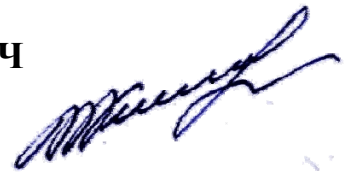


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

КЛИМЕНКО ВАЛЕРІЙ ІВАНОВИЧ



УДК 629. 3.017+681.523.5

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ
ПНЕВМАТИЧНИХ АПАРАТІВ ГАЛЬМІВНОГО КЕРУВАННЯ, ПІДВІСКИ ТА
ЗЧЕПЛЕННЯ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2018

Дисертацією є рукопис.

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

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Туренко Анатолій Миколайович,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ректор університету.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Лебедєв Анатолій Тихонович,
Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенко,
завідувач кафедри тракторів і автомобілів;

доктор технічних наук, професор
Гудзь Густав Стефанович,
Національний університет «Львівська політехніка»,
професор кафедри експлуатації та ремонту
автомобільної техніки;

доктор технічних наук, професор
Кальченко Борис Іванович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
професор кафедри автомобіле- тракторобудування.

Захист відбудеться «30» жовтня 2018 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

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

Автореферат розісланий «28» вересня 2018 ~

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

О. П. Смирнов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТИ

Обґрунтування вибору теми дослідження. Розвинена автомобільна промисловість є одним з найважливіших структур, яка впливає на національну безпеку держави. Для забезпечення високих показників, пов'язаних з активною безпекою на транспорті, необхідно постійно підвищувати експлуатаційні властивості автотранспортних засобів і покращувати елементи їх конструкції.

Зростання обсягів виробництва автомобілів у світі і збільшення їх кількості на дорогах різних країн змушує держави на рівні законодавчих актів і стандартів підвищувати вимоги до гальмового керування, систем керування агрегатами трансмісії та підвіски, а також до екологічних вимог, таких, що стосуються нормування зовнішнього шуму автотранспортних засобів.

Традиційні методи, що використовуються для розрахунків динаміки і статички пневматичних приводів і пневматичних апаратів, не дозволяють на етапі проектування здійснювати прогнозування перехідних процесів і вихідних характеристик без проведення додаткових експериментальних досліджень. Розробка нових методів оцінки динаміки й статички, а також вдосконалення відомих розрахункових методів сприяють підвищенню якості проектування автомобільних пневматичних приводів і пневматичних апаратів.

Крім того, МОН України визначає роботи, присвячені підвищенню безпеки на транспорті як найбільш актуальні напрями досліджень.

За участь в роботі «Розробка теоретичних і практичних основ створення і промислове освоєння нового покоління конкурентоздатних, високоефективних і надійних апаратів пневматичних систем дорожніх транспортних засобів» авторіві присуджена Державна премія України в галузі науки і техніки (Указ Президента України №1256/98 від 17 листопада 1998 р.).

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і 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», комплексних тем «Теоретичні та експериментальні дослідження електропневматичного гальмового привода автотранспортних засобів» (ГР № 0198U005036), «Теоретичні та експериментальні дослідження електропневматичного гальмового привода автотранспортних засобів, об'єднаного з антиблокувальною гальмовою системою (ГР № 0101U005210), «Рішення пов'язаних завдань газової та електродинаміки в електропневматичних апаратах машинобудування» (ГР № 0103U001442), «Розробка програмного

комплексу для розрахунку нестационарних в'язких течій газу на паралельних системах» (ГР № 0105U002170), «Теоретичні основи проектування інтелектуальної підвіски автобусів і вантажних транспортних засобів» (ГР № 0109U001350), «Розробка та впровадження інтелектуальної системи керування гальмами транспортного засоби» (ГР № 0112U001239). Роль автора у виконанні цих науково-дослідницьких роботах полягає у формуванні методологічних підходів, які дозволяють реалізувати наукові завдання за вказаним напрямком, а також розробці і реалізації методів удосконалення пневматичних приводів і апаратів автотransпортних засобів, оснований на експериментальному їх дослідженні.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є формування теоретичних основ створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмового керування, підвіски та зчеплення автотransпортного засобу за рахунок комбінування методу з розподільними параметрами та методу з зосередженими параметрами, що підвищує швидкодію пневматичних апаратів та дозволяє обрати раціональні процеси керування ними.

