

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

Леонтьєв Дмитро Миколайович



УДК 629.3.017.5+681.523.5

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ГАЛЬМУВАННЯ БАГАТОВІСНИХ  
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОЮ  
ГАЛЬМОВОЮ СИСТЕМОЮ

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Харків — 2021

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України.

**Науковий консультант:** доктор технічних наук, професор

**Клименко Валерій Іванович**

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула.

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор,

**Горбай Орест Зенонович,**

Національний університет «Львівська політехніка», завідувач кафедри автомобілебудування

доктор технічних наук, професор,

**Дуценко Владислав Васильович,**

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,

професор кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О. О. Морозова

доктор технічних наук, професор,

**Кравченко Олександр Петрович,**

Державний університет «Житомирська політехніка», професор кафедри автомобілів і транспортних технологій.

**Захист відбудеться:** «08» вересня 2021 р. о 12<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою: 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Автореферат розісланий «21» липня 2021 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



О.П. Смирнов

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Оґрунтування вибору теми дослідження.** Розвинена автомобільна промисловість є одною з найважливіших умов забезпечення національної безпеки та незалежності держави, тому необхідно постійно приділяти увагу щодо удосконалення конструкції автомобільної техніки спеціального призначення та комерційного використання. Слід зазначити, що за рахунок використання комерційної техніки можна підвищити ремонтпридатність техніки спеціального призначення шляхом використання уніфікованих вузлів, агрегатів та систем і без державного регулювання це зробити неможливо в умовах великого імпорту автомобільної техніки.

Враховуючи досвід країн світу та обсяги виробництва ними автомобільної техніки запропоновано з метою підвищення вимог безпеки транспортних засобів у тому числі і під час гальмування, концепцію реалізації запасної гальмової системи, що особливо актуально для багатовісної автомобільної техніки, яка використовується на підприємствах та в організаціях на території України.

Традиційні методи, що застосовуються для розрахунку динаміки гальмування багатовісних колісних транспортних засобів (КТЗ), особливо з електропневматичним гальмовим приводом, не дозволяють, на етапі проектування його гальмових систем, здійснювати прогнозування перехідних процесів і вихідних характеристик без проведення додаткових експериментальних досліджень, які є витратними для бюджету підприємств автомобільної галузі, а отже і для держави в цілому. Розробка нових методів оцінки динаміки гальмування багатовісних транспортних засобів з електропневматичним гальмовим приводом, а також вдосконалення відомих розрахункових методів та підходів сприяють підвищенню якості проектування автомобільної техніки, тому представлений напрямок дослідження є актуальним, що також підтверджується розпорядженням Кабінету міністрів України № 231-р від 28.03.2018 року «Про затвердження плану заходів щодо реалізації Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року».

Актуальність досліджень динаміки гальмування багатовісних транспортних засобів, у тому числі з електропневматичним гальмовим приводом, є важливою навіть з точки зору експлуатації військової та спеціальної техніки, що підтверджується Постановою №1225 Кабінету Міністрів України від 30.11.11 (редакція від 17.01.14).

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконувалася відповідно до Наказу Міністерства транспорту та зв'язку України № 82 від 10 лютого 2004 року та Постанови Національної Ради з питань безпечної життєдіяльності населення № 3 від 25 грудня 1997 року «Про відповідність умовам охорони праці машин, транспортних засобів, обладнання, які виготовляються в Україні», а також у відповідності до планів науково-дослідних робіт кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету з проблеми «Безпека

дорожнього руху», комплексної теми «Системне проектування та конструювання транспортних засобів, які забезпечують необхідну безпеку дорожнього руху», комплексними темами «Теоретичні та експериментальні дослідження електропневматичного гальмового приводу автотранспортних засобів» (ДР No 0198U005036), «Теоретичні та експериментальні дослідження електропневматичного гальмового приводу автотранспортних засобів, об'єднаного з антиблокувальною гальмовою системою» (ДР No 0101U005210), «Розробка програмного комплексу для розрахунку нестационарних в'язких течій газу на паралельних системах» (ДР No 0105U002170), «Розробка та впровадження інтелектуальної системи управління гальмами транспортного засобу» (ДР No 0112U001239), «Розробка системи контролю та програми обробки показників вихідних параметрів інтелектуальних функцій гальмового керування автомобілів» (ДР No 0115U003269), «Провести дослідження та розробити методичні рекомендації з визначення осьових навантажень багатовісних транспортних засобів з урахуванням сил тертя в площі контакту шини з дорожнім покриттям» (ДР No 0116U005525), «Підвищення живучості багатовісних вантажних автомобілів військового призначення шляхом використання автоматичної трансмісії та підвищення надійності гальм» (ДР No 0119U001297). Роль автора у виконанні цих науково-дослідних робіт, як співвиконавця, полягає у формуванні методологічних основ і підходів, які дозволяють реалізувати наукові завдання за вказаними напрямками, а також розробка та реалізація методів розрахунку електропневматичних гальмових приводів, динаміки розподілу навантаження на вісі багатовісних транспортних засобів, динаміки руху транспортних засобів, що базуються на основі експериментального їх дослідження.

**Мета і завдання дослідження.** Метою роботи є розробка теоретичних основ гальмування багатовісних транспортних засобів з електропневматичною гальмовою системою шляхом удосконалення методів розрахунку динаміки руху автомобіля під час гальмування в різних експлуатаційних умовах та удосконалення методів розрахунку зміни вертикального навантаження в системі підресорювання транспортного засобу.

У зв'язку з тим, що перехідні процеси, що протікають під час гальмування транспортного засобу з електропневматичною гальмовою системою, є складними об'єктами, в яких мають місце різні фізичні явища, основними завданнями, які необхідно вирішити є:

– вдосконалення та розробка методів визначення зміни вертикальних навантажень на вісях багатовісного колісного транспортного засобу з урахування особливостей розташування мостів на автомобілі;

– вдосконалення та розробка методів визначення коефіцієнта гальмування багатовісного колісного транспортного засобу з урахування особливостей компоновання його мостів;

– розробка програмного комплексу для імітаційного моделювання аварійного режиму роботи електропневматичного гальмового приводу багатовісного колісного транспортного засобу на основі моделі змінності

реалізованого зчеплення між шинами коліс автомобіля та поверхнею дорожнього покриття;

- розробка програмного комплексу для синтезу компоувальних схем підключення органу керування (електропневматичного модулятора тиску) до гальмових механізмів типа «симплекс» та «дуо-дуплекс» встановлених на вісях багатовісного колісного транспортного засобу;

- визначення критеріїв підбору раціональних компоувальних схем підключення органу керування (електропневматичного модулятора тиску) до гальмових механізмів типа «симплекс» та «дуо-дуплекс» встановлених на вісях багатовісного колісного транспортного засобу;

- розробка уніфікованої імітаційної моделі електропневматичного гальмового привода, що здатна виконувати моделювання робочого процесу в ланках привода при використанні різних витратних функцій та різних конструкціях електропневматичних апаратів регулювання стисненого повітря;

- розробка математичної моделі гальмування багатовісного колісного засобу з урахування особливостей роботи його електропневматичного гальмового привода;

- розробка методичних рекомендацій з визначення осьових навантажень транспортних засобів з урахуванням сил, що діють у плямі контакту шини з поверхнею дорожнього одягу.

**Об'єкт дослідження.** Процес гальмування багатовісного транспортного засобу з електропневматичною гальмовою системою.

**Предмет дослідження.** Удосконалення способу визначення вихідних параметрів гальмування багатовісних транспортних засобів обладнаних електропневматичною гальмовою системою, що базується на методології моделювання електропневматичних апаратів гальмового керування автомобіля та теоретичному аналізі їх робочих процесів.

**Методи дослідження.** Під час аналізу робіт за обраним напрямом досліджень було використано історичний метод. Під час створення теоретичних основ динаміки гальмування багатовісних транспортних засобів з електропневматичним гальмовим приводом використовувалися методи математичного та комп'ютерного моделювання, методи розв'язання звичайних диференціальних рівнянь, а під час обробки результатів експериментальних досліджень – метод кореляційного аналізу.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає у тому, що:

*Вперше:*

- запропоновано метод визначення координат положення центру тяжіння багатовісного колісного транспортного засобу, який відрізняється від відомих тим, що дозволяє розрахунковим способом визначити положення центра тяжіння на основі відомих статичних навантажень на вісі багатовісного автомобіля та відстаней між осями [9, 10, 28];

- запропоновано уніфіковані методи визначення коефіцієнту гальмування багатовісного колісного транспортного засобу у відповідності до групи його належності, які відрізняється від відомих тим, що враховують вплив положення

вісєй багатовісного колісного транспортного засобу відносно координат центра його тяжіння під час визначення коефіцієнта гальмування [1, 11, 16, 29, 33, 34, 40, 41];

- узагальнено функції витрати повітря для визначення перехідних процесів в ланках гальмового привода, що дало змогу на відміну від відомих уніфікувати математичну модель гальмового привода обладнаного електропневматичними апаратами регулювання тиску та порівняти результати розрахунків за різними методами при однакових початкових умовах [8–11, 24];

- запропоновано метод, який описує робочий процес пневматичного апарата з не прямим перетіканням повітря, який відрізняється від відомих тим, що дозволяє змоделювати характер перебігу робочого процесу в таких апаратах на основі його статичної характеристики без моделювання динамічного руху рухомих прискорювальних елементів апарата в тому числі й електропневматичних [2, 3, 14, 16–18, 25, 27, 33, 34, 36];

- запропоновано концепцію організації електропневматичного гальмового привода, яка відрізняється від відомих тим, що базується на критеріях раціонального з'єднання електропневматичного апарату або органу керування з гальмовими механізмами відповідних осей багатовісного колісного транспортного засобу [2, 5, 17–19, 23, 31, 33, 36, 37];

*Отримала подальший розвиток:*

- концепція моделювання процесу гальмування колісного транспортного засобу в адаптивному режимі при екстрених гальмуваннях, яка відрізняється від відомих тим, що враховує непостійність реалізованого зчеплення між шинами коліс КТЗ та поверхнею дорожнього покриття, а система керування електропневматичним приводом коригує тиск в приводі за критерієм співвідношення реалізованої сили зчеплення до граничного значення сили зчеплення [5, 6, 15–23, 29, 31, 33, 34, 37, 41].

**Практичне значення одержаних результатів.** Робота має теоретичне та практичне значення, так як результати теоретичних досліджень доповнюють теорію робочих процесів гальмового керування та теорію створення та проектування пневматичних апаратів гальмового привода. Запропоновані в дисертації залежності можуть бути використані при формуванні характеристик пневматичних апаратів гальмового привода в тому числі із електронним керуванням. Основні наукові положення дисертаційної роботи та рекомендації використані:

- в навчальному процесі підготовки бакалаврів і магістрів за спеціальностями 133 «Галузевого машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт»;

- в рекомендаціях з визначення осьових навантажень транспортних засобів під час перевезення небезпечних вантажів, вантажів комерційного призначення, а також під час дослідження обставин виникнення дорожньо-транспортної події;

- в методі визначення вихідних параметрів гальмування багатовісного транспортного засобу обладнаного автоматизованою системою регулювання

гальмового зусилля для дослідження обставин виникнення дорожньо-транспортної події;

– у практичній діяльності Державного агентства автомобільних доріг України та ДП «ДерждорНДІ». Впроваджено методичні рекомендації щодо визначення осьових навантажень транспортних засобів під час проектування автомобільних доріг України;

– у практичній діяльності приватного акціонерного товариства «Вовчанський агрегатний завод». Впроваджено методи налаштування регуляторів гальмових сил та трьох секційних гальмових кранів.

**Особистий внесок здобувача.** Положення та результати, що виносяться на захист дисертаційної роботи, отримано автором самостійно та викладено в роботах [1-44]. Роботи [3, 5, 9] опубліковані без співавторів. У спільних роботах внесок здобувача полягає у наступному: виконав дослідження автомобільного колеса з максимальною ефективністю в гальмовому режимі [1, 6]; розробив концепцію керування електропневматичним модулятором тиску [2, 14, 25, 27]; розробив імітаційні моделі елементів гальмового привода, що здатні працювати в циклічному режимі [16, 24, 34]; виконав аналіз впливу автоматизованих систем на параметри руху колісного транспортного засобу [4, 15, 20, 30]; запропонував концепцію визначення гальмової сили для здвоєних автомобільних коліс [12]; запропонував конструкцію побудови електропневматичного модулятора тиску [13]; узагальнено моделі руху транспортних засобів [7, 8]; запропонував метод визначення навантаження на вісях багатовісних транспортних засобах [10, 19, 40, 43]; узагальнив методи визначення коефіцієнту опору коченню автомобільних коліс [22]; виконав аналіз впливу перерозподілу вертикального навантаження між вісями автомобіля на реалізовані зчеплення шин автомобільних коліс [23, 31, 35]; розробив метод визначення повздовжніх координат розподілу вертикального навантаження для багатовісних транспортних засобів [11, 28]; розробив методичні рекомендації з визначення осьових навантажень транспортних засобів під час проектування автомобільних доріг в Україні [44]; виконав аналіз динаміки гальмування транспортних засобів, які мають багато вісей та обладнані електропневматичним гальмовим приводом [17, 21, 33, 37–39]; запропонував основи створення компоновальних схем електропневматичного гальмового привода [18, 36]; запропонував і експериментально підтвердив методику визначення уповільнення багатовісного транспортного засобу на основі реалізованих зчеплень його шин з поверхнею дорожнього покриття [29]; розробив аналітичний метод визначення вихідних параметрів гальмування багатовісного транспортного засобу обладнаного автоматизованою системою регулювання гальмового зусилля для дослідження обставин виникнення дорожньо-транспортної пригоди в експертно-криміналістичній практиці з автотехнічних експертиз [41, 42]; виконано аналіз та запропоновано шляхи удосконалення статичної характеристики електропневматичної гальмової системи [26, 32].

**Апробація результатів дисертації.** Дисертаційна робота обговорена на науковому семінарі кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ). Основні положення і результати теоретичних і експериментальних досліджень доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на науково-технічних і науково-методичних сесіях ХНАДУ та міжнародних конференціях: 78-а міжнародна науково-технічна конференція «Конструктивна безпека автотранспортних засобів», (п. Автополігон, Московська обл., Росія, 6 – 7 червня 2012 р., форма участі - очна); III-а Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 16 – 17 квітня 2013 р., форма участі - очна); 11-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, Національний університет «Львівська політехніка», Україна, 15 – 17 травня 2013 р., форма участі - очна); 17-а міжнародна науково-технічна конференція «Гідромашини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика», (м. Москва, Росія, МГТУ ім. М.Е.Баумана 2 – 4 грудня 2013 р., форма участі - очна); Міжнародна науково-практична конференція «Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 15 – 16 жовтня 2014 р., форма участі - очна); Міжнародна науково-практична конференція «Новітні технології в автомобілебудуванні та транспорті» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 15 – 16 жовтня 2015 р., форма участі - очна); 2-а всеукраїнська науково-практична конференція «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні» (м. Львів, Національний університет «Львівська політехніка», Україна, 17 – 18 березня 2016 р., форма участі - очна); Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки» (м. Харків, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Україна, 20 – 21 квітня 2016 р., форма участі - очна); Міжнародна конференція «Організація дорожнього руху та перевезень пасажирів і вантажів та транспорт» (м. Мінськ, Білоруський національний технічний університет, Білорусь, 26 – 27 жовтня 2017 р., форма участі - заочна); – Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку дорожньо-транспортних та інженерно-комунікаційних інфраструктур» (м. Ташкент, Ташкентський інститут з проектування, будівництва та експлуатації автомобільних доріг, Узбекистан, 21 – 23 листопада 2017 р., форма участі - заочна); 82-а науково-технічна та науково-методична конференція Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 7 – 11 травня 2018 р., форма участі - очна); 83-а науково-технічна та науково-методична конференція Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна,



13 – 17 травня 2019 р., форма участі - очна); Всеукраїнська науково-практична конференція «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація» (м. Харків, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Україна, 16 – 17 травня 2019 р., форма участі - очна); Чотирнадцята міжнародна науково-практична конференція «Математичне та імітаційне моделювання систем» (м. Чернігів, Чернігівський національний технічний університет, Україна, 24 – 26 червня 2019 р., форма участі - очна); 24th Slovak-Polish International Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations – MMS 2019 (Liptovsky Jan, Alexander Dubcek University of Trencin, Slovakia, 3 – 6 September 2019, форма участі - заочна); Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 15 – 18 жовтня 2019 р., форма участі - очна); 16th European Automotive Congress (EAEC 2019) (Minsk, Belarusian. National Technical University, Belarus, 7 – 11 October 2019, форма участі - очна); П'ятнадцята міжнародна науково-практична конференція «Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2020» (м. Чернігів, Чернігівський національний технологічний університет, Україна, 29 червня – 01 липня 2020, форма участі - заочна);

Дисертаційна робота в повному обсязі доповідалась, обговорювалась і отримала позитивну оцінку на сумісному науковому семінарі кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула, кафедри автомобільної електроніки, кафедри технології машинобудування та ремонту машин, кафедри деталей машин та теорії механізмів і машин, а також кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. Говорущенко М. Я. (м. Харків, ХНАДУ, 14 травня 2021 р.).

