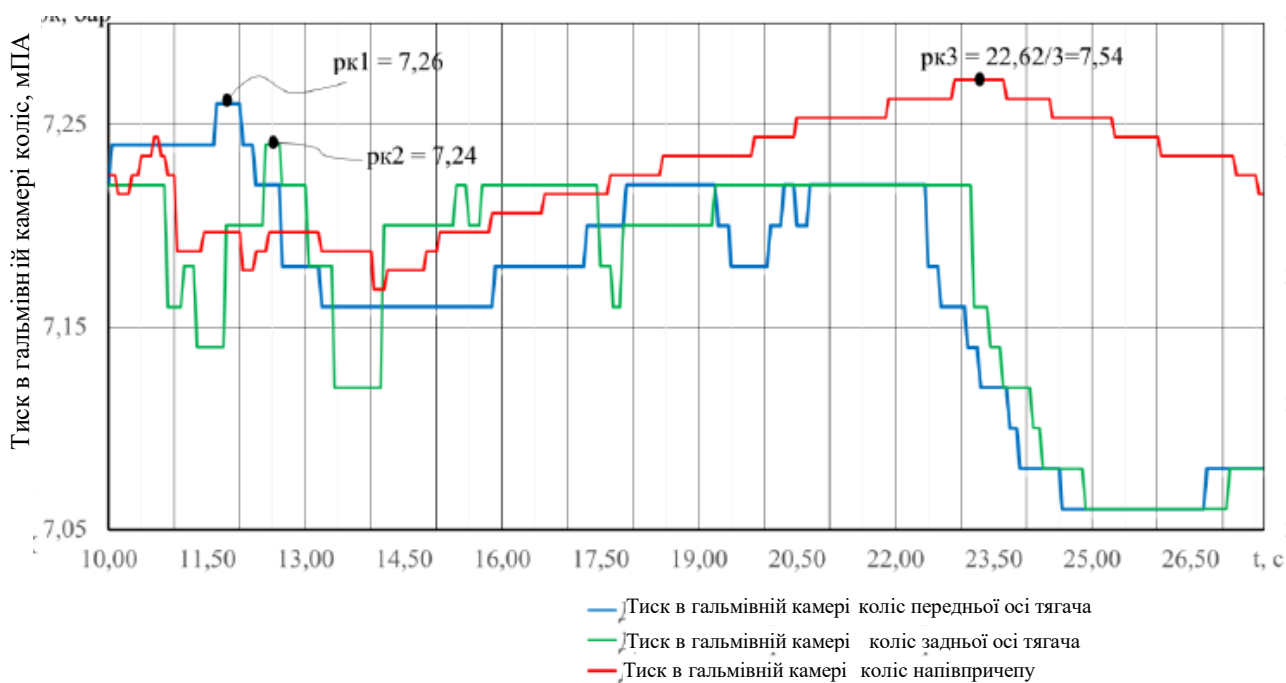


Рисунок 3.6. Осцилограма залежності тиску в гальмівних камерах коліс автопоїзда від часу

У зв'язку з неприпустимістю внесення в конструкцію досліджуваного сідельного автопоїзда явно привнесених несправностей було запропоновано під

час проведення експерименту імітувати витік повітря робочого тіла пневмопривода робочої гальмівної системи за допомогою зовнішнього підключення до контрольних точок відповідних магістралей пристрою імітації несправності та контролю падіння тиску на ділянці. Цей пристрій є трійником, який вмонтовано в магістраль пневмоприводу. Один з виходів трійника призначений для підключення сенсора тиску з передачею радіосигналу на пульт управління. Інший вихід призначений для підключення кульового крана для імітації витоку повітря з системи.

За умови підключення пристрою із закритим краном, тобто імітуючи справну систему, виявлено, що отримані для ділянок магістралі пневмопривода значення діагностичних параметрів відповідають параметрам робочих процесів, отриманих в першій частині експерименту, тобто на справному автопоїзді.

Створюємо умови коли тиск згідно манометра в кабіні водія і з сенсора Рт на виході з компресора становить 0,6 МПа впродовж 15 хв. Після цього за умови вимкненого двигуна створюємо витік повітря зі зниженням тиску до 0,55 МПа, тобто на 0,05 МПа і проводимо по черзі випробування всіх осей тягача і напівпричепа. Отримані графіки відповідають діагностичним параметрам нижньої межі параметрів допустимих до регулювання.

Збільшуючи прохідний перетин крана, що забезпечує витік стислого повітря на ділянці від компресора до гальмівного крана при включеному гальмі, до значень тиску від верхньої межі 0,55 МПа до нижньої 0,42 МПа, ми отримали діапазон діагностичних параметрів, відповідних значенням параметрів технічного стану, при яких необхідні проведення ремонтних та регулювальних робіт.

Значення діагностичних параметрів під час втрат стиснутого повітря, що характеризуються тиском в системі від 0 до 0,4 МПа, однозначно свідчать про несправність пневматичного гальмівного приводу та необхідності припинення експлуатації до виконання сервісного обслуговування і усунення несправностей.

У випадку якщо значення параметра робочого процесу сенсора P_m перевищує для досліджуваного автопоїзда верхню межу робочого діапазону (зеленої зони) по манометру на панелі приладів водія, то перед проведенням контрольних-діагностичних робіт необхідно усунути несправність в обмежувачі тиску пневмопривода.

В результаті проведеного експерименту отримані зведені графіки робочих процесів, які для різного технічного стану пневмопривода робочої гальмівної системи характеризують їх відповідність діагностичним параметрам конкретного діапазону на ділянці, що перевіряється в режимі реального часу. Це дозволило отримати загальну характеристику технічного стану пневмоприводу робочої гальмівної системи. Також локалізувати ділянку, на якій система не герметична і дати рекомендацію про необхідність проведення технічної дії системи - регулювання або ремонту гальмівного механізму або конкретної ділянки магістралі.

В кваліфікаційній роботі описано стендові випробування сидельного автопоїзда, за наслідками яких отримані параметри робочих процесів функціонування пневмопривода робочої гальмівної системи, що дозволяють обґрунтувати його технічний стан у відповідності до безпеки дорожнього руху.

На основі нормативних документів EN практично обґрунтована структура засобів технічного забезпечення досліджуваної задачі.

3.2. Структура засобів технічного забезпечення

Структура засобів технічного забезпечення досліджуваної задачі складається з силового роликового гальмівного стенду IW 7 Eurosystem німецького виробника «МАНА» з пневматичними радіо сенсорами тиску повітря і трійника, який використовується для імітації втрат стиснутого повітря в елементах пневмоприводу робочої гальмівної системи. Для дорожніх випробувань застосовано приладу ЕФЕКТ - 2.

До вимірювального обладнання входить радіопульт дистанційного керування з комплектом пневматичних радіосенсорів тиску (рис 3.7), які передають радіосигнал на перетворювач сигналів з ПЕОМ, дистанційно з якнайменшим кроком дискретизації сигналів реєстрації вимірюваних параметрів. Це дозволяє визначити параметри з високим ступенем точності.



1 - гальмівна камера колеса; 2 - пневматичним радіо сенсор тиску.

Рисунок 3.7. Пневматичний радіо сенсор тиску

Завдяки цьому обладнанню досліджено функцію тиску в кожній ділянці контурів робочої гальмівної системи автопоїзда (рис 3.3 - 3.6), що змінюється в часі. Також визначено оцінні показники, такі як зусилля на органі управління, гальмівну силу, тиск в гальмівних контурах і гальмівних камерах, навантаження в процесі гальмування і все це виконано для кожного колеса вимірюваної осі автопоїзда. В одному гальмуванні зафіксовано зміну динаміки параметрів робочих процесів пневмопривода кожного окремого колеса сидельного автопоїзда в часі. При проведенні діагностики на таких видах стендів забезпечена безпека.

Отримані осцилограми дають можливість встановити черговість спрацювання осей автопоїзда під час гальмування: першими спрацьовують осі напівпричепа а потім осі тягача симетрично по бортах, що виключає виникнення явища складання і сприяє підвищенню стійкості. Послідовність спрацювання

гальмівних механізмів коліс осей автопоїзда і величина значень тиску в гальмівних камерах коліс свідчать про справне функціонування пневмоприводу робочої гальмівної системи.

3.3. Методика рішення завдання попередження причин складання сидельного автопоїзда

Знаючи можливі несправності пневмоприводу гальмівної системи автопоїзду і чинники витоків повітря з робочої гальмівної системи, а також можливості виявлення несправностей, можна розрахувати параметри робочих процесів функціональних елементів пневмопривода і допустимого за вимогою безпеки дорожнього руху технічного стану по чинниках для пневмопривода кожного колеса сидельного автопоїзда.

Параметри робочих процесів гальмівної системи автопоїзда, які на сьогоднішній день контролюються, можуть бути в діапазоні несправної роботи.

