

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ



**ДОН ЄВГЕН ЮРІЙОВИЧ**

УДК 629.33 + 629.062

**УДОСКОНАЛЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ  
ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО ГАЛЬМОВОГО КЕРУВАННЯ КОЛІСНОГО  
ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

**Автореферат**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2020

Дисертацією є рукопис

**Роботу виконано** в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** кандидат технічних наук, доцент  
**Леонтъєв Дмитро Миколайович**,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула.

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, доцент  
**Кайдалов Руслан Олегович**  
Національна академія Національної гвардії України,  
начальник кафедри бойового та логістичного забезпечення;

кандидат технічних наук, доцент  
**Мандрика Володимир Ростиславович**  
Національний технічний університет «ХПІ»,  
професор кафедри автомобіле- і тракторобудування.

**Захист відбудеться** "25" березня 2020 р. об 12<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002, Україна м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

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

Автореферат розіслано "18" лютого 2020 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



О.П. Смирнов

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність дисертаційної роботи** визначається необхідністю вирішення науково-практичної задачі, пов'язаної з удосконаленням ефективності роботи електропневматичного гальмового привода (ЕПП) системи робочого гальмування колісного транспортного засобу (КТЗ) за рахунок вдосконалення принципу керування осьовими пропорційними модуляторами тиску ЕПП з урахуванням особливостей динаміки руху коліс транспортного засобу, що загальмовується.

В Україні, як і в більшості іноземних країн, всі колісні транспортні засоби повинні задовольняти вимогам безпеки дорожнього руху, яка неможлива без виконання вимог міжнародних стандартів *UN/ECE* стосовно гальмування транспортних засобів категорій  $M_2$ ,  $M_3$ ,  $N_2$ ,  $N_3$  та  $O$ . Тому під час створення електропневматичного гальмового привода, у тому числі з функціями антиблокувальної системи (АБС), необхідно враховувати вимоги цих міжнародних стандартів.

Відсутність на території України серійних розробок електропневматичних апаратів змушує вітчизняні автомобільні заводи використовувати в конструкціях своїх автомобілів продукцію закордонних виробників автомобільних компонентів та систем, що вводить в залежність українських виробників автомобільної продукції та погіршує їх конкурентоспроможність на світовому ринку.

На основі проведеного аналізу відомих принципів керування осьовими модуляторами тиску електропневматичного гальмового привода зроблено висновок про доцільність подальшого вдосконалення їх принципу керування при роботі в складі ЕПП, як найбільш актуального на сьогодні для застосування у системі робочого гальмування колісних транспортних засобів зазначених вище категорій.

Основним недоліком існуючих принципів керування електропневматичними модуляторами тиску на сьогоднішній час є нераціональна витрата робочого тіла (повітря) під час виконання функції АБС в електропневматичному гальмовому приводі сучасних колісних транспортних засобів, що негативно впливає на ефективність їх гальмування з такими приводами на довгих спусках і збільшує вартість транспортного засобу у зв'язку з необхідністю встановлення додаткових систем – уповільнювачів, які в експлуатації вимагають систематичного технічного обслуговування.

Таким чином удосконалення динамічних властивостей електропневматичного гальмового керування колісного транспортного засобу за рахунок вибору принципу керування осьовими модуляторами тиску є актуальним завданням.

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Робота виконувалася відповідно до Постанови Кабінету Міністрів України № 39 від 26 січня 1994 року «Про організацію виробництва міських автобусів великої

місткості», 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 відповідно до планів науково-дослідницьких робіт кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету з проблеми «Безпека дорожнього руху», комплексної теми «Системне проектування та конструювання транспортних засобів, які забезпечують необхідну безпеку дорожнього руху», а також комплексної теми «Розробка та впровадження інтелектуальної системи керування гальмами транспортного засоби» (ГР № 0112U001239).

Особистий внесок пошукача у виконанні вказаних науково-дослідницьких робіт полягає в розробці, теоретичному та експериментальному дослідженні принципів керування електропневматичним гальмовим приводом з функцією АБС.

**Мета і завдання дослідження.** Удосконалення динамічних властивостей електропневматичного гальмового керування колісного транспортного засобу за рахунок вибору принципу керування осьовими модуляторами тиску його електропневматичного гальмового привода шляхом дослідження робочих процесів, які відбуваються в приводі гальм при осьовій схемі розміщення електропневматичних апаратів регулювання тиску під час службових та екстрених гальмувань.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- визначити основні недоліки існуючих принципів керування електропневматичними модуляторами тиску ЕПГП;
- оцінити вплив принципу керування модуляторами тиску ЕПГП на ефективність гальмування колісного транспортного засобу при осьовій схемі розміщення пропорційних модуляторів тиску;
- розробити рекомендації щодо вибору закону зміни тиску в гальмовому приводі під час керування модуляторами електропневматичної гальмової системи.

**Об'єкт дослідження** – робочі процеси в приводі електропневматичної гальмової системи автотранспортного засобу з пропорційними модуляторами тиску.

**Предмет дослідження** – характер зміни тиску в гальмових камерах під час керування осьовими пропорційними модуляторами електропневматичної гальмової системи автотранспортного засобу в процесі його гальмування.

**Методи дослідження.** В роботі використовуються фізичні та математичні методи дослідження процесів, які протікають у елементах ЕПГП в процесі гальмування автомобіля за різними схемами підключення пропорційних модуляторів. Використовуються методи фактичного планування експерименту на основі, як натурних стендових випробовувань, так і дорожніх випробовувань автомобіля, обладнаного ЕПГС.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає у наступному:

*вперше встановлено:*

- взаємозв'язок між принципом керування осьовими модуляторами тиску та характером зміни тиску в модуляторі, який відрізняється від відомих тим, що в режимі екстреного або службового гальмування колісного транспортного засобу заповнення гальмових камер стиснутим повітрям відбувається за двома різними темпами: з більшим темпом на початку гальмування і з меншим у подальшому загальмовуванні коліс транспортного засобу;

- взаємозв'язок між уповільненням транспортного засобу та реалізованим зчепленням його одинарних або здвоєних коліс, який відрізняється від відомих тим, що враховує особливості зміни деформації пневматичних шин коліс транспортного засобу відносно поверхні дорожнього покриття в наслідок зміни вертикального навантаження на вісях останнього та реалізації двох різних темпів наповнення гальмових камер електропневматичного гальмового привода автомобіля;

*удосконалено:*

- метод розрахунку динаміки гальмування колісного транспортного засобу, який відрізняється від раніше відомого моделлю взаємодії автомобільних коліс з поверхнею дорожнього покриття;

*набула подальшого розвитку:*

- концепція формування тиску в електропневматичному гальмовому приводі шляхом примусового розтягування процесу наповнення гальмових камер під час роботи автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля.

**Практичне значення одержаних результатів.** Робота має теоретичне і практичне значення, оскільки результати теоретичних досліджень доповнюють теорію руху автомобіля та теорію робочих процесів гальмового керування. Запропоновані в роботі залежності можуть бути використані при формуванні характеристик гальмового керування, оцінюванні ефективності дії електропневматичного гальмового привода та ефективності гальмування колісного транспортного засобу. Упровадження отриманих результатів дослідження дозволить покращити ефективність гальмування колісного транспортного засобу в різних умовах його експлуатації та підвищити комфортабельність перевезення пасажирів вразі застосування вказаного гальмового привода на відповідних автомобілях.

Основні наукові положення роботи та рекомендації щодо вдосконалення принципу керування електропневматичними модуляторами тиску колісного транспортного засобу використані:

- у навчальному процесі підготовки бакалаврів і магістрів за спеціальностями: 133 «Галузеве машинобудування», 274 «Автомобільний транспорт» та 208 «Агроінженерія»;

- на підприємствах: ТОВ «GRAND DVS» та АТ «АТП-16365» під час визначення умов безпечної експлуатації транспортних засобів з пневматичним або електропневматичним гальмовим приводом та оцінки ефективності дії гальмового привода під час діагностування, технічного обслуговування та після поточного ремонту рухомого складу для перевезення вантажів і пасажирів;

- на підприємстві ДП «ХАЗ» під час ремонтно-відновлювальних робіт гальмової системи військових та цивільних колісних транспортних засобів.

**Особистий внесок здобувача.** Результати, які виносяться на захист, отримані автором самостійно. У роботах, опублікованих у співавторстві, авторові належать: аналіз принципів керування електропневматичними модуляторами робочої гальмової системи [1]; математичний опис взаємодії здвоєних коліс з поверхнею дорожнього покриття [2]; концепція організації системи контролю вихідних параметрів пневматичного гальмового керування транспортного засобу під час його експлуатації [3]; дослідження впливу зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі [5-9]; обґрунтування статичної характеристики гальмового крану транспортного засобу з пневматичним гальмовим приводом [10]; алгоритм обробки показників вихідних параметрів руху колісних транспортних засобів [11, 12].