У зв'язку з тим, що перехідні процеси, що протікають в елементах транспортного засобу з автоматизованими пристроями, є складними об'єктами, в яких наявні різні фізичні явища, основними завданнями, які необхідно вирішити, є:

- розробка і вдосконалення методів математичного моделювання перехідних процесів у пневматичних приводах і апаратах автотransпортних засобів з урахуванням специфіки їх роботи;

- розробка програмного комплексу для математичного моделювання тривимірних нестационарних течій повітря у пневматичних апаратах гальмового привода автотransпортних засобів і синтезу перехідних характеристик привода в цілому;

- розробка математичної моделі електропневматичного гальмового привода, яка адаптована для дослідження роботи контура привода у релейному режимі;

- оцінювання впливу динаміки електромагнітного клапана на час реакції мембрани і визначення факторів, які впливають на швидкодію мембранного модулятора;

- виконання фізичного та математичного моделювання регульованої пневматичної підвіски;

- розробити критерії керування пневматичною підвіскою при русі автотransпортного засобу та запропонувати методику вибору прохідних перетинів регулятора рівня підлоги;

- сформулювати комплексні вимоги до приводів керування зчепленням та на їх основі обґрунтувати вибір принципової схеми привода зчеплення;

- розробка математичної моделі роботи зчеплення та привода з пневмогідравлічним підсилювачем, а також методику визначення раціонального часу ввімкнення зчеплення;

- розробка математичної моделі пневматичного гальмового привода з регулятором гальмових сил, який суміщено з повітророзподільним краном та виконати дослідження процесу автоматичного гальмування причіпної ланки;

- розробка критеріїв суміщення та методики проектування регулятора гальмових сил, суміщеного з повітророзподільним краном.

Об’єкт дослідження. Процес течії стисненого повітря в порожнинах пневматичних апаратів та пневматичних приводах керування гальмами, підвіскою та зчепленням автотранспортних засобів, робочі процеси в гальмовому керуванні автотранспортних засобів, робочі процеси під час керування трансмісією, робочі процеси під час керування пневматичною підвіскою.

Предмет дослідження. Удосконалення способів регулювання вихідних параметрів пневматичних апаратів та пневматичних приводів керування гальмами, зчепленням і пневматичною підвіскою на основі методології системного підходу при проектуванні і теоретичному аналізі їх властивостей.

Методи дослідження. В процесі аналізу робіт за обраним напрямом досліджень використовувався історичний метод. При створенні теоретичних основ і вдосконаленні пневматичних апаратів гальмового керування, зчеплення і підвіски використовувалися методи системного аналізу. Для дослідження динаміки процесу керування гальмами, зчепленням і пневматичною підвіскою використовувалися методи математичного та комп’ютерного моделювання, методи розв’язання звичайних диференціальних рівнянь і рівнянь в частинних похідних, при обробці результатів експериментальних досліджень – метод кореляційного аналізу.

Наукова новизна отриманих результатів. Основними науковими результатами, які виносяться на захист, є:

- уперше запропоновано метод розрахунку динаміки пневматичного гальмового привода, який відрізняється від відомих комбінуванням метода з розподільними параметрами, для визначення коефіцієнтів витрати пневматичних апаратів та метода із зосередженими параметрами для дослідження динаміки різноманітних ланок пневматичного гальмового привода;

- уперше узагальнені функції, що дозволяють, на відміну від відомих, розраховувати динаміку пневматичного та електропневматичного гальмових приводів в монотонному та циклічному режимах та надані рекомендації щодо їх використання для отримання найкращої точності та швидкості розрахунків;

- отримані нові функціональні зв’язки структурних елементів електропневматичного модулятора тиску, які, на відміну, від відомих підвищують точність імітаційного моделювання електропневматичного гальмового привода автотранспортного засобу;

- отримала подальший розвиток теорія створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмового керування, керування пневматичною підвіскою та приводом зчеплення, яка на відміну від відомих дозволяє врахувати особливості конструкції апаратів і робочих процесів, що відбуваються в них;

- уперше запропоновано раціональні співвідношення перетинів впускного та випускного отворів регулятора рівня підлоги пневматичної підвіски з

механічним керуванням, які, на відміну від відомих, дозволяють удосконалити характер пневматичного підресорювання транспортного засобу;

– удосконалено модель пневматичного гальмового привода причіпної ланки, яка, на відміну від відомих, враховує поєднує функції регулятора гальмових сил та повітророзподільного крана та поєднання особливостей процесу автоматичного гальмування у випадку розриву живлячої магістралі причепа або напівпричепа.