Для розрахунку тиску повітря під час втрат необхідно визначити ефективну площу перетину витоків, яка може бути розрахована:

$$f_y dt = \frac{V_1 dp_i}{k \gamma \left(\frac{p_a}{p_i} \right) K \sqrt{RT_1 p_i}}, \quad (3.1.)$$

де: p_a - атмосферний тиск, МПа;

d - діаметр прохідного отвору трубопроводу, м;

T_1 - температура повітря в гальмівній камері, К.

Відповідно до рівняння (3.1.) перепад тиску в робочій порожнині гальмівної камери колеса за умови зовнішніх витоків пропонується визначати з виразу:

$$\dot{p}_i = \frac{k}{x_0 + x_1} \left(\frac{f_{\text{вх}} K \sqrt{RT_K}}{F} \left[p_K \gamma \left(\frac{p_i}{p_K} \right) - p_{i-1} \frac{f_y}{f_{\text{вх}}} \sqrt{\frac{T_1}{T_K}} \gamma \left(\frac{p_a}{p_i} \right) \right] - p_{i-1} \cdot \dot{x}_{i-1} \right) \cdot \Delta t_i \quad (3.2.)$$

де: x_0 - початкове положення штока діафрагми гальмівної камери i - го колеса автопоїзда.

Визначати час наповнення робочої порожнини гальмівної камери колеса під час зовнішніх витоків повітря можна проінтегрувавши рівняння (3.1.) за часом з виразу:

$$t = \frac{V}{k f_{\text{вх}} K \sqrt{RT_1}} \int_{\sigma'_i}^{\sigma''_i} \frac{d\sigma}{p_{\text{к}} \gamma(\sigma) - \sigma \frac{f_y}{f_{\text{вх}}} \sqrt{\frac{T_1}{T_{\text{к}}}} \gamma\left(\frac{p_a}{p_i}\right)} \quad (3.1.)$$

де: σ_a - безрозмірний атмосферний тиск;

p'_1, p''_1 - початкове і кінцеве значення тиску в робочій порожнині гальмівної камери i - го колеса автопоїзда під час гальмування, МПа;

σ'_1, σ''_1 - початкове та кінцеве значення тиску за умови $p_i = \frac{p'_i + p''_i}{2}$, $\sigma = \frac{p}{p_{\text{к}}}$, $\sigma'_i = \frac{p'_i}{p_{\text{к}}}$, $\sigma''_i = \frac{p''_i}{p_{\text{к}}}$, $\sigma_a = \frac{p_a}{p_{\text{к}}}$.

Описана методика розрахунку параметрів робочих процесів пневмопривода надає можливість оцінити вплив внутрішніх параметрів робочих процесів робочої гальмівної системи: втрати стиснутого повітря в пневмоприводі, перепад тиску в елементах пневмоприводу, вплив довжини гальмівних контурів, час наповнення робочої порожнини елементів гальмівних систем автопоїзда, що розраховуються. Попередити причини виникнення дорожніх пригод, пов'язані з несправним технічним станом робочої гальмівної системи дозволить розрахунок і оцінка параметрів робочих процесів функціонування пневмоприводу гальм сидельного автопоїзда і обґрунтування механізму формування гальмівних сил по бортах транспортного засобу.

Знаючи «небезпечні» чинники, з урахуванням поточного технічного стану робочої гальмівної системи тягача і напівпричепа, з'являється інструмент запобігання причинам, які викликають складання автопоїзда.

3.4. Методика стендового контролю технічного стану пневмоприводу гальмівних механізмів автопоїзда

З метою вимірювання параметрів робочих процесів функціонування і оцінки технічного стану пневмоприводу робочої гальмівної системи сидельного автопоїзда у складі тягача Scania R 114 та напівпричепа Schmitz Cargobull SPR 24 запропоновано застосувати методику стендового контролю технічного стану пневмоприводу в наступній послідовності:

1. До в'їзду на лінію технічного контролю допускається чистий тягач і напівпричіп, з чистими та сухими шинами.

2. Перед проведенням вимірювань необхідно перевірити відповідність шин вимогам правил дорожнього руху:

2.1 Перевірити тиск в кожній шині та довести до значення, вказаного в інструкції з експлуатації автопоїзда;

2.2 Перевірити щоб на одній осі були шини з однаковим малюнком протекторів;

2.3 Перевірити щоб глибина малюнка протектора була не менша 1 мм;

3. Перевірити значення тиску в пневмоприводі гальмівної системи під час роботи двигуна (рис 3.8);

3.1 Довести тиск в пневмоприводі робочої гальмівної системи до значення, початку діапазону параметра робочого процесу, відповідного справному технічному стану гальм;

4. Випробування на силовому роликовому гальмівному стенді кожної осі автопоїзда:

4.1 Встановити радіосенсор тиску (RCD 20-2) для пневматичних систем на контрольні точки контурів пневмопривода гальм, що забезпечують тиском конкретну вісь, яка перевіряється, а також сенсор P_m на магістралі живлення (рис 3.9), а радіосенсори P_{x1} та P_{x2} на контрольних точках правого і лівого коліс (рис 3.10).



Рисунок 3.8. Панель приладів тягача Scania R 114



Рисунок 3.9. Установка сенсора тиску P_m на вихід з компресора тягача



Рисунок 3.10. Пневматичний радіосенсор тиску Px2

4.2 В меню програми Eurosystem вказати до якого сенсора відповідає яке колесо осі, що діагностується;

4.3 Перейти у вікно вимірювань та виконати їх відповідно до порядку перевірки ефективності дії робочої гальмівної системи;

4.4 Масив даних з файлів «Вимірювання по ефективності пневмопривода гальм» та «Вимірювання по швидкості» перетворити в табличну форму за допомогою програми МО Excel;

4.5 З отриманого масиву даних побудувати графіки у програмі МО Excel ;

4.6 Отримані графіки параметрів робочих процесів підлягають порівнянню з еталонними графіками діагностичних параметрів для сидельного автопоїзда;

4.7. Контур і робочі механізми досліджуваної осі слід вважати справними, якщо параметри робочих процесів, зафіксовані в контрольних точках, відповідають значенням діапазонів нормального функціонування.

Необхідно виконати регулювальні роботи (в деяких випадках, при неможливості регулювань - заміну гальмівних колодок на справні або нові), якщо параметри робочих процесів, відповідають діапазону діагностичних параметрів.

рів, відповідних технічному стану, при якому гальмівні механізми підлягають регулюванню (на графіках зображені жовтим кольором);

Якщо параметри робочих процесів, відповідають діапазону діагностичних параметрів, вказуючих на необхідність проведення ремонтних робіт, то використання сидельного автопоїзда за призначенням необхідно негайно припинити і виконати ремонт.

Проведення стендових випробувань необхідно проводити за наслідками виконання кожного технічного огляду автопоїзда з періодичністю 15 тис. км пробігу але не менше одного разу в рік. Дані проведення діагностики на гальмівному роликовому стенді повинні зберігатися в базі даних, а протоколи діагностики автопоїзда і рекомендації за наслідками діагностики повинні зберігатися в інженерно-технічних службах автослужб.

Для забезпечення безпечної експлуатації автопоїзда вимагають неухильного і негайного виконання рекомендації про необхідність регулювальних робіт або ремонту гальмівного приводу і (або) гальмівних механізмів.

У кваліфікаційній роботі розглянуто два випадки:

1. Сидельний автопоїзд працездатний і може бути продіагностований на силовому роликовому стенді IW 7 Eurosystem відповідно до описаного алгоритму технічної діагностики робочої гальмівної системи;

2. Автопоїзд несправний або непрацездатний, в результаті пошкоджень одержаних під час дорожньо транспортної пригоди і експерт виконує дослідження, використовуючи відомості з бази даних про попередню діагностику і аналіз технічних документів про виконані технічні дії (регулювальних, ремонті, заміні запасних частин) гальмівної системи, складових частин автопоїзда. Якщо рекомендації не виконувалися, то беруться результати попередньої діагностики, з урахуванням прогнозу регресії технічного стану гальмівної системи.

Відповідно до технічної документації на конкретну модель сидельного автопоїзда необхідно встановлювати межі діапазонів діагностичних параметрів. Були розроблені діапазони різних станів робочої гальмівної системи відповідно до зведених графіків робочих процесів, які для різного технічного стану пнев-

мопневоводу гальм в режимі реального часу характеризують їх відповідність діагностичним параметрам конкретного діапазону на ділянці, що перевіряється.

Номінальний робочий діапазон (зелена зона), що характеризується справною гальмівною системою, не вимагає виконання сервісного обслуговування. Гальмівна система в справному стані та відповідає всім вимогам нормативно-технічної документації. Діапазон тиску в системі пневмоприводу повинен знаходитися в інтервалі від 0,60 до 0,81 МПа.