**Публікації.** Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 44 наукових роботах, у тому числі: 2 монографії; 23 статі у наукових фахових виданнях України та інших держав (з них 2 – у виданнях, що включені до наукометричної бази Scopus (Quartile Q3) та 4 – у Web of Science; 16 тез у збірниках доповідей на наукових конференціях; отримано 1 патент України, 1 авторське свідоцтво України та розроблені методичні рекомендації для Державного агентства автомобільних доріг України.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 355 сторінки, у тому числі 2 додатка на 18 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 267 сторінок. Робота ілюстрована 136 рисунками та містить 10 таблиць. Список використаних джерел нараховує 323 найменувань на 41 сторінці.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** стисло розглянуто стан питання щодо гальмування багатовісних транспортних засобів, обґрунтовано актуальність роботи, наведено загальну характеристику роботи, обґрунтовано актуальність теми, сформульовані мета і

задачі дослідження, визначено об'єкт та предмет дослідження, описано застосовані методи дослідження та зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, визначено наукову новизну та показана практична цінність одержаних результатів, надано інформацію про апробацію та публікацію результатів досліджень.

**У першому розділі** розглянуто особливості гальмування багатовісних колісних транспортних засобів, визначені теоретичні аспекти реалізації зчеплення між шиною та поверхнею дорожнього покриття, проаналізовано особливості моделювання динаміки пневматичного гальмового привода обладнаного автоматизованими пристроями.

Розглянуті особливості гальмування багатовісних колісних транспортних засобів показали, що для формування основ динаміки гальмування багатовісних транспортних засобів з електропневматичним гальмовим приводом необхідно розглянути в комплексі особливості реалізації зчепних властивостей пневматичних шин автомобільних коліс транспортного засобу з урахуванням динамічних властивостей гальмового привода та зміни вертикальних навантажень на відповідних колесах багатовісного автомобіля.

Визначені теоретичні аспекти реалізації зчеплення між шиною та поверхнею дорожнього покриття показали, що існує два підходи щодо моделювання характеру такої взаємодії:

- через величину реалізованого зчеплення;
- через кутові деформації пневматичної шини (на основі теорії кріпа).

Порівняння цих підходів показало, що перший на відміну від другого, вимагає від дослідника врахування багатьох факторів, які впливають на реалізоване зчеплення та змінюють його в широкому діапазоні. Аналіз показав, що другий підхід в моделюванні є більш практичним, оскільки діапазон зміни кутових деформацій пневматичної шини відносно поверхні дорожнього покриття залежить від меншої кількості експлуатаційних факторів, які діють на автомобільне колесо.

Проаналізовані особливості моделювання динаміки пневматичного гальмового привода обладнаного автоматизованими пристроями дозволили уніфікувати математичні моделі ланок привода та згрупувати апарати регулювання тиску на два типи:

- апарати з прямим перетіканням повітря;
- апарати з не прямим перетіканням повітря.

Таке групування апаратів дало змогу створити уніфіковані математичні моделі апаратів з підсилюючими порожнинами, в основу яких покладено їх статичну характеристику й гістерезисні явища в наслідок реалізації сил тертя ущільнюючих елементів рухомих деталей апарата.

Аналіз статичних характеристик апаратів різного типу показав, що їх можна описати поліномом другого ступеня, коефіцієнти якого не складно визначити методом зворотньої матриці. На основі проведеного аналізу особливостей функціонування апаратів регулювання тиску, визначені рівняння для моделювання робочих процесів в апаратах з прямим перетіканням повітря

та в апаратах з не прямим перетіканням повітря, як для наповнення, так і спорожнення привода.

У другому розділі розроблено теоретичні основи гальмування багатовісних транспортних засобів. Для розроблення теоретичних основ всі типи транспортних засобів були згруповані до чотирьох груп (рис. 1): одиночні багатовісні транспортні засоби; причіпні багатовісні транспортні засоби; сідельні багатовісні транспортні засоби; багатовісні зчленовані транспортні засоби.

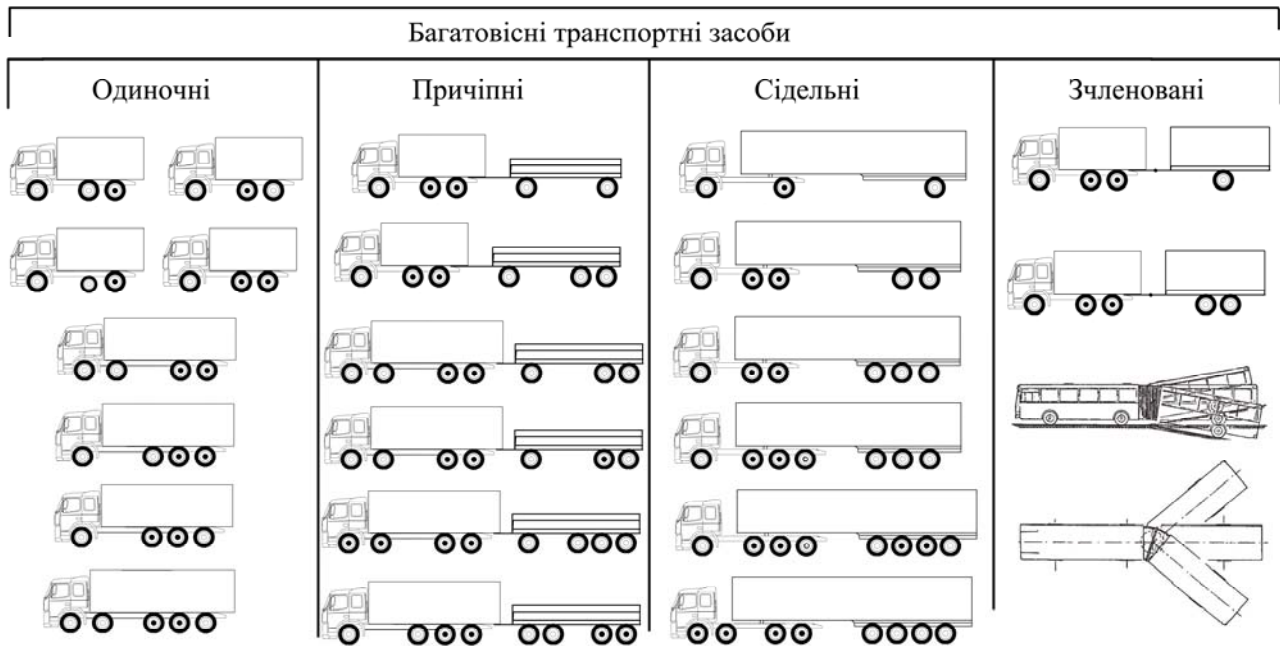


Рисунок 1 – Класифікація багатовісних поодиноких КТЗ за групами

Кожна з цих груп, має свої особливості перерозподілу вертикального навантаження ( $R_{zi}$ ) між вісями КТЗ, тому для уніфікації математичних моделей, що описують рух багатовісного колісного транспортного засобу в гальмовому режимі, було прийнято відому концепцію у вигляді рівняння (1), яка дозволила визначити геометричне положення центру тяжіння КТЗ в залежності від розташування мостів на ньому та статичного перерозподілу ваги між відповідними його мостами.

$$R_{zi} = R_{zi}^{ct} + \Delta R_{zi} \quad (1)$$

де  $R_{zi}^{ct}$  – нормальні реакції дороги на  $i$ -ій вісі КТЗ в його статичному стані (автомобіль не здійснює переміщення та знаходиться на горизонтальній поверхні дорожнього покриття), Н;

$\Delta R_{zi}$  – прирощення нормального навантаження на  $i$ -ій вісі колісного транспортного засобу від дії сили інерції в заданих умовах руху автомобіля, Н.

Для визначення величин прирощення нормального навантаження на відповідні вісі одиночного  $n$ -вісного колісного транспортного засобу були

використані позначення його основних геометричних параметрів (рис. 2), які пов'язані з розташуванням вісей КТЗ, центром його тяжіння (ц.т.) та центром (ц.п.) відносно якого відбувається поворот кузова транспортного засобу.

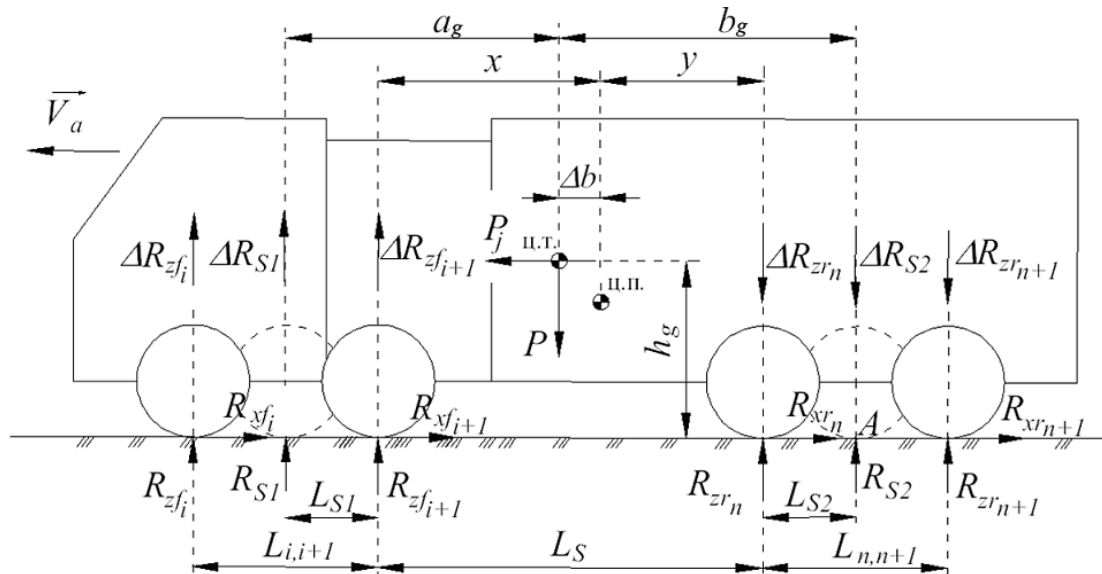


Рисунок 2 – Розрахункова схема сил, що діють на  $n$ -ну вісь одиночного колісного транспортного засобу

На рисунку 2 позначено:  $R_{S1}$  – віртуальна нормальна реакція дороги, що діє на приведену віртуальну передню вісь автомобіля, Н;  $R_{S2}$  – віртуальна нормальна реакція дороги, що діє на приведену віртуальну задню вісь автомобіля, Н;  $R_{zf_i}$  та  $R_{zf_{i+1}}$  – відповідно перша передня та наступні вісі багатовісного КТЗ розташовані ліворуч від центру тяжіння автомобіля, Н;  $R_{zr_n}$  та  $R_{zr_{n+1}}$  – відповідно перша задня та наступна задня вісі багатовісного КТЗ розташовані праворуч від центру тяжіння автомобіля, Н;  $\Delta R_{zf_i}$  та  $\Delta R_{zf_{i+1}}$  – відповідна величина прирощення нормального навантаження на першу передню та наступні вісі багатовісного КТЗ розташовані ліворуч від центра тяжіння транспортного засобу, Н;  $\Delta R_{zr_n}$  та  $\Delta R_{zr_{n+1}}$  – відповідна величина прирощення нормального навантаження на першу задню та наступну задню вісі багатовісного КТЗ розташовану праворуч від центру тяжіння автомобіля, Н;  $R_{xf_i}$  та  $R_{xf_{i+1}}$  – гальмові сили, що виникають між поверхнею дорожнього покриття та шинами коліс першої передньої й відповідними наступними вісями багатовісного КТЗ, розташованими ліворуч від центру тяжіння автомобіля, Н;  $R_{xr_n}$  та  $R_{xr_{n+1}}$  – гальмові сили, що виникають між поверхнею дорожнього покриття та шинами коліс першої задньої й відповідними наступними задніми вісями багатовісного КТЗ, розташованими праворуч від центру тяжіння транспортного засобу, Н;  $L_{i,i+1}$  та  $L_{n,n+1}$  – відстані між відповідними вісями багатовісного КТЗ, м;  $L_{S1}$  – відстань, на яку віддалена приведена (теоретична) передня вісь багатовісного автомобіля від останньої передньої його вісі, розташованої ліворуч від центру тяжіння КТЗ, м;  $L_{S2}$  – відстань, на яку віддалена приведена (теоретична) задня вісь багатовісного автомобіля від

першої задньої його вісі, розташованої праворуч від центру тяжіння КТЗ, м;  $L_S$  – відстань, на яку віддалена перша задня вісь від останньої передньої вісі багатовісного КТЗ, м;  $x$  та  $y$  – відстані, від центра пружності КТЗ, на які віддалені відповідно остання передня та перша задня вісь багатовісного КТЗ, м;  $\Delta b$  – відстань на яку віддалено центр пружності системи від центру тяжіння багатовісного КТЗ, м;  $h_g$  – вертикальна координата розташування центру тяжіння транспортного засобу над рівнем поверхні дорожнього покриття, м;  $P$  – вага колісного транспортного засобу, Н;  $a_g$  та  $b_g$  – відповідно координати розташування центру тяжіння автомобіля відносно умовної передньої та умовної задньої вісі КТЗ, м.

У відповідності до прийнятої в роботі концепції віртуальна нормальна реакція дороги  $R_{S1}$ , що діє на відповідну приведену віртуальну передню вісь КТЗ (рис. 2) може бути розташована будь де в межах розташування передніх вісей багатовісного колісного транспортного засобу. Аналогічним чином розташовується й віртуальна нормальна реакція дороги  $R_{S2}$  – в межах розташування задніх вісей багатовісного автомобіля.

Склавши, відносно точки А рівняння моментів (2) дії сили інерції  $P_j$  та величин прирощення нормального навантаження  $\Delta R_{S1}$  на передніх вісях КТЗ, що відповідає рівнянню (3), отримано у загальному виді рівняння (4) для визначення самої величини прирощення нормального навантаження  $\Delta R_{zfi}$  на відповідних передніх вісях КТЗ, прийнявши припущення тотожності величин в рівнянні (5).

$$\sum \Delta M_A = 0; \quad \Delta R_{S1} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2}) - z \cdot h_g \cdot P = 0, \quad (2)$$

$$\Delta R_{S1} = \sum_{j=1}^k \Delta R_{zfi}, \quad (3)$$

$$\Delta R_{zfi} = \frac{\Delta R_{S1}}{\lambda_{fi}} = \frac{z \cdot h_g \cdot P}{\lambda_{fi} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \quad (4)$$

$$\lambda_{fi} = \frac{\sum_{j=1}^k R_{zfi}^{ct}}{R_{zfi}^{ct}} = \frac{\sum_{j=1}^k \Delta R_{zfi}^{ct}}{\Delta R_{zfi}^{ct}}, \quad (5)$$

де  $\lambda_{fi}$  – коефіцієнт розподілу ваги на  $i$ -ту передню вісь багатовісного КТЗ;

$\sum_{j=1}^k \Delta R_{zfi}$  – сума величин прирощення нормального навантаження що діють на

передні вісі багатовісного КТЗ;

$\Delta R_{zfi}$  – величина прирощення нормального навантаження на  $i$ -тій передній вісі багатовісного КТЗ;

$R_{zfi}^{ct}$  – навантаження на відповідну  $i$ -ту передню вісь багатовісного КТЗ в його статичному стані;

$\sum_{j=1}^k R_{zfi}^{ct}$  – сума навантажень на відповідних  $j$ -тих передніх вісях багатовісного

КТЗ в його статичному стані;

$k$  – кількість передніх вісей у багатовісного КТЗ.