Практичне значення отриманих результатів. Робота має теоретичне і практичне значення, оскільки результати теоретичних досліджень доповнюють теорію робочих процесів гальмового керування, керування пневматичною підвіскою та зчепленням. Запропоновані в дисертації залежності можуть бути використані при формуванні характеристик гальмового керування, оцінюванні параметрів керування пневматичною підвіскою та зчепленням. Основні наукові положення розробки і рекомендації використані:

– у навчальному процесі підготовки бакалаврів і магістрів за спеціальностями 133 «Галузеве машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт»;

– у модифікаціях регуляторів гальмових сил, об'єднаних з повітророзподільним краном;

– у конструкції двомагістрального захисного клапана;

– у конструкціях пневмогідравлічного привода керування зчепленням автомобілів МАЗ, КамАЗ та ін.;

– у конструкціях пневмогідравлічних підсилювачів привода зчеплення;

– в конструкціях регуляторів рівня підлоги пневматичної підвіски.

Вовчанським агрегатним заводом (м. Вовчанськ, Харківська обл.) упроваджені в серійне виробництво: 12 модифікацій ПГУ, 3 модифікації РУП. З моменту встановлення у виробництво ПГУ різних модифікацій Вовчанський агрегатний завод виготовив понад 600 000 шт., а РУП – 120 000 шт.

Особистий внесок здобувача. Всі отримані результати, які виносяться на захист, отримані автором самостійно. У спільних роботах здобувач:

– розробив критерій суміщення регулятора гальмових сил і повітророзподільного крана [1, 10, 59];

– виконав оцінку ефективності гальмового керування причепа [1, 19, 48, 49, 60];

– виконав аналіз існуючих приводів керування зчепленням [1, 6, 13, 18, 38, 55];

– запропонував і експериментально підтвердив методику визначення параметрів пневмогідравлічного підсилювача привода зчеплення [9, 15, 39–45, 53];

– розробив метод розрахунку перехідних процесів в пневматичних апаратах [14, 17, 20, 23, 26, 31–33, 50];

– виконав оцінку математичної моделі, в якій розв'язано спільно рівняння електро- та газової динаміки [5, 16, 24, 30, 34, 61];

– розробив математичну модель пневматичної підвіски та методику визначення площі прохідних перетинів регулятора рівня підлоги [2, 7, 8, 25, 29, 36, 37, 54, 56–58];

– провів лабораторні та дорожні випробування щодо оцінки динаміки електропневматичного гальмового приводу [3–5, 21, 27, 28, 35, 46, 47, 51].

Апробація результатів дисертації. Дисертаційна робота обговорена на науковому семінарі кафедри автомобілів імені 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 міжнародних конференціях, як-от: Науково-технічна конференція «Надійність машин, механізмів, устаткування» (с. Славське, Карпати, Україна, 15–17 лютого 2000 р., форма участі – заочна); 30-а міжнародна науково-технічна конференція «Безпека конструкції автотранспортних засобів» (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 31.05–01.06.2000 р., форма участі – очна); Науково-технічна конференція (з міжнародною участю) «Автомобільний транспорт: прогрес, технології, кадри» (м. Севастополь, Крим, Україна, 4–8 вересня 2000 р., форма участі – заочна); Науково-технічна конференція «Теорія і практика розробки колісних і гусеничних машин спеціального призначення» (м. Алушта, Крим, Україна, 11–15 вересня 2000 р., форма участі – очна); 38-а міжнародна науково-технічна конференція «Безпека автотранспортних засобів» (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 18–20 червня 2002 р., форма участі – очна); XIII науково-технічна конференція з міжнародною участю «Транспорт, екологія – стійкий розвиток», (м. Варна, Республіка Болгарія, 10–12 травня 2007 р., форма участі – заочна); 62-а міжнародна науково-технічна конференція «Активна безпека автотранспортних засобів», (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 4–5 червня 2008 р., форма участі – очна); Міжнародний науковий симпозіум «Автотракторобудування – 2009», (МГТУ «МАМИ» м. Москва, Російська Федерація, 25–26 березня 2009 р., форма участі – очна); Міжнародна конференція «Прогрес транспортних засобів і систем – 2009» (м. Волгоград, Російська Федерація, 13–15 вересня 2009 р., форма участі – заочна); 70-а міжнародна науково-технічна конференція «Конструктивна безпека транспортних засобів» (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 1–2 червня 2010 р., форма участі – очна); XIII міжнародна науково-технічна конференція «Автомобільний транспорт: проблеми і перспективи» (м. Севастополь, Крим, Україна 13 – 18 вересня 2010 р., форма участі – заочна); Міжнародна науково-технічна конференція Білоруського національного технічного університету «Гідропневмосистеми мобільних і технологічних машин» (БНТУ, м. Мінськ, Республіка Білорусь, 17–19 листопада 2010 р., форма участі – заочна); 78-а міжнародна науково-технічна конференція «Конструктивна безпеку автотранспортних засобів», (с. Автополігон, Московська обл., Російська Федерація, 6–7 червня 2012 р., форма участі – очна);