Діапазон ремонтних і регулювальних робіт (жовта зона) - регульовальна, допустима для руху в діапазоні тиску 0,42-0,55 МПа вказує водію, що працездатна запасна гальмівна система, яка забезпечує 50% ефективності роботи робочої системи. Також необхідно проводити ремонтні та регулювальні роботи за умови зниження тиску від 0,60 до 0,55 МПа, що вказує на погіршення параметрів технічного стану.

Діапазон відмов (червона зона) - необхідний ремонт, експлуатація сидельного автопоїзда недопустима, гальмівна система непрацездатна, тобто знаходиться в стані, при якому хоча б один параметр, що характеризує здатність виконувати задані функції, не відповідає вимогам нормативно-технічної документації - несправний стан робочої гальмівної системи. Зокрема діапазони тиску повітря змінюється в межах від 0 до 0,42 або від 0,81 до 1,25 МПа.

Вказана методика в кваліфікаційній роботі дозволяє:

- дати рекомендацію про необхідність проведення технічної дії системи - регулювання або ремонту конкретної гальмівного механізму або ділянки магістралі;
- локалізувати ділянку, на якій система не герметична;
- дати загальну характеристику технічного стану пневматичного приводу робочої гальмівної системи.

Засобом контролю технічного стану робочої гальмівної системи для водія є манометр тиску повітря розташований між компресором і гальмівним краном а значення відображені на панелі приладів.

Застосована методика дозволяє з високою мірою достовірності локалізувати несправність пневматичного приводу гальмівних систем і характеризувати ступінь розвитку дефектів у конкретного автопоїзда.

Висновки до розділу

Для виконання стендових випробувань був використаний гальмівний роликовий стенд IW 7 Eurosystem, який характеризується більшою дискретністю сигналів під час вимірювання параметрів. Стенд укомплектований сенсорами тиску повітря з передачею значення на ділянках пневматичного приводу робочої гальмівної системи по радіоканалах. Цей вимірювальний комплекс дозволяє оцінювати тиск в кожній ділянці контурів робочих гальм, що змінюється в часі, та функцію дії гальмівних сил кожного колеса автопоїзда за часом. За допомогою вмонтованого трійника була виконана імітація витоків стислого повітря в елементах пневматичного приводу гальм.

Застосовуючи описану методику будуть виконані експериментальні дослідження і отримані - значення гальмівної сили, зусилля на педаль, тиск в гальмівному контурі P_m і в гальмівних камерах P_x та навантаження для кожного колеса автопоїзда. Дані показники дозволили визначити причини, які впливають на параметри процесів загальмовування кожного окремо взятого колеса, такі як: перепад тиску в елементах робочої гальмівної системи, час наповнення робочої порожнини елементів гальмівних систем сидельного автопоїзда, що розраховуються, при зовнішніх витоках, час наростання тиску стислого повітря в приводах гальмівних механізмів окремо взятого колеса до максимуму, величина зрушення за часом цих максимумів для різних коліс, виток стислого повітря в пневматичному приводі, вплив довжини гальмівних контурів.

4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1. Застосування методики попередження причин складання автопоїзда

Дослідженню піддавалися 22 САП у складі тягача Scania R 114 і напівпричепа Cargobull SPR 24. Виконуючи технічну діагностику робочої гальмівної системи досліджуваних сидельних автопоїздів, діагностичні параметри відповідали нормативним показникам відповідно до європейських вимог. Тобто отримані графіки зміни параметрів функції тиску в контурі, гальмівних камерах, зусилля на орган управління і гальмівні сили коліс вимірюваних осей за часом відповідали діапазонам справного технічного стану апаратів і підсистем робочої гальмівної системи автопоїзда.

Під час роботи двигуна з обертами 5300 ОБ/ХВ. отримані значення тиску P_m становлять 0,81 МПа (рис 4.1.).

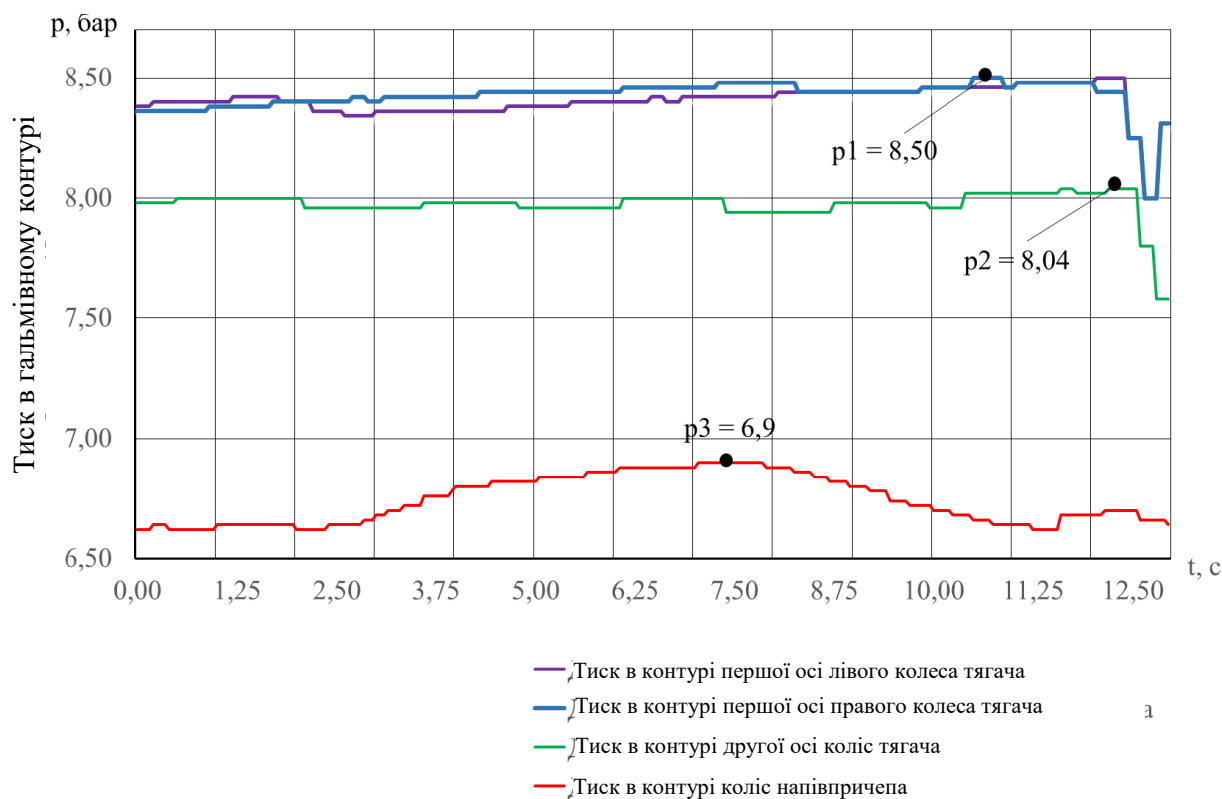
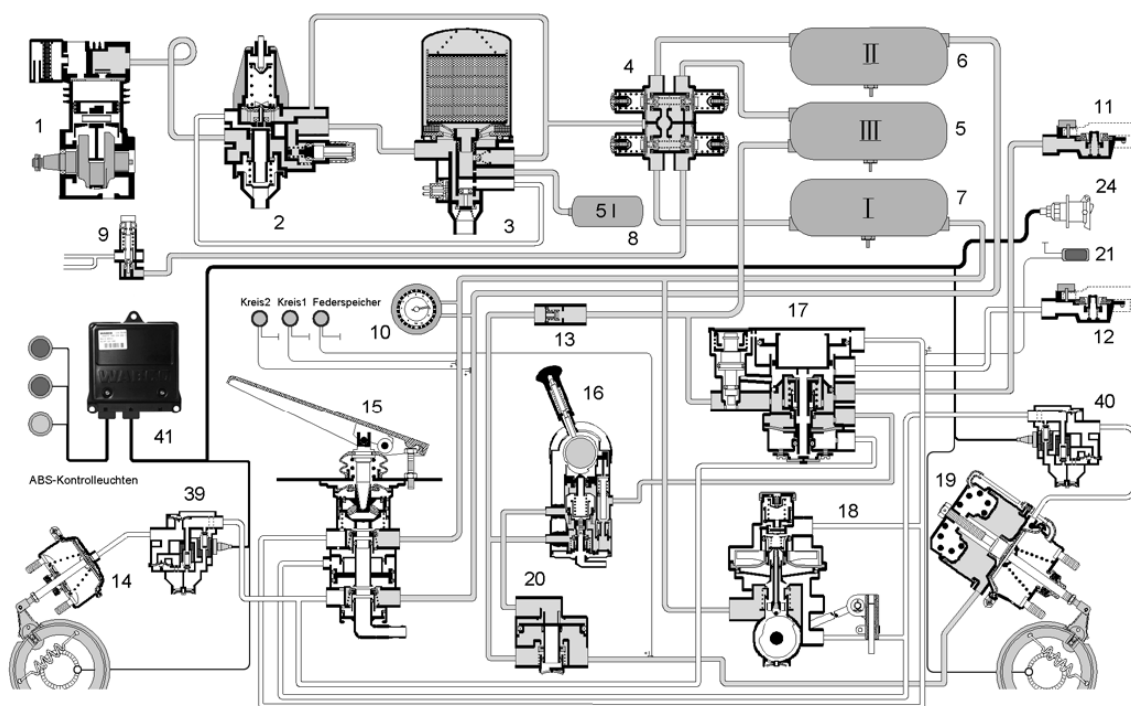