Аналогічним чином, враховуючи, що  $\Delta R_{S1} = -\Delta R_{S2}$  визначено й величини прирощення нормального навантаження  $\Delta R_{zr_n}$ . В кінцевому вигляді записані як

$$\Delta R_{zr_n} = \frac{\Delta R_{S2}}{\lambda_{r_n}} = -\frac{z \cdot h_g \cdot P}{\lambda_{r_n} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \quad (6)$$

$$\lambda_{r_n} = \frac{\sum_{j=1}^p R_{zr_j}^{ct}}{R_{zr_n}^{ct}} = \frac{\sum_{j=1}^p \Delta R_{zr_j}^{ct}}{\Delta R_{zr_n}^{ct}}, \quad (7)$$

де  $\lambda_{r_n}$  – коефіцієнт розподілу ваги на  $n$ -ну задню вісь багатовісного КТЗ;

$\sum_{j=1}^p \Delta R_{zr_j}^{ct}$  – сума величин прирощення нормального навантаження що діють на

задні вісі багатовісного КТЗ;

$\Delta R_{zr_n}^{ct}$  – величина прирощення нормального навантаження на  $n$ -ній задній вісі багатовісного КТЗ;

$R_{zr_n}^{ct}$  – навантаження на відповідну  $n$ -ну задню вісь багатовісного КТЗ в його статичному стані;

$\sum_{j=1}^p R_{zr_j}^{ct}$  – сума навантажень на відповідних  $j$ -тих задніх вісях багатовісного

КТЗ в його статичному стані;

$p$  – кількість задніх вісей у багатовісного КТЗ.

Для визначення невідомих відстаней  $L_{S1}$  та  $L_{S2}$  в роботі запропоновано метод їх визначення на основі координат розташування центру тяжіння КТЗ та координат розташування центру, відносно якого відбувається поворот кузова автомобіля.

$$L_{S1} = a_g - (x - \Delta b), \quad (8)$$

$$L_{S2} = b_g - (y + \Delta b), \quad (9)$$

Із схеми зображеної на рисунку 2 очевидно, що  $y = L_S - x$ , а координати  $a_g$  та  $b_g$  для будь-якого  $n$ -вісного одиночного колісного транспортного засобу

запропоновано визначати за залежностями відповідно (10) та (11), а відстань  $x$  пропонується визначати за залежністю (12).

$$a_g = \frac{\sum_{n=k+1}^{k+p} R_{zr_n}^{ct} \cdot (L_S - \Delta b) + \sum_{n=k+1}^{k+p} \left( \sum_{m=n+1}^{k+p} R_{zr_m}^{ct} \cdot L_{n,n+1} \right)}{P} + \frac{\sum_{n=k+1}^{k+p} R_{zr_n}^{ct} \cdot \sum_{i=1}^{k-1} \left( \sum_{j=1}^i R_{zf_j}^{ct} \cdot L_{i,i+1} \right)}{P \cdot \sum_{i=1}^k R_{zf_i}^{ct}}, \quad (10)$$

$$b_g = \frac{\sum_{i=1}^k R_{zf_i}^{ct} \cdot (L_S - \Delta b) + \sum_{i=1}^{k-1} \left( \sum_{j=1}^i R_{zf_j}^{ct} \cdot L_{i,i+1} \right)}{P} + \frac{\sum_{i=1}^k R_{zf_i}^{ct} \cdot \sum_{n=k+1}^{k+p} \left( \sum_{m=n+1}^{k+p} R_{zr_m}^{ct} \cdot L_{n,n+1} \right)}{P \cdot \sum_{n=k+1}^{k+p} R_{zr_n}^{ct}}, \quad (11)$$

$$x = \frac{a_g \cdot \sum_{i=1}^k R_{zf_i}^{ct} - \sum_{n=k+1}^{k+p} \left( \sum_{m=n+1}^{k+p} R_{zr_m}^{ct} \cdot L_{n,n+1} \right)}{\sum_{n=k+1}^{k+p} R_{zr_n}^{ct}}, \quad (12)$$

В залежностях (10) та (11) при  $k = i$  величина  $L_{i,i+1} = 0$ , як і при  $m > (k+p)$  в залежностях (10) – (12) величина  $L_{n,n+1} = 0$ .

Запропонований метод визначення координат  $a_g$  та  $b_g$  базується на розподілі статичного навантаження між вісями багатовісного колісного транспортного засобу та перетворюється на класичні рівняння визначення координат центра тяжіння в разі використання даного метода для двохвісного транспортного засобу ( $k=1$  та  $p=1$ ).

Відстань  $\Delta b$  (рис. 2) пропонується визначати за залежністю (13), якщо на схему зображену на рисунку 2 накласти схему поворота кузова (див. рис. 3) багатовісного КТЗ в наслідок деформації його підвісок під час гальмування автомобіля.

$$\Delta b = x - \frac{L_S \cdot \sum_{n=k+1}^{k+p} C_n + \sum_{n=k+1}^{k+p-1} \left( L_{n,n+1} \cdot \sum_{m=n+1}^{k+p} C_m \right) - \sum_{i=1}^{k-1} \left( L_{i,i+1} \cdot \sum_{j=1}^i C_j \right)}{\sum_{d=1}^{k+p} C_d}, \quad (13)$$

де  $C_n$ ,  $C_m$ ,  $C_j$  та  $C_d$  – суми пружностей підвісок відповідних мостів КТЗ, Н/м.

В рівнянні (13) у разі виконання умови  $k = i$  величина  $L_{i,i+1} = 0$ , як і у разі виконання умови  $(k + p - 1) < 1$  величина  $L_{n,n+1} = 0$ .

Розглядаючи схему сил (рис. 4), що діють на  $n$ -ну вісь причіпного колісного транспортного засобу можна побачити, що вона ідентична схемі одиночного транспортного засобу (див. рис. 2), тому запропонований підхід з визначення відстаней  $L_{S1}$  та  $L_{S2}$  може бути використаний й для такої схеми.

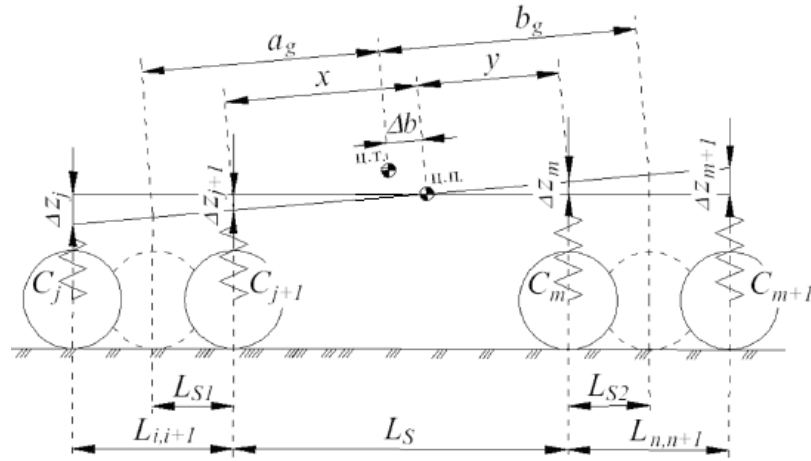


Рисунок 3 – Схема повороту кузова багатовісного КТЗ в наслідок деформації його підвісок під час гальмування автомобіля

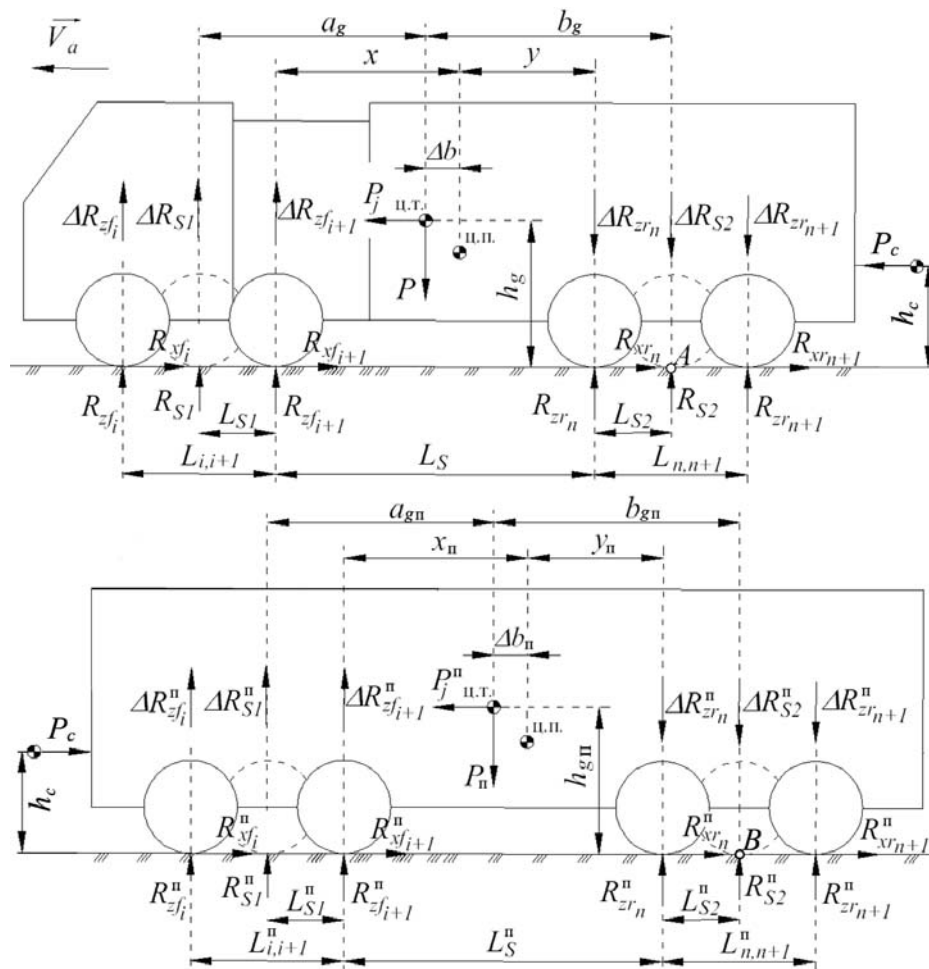


Рисунок 4 – Розрахункова схема сил, що діють на  $n$ -ну вісь причіпного колісного транспортного засобу

Склавши рівняння моментів прирощення навантаження на вісях КТЗ, відносно точки А (див. рис. 2.9), для причіпного багатовісного колісного транспортного засобу запишемо рівняння (14) та (15) у вигляді подібному до рівнянь (4) та (6). Аналогічним чином запишемо рівняння (16) та (17) й для причепа, що буксує автомобіль-тягач.



$$\Delta R_{z_{fi}}^T = \frac{\Delta R_{S1}}{\lambda_{fi}} = \frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_c \cdot P_c}{\lambda_{fi} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \quad (14)$$

$$\Delta R_{z_{rn}}^T = \frac{\Delta R_{S2}}{\lambda_{rn}} = -\frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_c \cdot P_c}{\lambda_{rn} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \quad (15)$$

$$\Delta R_{z_{fi}}^n = \frac{z_n \cdot h_{gn} \cdot P_n - h_c \cdot P_c}{\lambda_{fi}^n \cdot (L_{S1}^n + L_S^n + L_{S2}^n)}, \quad (16)$$

$$\Delta R_{z_{rn}}^n = -\frac{z_n \cdot h_{gn} \cdot P_n - h_c \cdot P_c}{\lambda_{rn}^n \cdot (L_{S1}^n + L_S^n + L_{S2}^n)}, \quad (17)$$

де  $z_T$  – коефіцієнт гальмування автомобіля-тягача;

$z_n$  – коефіцієнт гальмування причепа;

$h_c$  – висота розташування тягово-зчіпного пристрою, м;

$h_{gn}$  – висота розташування центру тяжіння причепа, м;

$P_c$  – сила, що виникає на тягово-зчіпному пристрою, Н;

$P_n$  – вага причепа, Н;

$\lambda_{fi}^n$  та  $\lambda_{rn}^n$  – відповідно коефіцієнти розподілу ваги на  $i$ -ту передню та  $n$ -ну задню вісь багатівісного причепа;

$L_{S1}^n$  – відстань, на яку віддалена приведена (теоретична) передня вісь багатівісного причепа від останньої передньої його вісі, розташованої ліворуч від центру тяжіння причепної ланки, м;

$L_{S2}^n$  – відстань, на яку віддалена приведена (теоретична) задня вісь багатівісного причепа від першої задньої його вісі, розташованої праворуч від центру тяжіння причіпної ланки, м;

$L_S^n$  – відстань, на яку віддалена перша задня вісь від останньої передньої вісі багатівісного причепа, м.

Відомо, що в ідеалізованому випадку гальмування автомобіля-тягача з причіпною ланкою повинна виконуватися умова  $z_T = z_n$ , тому складова  $P_c$  визначена з умови співвідношення гальмових сил автомобіля-тягача та причепа у відповідності до рівняння (18).

$$P_c = \frac{\left( \sum_{i=1}^k R_{x_{fi}}^T + \sum_{n=1}^{k+p} R_{x_{rn}}^T \right) \cdot P_n - \left( \sum_{i=1}^{k_n} R_{x_{fi}}^n + \sum_{n=1}^{k_n+p_n} R_{x_{rn}}^n \right) \cdot P}{P + P_n}, \quad (18)$$

З рисунку 4 очевидно, що  $L_{S1}^n$  та  $L_{S2}^n$  можуть бути визначені відповідно з рівняння (8) та (9), оскільки схема розподілу навантаження між вісями причепа ідентична схемі розподілу навантаження колісного транспортного засобу.

Для третьої групи колісних транспортних засобів (див. рис. 1), розподіл навантаження між вісями багатівісної машини може бути визначений з

залежностей (19) та (20) відповідно для сідельного автомобіля-тягача та з рівняння (21) для напівпричепа у відповідності до схеми (рис. 5) розподілу навантаження між вісями сідельного багатовісного колісного транспортного засобу.

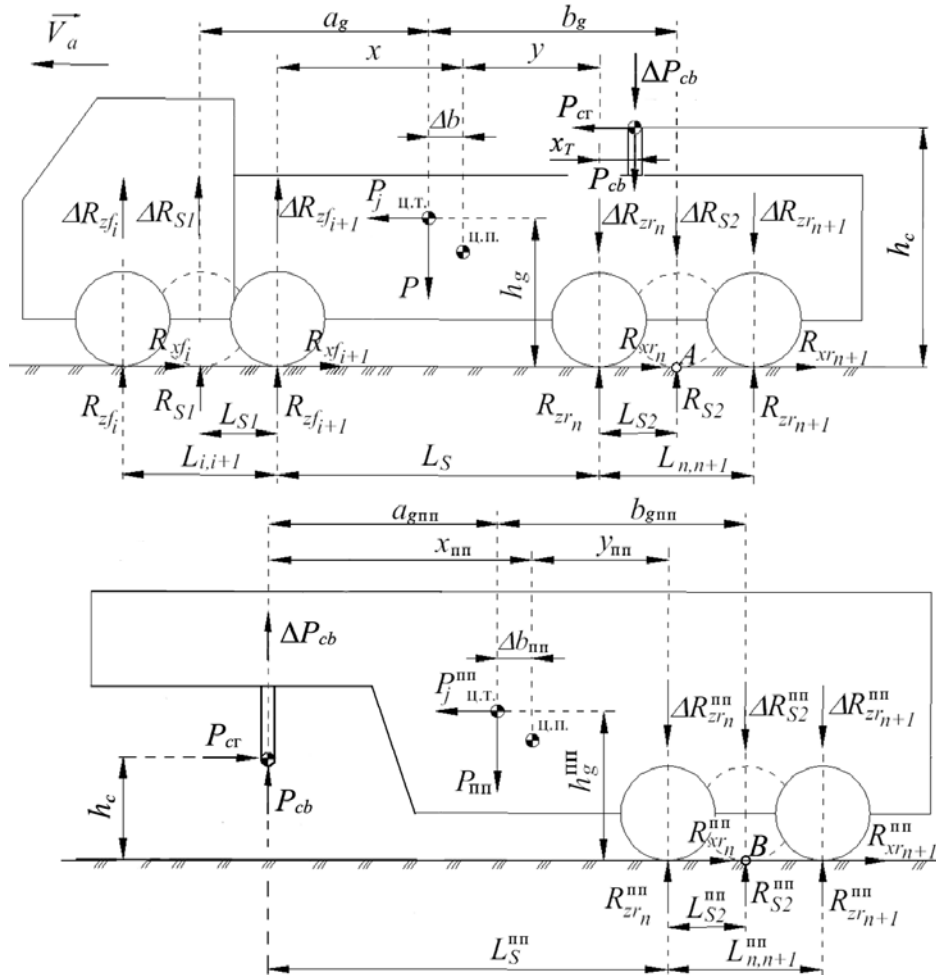


Рисунок 5 – Розрахункова схема сил, що діють на  $n$ -ну вісь сідельного колісного транспортного засобу

$$\Delta R_{z f_i}^{\text{тс}} = \frac{\Delta R_{S1}}{\lambda_{f i}^{\text{тс}}} = \frac{z_{\text{тс}} \cdot h_g \cdot P + (L_{S2} - x_T) \cdot \Delta P_{cb} + h_c \cdot P_{\text{ср}}}{\lambda_{f i}^{\text{тс}} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \quad (19)$$

$$\Delta R_{z r_n}^{\text{тс}} = \frac{\Delta R_{S2}}{\lambda_{r n}^{\text{тс}}} = - \frac{z_{\text{тс}} \cdot h_g \cdot P + (L_{S2} - x_T) \cdot \Delta P_{cb} + h_c \cdot P_{\text{ср}}}{\lambda_{r n}^{\text{тс}} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \quad (20)$$

$$\Delta R_{z r_n}^{\text{пн}} = - \frac{z_{\text{пн}} \cdot (h_g^{\text{пн}} + h_{gB}) \cdot (P_{\text{пн}}^c + P_{B i}) - h_c \cdot P_{\text{ср}}}{2 \cdot \lambda_{r n}^{\text{пн}} \cdot (L_S^{\text{пн}} + L_{S2}^{\text{пн}})}, \quad (21)$$

де  $P_{\text{пн}}^c$  – вага напівпричепа в спорядженому стані, Н;

$P_{B i}$  – вага  $i$ -го вантажу, що розташовано в причепі, Н;

$z_{\text{тс}}$  – коефіцієнт гальмування сідельного автомобіля-тягача;

$z_{\text{пн}}$  – коефіцієнт гальмування напівпричіпа;

$\lambda_{f_i}^{\text{тс}}$  та  $\lambda_{r_n}^{\text{тс}}$  – відповідно коефіцієнти розподілу ваги на  $i$ -ту передню та  $n$ -ну

задню вісь багатовісного сидельного автомобіля-тягача;

$\lambda_{r_n}^{\text{пн}}$  – коефіцієнти розподілу ваги на  $n$ -ну вісь багатовісного напівпричєпа;

$h_{\text{гв}}$  – висота розташування центру тяжіння вантажу, що розташовано в кузові напівпричіпа, м;

$P_{\text{ср}}$  – поздовжня сила в зчїпному пристрою (див. рис. 5), Н;

$\Delta P_{cb}$  – частка вертикальної сили, що виникає в зчїпному пристрою, Н;

$x_T$  – координата розташування зчїпного пристрою відносно першого заднього моста багатовісного КТЗ (див. рис. 5), м.