**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 і на наступних міжнародних конференціях:

- Міжнародна науково-технічна конференція присвячена 100-річчю з дня народження В.К. Нікітіна, 80-річчю з дня заснування кафедри автомобілів та 50-річчю з дня заснування лабораторії швидкісних автомобілів “Проблеми та перспективи автомобілебудування та автомобільного транспорту” (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 3-4 листопада 2011 року, форма участі – очна);

- Міжнародна науково-практична конференція присвячена Дню автомобіліста та дорожника “Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля”, (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 15-16 жовтня 2014 року, форма участі – очна);

- Міжнародна науково-технічна конференція, присвячена 85-річчю заснування ХНАДУ та 85-річчю автомобільного факультету «Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті» (м. Харків, Україна, ХНАДУ, 15-16 жовтня 2015 року, форма участі – очна);

- Міжнародна науково-практична конференція Автотракторного факультету Білоруського національного технічного університету «Організація дорожнього руху, перевезень пасажирів та вантажів і транспорт» (м. Мінськ, Республіка Білорусь, БНТУ, 01-03 листопада 2017 року, форма участі – заочна);

- 82-га науково-технічна та науково-методична конференція Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Україна, 7 – 11 травня 2018 року, форма участі – очна).

**Публікації.** Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 12 наукових працях: 6 статей у наукових фахових виданнях України та інших держав (з них 1 – у науковому виданні, що проіндексовано в базі даних Scopus, віднесеного до третього квартиля (Q3)), 5 тез доповідей; 1 авторське свідоцтво на твір видане Державним департаментом інтелектуальної власності України.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 168 сторінки, 4 додатка на 14 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 112 сторінок, 64 рисунка на 53 сторінках, 10 таблиць. Список використаних джерел нараховує 130 найменувань на 14 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми. Сформульовані предмет, об'єкт, мета і завдання дослідження. Визначено наукову новизну та сформовано положення, що виносяться на захист, подано відомості про апробацію основних положень роботи.

У **першому розділі** виконано загальний аналіз існуючих законів і принципів керування електропневматичним гальмовим приводом колісних транспортних засобів та аналіз динаміки гальмування останніх.

Аналіз законів керування дозволив встановити, що під час руху КТЗ на його колеса, що загальмовуються, оказують вплив різні фактори, які по різному впливають на процес реалізації гальмового зусилля, а діапазон зміни цих факторів вимагає використовувати різні підходи щодо вибору принципу керування модуляторами тиску автоматизованої системи.

Аналіз принципів керування дозволив класифікувати сучасні системи регулювання гальмового зусилля та показав, що при використанні однакових схем розташування пневматичних модуляторів тиску можуть бути реалізовані різні закони зміни тиску в гальмовому приводі КТЗ, що безпосередньо впливає на ефективність гальмування КТЗ та безпеку дорожнього руху.

На основі аналізу динаміки гальмування КТЗ з автоматизованими системами зроблено висновок щодо використання найбільш раціонального принципу керування осьовими модуляторами тиску при реалізації нескладних алгоритмів роботи автоматизованої системи. Встановлено також, що при виборі раціонального принципу керування модуляторами тиску гальмової системи необхідно враховувати інтенсивність навантаження гальмових механізмів у зв'язку з чим і виникає потреба у вдосконаленні принципу керування осьовими пропорційними модуляторами електропневматичної гальмової системи КТЗ за рахунок вибору раціонального закону зміни тиску в виконуючому пристрої гальмового привода, оскільки це питання в науково-технічній літературі не висвітлюється.

У **другому розділі** виконано аналіз законів зміни тиску в гальмовому приводі КТЗ, який показав, що сучасні органи керування з позиції критерію «корисний хід педалі гальма» мають два основних недоліки. Перший недолік полягає в тому, що при малому ході педалі гальма тиск в гальмовій камері використовується в основному для притиснення гальмових колодок до барабану або диску, а не для регулювання гальмової сили, що на великих швидкостях призводить до відносно суттєвої втрати часу, на протязі якого автомобіль майже не загальмовується. В якості другого недоліку є те, що при ході педалі гальма більш ніж 60% (при

гальмуванні КТЗ на сухому асфальтовому покритті) і більш ніж на 30% (при гальмуванні КТЗ на уоченому засніженому покритті) тиск, створений в гальмовій камері, призводить до блокування автомобільного колеса, що на великих швидкостях руху КТЗ впливає на його керованість та стійкість [8].

Встановлено, що нехтування характером зміни тиску в ЕППП знижує якість керування гальмуванням і провокує більшу ймовірність виникнення аварійних ситуацій при екстрених гальмуваннях КТЗ. Визначено, що для забезпечення високої якості керування процесом гальмування, необхідно під час проектування ЕПГС раціонально підходити до вибору закону зміни тиску в ЕППП. Слід зазначити, що для вирішення питання вибору закону зміни тиску при роботі ЕППП необхідно також розглядати у комплексі питання взаємодії шин коліс транспортного засобу з поверхнею дорожнього покриття, як при службових гальмуваннях, так і екстрених, оскільки це безпосередньо впливає на ефективність гальмування КТЗ.

Для визначення динаміки руху КТЗ запропоновано у відомій залежності (1) при розрахунку величини коефіцієнта гальмування ( $z$ ) КТЗ використовувати залежність (2), яка враховує особливості завантаження транспортного засобу та характер взаємодії шин його коліс з поверхнею дорожнього покриття.

$$|-j_x| = z \cdot g \cdot \cos \psi - V_{cy} \cdot \omega_a, \quad (1)$$

$$z = \frac{D_0 \cdot \left( \frac{C_{x1}^L \cdot \xi_{x1}^L}{r_{\partial 1}^L \cdot R_{z1}^L} \cdot b + \frac{(C_{x2}^{L1} + C_{x2}^{L2}) \cdot \xi_{x2}^L}{r_{\partial 2}^L \cdot R_{z2}^L} \cdot a \right) + D_1 \cdot \left( \frac{C_{x1}^R \cdot \xi_{x1}^R}{r_{\partial 1}^R \cdot R_{z1}^R} \cdot b + \frac{(C_{x2}^{R1} + C_{x2}^{R2}) \cdot \xi_{x2}^R}{r_{\partial 2}^R \cdot R_{z2}^R} \cdot a \right)}{2 \cdot B \cdot L - h_g \cdot \left( 2 \cdot B \cdot C_2 \cdot \left( \frac{C_{x1}^L \cdot \xi_{x1}^L}{r_{\partial 1}^L \cdot R_{z1}^L} - \frac{(C_{x2}^{L1} + C_{x2}^{L2}) \cdot \xi_{x2}^L}{r_{\partial 2}^L \cdot R_{z2}^L} \right) + C_1 \cdot \left( \frac{C_{x1}^R \cdot \xi_{x1}^R}{r_{\partial 1}^R \cdot R_{z1}^R} - \frac{(C_{x2}^{R1} + C_{x2}^{R2}) \cdot \xi_{x2}^R}{r_{\partial 2}^R \cdot R_{z2}^R} \right) \right)}, \quad (2)$$

В залежностях (1) та (2) використані наступні позначення:  $g$  - прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $\psi$  - курсовий кут відхилення автомобіля від прямолінійної траєкторії руху КТЗ, град;  $V_{cy}$  - швидкість руху транспортного засобу в бічному напрямку, м/с;  $\omega_a$  - кутова швидкість обертання транспортного засобу відносно миттєвого центра повороту автомобіля, рад/с;  $B$  - база транспортного засобу, м;  $L$  - довжина транспортного засобу, м;  $h_g$  - висота центра ваги транспортного засобу, м;  $b$  - відстань від центра ваги КТЗ до задньої вісі автомобіля, м;  $a$  - відстань від центра ваги КТЗ до передньої вісі автомобіля, м;  $r_{\partial 1}^L$  та  $r_{\partial 1}^R$  - відповідно динамічні радіуси лівого та правого переднього колеса, м;  $r_{\partial 2}^L$  та  $r_{\partial 2}^R$  - відповідно динамічні радіуси лівого та правого заднього колеса, м;  $R_{z1}^L$  та  $R_{z1}^R$  - відповідно динамічне навантаження на ліве та праве переднє колесо, Н;  $R_{z2}^L$  та  $R_{z2}^R$  - відповідно динамічне навантаження на ліве та праве заднє колесо, Н;  $(C_{x2}^{L1} + C_{x2}^{L2})$  та  $(C_{x2}^{R1} + C_{x2}^{R2})$  -