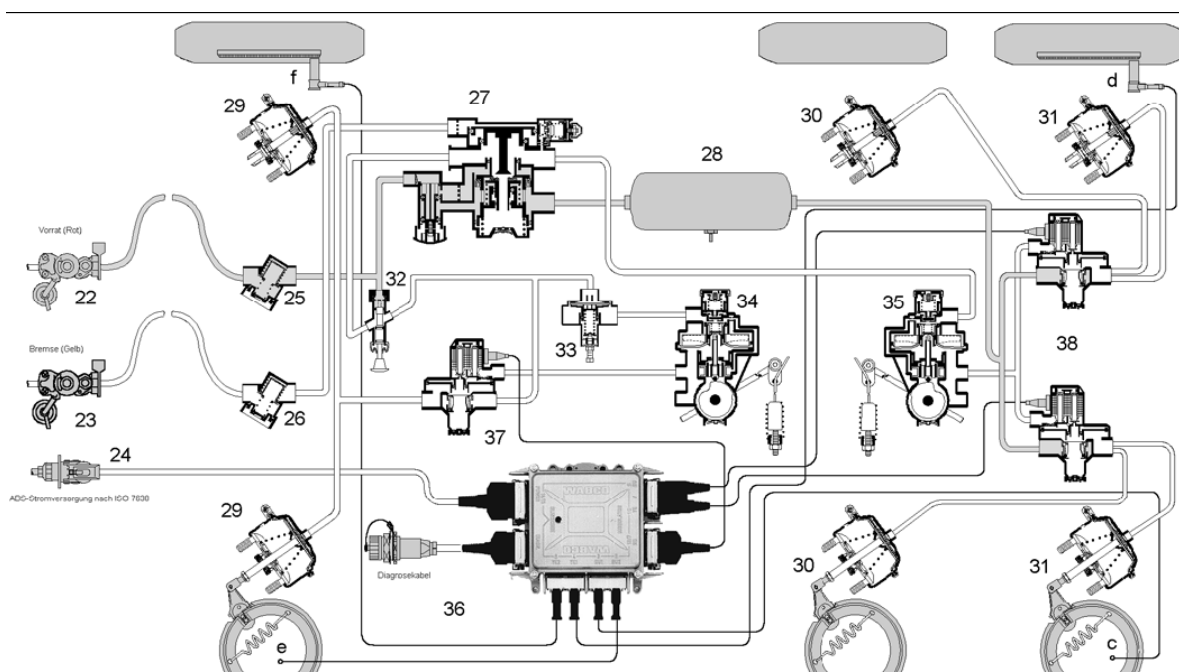
Рисунок 4.1. Осцилограми залежності зміни тиску в гальмівному контурі коліс автопоїзда залежно від часу гальмування

Цей параметр є гранично допустимим, проте, під час збільшення частоти обертання колінчастого валу до максимального значення, наприклад, рухаючись у важких дорожніх умовах на низькій передачі або здійснюючи обгон на високій передачі, значення P_m хоча б короткочасно перевищуватиме $P_{m\max}$ допустиме рівне 0,81 МПа і це буде передумовою до виникнення розгерметизації трубопроводів системи. Таким чином, визначена необхідність регулювання верхньої межі спрацьовування клапана регулювання тиску (регулятора тиску повітря) робочої гальмівної системи, рис 4.2 і 4.3. В даному випадку рекомендацією з приведення гальм сидельного автопоїзда в справний стан буде проведення сервісного обслуговування.



1 - компресор; 2 - регулятор тиску; 3 - осушувач повітря; 4 - чотирьох контурний захисний клапан; 5, 6, 7 - ресивери контурів пневматичного привода; 8 - ресивер регенерації; 9 - додаткові споживачі повітря; 10 - манометр; 11, 22 - аварійні та контрольні сигналізатори; 12 - головка сполучення керуючої магістралі; 13 - зворотний клапан; 14 - гальмівна камера переднього колеса; 15 - гальмівний кран педалі; 16 - ручний гальмівний кран; 17 - кран керування гальмівною системою причепа; 18 - регулятор сили гальмування задньої осі; 19 - гальмівна камера з енергоаккумулятором; 20 - прискорювальний клапан; 24 - вилка приєднання АБС; 39, 40 - магнітні клапани АБС переднього та заднього коліс; 41 - електронний блок керування АБС тягача.

Рисунок 4.2. Пневматична гальмівна система тягача



11, 22 - живлячі головки з'єднання магістралі постачання стислим повітрям; 12, 23 - головки з'єднання магістралі керування; 25, 26 - повітряні фільтри; 27 - гальмівний кран причепа; 28 - ресивер; 29 - гальмівні камери передньої осі; 32 - кран розгальмовування причепа; 33 - клапан співвідношення тиску; 34, 35 - регулятори сил гальмування передньої та задньої осей; 37 - модулятор АБС передньої осі; 38 - модулятори АБС середньої і задньої осей; 30, 31 - гальмівні камери середньої та задньої осей; 36 - електронний блок керування АБС причепа; f, d - сенсори АБС передніх та задніх коліс.

Рисунок 4.3. Пневматична гальмівна система причепа

На основі результатів дослідження можна стверджувати, що при значеннях тиску в гальмівних камерах однієї осі по величині близьких до мінімально допустимих, але не значно відмінних один від одного, час досягнення максимального значення тиску різний. Це зумовлює появу моменту відведення автомобіля або складання сидельного автопоїзда.

Для усунення складання автопоїзда визначений діапазон допустимих значень діагностичного параметра по тиску для нижньої межі значень тиску та досліджена допустима різниця тиску Δp_i в гальмівних камерах досліджуваної осі у межах допустимого діапазону значень.

4.2. Визначення низької ефективності роботи колісного гальмівного механізму

Під час дослідження діагностичного параметра другої осі визначено, що значення тиску в гальмівній камері $P_{x1} = 0,732$ МПа - відповідають нормі, а значення $P_{x2} = 0,528$ МПа, тобто на 0,072 МПа нижчі норми (рис. 4.4).

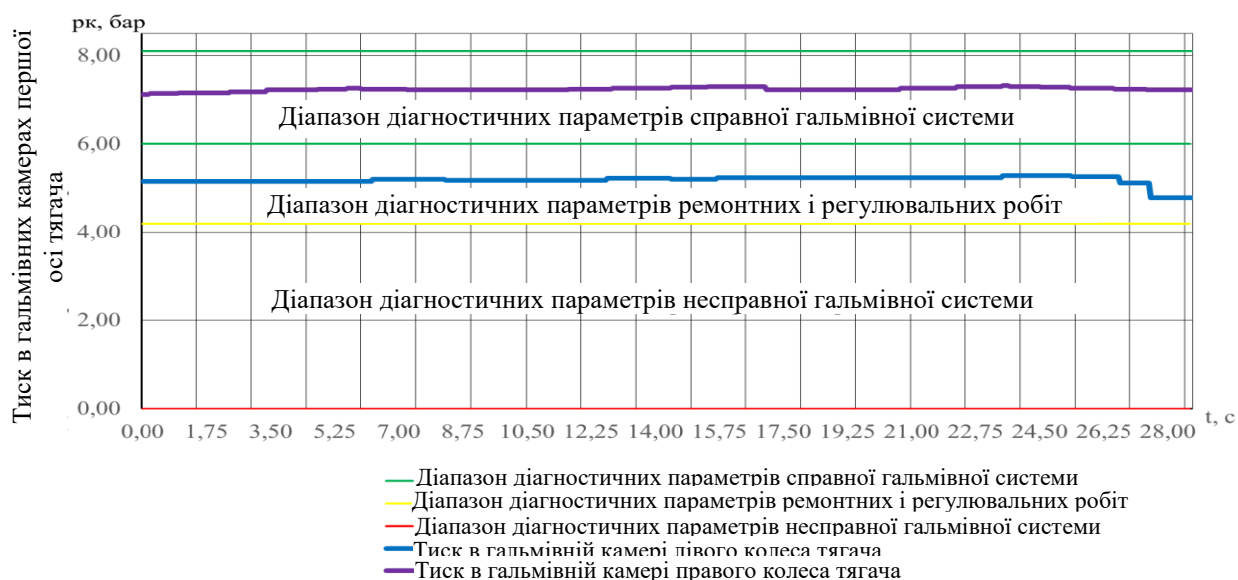


Рисунок 4.4. Осцилограма залежності тиску в гальмівних камерах коліс від часу гальмування в діапазоні ремонтних та регулювальних робіт

Зниження тиску на ділянці керування гальмівним механізмом лівого колеса передньої осі тягача привело до різниці значень тиску в 28 %. Згідно нормативних документів європейських країн допустима різниця гальмівних сил коліс осей з барабанними колісними гальмівними механізмами не більш 25%. Відповідно до отриманих результатів досліджень на ділянці гальмівного приводу задньої осі тягача діагностичні параметри відповідають вимогам євро стандартів. В нашому випадку можна рекомендувати для приведенню гальмівної системи в справний стан виконати перевірку герметичності ділянки трубопроводу від правого колеса задньої осі тягача до захисного клапана. Був знайдений витік повітря через тріщину гумового шланга трубопроводу приводу робочої гальмівної системи. В даному випадку рекомендуємо замінити пошкоджену ділянку пневматичного приводу робочої гальмівної системи і проведення повторної діагностики.