Складові  $\Delta R_{cb}$  та  $P_{\text{ср}}$  рівнянь (19) – (21) визначимо з рівнянь

$$\Delta R_{cb} = \frac{z_{\text{пн}} \cdot (h_{\text{г}}^{\text{пн}} + h_{\text{гв}}) \cdot (P_{\text{пн}}^c + P_{\text{вi}}) - h_c \cdot P_{\text{ср}}}{2 \cdot (L_S^{\text{пн}} + L_{S2}^{\text{пн}})}, \quad (22)$$

$$P_{\text{ср}} = \frac{\left( \sum_{i=1}^k R_{xf_i}^{\text{т}} + \sum_{n=1}^{k+p} R_{xr_n}^{\text{т}} \right) \cdot (P_{\text{пн}}^c + P_{\text{вi}}) - \sum_{n=1}^{p_n} R_{xr_n}^{\text{пн}} \cdot P}{P + P_{\text{пн}}^c + P_{\text{вi}}}, \quad (23)$$

Для напівпричєпа координати  $b_{\text{гпн}}$  та  $y_{\text{пн}}$  визначимо з відповідних рівнянь

$$b_{\text{гпн}} = \frac{P_{cb} \cdot (L_S^{\text{пн}} - \Delta b_{\text{пн}})}{P_{\text{пн}}^c + \sum_{i=1}^h P_{\text{вi}}} + \frac{P_{cb} \cdot \sum_{n=1}^p \left( \sum_{m=n+1}^p R_{zr_m}^{\text{ср-пн}} \cdot L_{n,n+1}^{\text{пн}} \right)}{\left( P_{\text{пн}}^c + \sum_{i=1}^h P_{\text{вi}} \right) \cdot \sum_{n=1}^p R_{zr_n}^{\text{ср-пн}}}, \quad (24)$$

$$y_{\text{пн}} = L_S^{\text{пн}} - \frac{a_{\text{гпн}} \cdot P_{cb} - \sum_{n=1}^p \left( L_{n,n+1}^{\text{пн}} \cdot \sum_{m=n+1}^p R_{zr_m}^{\text{ср-пн}} \right)}{\sum_{n=1}^p R_{zr_n}^{\text{ср-пн}}}, \quad (25)$$

в яких складову  $P_{cb}$  пропонується визначати з залежності

$$P_{cb} = \frac{P_{\text{пн}}^c \cdot b_{\text{гпн}} + \sum_{i=1}^h \left( P_{\text{вi}} \cdot (L_S^{\text{пн}} + L_{S2}^{\text{пн}} - L_i) \right)}{L_S^{\text{пн}} + L_{S2}^{\text{пн}}}, \quad (26)$$

де  $L_i$  – поздовжня координата розташування  $i$ -го вантажу в напівпричіпі відносно сидельного тягово-зчїпного пристрою КТЗ, м.

Відстань  $\Delta b_{\text{mn}}$  (рис. 5) пропонується визначати за залежністю (27), якщо на схему зображену на рисунку 2 накласти схему поворота кузова напівпричепа в наслідок деформації його підвісок під час гальмування.

$$\Delta b_{\text{mn}} = x_{\text{mn}} - \frac{L_S^{\text{mn}} \cdot \sum_{i=1}^p C_i^{\text{mn}} + \sum_{n=1}^{p-1} \left( L_{n,n+1}^{\text{mn}} \cdot \sum_{m=n+1}^p C_m^{\text{mn}} \right)}{C_j^{\text{mn}} + \sum_{i=1}^p C_i^{\text{mn}}}, \quad (27)$$

де  $C_i^{\text{mn}}$  та  $C_m^{\text{mn}}$  – суми пружностей підвісок відповідних мостів напівпричепа, Н/м;

$C_j^{\text{mn}}$  – пружність опорної системи напівпричепа, Н/м.

В рівнянні (27) у разі виконання умови  $(p - 1) < 1$  величина  $L_{n,n+1}^{\text{mn}} = 0$ .

Для зчленованих транспортних засобів (див. рис. 1) розподіл навантаження між його вісями визначимо з залежностей (28) – (30) у відповідності до схеми (рис. 6) розподілу навантаження між вісями зчленованого багатовісного колісного транспортного засобу.

$$\Delta R_{z_{fi}}^{\text{tp}} = \frac{\Delta R_{S1}}{\lambda_{fi}^{\text{tp}}} = \frac{z_{\text{tp}} \cdot h_g \cdot P + h_{cp} \cdot P_{cpr} - L_c \cdot \Delta P_{cp}}{\lambda_{fi}^{\text{tp}} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \quad (28)$$

$$\Delta R_{z_{rn}}^{\text{tp}} = \frac{\Delta R_{S2}}{\lambda_{rn}} = - \frac{z_{\text{tp}} \cdot h_g \cdot P + h_{cp} \cdot P_{cpr} - L_c \cdot \Delta P_{cp}}{\lambda_{rn}^{\text{tp}} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \quad (29)$$

$$\Delta R_{z_{rn}}^p = - \frac{z_p \cdot (h_g^p + h_{gb}) \cdot (P_p^c + P_{bi}) - h_{cp} \cdot P_{cpr}}{2 \cdot \lambda_{rn}^p \cdot (L_S^p + L_{S2}^p)}, \quad (30)$$

де  $P_p^c$  – вага зчленованого причепа в спорядженому стані, Н;

$P_{bi}$  – вага  $i$ -го вантажу, що розташовано в причепі, Н;

$z_{\text{tp}}$  – коефіцієнт гальмування зчленованого автомобіля-тягача;

$z_p$  – коефіцієнт гальмування зчленованого причепа;

$\lambda_{fi}^{\text{tp}}$  та  $\lambda_{rn}^{\text{tp}}$  – відповідно коефіцієнти розподілу ваги на  $i$ -ту передню та  $n$ -ну задню вісь багатовісного зчленованого автомобіля-тягача;

$\lambda_{rn}^p$  – коефіцієнти розподілу ваги на  $n$ -ну вісь багатовісного зчленованого причепа;

$P_{cpr}$  – поздовжня сила в зчпному пристрою (див. рис. 6), Н;

$\Delta P_{cp}$  – частка вертикальної сили, що виникає в зчпному пристрою, Н;

$L_c$  – відстань від умовної задньої вісі автомобіля тягача до місця розташування тягово-зчпного пристрою, (див. рис. 6), м.

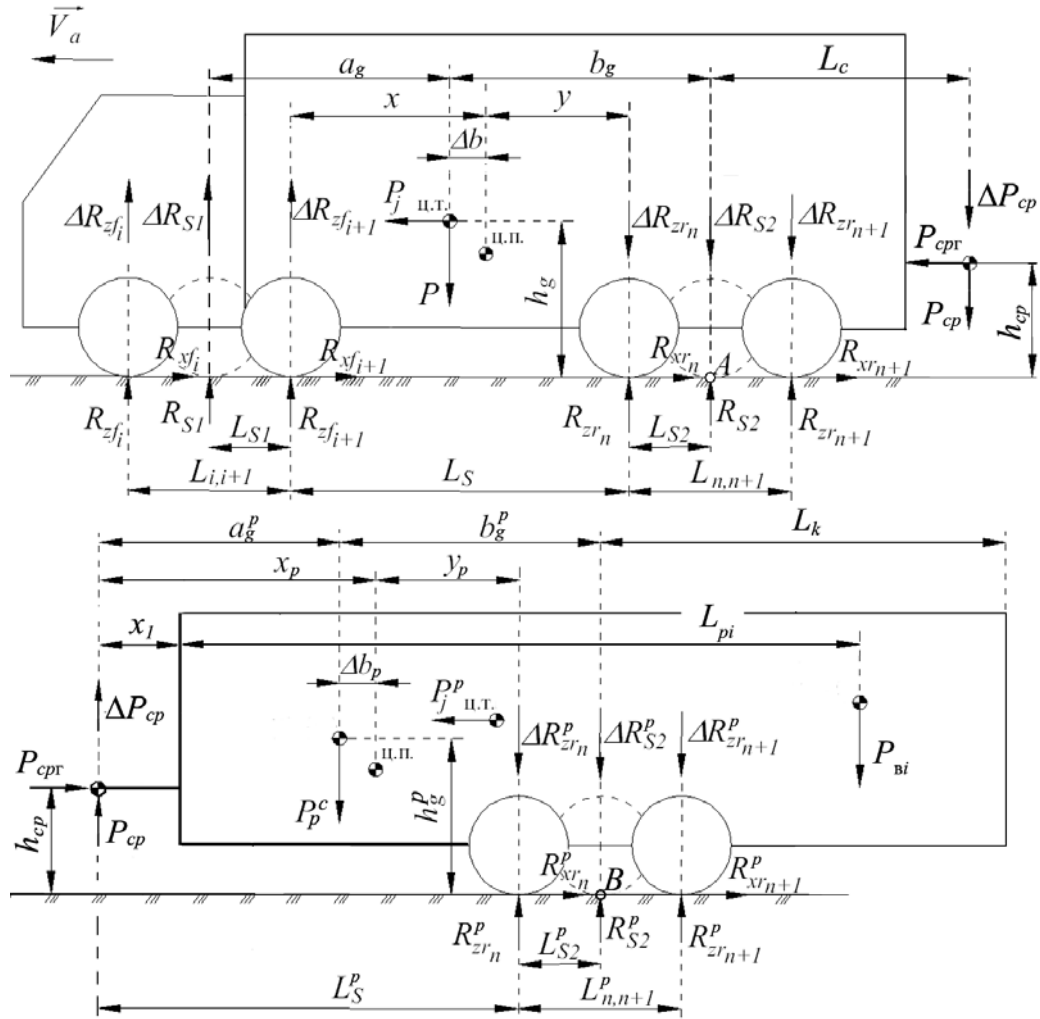


Рисунок 6 – Розрахункова схема сил, що діють на  $n$ -ну вісь зчленованого колісного транспортного засобу

Слід зазначити, що для причіпної ланки зчленованого КТЗ рівняння (30) для визначення прирощення навантаження на її вісях схоже за структурою на рівняння (21). Поздовжню силу в зчіпному пристрої зчленованого транспортного засобу визначимо з залежності, яка аналогічна залежності (23).

$$P_{cpr} = \frac{\left( \sum_{i=1}^k R_{xf_i}^{тп} + \sum_{n=1}^{k+p} R_{xr_n}^{тп} \right) \cdot (P_p^c + P_{bi}) - \sum_{n=1}^b R_{xr_n}^p \cdot P}{P + P_p^c + P_{bi}}, \quad (30)$$

де  $b$  – кількість вісей причіпної ланки зчленованого КТЗ.

Величину динамічного перерозподілу вертикального навантаження, яке буде навантажувати тягово-зчіпний пристрій зчленованого автомобіля-тягача визначимо склавши рівняння моментів перерозподілу ваги відносно точки  $B$  (див. рис. 6).

$$\Delta R_{cp} = \frac{z_p \cdot (h_g^p + h_{gb}) \cdot (P_p^c + P_{bi}) - h_{cp} \cdot P_{cpr}}{2 \cdot (L_S^p + L_{S2}^p)}, \quad (31)$$

Для причепа зчленованого КТЗ координати  $b_g^p$  та  $y_p$  визначимо з відповідних рівнянь

$$b_g^p = \frac{P_{cp} \cdot (L_S^p - \Delta b_p)}{P_p^c + \sum_{i=1}^h P_{bi}} + \frac{P_{cp} \cdot \sum_{n=1}^b \left( L_{n,n+1}^p \cdot \sum_{m=n+1}^b R_{zr_m}^{ct-p} \right)}{\left( P_p^c + \sum_{i=1}^h P_{bi} \right) \cdot \sum_{n=1}^b R_{zr_n}^{ct-p}}, \quad (32)$$

$$y_p = L_S^p - \frac{a_g^p \cdot P_{cp} - \sum_{n=1}^b \left( L_{n,n+1}^p \cdot \sum_{m=n+1}^b R_{zr_m}^{ct-p} \right)}{\sum_{n=1}^b R_{zr_n}^{ct-p}}, \quad (33)$$

в яких складову  $P_{cp}$  пропонується визначати з залежності (34), яка за структурою схожа із залежністю (26).

$$P_{cp} = \frac{P_p^c \cdot b_g^p + \sum_{i=1}^h \left( P_{bi} \cdot (L_S^p + L_{S2}^p - L_{pi} - x_1) \right)}{L_S^p + L_{S2}^p}, \quad (34)$$

де  $L_{pi}$  – поздовжня координата розташування  $i$ -го вантажу в кузові причепа відносно передньої стінки кузова (позначено на рис. 6), м;

$x_1$  – відстань між передньою стінкою кузова причепа та тягово-зчіпним пристроєм (позначено на рис. 6), м.

Відстань  $\Delta b_p$  (рис. 6) пропонується визначати за залежністю (35), яка за структурою схожа на рівняння (27).

$$\Delta b_p = x_p - \frac{L_S^p \cdot \sum_{i=1}^b C_i^p + \sum_{n=1}^{b-1} \left( L_{n,n+1}^p \cdot \sum_{m=n+1}^b C_m^p \right)}{C_j^p + \sum_{i=1}^b C_i^p}, \quad (35)$$

де  $C_i^p$  та  $C_m^p$  – суми пружностей підвісок відповідних мостів причепа, Н/м;

$C_j^p$  – пружність опорної системи причепа з центральними вісями, Н/м.

В рівнянні (35) у разі виконання умови  $(b - 1) < 1$  величина  $L_{n,n+1}^p = 0$ .