відповідно сумарна крутильна жорсткість лівих та правих здвоєних коліс, Н·м/рад;  $C_{x1}^L$  та  $C_{x1}^R$  - відповідно крутильна жорсткість лівого та правого колеса з одним ошинуванням, Н·м/рад;  $\xi_{x1}^L$  та  $\xi_{x1}^R$  - відповідно кути закручування переднього лівого та правого колеса, рад;  $\xi_{x2}^L$  та  $\xi_{x2}^R$  - відповідно кути закручування заднього лівого та правого колеса, рад;  $D_0, D_1, C_1, C_2, C_3$  та  $C_4$  - коефіцієнти, які визначаються відповідно за відомими виразами:

$$D_0 = 2 \cdot B \cdot C_2 + \frac{C_3 \cdot C_4}{g}; \quad D_1 = C_1 - \frac{C_3 \cdot C_4}{g}; \quad C_1 = B \cdot \cos \beta - 2 \cdot h_g \cdot \sin \beta;$$

$$C_2 = 1 - \frac{C_1}{2 \cdot B}; \quad C_3 = 2 \cdot h_g \cdot \cos \beta + B \cdot \sin \beta; \quad C_4 = V_x \cdot \omega_a - a \cdot \frac{d\omega_a}{dt}.$$

Для розрахунку динамічних характеристик ЕПГП у знакозмінному режимі, використано відомий метод з зосередженими параметрами, на основі якого складено типові диференціальні рівняння (3) та (4).

В рівняннях (3) та (4) параметр  $x_{Mi}$  характеризує режим роботи відповідних модуляторів ЕПГП. В залежності від фази регулювання (наповнення / витримка / спорожнення) сигнал може мати наступні значення відповідно: при наповненні  $x_{Mi} = 1$ ; при витримці  $x_{Mi} = 0$ ; при спорожненні  $x_{Mi} = -1$ .

– передній контур

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dP_{V1}}{dt} = \frac{(G_1 - G_2) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{V1}} \\ \frac{dP_{m1}}{dt} = \begin{cases} \frac{(G_2 - G_3) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m1}} & \text{при } x_{M1} = 1 \\ \frac{G_2 \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m1}} & \text{при } x_{M1} < 1 \end{cases} \\ \frac{dP_{M1}}{dt} = \frac{x_{M1} \cdot (G_3 - G_4 - G_5) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{M1}} \\ \frac{dP_{m11}}{dt} = \frac{x_{M1} \cdot (G_4 - G_6) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m11}} \\ \frac{dP_{m12}}{dt} = \frac{x_{M1} \cdot (G_5 - G_7) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m12}} \\ \frac{dP_{k11}}{dt} = \frac{x_{M1} \cdot G_6 \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{k11}} \\ \frac{dP_{k12}}{dt} = \frac{x_{M1} \cdot G_7 \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{k12}} \end{array} \right. \quad (3)$$

– задній контур

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \frac{dP_{V2}}{dt} = \frac{(G_8 - G_9) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{V2}} \\
 \frac{dP_{m2}}{dt} = \begin{cases} \frac{(G_9 - G_{10}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m2}} & \text{при } x_{M1} = 1 \\ \frac{G_9 \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m2}} & \text{при } x_{M1} < 1 \end{cases} \\
 \frac{dP_{M2}}{dt} = \frac{x_{M2} \cdot (G_{10} - G_{11} - G_{12}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{M2}} \\
 \frac{dP_{m21}}{dt} = \frac{x_{M2} \cdot (G_{11} - G_{13}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m21}} \\
 \frac{dP_{m22}}{dt} = \frac{x_{M2} \cdot (G_{12} - G_{14}) \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{m22}} \\
 \frac{dP_{k21}}{dt} = \frac{x_{M2} \cdot G_{13} \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{k21}} \\
 \frac{dP_{k22}}{dt} = \frac{x_{M2} \cdot G_{14} \cdot k \cdot R \cdot T}{V_{k22}}
 \end{array} \right. \quad (4)$$

В рівняннях (3) та (4) використані наступні позначення: показник адиабати  $k = 1,4$ ; газова постійна  $R = 287,14 \text{ м}^2/(\text{с}^2 \cdot \text{К})$ ; абсолютна температура робочого тіла перед дроселем  $T = 283 \text{ К}$ ;  $V_{k11}$ ,  $V_{k12}$ ,  $V_{k21}$ ,  $V_{k22}$  - відповідно об'єми гальмових камер переднього та заднього контурів,  $\text{м}^3$ ;  $P_{k11}$ ,  $P_{k12}$ ,  $P_{k21}$ ,  $P_{k22}$  - відповідно тиск в гальмових камерах переднього та заднього контурів, Па;  $r_{k11}$ ,  $r_{k12}$ ,  $r_{k21}$ ,  $r_{k22}$  - відповідно порожнини, які дроселюють перетікання робочого тіла в гальмових камерах переднього та заднього контурів;  $Y_{k11}$ ,  $Y_{k12}$ ,  $Y_{k21}$ ,  $Y_{k22}$  - відповідна ДЄ-ланка (гальмова камера) переднього та заднього контурів;  $G_6$ ,  $G_7$ ,  $G_{13}$ ,  $G_{14}$  - відповідні миттєві масові витрати повітря в гальмових камерах переднього та заднього контурів;  $V_{m1}$ ,  $V_{m11}$ ,  $V_{m12}$ ,  $V_{m2}$ ,  $V_{m21}$ ,  $V_{m22}$  - відповідно об'єми порожнин з'єднувальних трубопроводів переднього та заднього контурів,  $\text{м}^3$ ;  $P_{m1}$ ,  $P_{m11}$ ,  $P_{m12}$ ,  $P_{m2}$ ,  $P_{m21}$ ,  $P_{m22}$  - відповідно тиск в з'єднувальних трубопроводах переднього та заднього контурів, Па;  $r_{m1}$ ,  $r_{m11}$ ,  $r_{m12}$ ,  $r_{m2}$ ,  $r_{m21}$ ,  $r_{m22}$  - відповідно порожнини, які дроселюють перетікання робочого тіла в з'єднувальних трубопроводах переднього та заднього контурів;  $Y_{m1}$ ,  $Y_{m11}$ ,  $Y_{m12}$ ,  $Y_{m2}$ ,  $Y_{m21}$ ,  $Y_{m22}$  - відповідна ДЄ-ланка (з'єднувальний трубопровід) переднього та заднього контурів;  $G_2$ ,  $G_4$ ,  $G_5$ ,  $G_9$ ,  $G_{11}$ ,  $G_{12}$  - відповідні миттєві масові витрати повітря в з'єднувальних трубопроводах переднього та заднього контурів;  $V_{M1}$ ,  $V_{M2}$  - відповідно об'єми порожнин модуляторів переднього та заднього контурів,  $\text{м}^3$ ;  $P_{M1}$ ,  $P_{M2}$  - відповідно тиск в модуляторах переднього та

заднього контурів, Па;  $r_{M1}$ ,  $r_{M2}$  - відповідно порожнини, які дроселюють перетікання робочого тіла в модуляторах переднього та заднього контурів;  $Y_{M1}$ ,  $Y_{M2}$  - відповідна ДЄ-ланка (модулятор тиску) переднього та заднього контурів;  $G_3$ ,  $G_{10}$  - відповідні миттєві масові витрати повітря в модуляторах тиску переднього та заднього контурів;  $P_{V1}$ ,  $P_{V2}$  - відповідно тиск в ресиверах переднього та заднього контурів, Па;  $r_{V1}$ ,  $r_{V2}$  - відповідно порожнини, які дроселюють перетікання робочого тіла в ресиверах переднього та заднього контурів;  $Y_{V1}$ ,  $Y_{V2}$  - відповідний ресивер переднього та заднього контурів;  $G_1$ ,  $G_8$  - відповідні миттєві масові витрати повітря в ресиверах тиску переднього та заднього контурів.

Аналіз теоретичного процесу гальмування, який зображено на рис.1 показує, що під час наповнення гальмової камери робочим тілом за час менший ніж 0,1с, для забезпечення процесу кочення колеса з проковзуванням в межах від 10% до 30%, необхідно якомога швидше зменшити темп зростання тиску у відповідній гальмовій камері, інакше динамічні процеси в плямі контакту шини з поверхнею дорожнього покриття призведуть до блокування колеса, а у випадку використання електропневматичного гальмового привода з функціями регулювання гальмової сили в режимі АБС – до невикористаного збільшення кількості циклів спрацьовування модуляторів тиску і як слідство до збільшення витрат робочого тіла (повітря).