4.3. Оцінка впливу часу спрацьовування гальмівних механізмів напівпричепа на безпеку руху автопоїзда

Під час стендових випробувань з контролю робочої гальмівної системи тягача і напівпричепа встановлено, що за тиском в гальмівних камерах коліс напівпричіп відповідає нормативним значенням, проте в результаті порівняння значень часу спрацьовування гальмівних механізмів напівпричепа встановлено, що час початку спрацьовування гальмівних механізмів напівпричепа більше, ніж час початку спрацьовування гальмівних механізмів задньої осі тягача і практично рівно часу спрацьовування колісних гальмівних механізмів передньої осі тягача. Відповідно до отриманих результатів за умови руху сидельного автопоїзда в повороті при початку гальмування це може зумовити складання досліджуваного автомобіля. За умови вибору водієм люфту повороту керованих коліс вліво або вправо на величину перевищуючу допустимий люфт в результаті початку процесу гальмування може також привести до складання автопоїзду з погляду забезпечення безпеки дорожнього руху та руху автомобіля на виході з безпечного коридору руху в описаному вище випадку не забезпечується, пріоритет завчасного гальмування напівпричепа для покращення стійкості всьому автопоїзду.

Блок управління ABS напівпричепа, який отримує сигнал управління від блоку ABS тягача, в справному стані повинен був забезпечити вказаний вище пріоритет спрацьовування робочої гальмівної системи напівпричепа. Якщо під час виконання діагностики електронних блоків управління кодів помилок не визначено, а діагностичні параметри стендових випробувань вказують на рівне значення часу спрацьовування гальмівних механізмів другої осі тягача та першої осі напівпричепа, або значення часу спрацьовування гальмівних механізмів напівпричепа і передньої осі тягача, то необхідно виконати регулювання гальмівних механізмів напівпричепа або заміну колодок барабанних колісних гальм.

Завдяки виконання регулювання, величину значення часу спрацювання гальмівних механізмів напівпричепа вдалося зменшити. Якби в результаті регулювання цього не відбулося, то в робочих гальмівних механізмах необхідно виконати заміну колодок або навіть розточування гальмівних барабанів зі заміною колодок.

В таблиці 4.1. на основі розрахунків та експериментальних досліджень представлені запропоновані параметри робочих процесів пневматичного привода робочої гальмівної системи: витіки стислого повітря в пневмоприводі f_y , перепади тиску Δp_i , час наповнення робочої порожнини елементів пневмопривода гальмівних систем автопоїзда t , з урахуванням поточного технічного стану транспортного засобу.

Таблиця 4.1 – Результати дослідження значень параметрів робочих процесів функціонування пневматичного привода робочої гальмівної системи

Значення параметрів робочих процесів пневмопривода автопоїзда			
	Осі автопоїзда	Колеса лівого борту	Колеса правого борту
f_y	Перша вісь тягача	$2,21 \cdot 10^{-7}$	$1,72 \cdot 10^{-7}$
	Друга вісь тягача	$2,32 \cdot 10^{-6}$	$5,33 \cdot 10^{-6}$
	Вісь напівпричепа	$1,41 \cdot 10^{-7}$	$2,40 \cdot 10^{-6}$
Δp_i	Перша вісь тягача	0,884	0,899
	Друга вісь тягача	0,814	0,899
	Вісь напівпричепа	0,182	0,820
t	Перша вісь тягача	$5,64 \cdot 10^{-3}$	$6,90 \cdot 10^{-3}$
	Друга вісь тягача	$5,02 \cdot 10^{-4}$	$2,74 \cdot 10^{-6}$
	Вісь напівпричепа	$1,30 \cdot 10^{-2}$	$9,16 \cdot 10^{-4}$

Дані результати дозволяють визначити справність пневматичного привода робочої гальмівної системи автопоїзда для кожної осі:

- гальмівні камери на колесах першої осі тягача мають незначні витіки стислого повітря на лівій та правій гальмівних камерах $2,21 \cdot 10^{-7}$ і $1,72 \cdot 10^{-7}$, але

перепад тиску на діафрагмі завеликий внаслідок надмірного тиску в гальмівному контурі $p_{\text{л}} = 0,842$ МПа, $p_{\text{пр}} = 0,844$ МПа (регулятор тиску засмічений), тиск в гальмівних камерах знаходиться в діапазоні справного технічного стану, оскільки спрацьовує регулятор гальмівних сил і скидає зайвий тиск. Час наповнення робочої порожнини гальмівної камери забезпечує ефективне гальмування. Для запобігання розвитку існуючих несправностей і виникнення нових, необхідний ремонт регулятора тиску та перевірка герметичності гальмівної камери колеса, експлуатація автопоїзда недопустима;

- друга вісь тягача – значні втрати повітря знижують тиск в робочих порожнинах гальмівних камер, для забезпечення ефективного гальмування компресор здійснює підкачку стислого повітря в пневматичному приводі другій осі, внаслідок чого перепад тиску на діафрагмі гальмівної камери правого колеса вище гранично допустимого тиску (для гальмівної камери лівого колеса значення тиску знаходиться на межі допустимого та надмірного). Зважаючи на дуже маленький період часу наповнення робочих порожнин гальмівних камер коліс, зважаючи на значну втрату повітря на лівій та правій гальмівних камерах $2,30 \cdot 10^{-6}$ і $5,30 \cdot 10^{-6}$ тиск в гальмівних камерах майже рівний атмосферному $p_{\text{л}} = 0,103$ МПа, $p_{\text{пр}} = 0,110$ МПа і не забезпечує гальмування цієї осі, тобто гальмівні камери коліс другої осі знаходиться в діапазоні відмов, необхідний ремонт, експлуатація автопоїзда недопустима;

- осі напівпричепа сидельного автопоїзда: гальмівна камера колеса лівого борту має нормативне значення тиску, втрати повітря незначні про що свідчить перепад тиску, час наповнення робочої порожнини гальмівної камери достатній і гальмівний привід забезпечує ефективне гальмування колеса. Гальмівна камера колеса правого борту, зважаючи на значну втрату повітря має низьке значення тиску в робочій порожнині, для забезпечення ефективного гальмування компресор здійснює підкачку стислого повітря в пневматичному приводі даного колеса, внаслідок чого перепад тиску надмірний, тобто технічний стан гальмівної камери правого колеса напівпричепа знаходиться в діапазоні відмов, необхідний ремонт, експлуатація автопоїзда недопустима.

Враховуючи результати проведених досліджень, використання на практиці описаної методики дозволяє попередити причини складання сидельного автопоїзда забезпеченням контролю гранично допустимої різниці гальмівних сил на всіх мостах транспортного засобу із зміщенням в часі дії їх максимумів по бортах, може зменшити виникнення небезпечних ситуацій в дорожньому русі.

Висновки до розділу

Застосування методики стендового контролю технічного стану пневматичного приводу робочої гальмівної системи автопоїзда і обробки експериментальної оцінки його властивостей дозволяє реалізувати усунення асиметрії дії гальмівних сил по бортах з урахуванням реального технічного стану гальм. Показує високу ефективність гальмівної системи за умови контролю якості регулювання гальмівних механізмів під час сервісного обслуговування та виявленні дефектів в пневматичному приводі робочої гальмівної системи, які тільки починають утворюватись.

Під час виконання кваліфікаційної роботи за вказаною методикою виявлено необхідність проведення у двох автопоїздах регулювальних робіт, а один направлений в ремонт - визначений дефект, що зароджується: витік стислого повітря.

5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАСЕЛЕННЯ У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

До основного завдання відносять створення та постійна підтримка високого рівня у підприємствах здорових та безпечних умов праці, що запобігають виробничому травматизму та захворюванням, підвищення і продовження працездатності людей.