Відстань розташування умовної вісі ( $L_{S2}^p$ ) визначимо з залежності (36), що аналогічна залежності (9).

$$L_{S2}^p = b_g^p - (y_p + \Delta b_p). \quad (36)$$

На основі розподілу гальмових сил між вісями багатовісного колісного транспортного засобу коефіцієнти гальмування відповідної групи автомобілів та їх причіпних ланок запропоновано визначати за залежностями:

– для одиночного колісного транспортного засобу

$$z = \frac{b_g \cdot \sum_{i=1}^k \left( \frac{f_{xi}}{\lambda_{fi} \cdot (a_g + b_g + x_i)} \right) + a_g \cdot \sum_{n=k+1}^{k+p} \left( \frac{f_{xn}}{\lambda_{rn} \cdot (a_g + b_g + y_n)} \right)}{1 - h_g \cdot \left( \sum_{i=1}^k \left( \frac{f_{xi}}{\lambda_{fi} \cdot (a_g + b_g + x_i)} \right) - \sum_{n=k+1}^{k+p} \left( \frac{f_{xn}}{\lambda_{rn} \cdot (a_g + b_g + y_n)} \right) \right)}; \quad (37)$$

– для причіпного колісного транспортного засобу

$$z_{\tau} = \frac{b_g \cdot \sum_{i=1}^k \left( \frac{f_{xi}}{\lambda_{fi} \cdot (a_g + b_g + x_i)} \right) + a_g \cdot \sum_{n=k+1}^{k+p} \left( \frac{f_{xn}}{\lambda_{rn} \cdot (a_g + b_g + y_n)} \right)}{1 - h_g \cdot \left( \sum_{i=1}^k \left( \frac{f_{xi}}{\lambda_{fi} \cdot (a_g + b_g + x_i)} \right) - \sum_{n=k+1}^{k+p} \left( \frac{f_{xn}}{\lambda_{rn} \cdot (a_g + b_g + y_n)} \right) \right)} + \frac{P_c}{P}, \quad (38)$$

$$z_{\Pi} = \frac{b_{g\Pi} \cdot \sum_{i=1}^{k_{\Pi}} \left( \frac{f_{xi}^{\Pi}}{\lambda_{fi}^{\Pi} \cdot (a_{g\Pi} + b_{g\Pi} + x_i)} \right) + a_{g\Pi} \cdot \sum_{n=k_{\Pi}+1}^{k_{\Pi}+p_{\Pi}} \left( \frac{f_{xn}^{\Pi}}{\lambda_{rn}^{\Pi} \cdot (a_{g\Pi} + b_{g\Pi} + y_n)} \right)}{1 - h_{g\Pi} \cdot \left( \sum_{i=1}^{k_{\Pi}} \left( \frac{f_{xi}^{\Pi}}{\lambda_{fi}^{\Pi} \cdot (a_{g\Pi} + b_{g\Pi} + x_i)} \right) - \sum_{n=k_{\Pi}+1}^{k_{\Pi}+p_{\Pi}} \left( \frac{f_{xn}^{\Pi}}{\lambda_{rn}^{\Pi} \cdot (a_{g\Pi} + b_{g\Pi} + y_n)} \right) \right)} - \frac{P_c}{P_{\Pi}}; \quad (39)$$

– для сидельного колісного транспортного засобу

$$z_{\tau c} = \frac{b_g \cdot \sum_{i=1}^k \left( \frac{f_{xi}}{\lambda_{fi} \cdot (a_g + b_g + x_i)} \right) + a_g \cdot \sum_{n=k+1}^{k+p} \left( \frac{f_{xn}}{\lambda_{rn} \cdot (a_g + b_g + y_n)} \right)}{1 - h_g \cdot \left( \sum_{i=1}^k \left( \frac{f_{xi}}{\lambda_{fi} \cdot (a_g + b_g + x_i)} \right) - \sum_{n=k+1}^{k+p} \left( \frac{f_{xn}}{\lambda_{rn} \cdot (a_g + b_g + y_n)} \right) \right)} + \frac{P_{cr}}{P + P_{cb} + \Delta P_{cb}}, \quad (40)$$

$$z_{\Pi\Pi} = \frac{b_{g\Pi\Pi} \cdot \left( \frac{z_{\tau c}}{a_{g\Pi\Pi} + b_{g\Pi\Pi}} \right) + a_{g\Pi\Pi} \cdot \sum_{n=1}^{p_{\Pi}} \left( \frac{f_{xn}^{\Pi\Pi}}{\lambda_{rn}^{\Pi\Pi} \cdot (a_{g\Pi\Pi} + b_{g\Pi\Pi} + y_n)} \right)}{1 - h_{g\Pi\Pi} \cdot \left( \left( \frac{z_{\tau c}}{a_{g\Pi\Pi} + b_{g\Pi\Pi}} \right) - \sum_{n=1}^{p_{\Pi}} \left( \frac{f_{xn}^{\Pi\Pi}}{\lambda_{rn}^{\Pi\Pi} \cdot (a_{g\Pi\Pi} + b_{g\Pi\Pi} + y_n)} \right) \right)} - \frac{P_{cr}}{P_{\Pi\Pi}^c + P_{Bi} - P_{cb} - \Delta P_{cb}}; \quad (41)$$

– для зчленованого колісного транспортного засобу

$$z_{\text{тр}} = \frac{b_g \cdot \sum_{i=1}^k \left( \frac{f_{xi}}{\lambda_{fi} \cdot (a_g + b_g + x_i)} \right) + a_g \cdot \sum_{n=k+1}^{k+p} \left( \frac{f_{xn}}{\lambda_{rn} \cdot (a_g + b_g + y_n)} \right)}{1 - h_g \cdot \left( \sum_{i=1}^k \left( \frac{f_{xi}}{\lambda_{fi} \cdot (a_g + b_g + x_i)} \right) - \sum_{n=k+1}^{k+p} \left( \frac{f_{xn}}{\lambda_{rn} \cdot (a_g + b_g + y_n)} \right) \right)} + \frac{P_{\text{срг}}}{P + P_{\text{ср}} + \Delta P_{\text{ср}}}, \quad (42)$$

$$z_p = \frac{b_g^p \cdot \left( \frac{z_{\text{тз}}}{a_g^p + b_g^p} \right) + a_g^p \cdot \sum_{n=1}^b \left( \frac{f_{xn}^p}{\lambda_{rn}^p \cdot (a_g^p + b_g^p + y_n)} \right)}{1 - h_g^p \cdot \left( \left( \frac{z_{\text{тз}}}{a_g^p + b_g^p} \right) - \sum_{n=1}^b \left( \frac{f_{xn}^p}{\lambda_{rn}^p \cdot (a_g^p + b_g^p + y_n)} \right) \right)} - \frac{P_{\text{срг}}}{P_p^c + P_{\text{ві}} - P_{\text{сб}} - \Delta P_{\text{сб}}}. \quad (43)$$

В рівняннях (36) – (43) позначено:  $f_{xi}$  – реалізовані зчеплення між шинами  $i$ -х передніх осей колісного транспортного засобу;  $f_{xn}$  – реалізовані зчеплення між шинами  $n$ -х задніх осей колісного транспортного засобу;  $f_{xi}^n$  – реалізовані зчеплення між шинами  $i$ -х передніх осей причіпного колісного транспортного засобу;  $f_{xn}^n$  – реалізовані зчеплення між шинами  $n$ -х задніх осей причіпного колісного транспортного засобу;  $f_{xn}^{\text{mn}}$  – реалізовані зчеплення між шинами  $n$ -х вісей напівпричіпного колісного транспортного засобу;  $f_{xn}^p$  – реалізовані зчеплення між шинами  $n$ -х вісей причіпної ланки зчленованого колісного транспортного засобу;  $x_i$  та  $y_n$  – відповідні координати розташування передніх та задніх мостів багатовісного КТЗ.

Координати  $x_i$  та  $y_n$  не складно визначити з алгебраїчних залежностей

$$x_i = \sum_{i=1}^k L_{i,i+1} - L_{S1}; \quad (44)$$

$$y_n = \sum_{m=k+p+2-n}^{k+p} L_{m,m+1} - L_{S2}. \quad (45)$$

У разі коли в рівнянні (44) відбуватиметься умова  $i = k$  величина  $L_{i,i+1} = 0$ , аналогічно як і в рівнянні (45) при виконанні умови  $(k + p + 2 - n) = (k + p)$  величина  $L_{m,m+1} = 0$ . Координати  $L_{S1}$  та  $L_{S2}$  можна визначити з рівняння (8) та (9).

Дослідження показують, що запропоновані основи гальмування багатовісних колісних транспортних засобів розширюють теорію гальмування автомобілів та дозволяють отримати нові наукові результати щодо розподілу



гальмових сил між всіма колісних транспортних засобів, які не є метою даного дослідження.

У третьому розділі розглянуто теоретичні основи організації запасної гальмової системи при використанні електропневматичного гальмового привода на багатовісних транспортних засобах. Запропоновано метод з'єднання органу керування з гальмовими механізмами вісей КТЗ, який можна записати у загальному вигляді позначення схем, як окремі контури

$$I - II - III - \dots - K, \quad (45)$$

Сутність запропонованого позначення схем полягає в тому, щоб підпорядкувати точки підключення контурів до гальмових механізмів відповідних осей багатовісного транспортного засобу.

Так, наприклад, кожний окремий контур привода може бути з'єднано з декількома гальмовими механізмами, тому в рамках одного контуру гальмового привода ( $I, II \dots K$ ) позначимо буквами ( $A, B, C \dots Z$ ) точки під'єднання до гальмових механізмів через дріб.

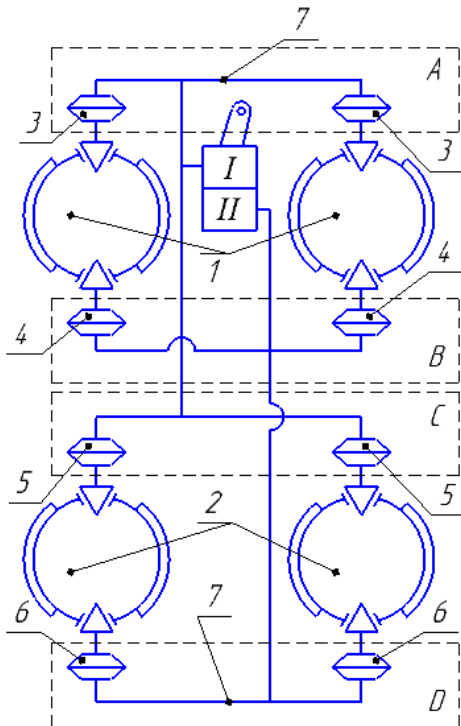


Рисунок 7 – Схема двоконтурного гальмового привода робочої гальмівної системи двовісного колісного транспортного засобу з гальмовими механізмами типу «дуо-дуплекс»

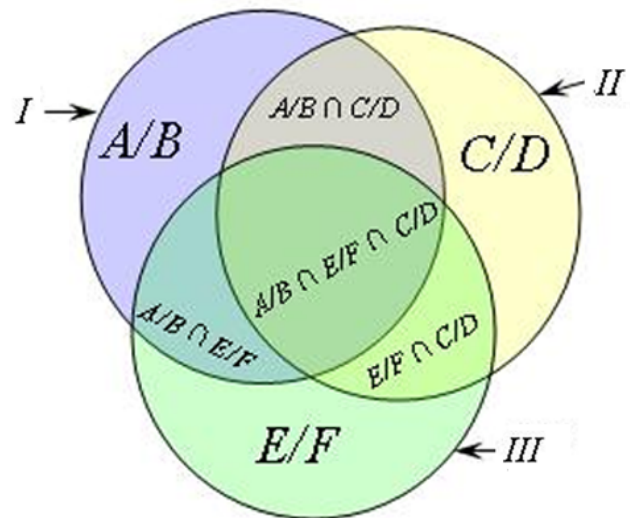


Рисунок 8 – Діаграма Венна для тривісного КТЗ з триконтурним гальмовим приводом та гальмовими механізмами типу «дуо-дуплекс»

В наслідок такого позначення вираз (45), наприклад для гальмового привода зображеного на рисунку 7, можна записати у вигляді

$$I - II \rightarrow A/C - B/D. \quad (46)$$

Такий підхід дає можливість розв'язати задачі комбінаторики й визначити кількість раціональних варіантів з'єднання контурів гальмового привода з гальмовими механізмами КТЗ.

Для визначення кількості можливих комбінацій під'єднання контурів гальмового привода до мостів багатовісного транспортного засобу з відповідними механізмами типу «симплекс» або «дуо-дуплекс» використано так звану математичну формулу «включень-виключень», яка у графічному вигляді представляє собою діаграму Венна, а у математичному є не що інше, як числа Стірлінга другого роду.

В якості прикладу наведемо діаграму Венна для тривісного КТЗ з триконтурним гальмовим приводом та механізмами типу «дуо-дуплекс» яка має вигляд зображений на рисунку 8.

Математичний вираз на основі якого можна визначити загальну кількість ймовірних комбінацій з'єднання контурів привода з гальмовими механізмами КТЗ запишемо у вигляді, при умові, що  $m \geq k$

$$N(m; k) = k^m - k(k-1)^m + C_k^2(k-2)^m - C_k^3(k-3)^m + \dots \mp C_k^{k-1} = \sum_{T=0}^{k-1} (-1)^T C_k^T (k-T)^m \quad (47)$$

де  $k$  – кількість контурів гальмового привода робочої гальмової системи колісного транспортного засобу (на рис. 7 та 8 позначені римськими цифрами);

$m$  – кількість можливих точок підключення контурів до гальмових механізмів на відповідних вісях КТЗ (на рис. 7 та 8 позначені буквами латинського алфавіту);

Біномінальні коефіцієнти (або як їх ще називають «числа поєднань варіантів») не складно визначити з залежностей

$$C_k^2 = \frac{k!}{2!(k-2)!}; \quad C_k^3 = \frac{k!}{3!(k-3)!}; \quad C_k^{k-1} = k = \frac{k!}{1!(k-1)!}; \quad C_k^T = \frac{k!}{T!(k-T)!}.$$

Задача вирішення раціонального підбору варіантів компонування електропневматичного або пневматичного гальмового привода багатовісного колісного транспортного засобу, тісно пов'язана з критеріями відбору, на основі яких й відбувається аналіз та вибір комбінацій з'єднання контурів гальмового привода з гальмовими механізмами відповідних мостів КТЗ.

За перший критерій, прийнято 50 % від мінімальної ефективності ( $j_{\min} = 5 \text{ м/с}^2$ ) гальмування транспортних засобів категорій  $M_2$  та  $M_3$  при їх справних робочих гальмових системах, як найбільшу величину прийняту в міжнародних стандартах з ефективності гальмування КТЗ.

За другий критерій прийнято мінімальну ефективність ( $j_{\min} = 5 \text{ м/с}^2$ ) гальмування транспортних засобів категорій  $N_2$ ,  $N_3$ ,  $M_2$  та  $M_3$  при їх справних робочих гальмових системах. Дослідження показали, що не завжди для багатовісного транспортного засобу може бути досягнута мінімальна ефективність його гальмування при справному гальмовому приводі на рівні вище ніж  $5 \text{ м/с}^2$  на дорогах з коефіцієнтом тертя-ковзання близьким до 0,8.

У зв'язку з цим прийнято за третій критерій допустиму швидкість руху багатовісного транспортного засобу на дорогах загального користування,

оскільки в залежності від швидкості руху КТЗ зчпні властивості його шин дещо зменшуються, що необхідно врахувати під час визначення раціональної схеми реалізації запасної гальмової системи автомобіля.

Як показали дослідження (рис. 9 та 10), не дивлячись на те, що перший критерій може виконуватися у разі невиконання третього критерію (початкова швидкість гальмування КТЗ), для реалізації запасної гальмової системи, необхідно рекомендувати або знижувати масу багатовісного транспортного засобу, або обмежувати швидкість його руху за межами населеного пункту.



Рисунок 9 – Ефективність гальмування шестивісного КТЗ ( $V_n = 30,5$  м/с) з триконтурним гальмовим приводом:  $\diamond$  – працює другий та третій контур гальмового привода;  $\Delta$  – працює перший та третій контур гальмового привода;  $\circ$  – працює перший та другий контур гальмового привода

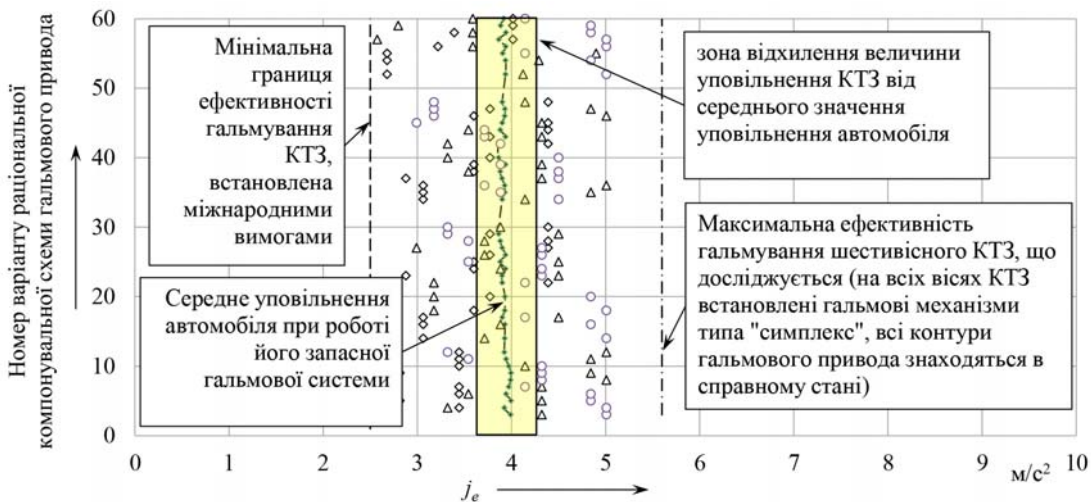


Рисунок 10 – Найкраща ефективність гальмування шестивісного КТЗ ( $V_n = 14$  м/с) з триконтурним гальмовим приводом:  $\diamond$  – працює другий та третій контур гальмового привода;  $\Delta$  – працює перший та третій контур гальмового привода;  $\circ$  – працює перший та другий контур гальмового привода

Необхідно відзначити, що кількість раціональних схем реалізації запасної гальмової системи зі збільшенням швидкості руху транспортного засобу зменшується. Так для шестивісного КТЗ з триконтурним гальмовим приводом при зростанні початкової швидкості гальмування КТЗ з  $V_n = 14$  м/с до  $V_n = 30,5$  м/с кількість схем реалізації його запасної гальмової системи зменшується з 414 до 36,

тобто зі збільшенням швидкості в два рази кількість схем реалізації запасної гальмової системи КТЗ зменшується майже в десять разів.