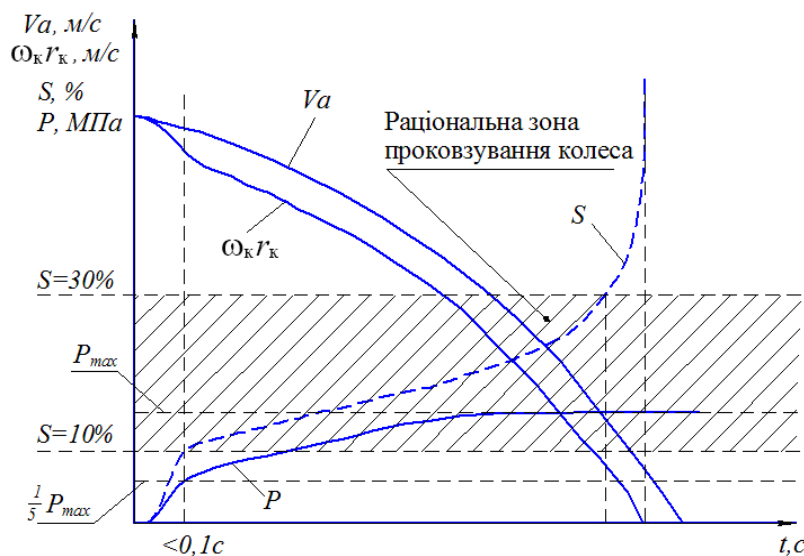


Рисунок 1 – Теоретична зміна тиску в гальмових камерах ЕПГП під час раціонального керування модуляторами тиску

На рис.1 позначено:  $V_a$  – лінійна швидкість руху колісного транспортного засобу, м/с;  $P$  - тиск в гальмовій камері, МПа;  $S$  - проковзування автомобільного колеса відносно поверхні дорожнього покриття, %;  $\omega_k$  - кутова швидкість автомобільного колеса, рад/с;  $r_k$  - кінематичний радіус колеса, м.

В наслідок теоретичного дослідження встановлено, що збільшення циклів розгальмовування колеса під час процесу гальмування призводить до збільшення гальмового шляху оскільки час розгальмованого стану колеса – збільшується не зважаючи на те, що ЕПГП дозволяє зменшити час наповнення гальмових камер.

У третьому розділі вибрано параметри системи керування осьовим модулятором тиску та обґрунтовано закон зміни тиску в виконуючих пристроях електропневматичного гальмового привода. Для реалізації закону зміни тиску в виконавчих пристроях електропневматичного гальмового привода запропоновано алгоритм роботи ЕПГС для колісного транспортного засобу, в тому числі з функцією АБС.

Для дослідження робочих процесів, які відбуваються в електропневматичному гальмовому приводі, були розроблені структурно-логічні схеми різних складових елементів ЕПГС, які реалізовано в програмі *MATLAB*, пакет *SIMULINK*. Прийнята в роботі модель контуру ЕППІ запропонована в роботі враховує падіння тиску в ресивері під час спрацювання електропневматичних модуляторів тиску, в тому числі і під час виконання функцій АБС (рис. 2 та рис. 3).

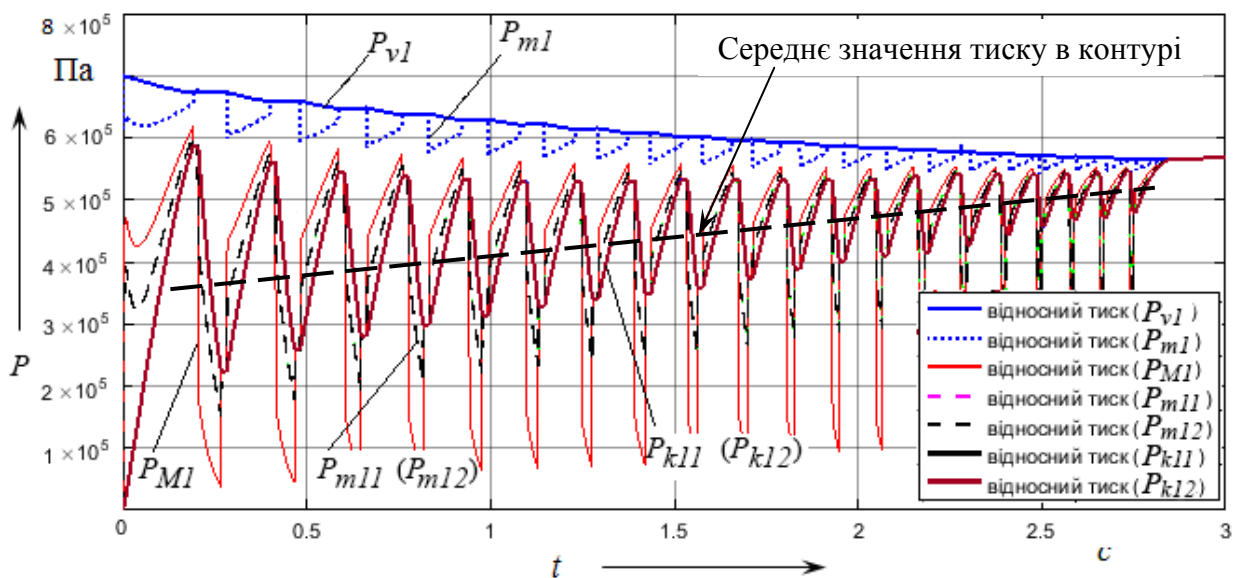


Рисунок 2 – Динамічні процеси зміни тиску в передньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 1 град., маса автобуса 9500 кг)

На основі результатів моделювання встановлено, що в передньому контурі ЕППІ середній робочий тиск підтримується на рівні 0,48 МПа, а в задньому – 0,39 МПа незважаючи на те, що навантаження на задні колеса транспортного засобу більше ніж на передні. Це пов'язано із особливостями кутових деформацій пневматичних шин автомобільних коліс відносно поверхні дорожнього покриття. Аналіз результатів моделювання робочих процесів, що протікають у передньому та задньому контурах електропневматичного привода КТЗ, показав, що в наслідок інтенсивного протікання динамічних процесів під час взаємодії шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття, середній тиск в гальмових камерах на початку процесу гальмування менший ніж наприкінці процесу (пунктирна лінія на рис. 2). Врахування кута нахилу поверхні дорожнього покриття в бік обочини до 6 градусів призводить до зниження середнього тиску в ДЄ-ланках привода на 0,5 МПа, але в цілому характер зміни тиску зберігається (рис. 3).

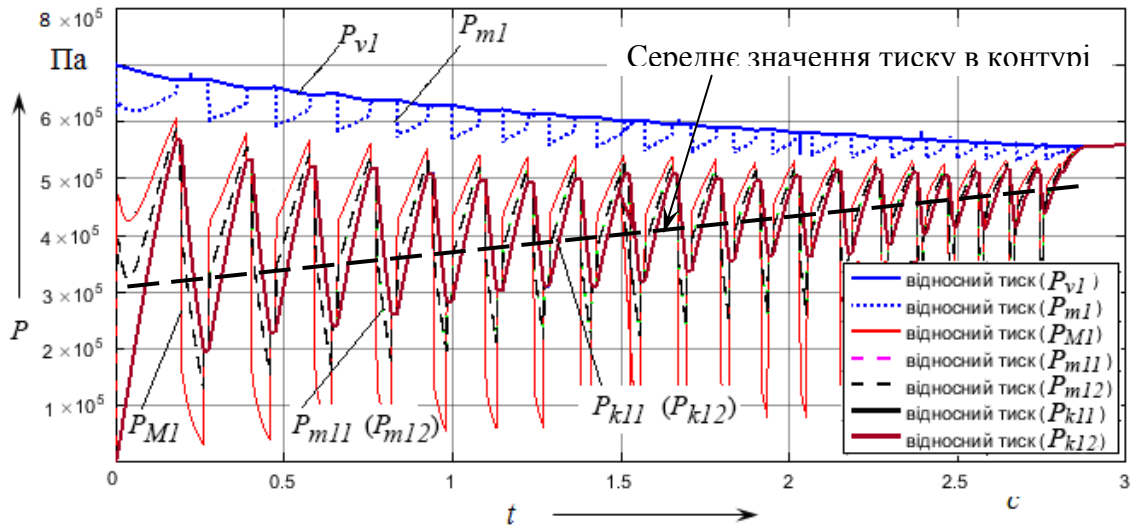


Рисунок 3 – Динамічні процеси зміни тиску в передньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 6 град., маса автобуса 9500 кг)

Розтягування процесів наповнення ДС-ланок привода гальмової системи в межах від 0,2 до 0,5 МПа, обмежене часом 0,6 с для пневматичного привода (рис. 4 та рис. 5) показало, що кількість циклів спрацьовування автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля зменшується на 20-30 % без значної зміни ефективності гальмування колісного транспортного засобу (ефективність гальмування погіршується не більше ніж на 1%, що відповідає збільшенню часу гальмування не більше ніж на 0,05 с.). Порівняння результатів моделювання зображених на рис. 3 та рис. 4 показує, що середнє значення тиску в ДС-ланках ЕППП практично не змінюється і залишається в діапазоні від 0,38 до 0,5 МПа.