Без поліпшення санітарно-гігієнічних умов і техніки безпеки, підвищення культури виробництва, скорочення ручної, малокваліфікованої і важкої фізичної праці не можливе збільшення продуктивності праці кожного працівника та ефективності транспортної галузі в цілому.

Насичення транспортних процесів енергетичними потужностями, швидкісними високопродуктивними машинами вимагає своєчасного виявлення потенційних небезпек на виробництві, попередження професійних захворювань працюючих, створення безпечних та здорових умов праці.

5.1. Аналіз стану охорони праці в транспортному підприємстві

Згідно чинного законодавства, відповідальність за стан охорони праці у підприємстві покладена на керівництво, яке несе відповідальність за організацію роботи з охорони праці, та своїм рішенням назначає відповідального за охорону праці.

В нашому випадку цю функцію виконує заступник директора. Рішенням правління призначається відповідальні за стан охорони праці по галузях виробництва – головні спеціалісти, а по виробничих підрозділах – керівники підрозділів. Щоденний догляд за виконанням заходів по охороні праці і їх фінансування в транспортному підприємстві здійснює інженер по техніці безпеки. Він здійснює і складає разом з головними спеціалістами план заходів по охороні

праці, веде облік і звітність виробничого травматизму, аналізує його причини. Інженер по техніці безпеки веде контроль за забезпеченням працівників спецодягом, індивідуальними засобами захисту.

Кожного року всі спеціалісти проходять курсове навчання з наступною перевіркою знань комісією, в склад якої входять головний інженер, інженер по техніці безпеки і голова профспілки. Крім цього спеціалісти проводять пропаганду безпечних прийомів роботи, організовують лекції з наведенням конкретних прикладів, вивішують плакати на видних місцях.

Для пропаганди правил безпеки і охорони праці в ремонтній майстерні, на пунктах ТО обладнані стенди з охорони праці. Тут зібрані основні наочні засоби, що відображають найконкретніші для даної галузі вимоги техніки безпеки та виробничої санітарії.

В транспортному підприємстві є, у визначеній начальником пожежно - сторожової охорони кількості інвентар (лопати, сокири, відра, вогнегасники), з яким в разі пожежі працівники повинні приймати участь у її ліквідації. На охорону праці в підприємстві щорічно асигнуються кошти. Розміри асигнувань з року в рік зростають. І це дає можливість значно попереджувати виробничий травматизм та професійні захворювання у підприємстві.

Таблиця 5.1 - Фінансування заходів з охорони праці у транспортному підприємстві

Показник	Роки		
	2022	2023	2024
Кількість працівників, чол.	30	26	20
Асигнування на охорону праці та протипожежні заходи, тис. грн..	39,9	39,6	44,3
В тому числі на одного працюючого, тис. грн.	1,03	1,52	2,21
Витрати на придбання спецодягу, тис. грн..	10,9	12,3	14,5
Витрати на миюче дезінфікуючі засоби	8,2	10,8	12,6
Витрати на протипожежні заходи, тис. грн.	7,5	8,8	9,2
Інші витрати	3,2	3,8	3,9

При скороченні кількості працюючих через реорганізацію підприємства, загальні асигнування на охорону праці та протипожежні заходи зросли на 34,4

%. Аналогічно, спостерігається ріст затрат на окремі складові, зокрема, на спецодяг (33%), на миюче дезінфікуючі засоби (53,6%), на протипожежні заходи (22,6%).

Таблиця 5.2 - Статистичні показники травматизму

Показник	Роки		
	2022	2023	2024
Кількість нещасних випадків	4	3	2
Сумарна кількість днів тимчасової непрацездатності	85	72	47
Показник частоти травматизму	15,7	13,5	6,2
Показник важкості травматизму	11,8	13,2	5,9
Показник втрат	198,2	253,4	99,3
Сумарні грошові втрати від виробничого травматизму. тис грн.	235,8	363,2	354,3

Кількість нещасних випадків за три останні роки в підприємстві зменшилась. В основному, це пов'язане із зменшенням кількості працюючих та інтенсивності виробництва. Також, спостерігається зменшення показника травматизму з 15,7 до 6,2 та показника важкості травматизму з 11,8 до 5,9.

5.2. Організація охорони праці

Основним завданням організації охорони праці є створення здорових і безпечних умов праці. Організація охорони праці у транспортному підприємстві здійснюється згідно Законів України “Про охорону праці”, “Про пожежну безпеку”. Керівництво і відповідальність за організацію роботи по охороні праці у підприємстві покладено на власника.

Провівши аналіз стану охорони праці у підприємстві, відмічено ряд важливих недоліків. Насамперед, працівники підприємства не пройшли такі види інструктажу як вступний та на робочому місці, і не ведеться журнал інструктажів з техніки безпеки. В документальному плані немає всіх розроблених і затверджених інструкцій згідно з положенням про розробку інструкцій з охорони праці.

Оглядаючи територію підприємства, було виявлено, що як на площадці для стояки транспортних засобів так і в майстерні та деяких пунктах ТО не має достатньої кількості протипожежних щитів та вогнегасників.

Територія підприємства не відокремлена від житлової забудови санітарно-захисною зоною і не відгороджена парканом, що не відповідає вимогам до улаштування та утримання території підприємства.

Майстерня, яка розміщена у дворі підприємства, обігрівается газовим примусом, що є небезпечним. У приміщенні майстерні не передбачена вентиляція, що спричиняє загазованість приміщення, а це негативно впливає на здоров'я працівників. Слід зазначити також, що майстерня не має загального рубильника для відключення електроенергії, а використання електропродовжувачів саморобного виготовлення спричинили два випадки травматизму. Потрібно відзначити те, що не всі транспортні засоби забезпечені аптечками першої допомоги.

У гаражних приміщеннях вікна виготовлені із склоблоків, які створюють в приміщенні недостатнє природне освітлення, особливо в осінньо-зимовий період. При цьому існує потреба в штучному освітленні, яке на даний час є недостатнім.

Отже, існує необхідність щодо покращання умов праці та дотримання правил техніки безпеки, що певним чином впливає як на стан здоров'я працівників, так і на продуктивність праці.

Підприємству слід звернути увагу на пожежну безпеку, тобто всі приміщення повинні забезпечуватись первинними засобами пожежегасіння, у кількості, як визначається розрахунками, викладених у Правилах пожежної безпеки на Україні. Для їх розміщення потрібно встановити спеціальні пожежні щити, а вогнегасники розмістити на висоті не вище 1,5 м від рівня підлоги до нижнього торця вогнегасника і на відстані від дверей, достатній для їх повного відчинення.

У майстерні потрібно вдосконалити систему опалення. Крім цього необхідно вмонтувати природну вентиляцію.

Для збирання сміття повинен бути встановлений контейнер-сміттєзбірник з кришкою, який потрібно встановити на відстані на менше 25 м від господарських будівель, на площадці із твердим покриттям.

З метою покращення стану охорони праці та виробничої санітарії у автопарку підприємства розроблено ряд пропозицій. Зокрема, запропоновано покращити освітлення у приміщенні майстерні технічного обслуговування та ремонту автомобілів, ущільнити візні ворота та очистити проходи у оглядових ямах. Передбачувана сума затрат на ці роботи орієнтовно становить 3 тис. грн.

Для оцінки ефективності запропонованих заходів з покращання умов і охорони праці у автопарку порівнюємо наслідки травматизму у грошовому виразі, а також затрати на ці заходи до і після їх впровадження.

Загальні матеріальні витрати внаслідок травматизму і захворювань обчислюємо за формулою:

$$M_3 = P_T + P_L, \quad (5.1)$$

де P_T – матеріальні наслідки травматизму;

P_L – матеріальні наслідки захворювань, пов'язані із несприятливими умовами праці, грн.