Вихід з ладу робочої гальмової системи колісного транспортного засобу суттєво впливає на безпеку дорожнього руху, особливо під час експлуатації багатовісного транспортного засобу, який має велику вагу, тому в розділі розглянуто також можливості впровадження в конструкцію гальмового привода багатовісних КТЗ автоматизованих систем адаптивного гальмування з метою підвищення рівня безпеки дорожнього руху таких автомобілів, в умовах їх гальмування з використанням запасної (аварійної) гальмової системи.

Задача моделювання адаптивності електропневматичного гальмового привода була вирішена на основі диференціальних рівнянь, що описують перебіг робочих процесів в ДЄ-ланках електропневматичного гальмового привода. В якості критерію зміни прохідних перетинів дроселів в електропневматичних модуляторах тиску, на адаптивний впуск або випуск повітря, прийнято відношення текучого значення реалізованої сили зчеплення, отриманого з рівняння моментів відносно центру обертання автомобільного колеса, до граничного значення сили зчеплення, яке визначено на основі крутильної жорсткості пневматичної шини та максимального кута закручування шини відносно поверхні дорожнього покриття.

Моделювання адаптивних властивостей роботи електропневматичного гальмового привода тривісного КТЗ показало, що під час організації електропневматичного гальмового привода, який забезпечує умови реалізації зчеплення (рис. 11) між шинами автомобільних коліс та поверхнею дорожнього покриття, на відповідних осях КТЗ, тиск в приводі можна підвищити на величину не більше ніж 0,025 МПа (див. рис. 12) під час виходу з ладу контуру гальмового привода.

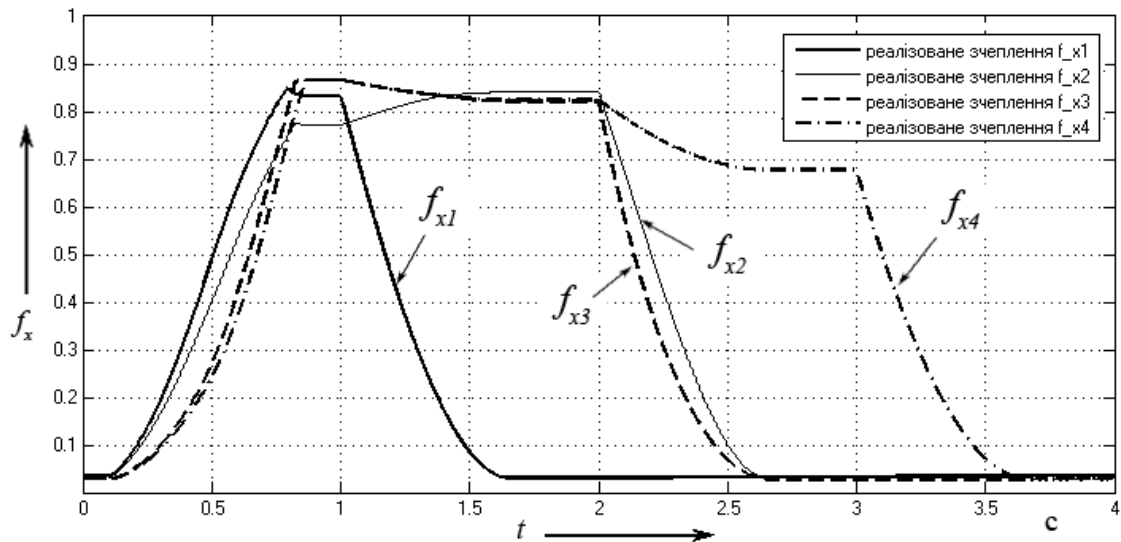


Рисунок 11 – Імітаційне моделювання зміни реалізованого зчеплення між шинами відповідних коліс КТЗ (схема позначення  $A - B/C - D$  відповідно до рівняння (45))

Дослідження показують, що у разі аварійного зниження тиску в гальмовому приводі при адаптивному керуванні електропневматичною гальмовою системою необхідно інформувати водія про вихід з ладу робочої гальмової системи транспортного засобу, а також обмежувати швидкість руху багатовісного КТЗ з

метою недопущення виникнення дорожньо-транспортних подій, оскільки ефективність гальмування автомобіля може залишитися незмінною доки хоча б колеса однієї з осей КТЗ не досягнуть меж блокування під час їх гальмування.

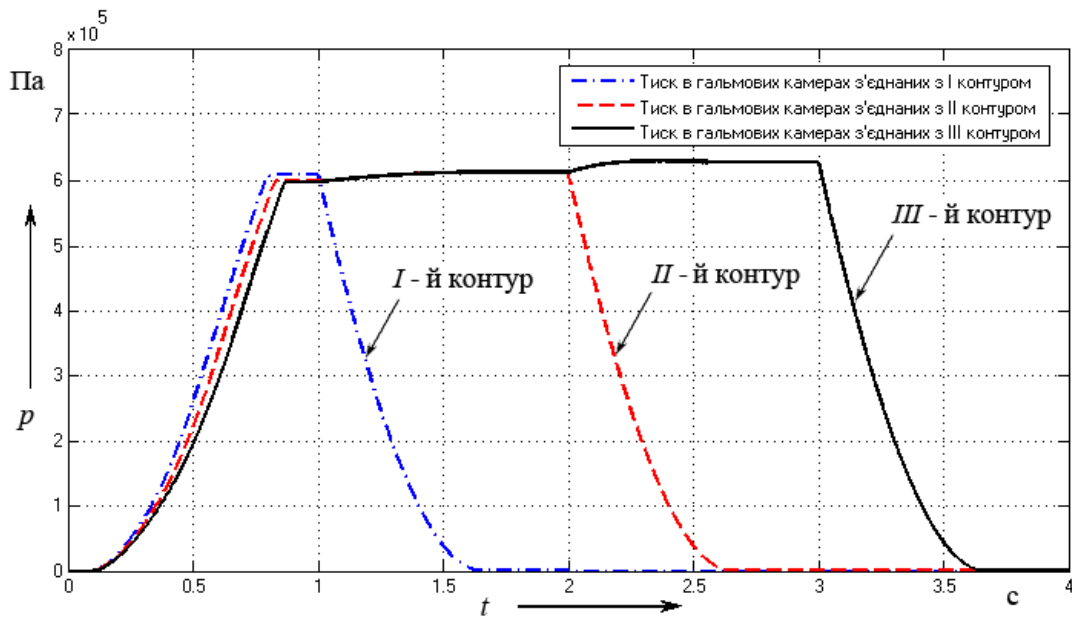


Рисунок 12 – Результат імітаційного моделювання зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі з урахуванням адаптивних властивостей гальмової системи КТЗ (схема позначення  $A - B/C - D$ )

У такому разі слідкувальна дія, під час гальмування автомобіля, повинна реалізовуватися за рахунок збереження пропорційності між зусиллям на педалі гальма та величиною уповільнення транспортного засобу.

У четвертому розділі виконане чисельне моделювання динаміки гальмування багатовісного колісного транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом. Розглянуто питання вибору витратної функції під час моделювання динамічних процесів в ланках привода. Визначено, що для моделювання швидкодіючих електропневматичних модуляторів тиску в якості найкращої витратної функції є модифікована функція витрати (48), яка базується на запропонованій функції в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті. Функція витрати найкращим чином описує перехідний процес в динамічних ланках привода з похибкою до 2% (рис. 13 - 15). Дослідження показали, що з достатньою точністю до 5% можна також використовувати й класичну витратну функцію запропоновану авторами СенВенан та Ванцель замість функції витрати (48).

$$\varphi(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left( \sigma^{\frac{2 \cdot \min(p_i; p_{i-1})}{\min(p_i; p_{i-1}) + (k-1) \max(p_i; p_{i-1})}} - \sigma^{\frac{2 \cdot \min(p_i; p_{i-1}) + (k-1) \max(p_i; p_{i-1})}{\min(p_i; p_{i-1}) + (k-1) \max(p_i; p_{i-1})}} \right)} \quad (48)$$

Для проведеного режиму моделювання кількість циклів спрацювання модулятора на впуск на 30 % було більшою ніж кількість циклів на випуск повітря з привода до атмосфери.

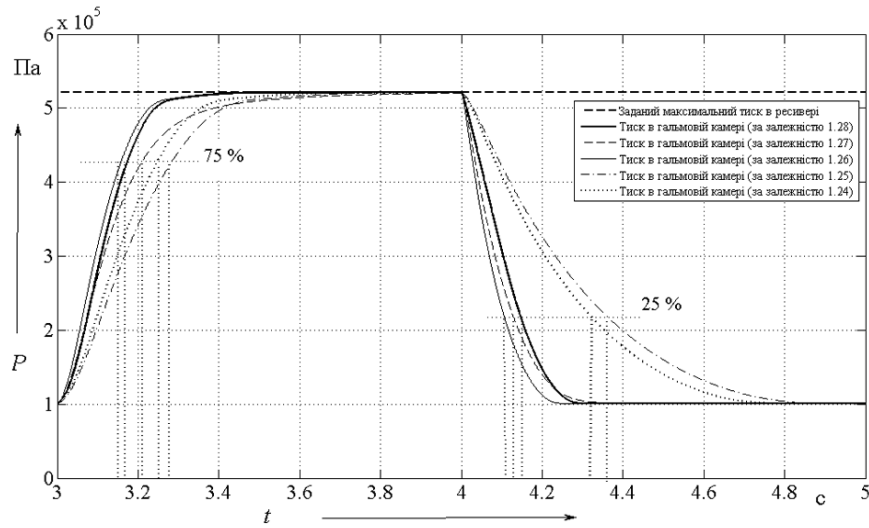


Рисунок 13 – Результат моделювання робочих процесів, які відбуваються під час наповнення та спорожнення гальмової камери привода у разі використання різних витратних функцій

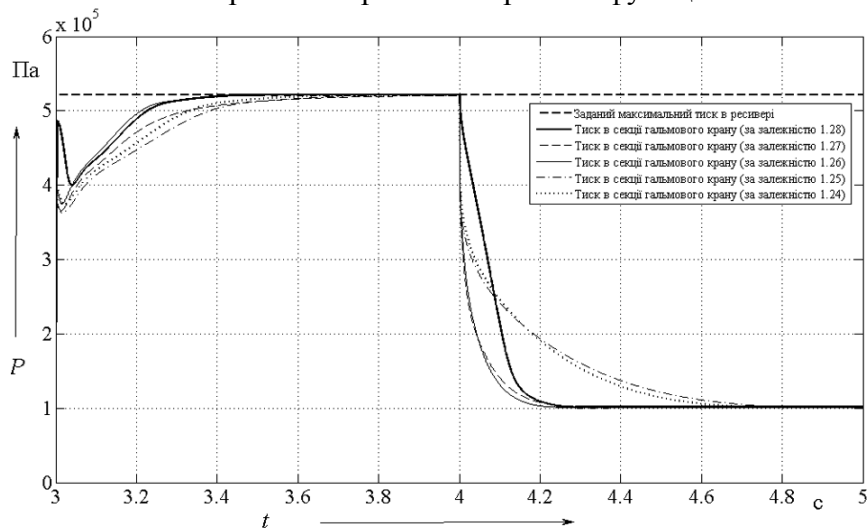


Рисунок 14 – Результат моделювання робочих процесів, які відбуваються під час наповнення та спорожнення ДС-ланки привода з малим об'ємом у разі використання різних витратних функцій

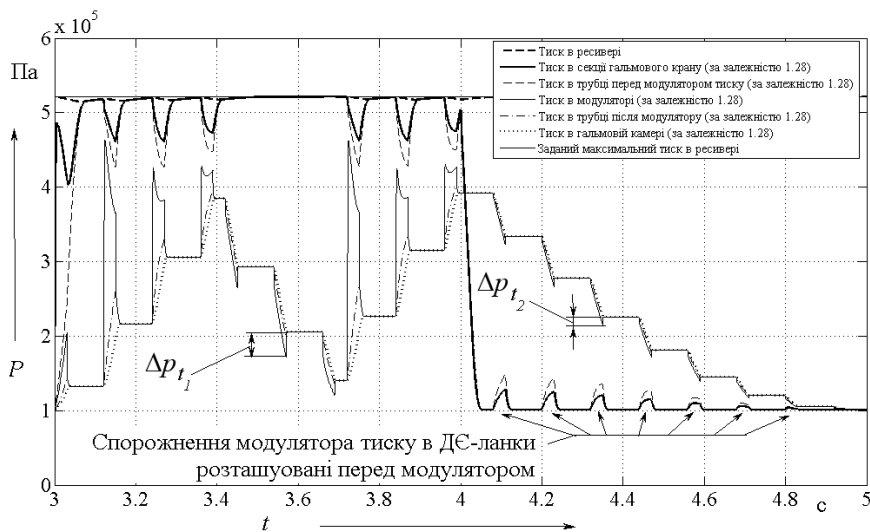
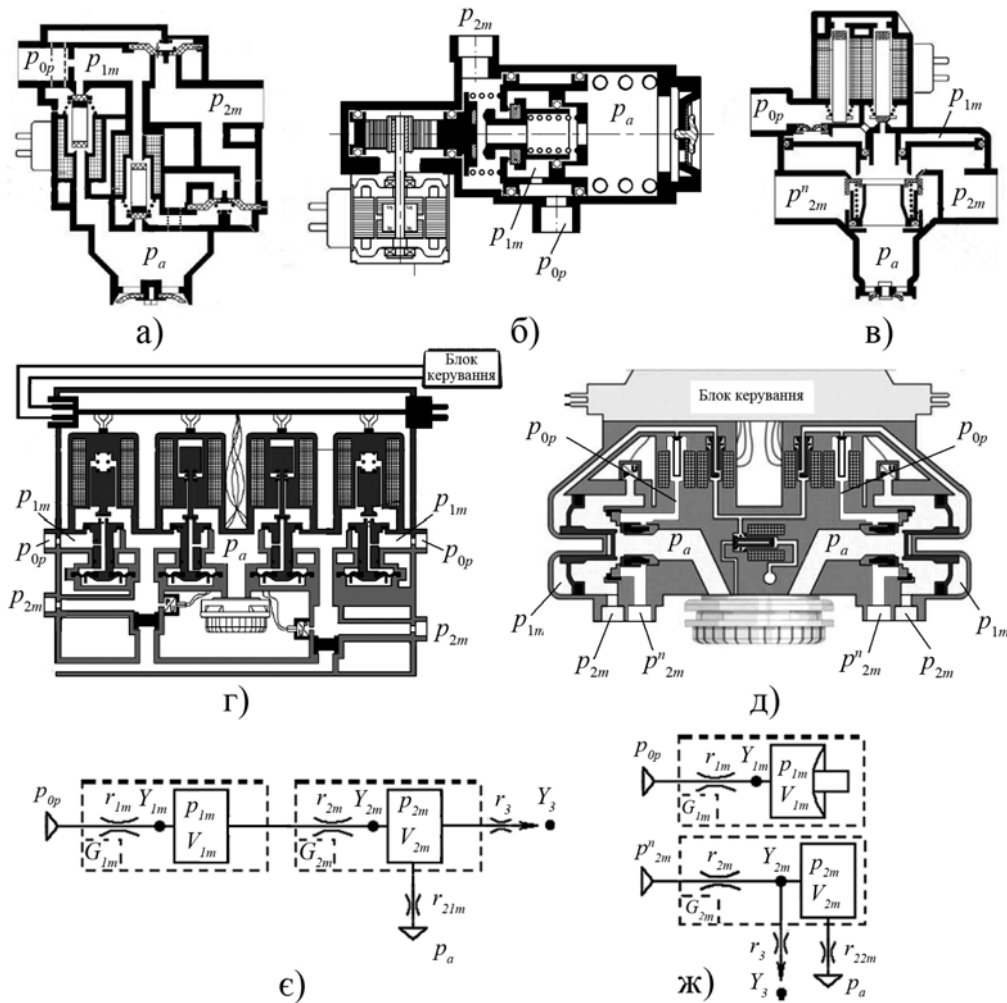


Рисунок 15 – Моделювання режиму роботи модулятора у разі відсутності тиску в ДС-ланці встановленій перед модулятором тиску

Порівняння результатів імітаційного моделювання з реальним робочим процесом роботи модулятора тиску з прямим перетіканням повітря показав збіжність результатів імітаційного моделювання з експериментальними даними, похибка моделювання була не перевищувала 6 %.