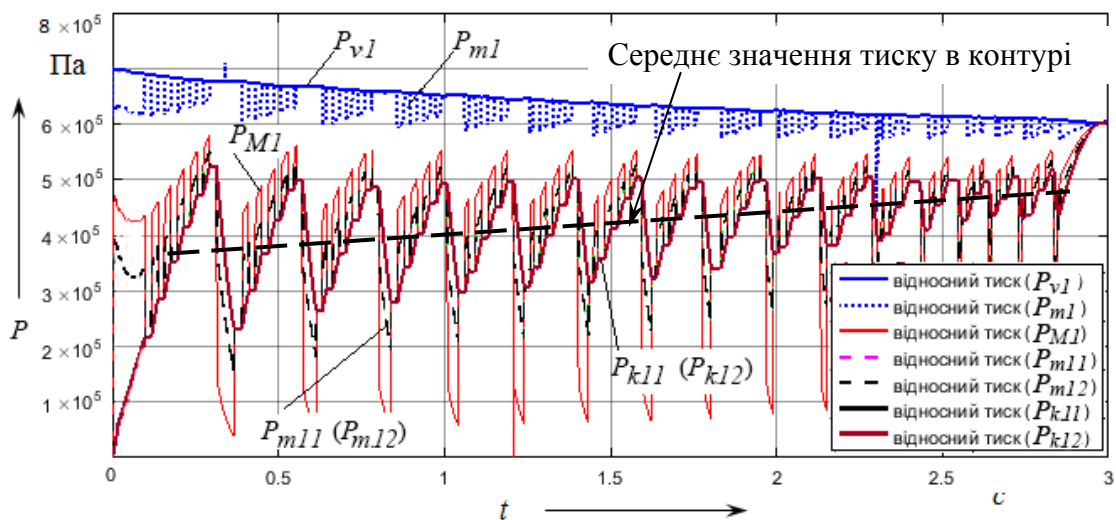


Рисунок 4 – Динамічні процеси зміни тиску в передньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС з використанням підходу розтягування процесу наповнення гальмових камер (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 6 град., маса автобуса 9500 кг)

З рис. 2 - рис. 5 очевидно, що кількість ступенів спрацьовування модулятора тиску за один цикл наповнення гальмової камери на початку процесу гальмування

та наприкінці відрізняється майже в 2 рази. Це пов'язано з підвищенням середнього значення тиску в приводі та зі зменшенням часу визначення критичного проковзування шин автомобільних коліс відносно опорної поверхні.

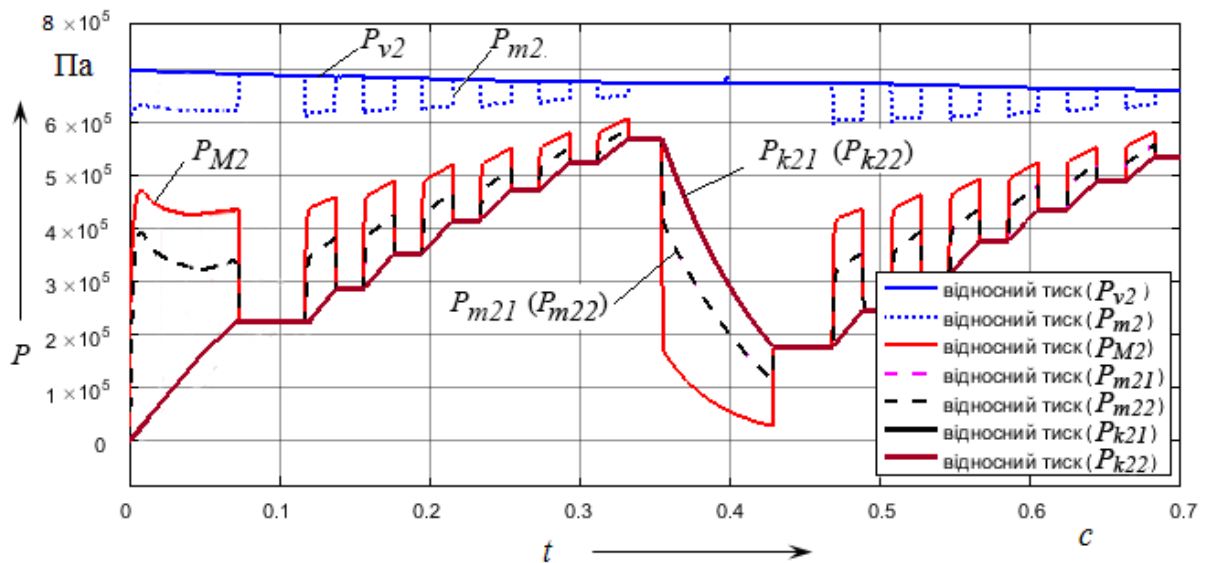


Рисунок 5 – Динамічні процеси зміни тиску в задньому контурі електропневматичного приводу в режимі АБС на інтервалі часу від 0 до 0,7 с з використанням підходу розтягування процесу наповнення гальмових камер (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 1 град., маса автобуса 9500кг)

Також аналіз динамічних процесів зміни тиску в задньому чи передньому контурі електропневматичного приводу при роботі його в режимі АБС з використанням підходу розтягування процесу наповнення гальмових камер показав, що в наслідок зменшення діапазону зміни тиску в виконуючому пристрої на 25 % зменшується на 5 % величина падіння тиску в ресивері, який живить контур приводу.

На основі результатів імітаційного моделювання можна зробити висновок, що раціональним характером зміни тиску в ДС-ланках приводу ЕПГС під час екстреного гальмування КТЗ є швидке зростання тиску на початку робочого процесу (до 0,3 МПа – за час не більше ніж 0,3 с) та плавне зростання тиску під час подальшого гальмування (приріст тиску на 0,1 МПа повинен відбуватися за час, рівний або не менший ніж 1 с).

Дослідження динаміки гальмування транспортного засобу в спорядженому стані показали, що зі зменшенням ваги транспортного засобу (рис. 6) у порівнянні з максимальним його завантаженням (рис. 7) загальна ефективність гальмування зростає до 20%. Слід зазначити, що при зростанні уповільнення значення середнього тиску в гальмовому приводі ТЗ зменшується (див. рис. 2 - рис. 4). Це пов'язано із фізичними процесами, які відбуваються у плямі контакту шини з поверхнею дорожнього покриття, які враховано математичним рівнянням (2) у другому розділі.

На рис. 6 – рис. 8 позначено:  $V_a$  – лінійна швидкість руху колісного транспортного засобу, м/с;  $j_a$  – уповільнення КТЗ, м/с<sup>2</sup>;  $V_{k1}^{left}$  та  $V_{k1}^{right}$  – відповідні швидкості обертання переднього лівого та переднього правого колеса, км/год.;  $V_{k2}^{left}$  та  $V_{k2}^{right}$  – відповідні швидкості обертання заднього лівого та заднього правого

колеса, км/год.;  $S_t$  – гальмовий шлях КТЗ, м;  $M_{T1}^{left}$  та  $M_{T1}^{right}$  – гальмові моменти, що створюється в відповідних гальмових механізмах лівих та правих передніх коліс КТЗ ( $M_{T1}^{left} = M_{T1}^{right}$  оскільки електропневматичний модулятор тиску розташований симетрично відносно лівої та правої гальмової камери), Н·м;  $M_{T2}^{left}$  та  $M_{T2}^{right}$  – гальмові моменти, що створюється в відповідних гальмових механізмах лівих та правих задніх коліс КТЗ ( $M_{T2}^{left} = M_{T2}^{right}$  оскільки електропневматичний модулятор тиску розташований симетрично відносно лівої та правої гальмової камери), Н·м.