На основі звітів та облікових документів складемо таблицю показників матеріальних наслідків травматизму і таблицю матеріальних наслідків в результаті захворювань (табл. 5.3 і 5.4)

Отже, сумарні матеріальні витрати в результаті травматизму і захворювань, обчислені за формулою 5.1 становлять:

$$M_3 = 47360 + 112640 = 160 \text{ тис. грн.}$$

Внаслідок впровадження рекомендованих заходів з охорони праці, втрати за статистичними даними повинні зменшуватися на 25 відсотків. Таким чином, матеріальні витрати також зменшуються на 25 відсотків.

$$P_{\text{ТП}} = P_T \times 75\% = 47360 \times 0,75 = 35520 \text{ грн.}$$

$$P_{\text{ЛП}} = P_L \times 75\% = 112640 \times 0,75 = 85510 \text{ грн.}$$

Таблиця 5.3 - Показники матеріальних наслідків травматизму в автопарку
в 2024 році

№ п/п	Показники	Значення показників
1	Дні непрацездатності, які виникли в наслідок виробничого травматизму, дні	37
2	Середньоденна заробітна плата одного працівника, грн.	1480
3	Витрати на оплату лікарняних листків, грн.	17760
4	Середньоденна вартість виробітку одного працівника, грн.	14600
5	Вартість недоданої продукції, тис грн.	473,60

Таблиця 5.4 - Розрахунок матеріальних наслідків в результаті захворювань пов'язаних із несприятливими умовами праці в автопарку

№ п/п	Показники	Значення показників
1	Затрати праці в результаті захворювань, дні	64
2	Середньоденна заробітна плата одного працівника, грн.	1480
3	Витрати на оплату лікарняних листків, грн.	30720
4	Середньоденна вартість виробітку одного працівника, грн.	14600
5	Вартість недоданої продукції у результаті захворювання, тис грн.	826,40

Звідси загальні матеріальні витрати на перспективу у транспортного підприємства становитимуть:

$$M_{\text{зп}} = P_{\text{тп}} + P_{\text{пл}} = 473,6 + 826,4 = 1300 \text{ тис. грн.}$$

Економічний ефект заходів з покращання умов праці можна визначити за формулою:

$$E = \Pi_d + C_{\text{л}} - K, \quad (5.2)$$

де Π_d – додаткова продукція, отримана в результаті зниження виробничого травматизму, грн., ($\Pi_d = 40,8$ тис грн.);

$C_{\text{л}}$ - кошти, зекономлені на оплату лікарняних листів, грн., ($C_{\text{л}} = 28,6$ тис грн.);

K - сума коштів, затрачених на заходи по попередженню нещасних випадків і захворювань у підприємстві, грн., ($K = 30$ тис. грн.).

Підставивши дані у формулі (3) одержимо:

$$E = 40,8 + 28,6 - 30 = 39,4 \text{ тис. грн.}$$

Окупність вкладень визначаємо за формулою:

$$C = \frac{K}{E}; \quad (5.3)$$

$$\tilde{N} = \frac{30}{39,4} = 0,76.$$

Одержані показники розрахунку заносимо в табл. 5.5.

Таблиця 5.5 - Економічна ефективність заходів з покращання умов охорони праці у автопарку

№ п/п	Показники	ачення показ- ників
1	ні непрацездатності, які виникли в наслідок виробничого травматизму та захворювань, дні	101
2	Затрати на оплату лікарняних листків, тис. грн.	48,6
3	Вартість недоданої продукції, тис. грн.	160
4	Економічна ефективність від запровадження заходів по покращанню умов праці, тис. грн.	39,4
5	Капіталовкладення на покращання умов і охорони праці, тис. грн.	30
6	Термін окупності вкладених капіталовкладень, роки	0,76

Отже, економічна ефективність від впровадження заходів по покращанню умов праці у автопарку підприємства становить 39,4 тис грн.

5.3. Техніка безпеки для виконання автомобільних перевезень

Перед випуском автомобілів і причепів на лінію механік зобов'язаний старанно перевірити їх придатність до роботи і зробити відповідну відмітку в шляховому листі. Керівництво не має права заставити, а шофер не повинен виїздити на несправному автомобілі, стан якого не відповідає правилам технічної експлуатації і техніки безпеки. Перед виїздом на лінію водій повинен бути поведомлений про особливості їзди в тумані, при ожеледиці, а також про характер вантажу [2].

Використовувати водіїв на розвантажувально-навантажувальних роботах забороняється. Якщо водій або люди, які знаходяться в автомобілі при виконанні тих чи інших робіт ставляться в умови, небезпечні для життя і здоров'я, водій повинен негайно довести це до відома керівництва і зробити відповідну відмітку у шляховому листі. Продовження роботи після такої заяви може бути тільки з дозволу керівництва. Буксирування несправних автомобілів, як правило дозволяється тільки на автомобілях технічної допомоги, які обладнані причіпним пристосуваннями.

На звичайних вантажних автомобілях можна буксирувати тільки в тих випадках, коли необхідна невідкладна допомога. При несправності рульового керування і переднього моста необхідно автомобіль перевозити на платформі іншого автомобіля. При буксирові на легкій зчіпці дозволяється транспортувати тільки один автомобіль, а жорсткій – два автомобіля. Швидкість руху автомобіля при буксируванні несправного автомобіля не повинна перевищувати 30 км/год [3].

Автомобілі, які працюють на збиранні врожаю повинні бути обладнані іскрогасниками на вихлопній трубі і кожухом з листової сталі. Крім того їх треба забезпечити вогнегасниками і штиховою лопатою.

Автоцистерни, причепа і бортові автомобілі, які призначені для перевезення горючих рідин, необхідно забезпечити вогнегасниками, баграми і штиховою лопатою. Задні стінки кабін повинні бути оббиті сталлю. Глушники таких автомобілів повинні бути захищені азбестовими кожухами, винесеними вперед

до радіатора і повернути таким чином, щоб вихлопні гази мали напрямок до землі під кутом 45°. На автомобілях, які призначаються для перевезення врожаю і паливно-мастильних матеріалів забороняється курити.

При тимчасовому розміщені автомобілів в польових умовах необхідно дотримуватись наступних правил протипожежної безпеки:

- стоянки автомобілів влаштовувати на очищеній від стерні і сухої трави площадках;
- оборати круг смугою 1 м і розміщувати не ближче ніж 100 м до будівель, лісових масивів, скирт соломи, сіна і на площадках автомобілі необхідно влаштовувати колонами при їх числі не більше 10 і при розриві між автомобілями не менше 1 м та між колонами не менше 10 м.

Паливно-мастильні матеріали для автомобілів необхідно розміщувати на очищеній від стерні площадці на віддалі не менше 100 м від місць збирання і обмолочення посівів, скирт соломи, стоянок автомобілів і не менше 50 м від будівель. На стоянках автомобілів і місцях зберігання паливно-мастильних матеріалів забороняється курити, розводити вогнища.

5.4. Захист населення у надзвичайних ситуаціях

Одним із найважливіших завдань служби охорони праці є забезпечення захисту населення у випадку виникнення надзвичайних ситуацій. З метою захисту населення, зменшення матеріальних втрат у випадку виникнення надзвичайних ситуацій повинен проводитись комплекс заходів:

оповіщення та інформування, яке досягається утриманням в постійній готовності систем оповіщення, які переважно інформують про прогноз погоди;

евакуаційні заходи, які проводяться на території господарства та за його межами переважно під час виникнення пожеж;

обов'язки гасіння пожеж покладені на плечі добровільної пожежної

дружини;

медичний захист проводиться для зменшення ступеня ураження людей, своєчасного надання допомоги потерпілим.

Працівники станції ТО отримали інструктаж з надання першої медичної допомоги під час ураження людини пожежею, електричним струмом чи удару блискавки.

Система попередження пожеж - це комплекс організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на запобігання виникненню та розвитку пожежі. Вона передбачає виявлення початкової стадії пожежі, своєчасну інформацію й, у разі необхідності, включення автоматичних систем пожежогасіння.

Як відомо, основною умовою горіння є наявність трьох чинників: горючої речовини, окислювача та джерела вогню. Для того щоб сталося горіння, горюча речовина, окислювач та джерело запалювання повинні мати певні критичні рівні (температуру, концентрацію, енергію).

Оскільки в умовах виробництва завжди є горючі речовини, а у повітрі - достатня кількість кисню, то для виникнення горіння бракує лише джерела займання.

До джерела запалювання належать відкрите полум'я, розжарені предмети, іскри від ударів та тертя, сонячна радіація та ін.

Горюча речовина з окислювачем утворює так зване горюче середовище, яке здатне горіти при наявності джерела запалювання. Тому заходи системи попередження пожежі спрямовані на дотримання безпечної поведінки з джерелом запалювання та запобігання утворенню горючого середовища.

Запобігання появі у горючому середовищі джерела запалювання можна досягти дотриманням Правил пожежної безпеки, використанням електроустаткування, що відповідає за вимогам класу пожежовибухонебезпечних приміщень та зон, ліквідацією умов для самоспалахування речовин (матеріалів) тощо.

Запобігання утворенню горючого середовища досягається дотриманням наступних вимог: заміна, по можливості, у технологічних процесах горючих речовин (матеріалів) на негорючі; ізоляція горючого та вибухонебезпечного середовища; використанням інгібіторних та флегматизаційних добавок; застосуванням в установках з горючими речовинами пристроїв захисту від пошкоджень та аварій; жорстким контролем за станом повітря в приміщеннях та якістю вентиляції тощо.

Система попередження пожеж також передбачає зниження пального навантаження в приміщеннях, проведення пожежотехнічних обстежень, використання знаків безпеки, своєчасне виявлення початкової стадії пожежі, передачу інформації про місце і час її виникнення й, у разі необхідності, включення автоматичних засобів пожежогасіння.

Установки автоматичної електричної пожежної сигналізації монтують на складах, базах та інших пожежовибухонебезпечних об'єктах. Основними складовими частинами цих установок є: датчики (сповісники), що монтуються в будівлях або на території об'єктів і призначені для подання сигналу про пожежу; приймальні апарати (станції), що забезпечують приймання сигналів від датчиків, а також автоматичні системи пожежогасіння.