На відміну від модуляторів тиску з прямим перетіканням повітря, модулятори з не прямим перетіканням повітря мають складнішу структуру (рис. 16), оскільки вони складаються з двох ДЄ-ланок, які пов'язані між собою статичною характеристикою електропневматичного апарата (рис. 17).



а), б) та г) – модулятори з прямим перетіканням повітря; в) та д) – модулятори з непрямым перетіканням повітря; е) та ж) – відповідно умовне позначення модуляторів тиску з прямим та непрямым перетіканням повітря

Рисунок 16 – Модулятори регулювання тиску в гальмовому приводі КТЗ

Статична характеристика є ключовою ланкою для електропневматичного модулятора з не прямим перетіканням повітря, тому її вигляд визначатиме не тільки робочий процес модулятора, а й робочий процес автоматизованої системи, яка керує цим модулятором. Аналіз апаратів з не прямим перетіканням повітря показав, що під час коригування вихідних характеристик таких апаратів статична характеристика, як правило, приймає вигляд тривимірної поверхні, форма якої залежатиме не тільки від тиску на вході в апарат, а й від параметра коригування, що позначено на рисунку 18, як параметр *alfa*.



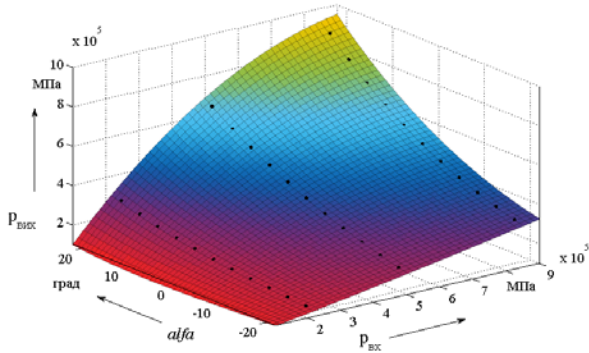


Рисунок 17 – Нелінійна статична характеристика електропневматичного модулятора тиску

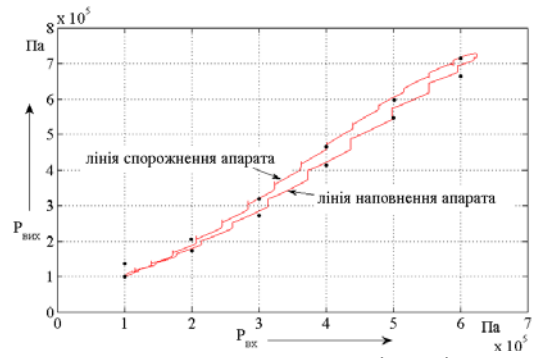


Рисунок 18 – Петля гістерезису робочого процесу електропневматичного модулятора тиску з не прямим перетіканням повітря

У математичному вигляді поверхню, яка зображена на рисунку 18, можна представити використовуючи поліноміальну залежність в якій тиск ( $p_{\text{вих}}$ ) на виході з апарату залежатиме в квадратичній залежності від бажаного тиску ( $p_{\text{вх}}$ ) на вході в апарат та квадратичній залежності від кута повороту важеля датчика переміщення кузова колісного транспортного засобу відносно його мостів.

$$p_{\text{вих}} = 0,95 \cdot p_{\text{вх}} - 4 \cdot 10^{-7} \cdot p_{\text{вх}}^2 + 0,04 \cdot p_{\text{вх}} \cdot \text{alfa} - 2 \cdot 10^{-8} \cdot p_{\text{вх}}^2 \cdot \text{alfa} + 2,6 \cdot 10^{-4} \cdot p_{\text{вх}} \cdot \text{alfa}^2 \quad (49)$$

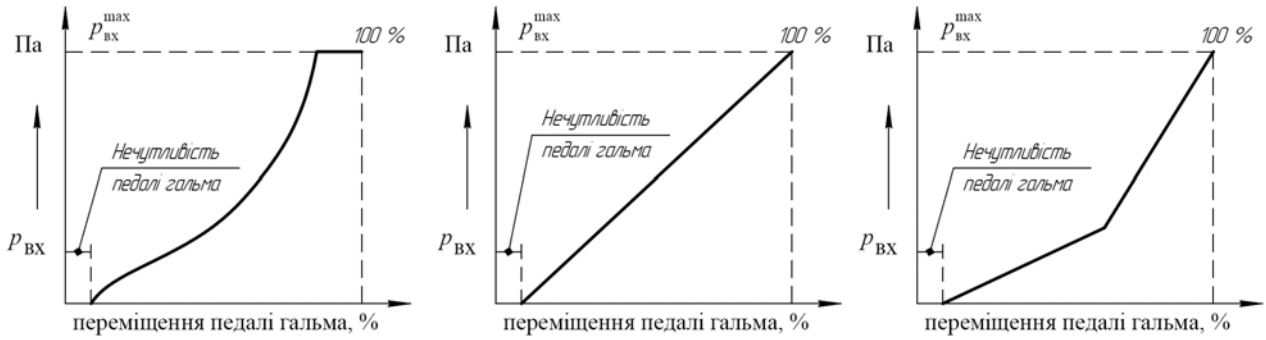
Слід зазначити, що при використанні залежності (49) необхідно лінеаризувати тиск на виході ( $p_{\text{вих}}$ ) з апарата в діапазоні абсолютних тисків від 101325 Па до 0,2 МПа, прийнявши за максимальний лінеаризований тиск значення тиску на виході ( $p_{\text{вих}}$ ), що відповідає тиску на вході рівному 0,2 МПа, при відповідному куті повороту важеля датчика переміщення підвіски.

Одним з найважливіших питань, яке необхідно вирішити та врахувати, під час моделювання апаратів з не прямим перетіканням повітря, це гістерезисні явища, що виникають в наслідок реалізації сил тертя ущільнювальних елементів апарата. Врахування таких явищ дозволяє отримати гістерезисні криві (рис. 18) з урахуванням особливостей наповнення та спорожнення ДС-ланок гальмового привода колісного транспортного засобу.

Моделювання показує, що для модулятора електропневматичної гальмової системи параметр *alfa* може бути багатопараметричним і змінюватися в залежності від багатьох факторів: заданої інтенсивності гальмування, положення кузова колісного транспортного засобу відносно його мостів, сигналів отриманих від датчиків радарного типу, тощо. Причому слід відзначити, що в залежності від режиму натискання педалі гальма вигляд співвідношення, між переміщенням педалі гальма та необхідною величиною тиску в електропневматичному приводі, може суттєво змінюватися.

Співвідношення між переміщенням педалі гальма та необхідною величиною тиску в електропневматичному приводі для досягнення необхідного уповільнення автомобіля, може бути заданою у один з таких способів, як зображено на рисунку 19.





а) нелінійне співвідношення; б) лінійне співвідношення;  
в) лінійно прогресивне співвідношення

Рисунок 19 – Приклади реалізації співвідношення між величиною бажаного зростання тиску на вході в апарат та переміщенням педалі гальма

У п'ятому розділі, неведені експериментальні дослідження динаміки гальмування колісного транспортного засобу на межі блокування його коліс. Проаналізовано вплив відключення контурів гальмового привода й можливості підвищення тиску в приводі з метою реалізації адаптивних властивостей електропневматичної гальмої системи. Наведені стендові експериментальні дослідження щодо впливу навантаження на реалізоване зчеплення між шиною автомобільного колеса та поверхнею з якою вона контактує.

Аналіз результатів стендових експериментальних досліджень показав, що не дивлячись на 22 % збільшення або 15 % зменшення величини максимального реалізованого зчеплення при відповідному 25 % збільшенню або зменшенню вертикального навантаження на автомобільне колесо уповільнення інерційних мас стенду змінюється не більше ніж на 10 %, що свідчить про непропорційність між коефіцієнтом гальмування та реалізованим зчепленням автомобільного колеса ( $z_{\max} \neq f_{x \max}$ ), тобто коефіцієнт гальмування є функцією від реалізованого зчеплення  $z_{\max} = f(f_{x \max})$ .

Дорожні експериментальні дослідження показали, що в наслідок реалізації різних зчеплень між шинами коліс передньої та задньої вісі КТЗ, його ефективність гальмування відрізняється на 20 % не дивлячись на те, що геометричні розміри гальмових механізмів та гальмових камер передньої та задньої вісі транспортного засобу були уніфіковані. Аналіз проведених експериментальних досліджень показав, що ствердження ( $z_{\max} \neq f_{x \max}$ ) є правомірним, тобто коефіцієнт гальмування є функцією від реалізованого зчеплення  $z_{\max} = f(f_{x \max})$  і залежить від характеру розподілу ваги автомобіля між його передніми та задніми осями. Проведені експериментальні дорожні дослідження гальмування транспортного засобу за рахунок загальмовування коліс його передньої та задньої вісі на межі їх блокування показав, що при загальному зростанні уповільнення КТЗ тиск в гальмових камерах передньої та задньої вісі – зменшується (в передньому контурі на 0.08 МПа, в задньому контурі на 0.13 МПа), що підтверджує теоретичні положення прийняті при моделюванні адаптивних властивостей електропневматичної гальмової системи.

Дорожні експериментальні дослідження також показали, що ефективність гальмування колісного транспортного засобу з піднятою віссю на відміну від

ефективності його гальмування з опущеною віссю відрізняється на 25-27 %. Причому, як показали експериментальні дослідження, спостерігається вища ефективність гальмування транспортного засобу у разі його руху з піднятою віссю, аніж з віссю, що опущена та не загальмовується.

У разі загальмовування опущеної вісі тривісного колісного транспортного засобу ефективність його гальмування зростає на 21-23 % у порівнянні з ефективністю гальмування КТЗ третя (підйомна) вісь якого не загальмовується.

Порівняння ефективності гальмування тривісного транспортного засобу, третя вісь якого піднята, з ефективністю гальмування КТЗ, третя вісь якого загальмовується, показує, що ефективність гальмування в другому випадку все одно залишається меншою десь на 4 %, тому можна зробити висновок, що піднімання третьої вісі на автомобілі що досліджувався є раціональним технічним рішенням для забезпечення безпеки дорожнього руху під час його експлуатації в спорядженому стані.

Проведені експериментальні дослідження показують, що координати положення центра тяжіння та координати положення мостів один відносно одного впливають на ефективність гальмування багатовісного колісного транспортного засобу, тобто із збільшенням кількості вісей, що не загальмовуються ефективність гальмування колісного транспортного засобу зменшується, що пояснюється перерозподілом вертикальних навантажень між вісями КТЗ та збільшенням величини поздовжньої координати положення центру тяжіння транспортного засобу відносно його передньої вісі.

## ВИСНОВКИ

Виконана дисертаційна робота узагальнює та розвиває наукові основи актуальної та важливої науково-технічної проблеми підвищення безпеки руху багатовісних КТЗ у загальному потоці транспортних засобів, що дозволило створити основу для визначення закономірностей під час створення математичних моделей і методів, які формують теоретичні основи динаміки гальмування багатовісних транспортних засобів, з електропневматичним гальмовим приводом.

Основні наукові та прикладні результати виконаних досліджень :

1. Уперше запропоновано метод визначення поздовжніх координат розташування центра тяжіння багатовісного колісного транспортного засобу, який на основі координат положення мостів транспортного засобу та статичних навантажень на них, дозволяє розрахунковим способом обчислити повзводні координати положення центра тяжіння автомобіля або його причіпної ланки, та обчислити навантаження на вісях автомобіля під час його гальмування, використовуючи прості алгебраїчні рівняння та методи імітаційного моделювання;

2. Уперше запропоновані методи визначення коефіцієнту гальмування багатовісного колісного транспортного засобу у відповідності до групи їх належності, які дозволили оцінити вплив геометричного положення вісей багатовісного автомобіля на ефективність його гальмування. Похибка

імітаційного моделювання під час порівняння теоретичних розрахунків з дорожніми експериментальними дослідженнями процесу гальмування транспортного засобу не перевищувала 5 %;

3. Узагальнення імітаційних моделей щодо визначення перехідних процесів в електропневматичних ланках гальмового привода, дало змогу створити універсальне програмне забезпечення для розрахунку динамічних властивостей електропневматичних апаратів привода під час роботи автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля.

Проведені дослідження показали, що із зменшенням довжини гальмового привода або із зменшенням об'ємів ланок привода динамічні процеси в них стають інтенсивнішими тому обрання метода визначення витрати повітря в ланках привода має важливе значення для моделювання електропневматичних апаратів тиску, оскільки похибка в розрахунках може сягати до 50 – 80 %.

4. Уперше запропоновано метод, який описує робочий процес електропневматичного апарату з не прямим перетіканням повітря, що мають в своїй конструкції клапани прискорювальної дії, на основі якого використовуючи статичну характеристику апарату вдалося врахувати особливості гістерезису апаратів при імітаційному моделюванні їх робочих процесів, які відбуваються в наслідок наповнення або спорожнення гальмового привода.

5. На основі методу «включень-виключень», який використано при реалізації концепції організації запасної гальмової системи з електропневматичним гальмовим приводом, встановлено, що кількість комбінацій поєднання контурів гальмового привода з гальмовими механізмами відповідних мостів КТЗ прогресивно зростає із збільшенням кількості контурів або кількості точок підключення контурів до гальмових механізмів.

Запропоновані критерії визначення раціональних схем реалізації гальмового привода на багатовісному колісному транспортному засобі дозволяють відібрати найкращі варіанти реалізації схем підключення контурів гальмового привода до гальмових механізмів відповідних мостів багатовісного автомобіля, при яких забезпечується відхилення ефективності гальмування транспортного засобу від середнього його значення не більше ніж на 20 %.

6. На основі імітаційного моделювання гальмування транспортного засобу в адаптивному режимі встановлено та шляхом експериментальних досліджень підтверджено, що в залежності від потенційних можливостей реалізації зчеплення між шинами автомобільних коліс та поверхнею дорожнього покриття, тиск в електропневматичному гальмовому приводі, при адаптивному його регулюванні, може бути підвищений на величину не більше ніж 0,04 МПа у разі виходу з ладу одного з контурів привода під час гальмування автомобіля на межі блокування його коліс.

7. Розроблені та впроваджені методичні рекомендації з визначення осьових навантажень транспортних засобів на поверхню дорожнього покриття дозволяють з точністю до 10 % врахувати особливості перерозподілу навантаження між вісями багатовісних транспортних засобів під час проєтування автомобільних доріг України.

8. Результати теоретичних й експериментальних досліджень визначення вертикальних навантажень на вісях багатовісного колісного транспортного засобу під час його гальмування прийняті для практичного використання:

- Державним агентством автомобільних доріг України при проектуванні дорожнього покриття;
- Національним науковим центром «Інститут судових експертиз ім. засл. проф. М.С.Бокаріуса» при розробці методик та методичних рекомендацій з визначення гальмового шляху багатовісних транспортних засобів;
- ТОВ «Автокомпонент Плюс» під час покращення характеристик апаратів пневматичного гальмового привода вантажних автомобілів;
- ПрАТ «АвтоКрАЗ» при проектуванні нових транспортних засобів у тому числі й причіпних;
- Полтавським авто-агрегатним заводом при покращенні характеристик апаратів пневматичного гальмового привода, що мають слідкувальну дію;
- Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом у навчальному процесі підготовки бакалаврів, та магістрів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт»;
- ТОВ «ПРОФХІМ» при визначенні раціонального перерозподілу навантаження між осями багатовісного транспортного засобу під час перевезення небезпечних вантажів, а також при визначенні раціональної швидкості руху автомобілів з небезпечним вантажем;
- ПрАТ «Вовчанський агрегатний завод» при проектуванні електропневматичних апаратів та покращення характеристик серійних апаратів з непрямим перетіканням повітря для гальмового привода колісних транспортних засобів.