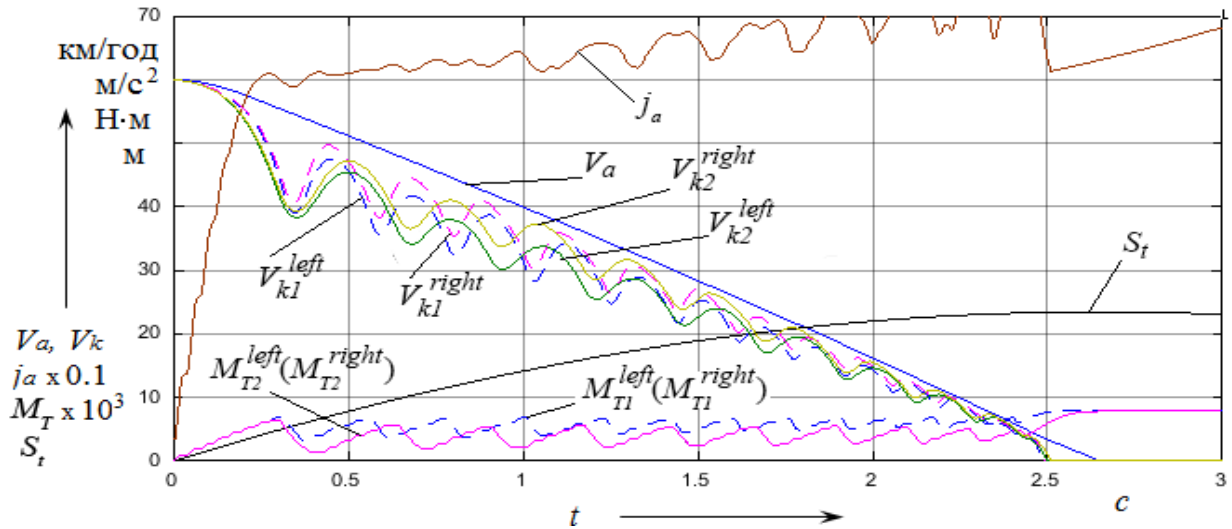


Рисунок 6 – Динаміка гальмування колісного транспортного засобу з ЕПГС (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 1 град., маса автобуса 7200 кг)

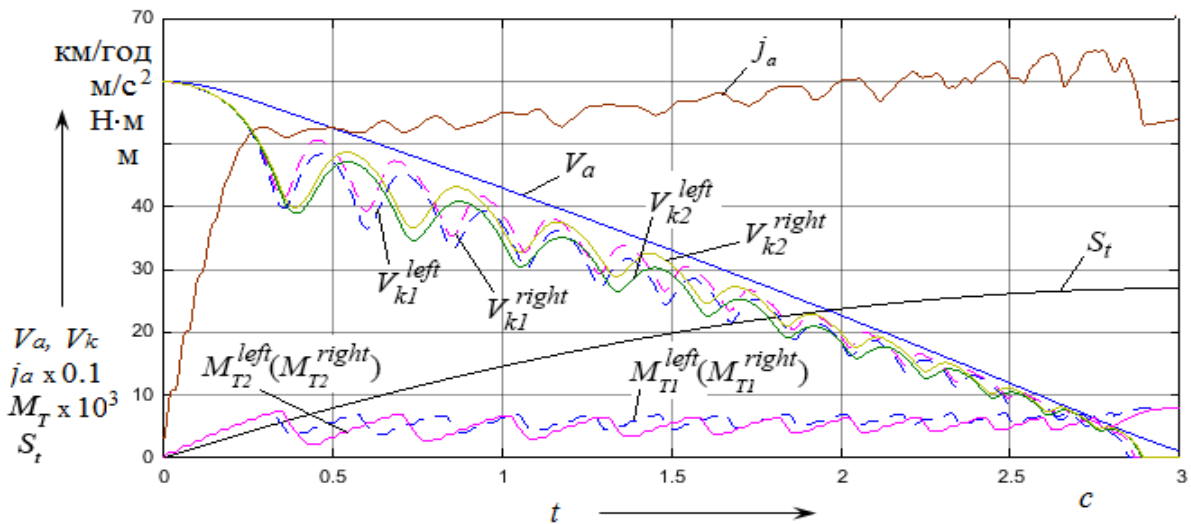


Рисунок 7 – Динаміка гальмування колісного транспортного засобу з ЕПГС (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 1 град., маса автобуса 9500 кг)

Аналіз динамічних процесів зображених на рис. 6 – рис. 8 показує, що зі збільшенням кута нахилу дороги в бік обочини до 6 градусів зменшується навантаження на лівих колесах КТЗ і як наслідок, це призводить до більш швидкого зростання проковзування шин лівого борту КТЗ відносно дорожнього покриття та втрати стійкості автомобіля.



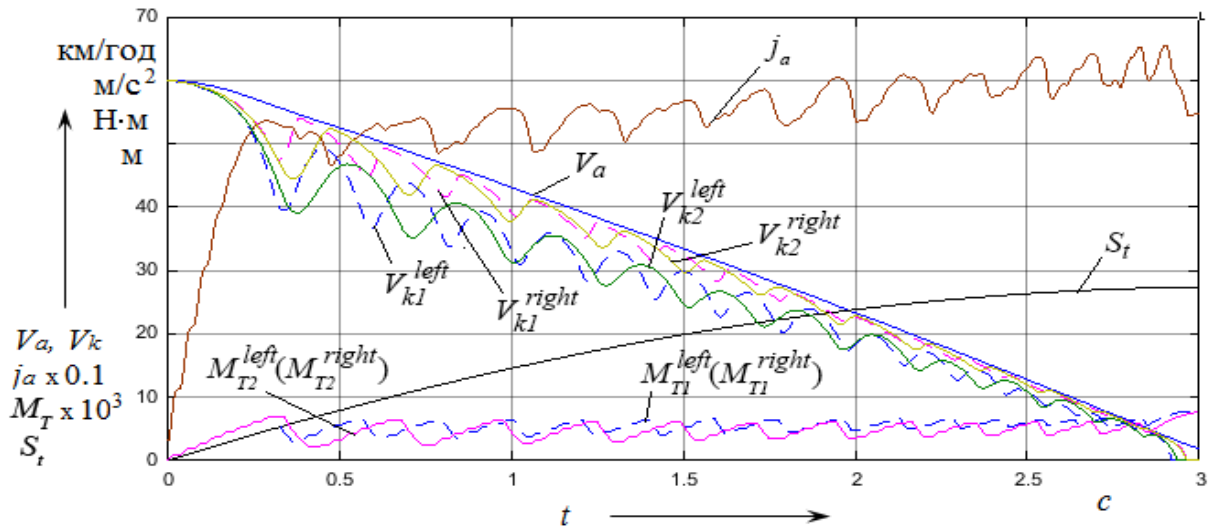


Рисунок 8 – Динаміка гальмування колісного транспортного засобу з ЕПГС (кут нахилу дорожнього покриття в бік обочини 6 град., маса автобуса 9500 кг)

Отримані результати дослідження не суперечать відомим дослідженням закордонних авторів, та підтверджують їх.

У **четвертому розділі** наведено методикку експериментальних досліджень, а також результати дослідження роботи автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля в стендових та дорожніх умовах, виконано порівняльний їх аналіз із теоретичними дослідженнями, наведеними у третьому розділі роботи.

Експериментальні дослідження, зображені на рис. 9 та рис. 10, підтвердили результати імітаційного моделювання (рис. 2 – рис. 5) та теоретичні судження, зображені на рис. 1. Експериментальні дорожні дослідження процесу гальмування КТЗ з увімкненою системою регулювання гальмового моменту з розтягуванням процесу наповнення гальмової камери підтвердили теоретичні дослідження наведені у третьому розділі на рис. 6 та рис. 7. Для зручності аналізу результати експериментальних дорожніх досліджень зведені до табл. 1.

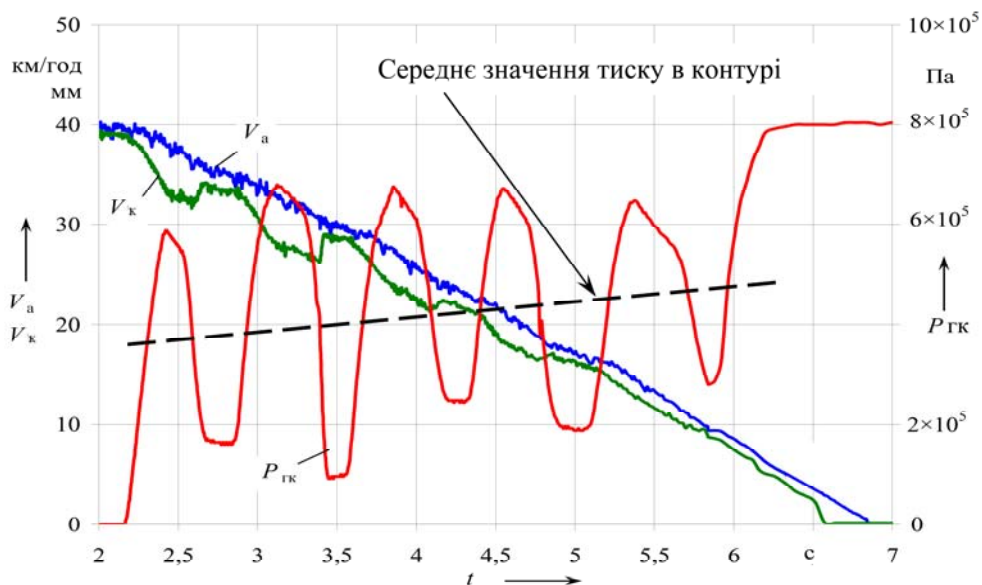


Рисунок 9 – Експериментальні дослідження роботи ЕПГП в режимі АБС з використанням темпу наповнення в інтервалі часу від ( $t_H=0,2-0,4$  с)