Датчики можуть бути тепловими, димовими, світловими. Принципи роботи їх будуються на дії тепла, продуктів згорання й ультрафіолетових променів.

Вибір пожежних сповіщувачів здійснюється в залежності від характеристики виробництв, технологічних процесів, приміщень.

При виборі димових датчиків не рекомендується використовувати такі, що працюють з радіо затоками, у приміщеннях з довготривалим перебуванням людей (лікарні).

Органами чуття також можна виявити початок горіння за такими показниками, як дим, його дія на очі та дихання, специфічний запах горючих ре-

човин та газів, які утворюються при горінні (фосген, окис азоту, сірководень та ін.), світло, язики полум'я тощо.

Висновки до розділу

Забезпечення стану охорони праці у підприємстві є на достатньому рівні, але є і суттєві недоліки. В розділі розроблено ряд заходів на покращення стану охорони праці і пожежної безпеки для автопарку підприємства.

Для загального поліпшення стану охорони праці та запобіганню виробничого травматизму у підприємстві необхідно:

- запровадити регулярну перевірку автомобілів перед виїздом на лінію;
- своєчасно та у повному обсязі укомплектовувати автомобілі засобами пожежогасіння;
- своєчасно та якісно проводити інструктажі з техніки безпеки
- виконати ряд заходів направлених на поліпшення умов праці робітників як автопарку, так і інших виробничих підрозділів підприємства.

Виконання перелічених заходів поліпшить стан охорони праці в підприємстві, створить належні умови роботи водіїв, буде сприяти пожежній профілактиці.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Розрахункова модель дослідження процесу екстреного гальмування сидельного автопоїзда забезпечила можливість значно зменшити обсяг експериментальних досліджень;

2. Теоретичним та експериментальним шляхом досліджені чинники, що викликають асиметрію гальмівних сил по бортах сидельного автопоїзда, впливають на виникнення явища складання під час гальмування і причини виникнення аварійних ситуацій - це параметри робочих процесів функціональних елементів пневматичного приводу робочої гальмівної системи автопоїзда, такі як: час наростання тиску повітря в приводах гальмівних механізмів окремо взятого колеса до максимуму, витоки стислого повітря в пневмоприводі, перепад тиску в елементах робочої гальмівної системи, час наповнення робочої порожнини елементів пневмоприводу, що розраховуються, за наявності витоку робочого тіла, вплив довжини гальмівних контурів.

3. Обґрунтований механізм формування гальмівних сил по бортах автопоїзда, що враховує «небезпечні» чинники виникнення аварійних ситуацій за допомогою експериментальних досліджень параметрів процесу складання автопоїзда. Згідно осцилограм тиску в гальмівних камерах і гальмівних сил коліс автопоїзда, різниця максимумів по колесах осей склала від 12 до 17 %. Показники, що вийшли за допустимі межі, викликають асиметрію дії гальмівних механізмів по бортах зумовлюючи виникнення складання автопоїзда. Сумарний тиск в гальмівних камерах коліс по бортах досліджуваного сидельного автопоїзда відрізнявся на 37 %, тоді як сумарна гальмівна сила відрізнялася на 7,67 %. Отримані під час імітації витоків стислого повітря дані підтверджують необхідність контролю вказаних параметрів.

4. Експериментальні дослідження параметрів процесу гальмування робочої гальмівної системи автопоїзда дозволили виконати оцінку впливу асиметрії гальмівних сил по бортах автомобіля на виникнення явища складання. Виконана оцінка показала, що «небезпечні» чинники виникнення аварійних ситуацій,

здатні викликати технічні несправності елементів пневматичного привода гальм, за яких експлуатація автопоїзда недопустима.

5. Застосування силового роликowego гальмівного стенду IW 7 Eurosystem дозволило спостерігати зміну динаміки параметрів робочих процесів пневмоприводів кожного колеса сидельного автопоїзда в часі. Високий ступінь точності вимірювань забезпечений пневматичними радіо сенсорами тиску, шляхом реєстрації параметрів, які змінюються в часі, з як найменшим кроком дискретизації сигналів.

6. Методика стендового контролю технічного стану пневматичного привода робочої гальмівної системи і обробка експериментальної оцінки його властивостей дозволяє з високою мірою достовірності локалізувати несправність пневмоприводу систем і характеризувати ступінь розвитку дефектів, що в сукупності з вирішеними вище задачами дозволить забезпечити попередження першопричин складання сидельного автопоїзда.

7. Виконаний розрахунок параметрів робочих процесів пневматичного привода гальм та здійснення контролю за динамікою зміни «небезпечних» чинників дає можливість попередити першопричини виникнення під час руху автопоїзда аварійних ситуацій, пов'язаних з несправним технічним станом.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Європейська доповідь про стан безпеки дорожнього руху «За безпечні дороги та більш ефективні транспортні засоби». Всесвітня організація охорони здоров'я, 2019. 161 с.
2. Показники стану безпеки дорожнього руху [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <http://www.gibdd.ua/stat/>.
3. Бернацкий, В. В. Спеціалізований автомобільний транспорт: навчальний посібник. Харків: видавничий центр Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2013. 244 с
4. Шевчук Р.С. Трактори і автомобілі: основи теорії (питання, завдання та відповіді): навч. посібник. Львів: ЛНАУ, 2016. 236 с. Депоновано у Державній науково-технічній бібліотеці України 16.12.2016. №18-РІД/Ук-2016 9 (з оприлюдненням). Укр. [Електронний ресурс; Режим доступу <http://gnth.gov.ua>].
5. Водяник І.І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів Київ: Урожай, 1993. 223 с
6. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ. Київ: Арістей, 2010. 155 с.
7. Волков В.П., Вільський Г.Б. Теорія руху автомобіля: підручник. Суми Університетська книга, 2010. 320 с.
8. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А. Динаміка мобільних машин з начіпними функціональними елементами. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2008. 496 с.
9. Brems- und Luftfedersysteme fur Anhangerverfahrzeuge / Knorr-Bremse Group. Munich, Germany, 2012. Dok.-Nr. Y007570 (DE - Rev. 005) 386 p.
10. Dunn, A. L. Jackknife stability of articulated tractor semitrailer vehicles with high-output brakes and jackknife detection on low coefficient surfaces: Diss. PhD. The Ohio State, 2013. 344 p.

11. Santhosh, Ch. Development of a tractor - semitrailer roll stability control model: the Degree Master of Science in the Graduate School of The Ohio State University The Ohio State, 2017. 176 p.
12. Ervin, R. D., Fancher P.S., Gillespie T.D. An overview of the dynamic performance properties of long truck combinations. Michigan, 2014. - 67 p.
13. Fahrerhandbuch. KNORR-BREMSE Systeme für Nutzfahrzeuge GmbH. Germany: 2006. 59 p.
14. Knorr-Bremse AG. Connected: Annual Report / Dr. Detlef Hug, Knorr-Bremse AG. - München, Germany, 2016. 52 p.
15. Knorr-Bremse AG. 110 Years making mobility safer: Annual Report / Dr. Detlef Hug, Knorr-Bremse AG. - München, Germany, 2015. - 52 p.
16. Knorr-Bremse Group. Produktkatalog. EBS - Elektronisches Bremssystem / KNORR-BREMSE Systeme für Nutzfahrzeuge GmbH - Doc. No. Y074812 (DE - Rev. 002) November 2011- München, Germany: Knorr-Bremse Group, 2011. 45 p.
17. Maas, J.W. Jackknife stability of a tractor semi-trailer combination. TU/e Mechanical Engineering Masterproject. Eindhoven, 2017. 49 p.
18. Mäurer, H. J. Sachverständigentag. Mobilität der Zukunft - sicher und geprüft. DEKRA Automobil GmbH. Styttgart, 2015. 28 p.
19. Mohamed. B. Jackknifing warning for articulated vehicles based on a detection and prediction system. // 3rd International Conference on Road Safety and Simulation September 14-16, 2019. Indianapolis, USA. 13 p.
20. Frank S. B., and etc. NHTSA's Tractor Semi-Trailer Stability Objective Performance Test Research - Roll Stability. // U.S. Departament of Transportation. - Washington, District of Columbia, 2021. - DOT HS 811 467. 205 c.
21. Online каталог запчастин для гвантажівок Scania (Сканія) [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://scania-catalog.ua/default.aspx?v=3592673>.
22. Shuwen Zhou, Siqi Zhang. Study on Tractor Semi-Trailer Roll Stability Control. // The Open Mechanical Engineering Journal. 2014. №8. 238-242 p.

23. Zagorski, S. B., GuentherD. A., Heydinger. G. J. A Study of Jackknife Stability of Class VIII Vehicles with Multiple Trailers with ABS Disc / Drum Brakes SAE Paper 2014-01-1741, 2014.