## **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

*Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:*

1. Леонтьев Д. Н., Туренко А. Н., Ломака С. И., Рыжих Л. А., Быкадоров А. В. (2011) Исследование качения автомобильного колеса с максимальной эффективностью в тормозном режиме. *Автомобільний транспорт*, 29, 23-28.
2. Леонтьев Д. Н., Серикова Е. А., Быкадоров А. В., Дон Е. Ю. (2012) Анализ и выбор принципов управления электропневматическими модуляторами рабочей тормозной системы автомобилей. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*, 60, 67 – 72.
3. Леонтьев Д. Н. (2013) Моделирование переходных процессов в пневматическом тормозном приводе автомобиля, который оборудован системой автоматического регулирования тормозного усилия. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*, 142, 88 – 91.
4. Рыжих Л. А., Красюк А. Н., Леонтьев Д. Н., Быкадоров А. В. (2013) Системы контроля выходных параметров движения автотранспортного средства. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»*, 143, 49 – 52.
5. Леонтьев Д. Н. (2013) Влияние алгоритмов работы автоматических систем на эффективность торможения транспортного средства. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університета*, 61 - 62, 158 – 161.

6. Леонтьев Д. Н., Рыжих Л. А., Быкадоров А. В. (2014) Определение продольной реализуемой силы сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью по крутильной деформации шины и ее жесткости. *Журнал «Автомобильная промышленность»*, 10, 20-24.
7. Леонтьев Д. Н., Смирнова Н. В. (2014) Обобщение уравнений движения автомобилей для расчета скорости свободного движения. *Автомобильный транспорт*, 34, 44 – 48.
8. Леонтьев Д. М., Смирнова Н. В. (2014) Аналіз режимів руху в задачах проектування та експлуатації автомобільних доріг. *Науково-виробничий журнал «Автошляховик України»*, 5, 23-25.
9. Леонтьев Д. М. (2015) Про розрахунковий спосіб визначення висоти координати центру ваги типових автомобілів. *Автомобільний транспорт*, 37, 101 – 107.
10. Леонтьев Д. Н., Конопелько А. В. (2015) Определение нагрузки на колесах автомобиля при его наклоне относительно опорной поверхности. *Журнал «Автомобильная промышленность»*, 12, 15-16.
11. Леонтьев Д. Н., Богомолов В. А., Туренко А. Н. (2016) Способ определения замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університета*, 75, 13-17.
12. Leontiev D., Don E. (2016) Specifics of automobile dual wheels interaction with the supporting surface. *Автомобільний транспорт*, 39, 74-79.
13. Zalohin M. Yu., Liubarskyi B. A., Schuklinov S. N., Mychalevych N. G., Leontiev D. N. (2018) Study of Proportional Pressure Modulator on the Basis of Electromagnetic-Type Linear Motor. *Science and Technique*. 17 (5), 440–446. (Web of Science Core Collection (ESCI))
14. Леонтьев Д. М., Дон Є. Ю. (2019) Обґрунтування раціонального закону зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі під час екстреного гальмування. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університета*. 84, 21-30.
15. Leontiev D. N., Ryzhyh L. A., Lomaka S. I., Voronkov O. I., Hritsuk I. V., Nikitchenko I. N., Kuripka O. V., Pylshchuk S. V. (2019) About Application the Tyre-Road Adhesion Determination of a Vehicle Equipped with an Automated System of Brake Proportioning. *Science and Technique*. 18 (5), 401–408. (Web of Science Core Collection (ESCI))
16. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2020) Simulation of Working Process of the Electronic Brake System of the Heavy Vehicle. In: Palagin A., Anisimov A., Morozov A., Shkarlet S. (eds) *Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol 1019. Springer, Cham, pp 50-61. (First Online: 18 July 2019) (Scopus, Quartile Q3)
17. Леонтьев Д. М., Тімонін В. О., Савчук А. Д., Губарьков С. С. (2019) Оцінка ефективності гальмування чотиривісного транспортного засобу в разі

виходу з ладу одного з контурів його робочої гальмової системи. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 16, 26-34.

18. Богомолів В. О., Клименко В. І., Леонтьєв Д. М., Тімонін В. О., Дон Є. Ю., Вербицький В. І. (2019) Особливості вибору раціональних схем компоновання гальмового привода при забезпеченні високої ефективності гальмування багатовісного транспортного засобу. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 17, 62-73.

19. Богомолів В. А., Клименко В. И., Леонтьев Д. Н., Махлай С. Н. (2019) Распределение нормальных реакций между мостами балансирной тележки грузового автомобиля при торможении. *Автомобільний транспорт*. 45, 46-53.

20. Bogomolov V., Klimenko V., Leontiev D., Ryzhyh L., Smyrnov O., Kholodov M. (2020) Improving the Brake Control Effectiveness of Vehicles Equipped with a Pneumatic Brake Actuator. *Science and Technique*. 19 (1), 55–62. (Web of Science Core Collection (ESCI))

21. Shuklinov S., Leontiev D., Makarov V., Verbitskiy V., Hubin A. (2021) Theoretical Studies of the Rectilinear Motion of the Axis of the Locked Wheel After Braking the Vehicle on the Uphill. In: Shkarlet S., Morozov A., Palagin A. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2020. *Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol 1265. Springer, Cham. (Scopus, Quartile Q3)

22. Клименко В. И., Шуклинов С. Н., Леонтьев Д. Н., Губин А. В. (2020) Анализ методов определения коэффициента сопротивления качению колёс автомобиля. *Автомобільний транспорт*. 46, 33-39.

23. Bogomolov V.A., Klimenko V.A., Leontiev D.N., Ponikarovska S.V., Kashkanov A.A., Kucheruk V.Yu. (2021) Plotting the adhesion utilization curves for multi-axle vehicles. *Bulletin of the Karaganda university*. 1 (101), 35-45. (Web of Science Core Collection (ESCI))

24. Туренко А. Н., Клименко В. И., Богомолів В. А., Рыжих Л. А., Леонтьев Д. Н., Красюк А. Н., Михалевич Н. Г. (2015) Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортных средств: монография 2-е издание. Харьков : ХНАДУ.

25. Туренко А. М., Клименко В. И., Богомолів В. О., Леонтьев Д. М., Михалевич М. Г., Куріпка О. В. (2020) Розрахунок та дослідження взаємодії структурних модулів електропневматичного гальмового привода : монографія. Харків : ХНАДУ.

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:*

26. Леонтьев Д. Чебан А., Красюк О. (2013) Удосконалення статичної характеристики електроннопневматичної гальмівної системи. Симпозіум українських інженерів-механіків. 115 – 116.

27. Леонтьев Д. М. Рижих Л. О., Дон Є. Ю. (2014) Про вибір принципу керування пропорційним модулятором електронно-пневматичної гальмівної системи автотранспортного засобу. «Новітні технології розвитку конструкції,

виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля» Сбірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Харків : ХНАДУ, 53 – 54.

28. Леонтьев Д. М., Ломака С. Й. (2015) Теоретичне визначення центру мас автомобіля на основі емпіричної залежності. «Новітні технології в автомобілебудуванні та транспорті» Сбірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Харків : ХНАДУ, 43 – 44.

29. Леонтьев Д. М. (2016) Про спосіб визначення уповільнення багатовісного автомобіля на основі зчеплень, що реалізуються його колесами та розташування координати центра ваги. «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні» Сбірник тез доповідей всеукраїнської науково-практичної конференції. Львів : НУ «Львівська політехніка», 36 – 38.

30. Леонтьев Д. Н., Рыжих Л. А., Клименко В. И. (2016) Системы контроля выходных параметров движения наземных транспортных средств. «Проблеми створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки» Сбірник тез доповідей всеукраїнської науково-практичної конференції. Харків : НАУ ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», 144.

31. Клименко В. И., Леонтьев Д. Н. (2017) К вопросу определения рационального распределения тормозного усилия автомобилей с пневматическим или электропневматическим тормозным приводом. Сборник материалов международной научно-технической конференции «Перспективы развития дорожно-транспортных и инженерно-коммуникационных инфраструктур». Ташкент : ТАДИ, 268 – 272.

32. Леонтьев Д. Н., Красюк А. Н., Дон Е. Ю. (2017) Статическая характеристика электронно - пневматической тормозной системы. Сборник научных трудов конференции «Организация дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов и транспорт». Минск : БНТУ, 254 – 261.

33. Богомолов В. О., Леонтьев Д. Н. (2019) Щодо питання підвищення ефективності дії гальмового керування транспортного засобу з пневматичним гальмовим приводом. Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції навчально-наукового інституту механотроніки і систем менеджменту «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація». Харків : ХНТУСГ ім. Петра Василенка, 72-73.

34. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2019) Simulation of working process of the electronic brake system of the heavy vehicle // Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2019 : тези доповідей чотирнадцятої міжнародної науково-практичної конференції (Чернігів, 24 - 26 червня 2019 р.) / М-во освіти і науки України, Нац. академія наук України, Академія технологічних наук України, Інженерна академія України та ін. Чернігів : ЧНТУ, 76-79.

35. Богомолов В. А., Клименко В. И., Леонтьев Д. Н. (2019) О построении кривых реализуемого сцепления многоосных транспортных средств. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні». – Харків : ХНАДУ, 25-29.

36. Богомолів В. О., Клименко В. І., Леонт'єв Д. М., Тімонін В. О., Дон Є. Ю., Вербицький В. І. (2019) Особливості вибору раціональних схем компонування гальмового привода при забезпеченні високої ефективності гальмування транспортних засобів з великою кількістю осей. Збірник матеріалів міжнародної науково-методичної конференції «Проблеми надійності машин» присвячена пам'яті академіка В. Я. Аніловича. – Харків : ХНТУСГ ім. Петра Василенка, 49-50.

37. Bogomolov V., Klimenko V., Leontiev D., Ryzhyh L., Kholodov M., Smyrnov O. (2019) Improving the brake control effectiveness of vehicles equipped with a pneumatic brake actuator centered. Book of abstracts of the 16th European Automotive Congress (EAEC 2019) Minsk : BNTU, P. 64

38. Bulgakov M., Shuklynov S., Uzhva A., Leontiev D., Verbitskiy V., Amelin M. and Volska O. (2020) Mathematical model of the vehicle initial rectilinear motion during moving uphill. 24th Slovak-Polish International Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations - MMS 2019. *IOP Conf. Ser. : Mater. Sci. Eng.* 776 :012022 (Scopus, Quartiles - Not yet assigned quartile)

39. Leontiev D., Shuklinov S., Makarov V., Verbytskiyi V., Gubin A. (2020) Studies of the rectilinear motion of the axis of the locked wheel after braking the car on uphill // Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2020 : тези доповідей п'ятнадцятої міжнародної науково-практичної конференції (29 червня – 01 липня 2020 р., м. Чернігів) / М-во освіти і науки України ; Нац. Акад. наук України ; Академія технологічних наук України ; Інженерна академія України та ін. – Чернігів : ЧНТУ, 87-91.

40. Леонт'єв Д. М., Михалевич М. Г., Фролов А. А. (2018) Вплив вертикального навантаження на гальмівну силу та коефіцієнт зчеплення шини автомобільного колеса. *Теорія та практика судової експертизи і криміналістика.* 18, 383-392.

41. Леонт'єв Д. М., Махлай С. М. (2018) Визначення зупинного шляху автомобіля, що обладнаний антиблокувальною системою. *Вісник Одеського науково-дослідного інституту судової експертизи.* 4, 44-50

*Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:*

42. Система контролю вихідних параметрів руху транспортного засобу: пат. 114176 Україна, № u201610368, Клименко В. І., Леонт'єв Д. М., Рижих Л. О., Ломака С. Й.; опубл. 27.02.2017.

43. Комп'ютерна програма «Програма визначення динамічного навантаження на вісі багатовісного транспортного засобу»: а. с. № 91379 Україна, Леонт'єв Д. М.; Тімонін В. О., дата реєстрації 07.08.2019.

44. МР В.2.3-37641918-887:2017 Методичні рекомендації з визначення осьових навантажень транспортних засобів з урахуванням сил, що діють у плямі контакту шини з поверхнею дорожнього одягу. Дата прийняття 06.12.2017 ; Дата початку дії 18.01.2018. – Київ : Укравтодор, ХНАДУ. 31.



## АНОТАЦІЯ

**Леонтьєв Д.М.** Теоретичні основи гальмування багатовісних транспортних засобів з електропневматичною гальмовою системою. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.02 — автомобілі та трактори (274 — Автомобільний транспорт) — Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Міністерство освіти і науки України, Харків, 2021.

Дисертація присвячена вирішенню проблем підвищення ефективності гальмування багатовісних колісних транспортних засобів обладнаних електропневматичною гальмовою системою.

Проведено аналіз методів моделювання гальмових приводів, методів опису взаємодії шин автомобільних коліс з поверхнею дорожнього покриття, а також особливостей процесу гальмування багатовісних колісних транспортних засобів. Розроблено метод визначення координат центра тяжіння багатовісних колісних транспортних засобів, метод визначення їх коефіцієнта гальмування та спосіб моделювання електропневматичних модуляторів з не прямим перетіканням повітря на основі їх статичної характеристики та гістерезисних явищ, що відбуваються під час переміщення його рухомих елементів. Запропонована концепція організації запасної гальмової системи з електропневматичним гальмовим приводом, яка базується на методі «включень-виключень» та дозволяє на основі чисел Стірлінга 2-го роду, відібрати найкращі варіанти реалізації запасної гальмової системи.

**Ключові слова:** багатовісний колісний транспортний засіб, динаміка гальмування, електропневматичний гальмовий привід, модулятор тиску, навантаження на вісі, електропневматична система, контур гальмового привода, запасна (аварійна) гальмова система.

## АННОТАЦИЯ

**Леонтьев Д.Н.** Теоретические основы торможения многоосных транспортных средств с электропневматической тормозной системой. - Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.22.02 - автомобили и тракторы (274 - Автомобильный транспорт) - Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Министерство образования и науки Украины, Харьков, 2021.

Диссертация посвящена решению проблем повышения эффективности торможения многоосных колесных транспортных средств оборудованных электропневматической тормозной системой.

Проведен анализ методов моделирования пневматических и электропневматических тормозных приводов, методов описания характера взаимодействия шин автомобильных колес с поверхностью дорожного покрытия, а также особенностей изменения коэффициентов торможения

многоосных колесных транспортных средств и определены задачи исследования. На основе теоретических предположений и экспериментальных исследованиях разработан расчетный метод определения координат центра тяжести многоосных колесных транспортных средств, метод определения их коэффициента торможения и способ моделирования электропневматических модуляторов с непрямым перетеканием воздуха на основе статической характеристики и гистерезисных явлений, которые происходят в результате перемещения следящих элементов аппарата регулирования давления в приводе.

Предложенная концепция организации запасной тормозной системы позволяет из множества вариантов перебора компоновочных схем пневматического тормозного привода, выбрать лучшие варианты основываясь на предложенных критериях эффективности торможения многоосных колесных транспортных средств. В основу предложенной концепции выбора наилучшего варианта организации запасной тормозной системы многоосного колесного транспортного средства положены числа Стирлинга 2-го рода и математический метод «включений-исключений».

**Ключевые слова:** многоосное колесное транспортное средство, динамика торможения, электропневматический тормозной привод, модулятор давления, нагрузки на оси, электропневматическая система, контур тормозного привода, запасная (аварийная) тормозная система.

## ABSTRACT

**Leontiev D.N.** The theoretical foundations of braking multi-axle vehicles with an electro-pneumatic braking system. - Qualifying scientific work as a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences in specialty 05.22.02 - cars and tractors (274 - Automobile transport) - Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2021.

The thesis is devoted to solving the problems of increasing the braking efficiency of multi-axle wheeled vehicles equipped with an electro-pneumatic braking system.

The analysis of methods for modeling brake drives, methods for describing the interaction of tires of automobile wheels with the surface of the road surface, as well as the features of the dynamics of braking of multi-axle wheeled vehicles, and the tasks of the study are defined. In the following sections, a method was developed for determining the coordinates of the center of gravity of multi-axle wheeled vehicles, a method for determining their braking coefficient and a method for modeling electro-pneumatic modulators with indirect air flow.

The proposed concept of organizing a spare braking system with an electro-pneumatic brake drive makes it possible to select the best options from a variety of options for enumerating the drive layout schemes based on the proposed criteria for the braking efficiency of multi-axle wheeled vehicles.

**Key words:** multi-axle wheeled vehicle, braking dynamics, electro-pneumatic brake drive, pressure modulator, axle loads, electro-pneumatic system, brake drive circuit, secondary (emergency) brake system.