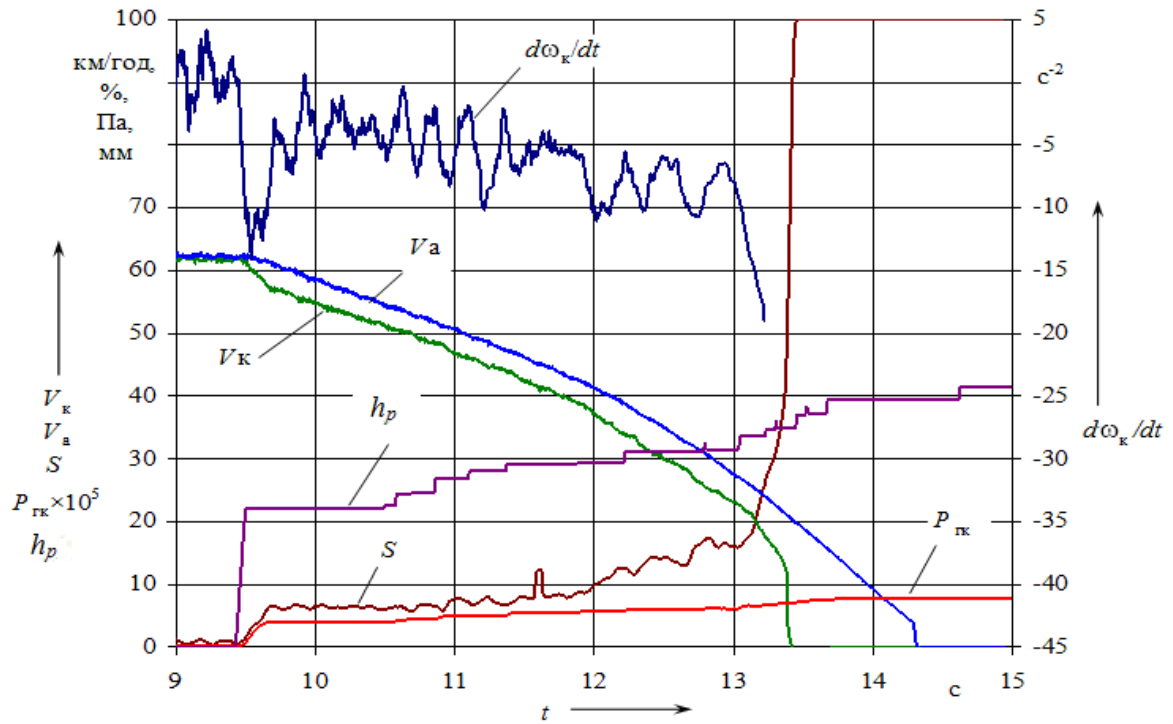


Рисунок 10 – Експериментальні дослідження роботи ЕППІ в ідеалізованому режимі (швидке наповнення гальмової камери на початку процесу гальмування та плавне зростання тиску в гальмовій камері під час подальшого гальмування)

На рис.9 та рис. 10 позначено:  $V_a$  – лінійна швидкість руху маси інерційного стенду, км/год;  $V_k$  – лінійна швидкість руху колеса, км/год;  $M_T$  – гальмовий момент, Н·м;  $h_p$  – переміщення гальмової педалі, мм;  $h_3$  – переміщення штоку модулятора тиску, мм;  $P_p$  – тиск у ресивері, МПа;  $P_{TK}$  – тиск в гальмовій камері, МПа;  $R_z$  – навантаження на автомобільне колесо, Н;  $V$  – початкова швидкість гальмування, км/год;  $t$  – час гальмування, с;  $S$  – проковзування автомобільного колеса відносно опорної поверхні, %.

Таблиця 1 – Результати дорожніх експериментальних досліджень гальмування КТЗ з увімкненою системою регулювання гальмового зусилля

№	Найменування виду гальмування	Початкова швидкість гальмування, км/год.	Середнє значення уповільнення	Середнє Реалізоване зчеплення	Реалізована сила зчеплення $R_x$ , Н	Час процесу гальмування, с
Завантажений ТЗ ( $h/L = 0.25$ )						
1	Гальмування обома мостами	63	4,85	0,49	46075	3,32
Порожній ТЗ ( $h/L = 0.175$ )						
2	Гальмування обома мостами	62	7,51	0,84	60680	2,41

Під час експериментальних дорожніх досліджень було встановлено (табл. 1), що зниження ваги транспортного засобу призводить до зростання величини реалізованого зчеплення та, як наслідок, збільшує уповільнення колісного транспортного засобу.

Експериментальні дослідження також підтвердили, що розтягування процесу наповнення гальмової камери під час роботи ЕППП дозволяє спростити алгоритм роботи ЕПГС та структуру автоматизованої системи шляхом використання методів обробки інформації без застосування принципів нечіткої логіки або складних алгоритмів обробки вхідної інформації з різноманітних датчиків так званого інформаційного поля КТЗ.

Коливальні процеси, які виникають в наслідок перерозподілу вертикальних навантажень на осях КТЗ, не впливають на ефективність гальмування транспортного засобу, як у спорядженому так і в завантаженому його стані.

Проведені експериментальні дослідження також підтвердили теоретичну модель визначення уповільнення КТЗ за відомим рівнянням (1) з урахуванням запропонованої залежності (2), яка базується на координатах розташування центру ваги КТЗ та фізичних властивостях взаємодії пневматичних шин з поверхнею дорожнього покриття.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача з вибору раціонального закону зміни тиску в осьовому пропорційному електропневматичному модуляторі тиску та покращено показники ефективності гальмування колісного транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом шляхом вдосконалення принципу керування осьовими модуляторами тиску при осьовій схемі розміщення електропневматичних апаратів регулювання тиску.

Основні результати, що отримані в процесі теоретичних і експериментальних досліджень, полягають у наступному:

1. Теоретично встановлено та експериментально підтверджено, що у випадку осьового розміщення електропневматичних апаратів необхідно в алгоритмі керування ними враховувати зміщення в часі реалізацію фаз наповнення та спорожнення модуляторів ЕППП оскільки нехтування цим призводить до зниження ефективності гальмування до 30% внаслідок одночасного розгальмовування автомобільних коліс.

Отримані результати є основою для розробки системи керування електропневматичним гальмовим приводом колісного транспортного засобу.

2. Під час вибору раціонального закону зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі при керуванні модуляторами тиску необхідно враховувати особливості реалізації гальмових сил між шиною та поверхнею дорожнього покриття. Дослідження показали, що розтягування процесів наповнення гальмової камери в ЕППП знижує на 20–30% кількість циклів спрацьовування автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля без втрати ефективності гальмування колісного транспортного засобу. Така реалізація закону зміни тиску в апаратах ЕППП дозволяє на 20% знизити навантаження на гальмові механізми колісного транспортного засобу.

Отримані результати є теоретичною основою для вибору раціонального закону зміни тиску в модуляторах електропневматичного гальмового привода колісного транспортного засобу.

3. Експериментальні дослідження розробленого електропневматичного гальмового привода дозволили встановити, що під час екстреного гальмування колісного транспортного засобу та реалізації функцій антиблокувальної системи доцільно при керуванні модуляторами тиску на початку фази наповнення швидко – протягом не більше ніж 0,1 с підвищувати тиск в приводі, а в подальшому – плавно підвищувати тиск з інтенсивністю не більше 0,1 МПа за 0,1 с.

4. В режимі службового гальмування колісного транспортного засобу раціональним характером зміни тиску в ДЄ-ланках привода ЕПГС є швидке зростання тиску на початку робочого процесу (до 0,3 МПа – за час не більше ніж 0,1 с) та плавне зростання тиску під час подальшого гальмування (приріст тиску на 0,1 МПа повинен відбуватися за час рівний або не менший ніж 0,05 с), при цьому повинна зберігатися слідкуюча дія привода на основі якої визначається гранична межа тиску в приводі, яка пропорційна натисканню педалі гальма.

5. Результати експериментального дослідження електропневматичного гальмового привода в якому реалізовано два темпи наповнення гальмової камери (швидкий темп на початку процесу та повільний темп при подальшому загальмовуванні колеса) підтверджує адекватність прийнятої математичної моделі для дослідження показників ефективності гальмування колісного транспортного засобу з осьовими модуляторами тиску.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Леонтьев Д.Н. Анализ и выбор принципов управления электропневматическими модуляторами рабочей тормозной системы автомобилей / Д.Н. Леонтьев, Е.А. Серикова, А.В. Быкадоров, Е.Ю. Дон // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ«ХПІ», 2012: Вип. №60 2012. – С. 67 – 72.

2. Leontiev D. Specifics of automobile dual wheels interaction with the supporting surface / D. Leontiev, E. Don // – Автомобільний транспорт: науковий журнал. – Х.: ХНАДУ, 2016. – Вип. 39. – С. 74 - 79.

3. Рижих Л.О. Контроль вихідних параметрів пневматичного гальмівного керування в експлуатації / Л.О. Рижих, С.Й. Ломака, Є.Ю. Дон // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету – Х.: ХНАДУ, 2016. – Вип. 75. – С. 145–150.

4. Дон Є.Ю. Теоретичні дослідження впливу зміни тиску в електропневматичному гальмівному приводі на динаміку руху коліс КТЗ / Є.Ю. Дон // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ«ХПІ», 2017. – Вип. 39 2017. – С. 14 - 18.

5. Леонтьев Д. М. Обґрунтування раціонального закону зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі під час екстреного гальмування / Д. М. Леонтьев, Є. Ю. Дон // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Х.: ХНАДУ, 2019. – Вип. 84. – С. 21–30.

6. 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) [https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5\\_6](https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5_6) (Scopus, Quartiles - Q3)

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

7. Ryjikh L. Analysis and selection of principles of electropneumatic modulator control of vehicle braking system / L. Ryjikh, D. Leontiev, E. Don // Innovative Processes and Technologies. Ways of Their Implementation in Automobile, Road-Building, Transport, Nature Protection and Educational Fields: Collection of scientific works (in foreign languages) / – Харківський національний автомобільно-дорожній університет: збірник матеріалів конференції. – Харків: ХНАДУ, 2013. – С. 282 – 286

8. Рижих Л.О. Про вибір принципу керування пропорційними модулятором електронно-пневматичної гальмової системи автотранспортного засобу / Л.О. Рижих, Д.М. Леонтьєв, Є.Ю. Дон // Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації та експертизи автомобіля: Збірник тез / Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – Харків: ХНАДУ, 2014. – С. 53 – 54.

9. Рижих Л.О. Аналіз динаміки гальмування автотранспортних засобів з електронно-пневматичною гальмівною системою / Л.О. Рижих, Є.Ю. Дон // Новітні технології в автомобілебудівництві та транспорті: Наукові праці міжнародної науково-практичної конференції / Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – Харків: ХНАДУ, 2015. – С. 49 – 50.

10. Красюк А.Н. Статическая характеристика электронно-пневматической тормозной системы / А. Н. Красюк, Д. Н. Леонтьев, Е. Ю. Дон // Организация дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов и транспорт: Сборник научных трудов конференции / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет. – Минск: БНТУ, 2017. – С. 254 – 262.

11. Simulation of working process of the electronic brake system of the heavy vehicle / D. Leontiev, V. Klimenko, M. Mykhalevych, Y. Don, A. Frolov // Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2019: тези доповідей Чотирнадцятої міжнародної науково-практичної конференції (Чернігів, 24 - 26 червня 2019 р.) / МОН України, Національна академія наук України, Академія технологічних наук України, Інженерна академія України та ін. - Чернігів : ЧНТУ, 2019. – С. 76 - 79.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

12. А.с. 24904 Україна, Департамент авторського права в Україні. Комп'ютерна програма “Програма обробки показників вихідних параметрів гальмування транспортних засобів” / Є.Ю. Дон, Д.Н. Леонтьєв, О.О. Журавський (Україна). – Опубл. 07.07.16.

## АНОТАЦІЯ

**Дон Є.Ю.** Удосконалення динамічних властивостей електропневматичного гальмового керування колісного транспортного засобу. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 «Автомобілі та трактори» (274 – Автомобільний транспорт). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет МОН України, Харків, 2020.

Дисертація присвячена вдосконаленню принципу керування осьовими пропорційними модуляторами тиску електропневматичного гальмового привода (ЕПП), вибору раціонального закону зміни тиску в осьовому електропневматичному апараті та раціональному перекриттю фаз наповнення/витримки/спорожнення в осьових модуляторах тиску які розташовано на різних мостах колісного транспортного засобу (КТЗ), покращенню експлуатаційних показників електропневматичної гальмової системи КТЗ, вибору алгоритму роботи ЕПП з функцією анти блокувальної системи (АБС), розробці рекомендацій щодо реалізації принципу керування осьовими пропорційними модуляторами тиску електропневматичної гальмової системи. У роботі досліджено робочі процеси гальмування КТЗ з електропневматичним приводом гальм.

**Ключові слова:** гальмова система, гальмовий привід, електропневматична гальмова система, пропорційний модулятор тиску, процес гальмування колісного транспортного засобу, автоматизована система регулювання гальмового зусилля, гальмові сили, динаміка гальмування, принцип керування.

## АННОТАЦІЯ

**Дон Е. Ю.** Совершенствование динамических свойств электропневматического тормозного управления колесного транспортного средства. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 «Автомобили и тракторы». (274 – Автомобильный транспорт). - Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет МОН Украины, Харьков, 2020.

Диссертация посвящена совершенствованию принципа управления осевыми пропорциональными модуляторами давления электропневматического тормозного привода (ЭПП), выбору рационального закона изменения давления в осевом электропневматическом аппарате и рациональному перекрытию фаз наполнения / выдержки / опорожнения в осевых модуляторах давления расположенных на разных мостах колесного транспортного средства (КТС). Улучшению эксплуатационных показателей электропневматической тормозной системы КТС, выбору алгоритма работы ЭПП с функцией антиблокировочной системы (АБС), разработке рекомендаций по реализации принципа управления осевыми пропорциональными модуляторами давления электропневматической тормозной системы.

В работе исследованы рабочие процессы торможения КТС с электропневматическим приводом тормозов. Главное отличие предложенного принципа управления модуляторами давления электропневматического тормозного привода от существующих – растягивание процессов наполнения рабочим телом ДЕ-звеньев привода тормозной системы в пределах изменения давления от 0,2 до 0,5 МПа за время не более 0,6 с.

Экспериментальные стендовые и дорожные исследования торможения колесного транспортного средства при реализации усовершенствованного принципа управления осевыми электропневматическими модуляторами давления показали, что в результате экстренного торможения целесообразно в начале процесса торможения быстро повышать давление в тормозном приводе до  $0,2 \cdot P_{\max}$  за время не более 0,1 с, а затем в течение времени 1–1,5 с целесообразно растянуть процесс наполнения тормозной камеры от  $0,2 \cdot P_{\max}$  до величины  $P_{\max}$ .

**Ключевые слова:** тормозная система, тормозной привод, электропневматическая тормозная система, пропорциональный модулятор давления, процесс торможения колесного транспортного средства, автоматизированная система регулирования тормозного усилия, тормозные силы, динамика торможения, принцип управления.

### ABSTRACT

**Don E.** Improvement of the dynamic properties of electropneumatic braking system of wheeled vehicle. – Qualifying scientific work as a manuscript.

Dissertation for Ph.D. degree in on specialty 05.22.02 «Automobiles and Tractors» (274 «Automobile transport»). – Kharkiv National Automobile and Highway University of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2020.

The dissertation is devoted to the improvement of the principle of controlling axial proportional pressure modulators of the electro-pneumatic brake drive (EPBD), the choice of rational law for pressure variation in axial electro-pneumatic apparatus, and the rational overlapping of filling / endurance / drainage phases in axial pressure modulators located on different axles of the vehicle (wheeled vehicle) improvement of performance of electro-pneumatic brake system of wheeled vehicle, the choice of EPBD operation algorithm with the function of the anti-block system (ABS), development of recommendations for the implementation of the principle of controlling the axial proportional pressure modulators of the electro-pneumatic braking system.

The relevance of the dissertation is determined by the necessity of solving the scientific and practical task associated with improvement in efficiency of the electro-pneumatic brake drive of the braking system of the wheeled vehicle by improving the principle of controlling the axial proportional pressure modulators of EPBD considering the peculiarities of movement dynamics of the vehicle's wheels.

This work has practical value since the obtained results allow the improvement of braking quality of wheeled vehicle in different conditions of its operation and increase the comfort of passenger transportation.

**Keywords:** brake system, brake drive, electro-pneumatic brake system, proportional pressure modulator, wheel braking process, automated brake control system, braking forces, braking dynamics, regulation control.