1-а міжнародна науково-практична конференція «Актуальні питання розвитку транспортної системи», (м. Махачкала, Республіка Дагестан, 14–15 травня 2015 р. форма участі – заочна); Міжнародна науково-практична та науково-методична конференція «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 20–21 жовтня 2016, форма участі – очна); Міжнародна науково-практична конференція «Автомобільний транспорт та автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 19–20 жовтня 2017, форма участі – очна); Міжнародна науково-практична конференція «Новітні технології розвитку автомобільного транспорту» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 16–19 жовтня 2018, форма участі – очна);

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 61 науковій роботі, у тому числі: 5 монографій; 38 статей у наукових фахових виданнях України (з них 25 статей – у виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз); 4 публікацій у закордонних виданнях (з них 2 – у виданнях, що включені до наукометричної бази Scopus, та 1 – у Web of Science); 9 тез у збірниках доповідей на наукових конференціях; отримано 5 патентів України.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 563 сторінки, у тому числі 6 додатків на 49 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 301 сторінку, 324 рисунків на 163 сторінках, 18 таблиць. Список використаних джерел нараховує 359 найменувань на 40 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** представлена загальна характеристика роботи; обґрунтована актуальність теми; сформульовано мету, завдання, об'єкт і предмет дослідження; описані методи дослідження і зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами; визначено наукову новизну і практичне значення отриманих результатів; представлено інформацію щодо апробації й публікації результатів досліджень.

У **першому розділі** розглянуті методи розрахунку динаміки апаратів пневматичного гальмового привода автотранспортних засобів. Запропоновано метод дослідження ДС-ланки з використанням розподілених параметрів. В основу математичної моделі запропонованого розрахункового метода покладені рівняння Ейлера для опису нев'язких течій та рівняння (1) для в'язких течій.

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{\partial(A\xi_x + B\xi_y + C\xi_z)}{d\xi} + \frac{\partial(A\eta_x + B\eta_y + C\eta_z)}{d\eta} + \frac{\partial(A\zeta_x + B\zeta_y + C\zeta_z)}{d\zeta} = 0, (1)$$

де Q – вектор консервативних змінних;

A , B та C – коефіцієнти, які залежать від тензорів ламінарного, турбулентного та ефективного в'язкого напруження, а також від теплових потоків у відповідних напрямках.

Для замикання цих рівнянь використовуються рівняння стану ідеального газу (2) і моделі турбулентної в'язкості.

$$\frac{pM}{\rho} = RT. \quad (2)$$

Використаний метод математичного моделювання (залежно від постановки завдання) має наступні припущення.

1. Припущення про нев'язку течію газу.
2. Припущення про адіабатичну течію газу.

3. Припущення про використання гіпотези Бусінеска для визначення турбулентного напруження. Подане припущення застосовується для розрахунку в'язких стаціонарних течій у проточних порожнинах при визначенні коефіцієнта витрати газу і пов'язане з тим, що використання його значно скорочує час розрахунку турбулентних течій у проточних порожнинах.

Застосування таких припущень характерне тільки для пневматичного гальмового привода автотранспортних засобів.

Сіткова модель, на прикладі гальмової камери (рис. 1), була побудована на основі гексаедрів, що дозволило виконати моделювання процесів перетікання стисненого повітря по усьому об'єму ДЄ-ланки та вздовж стінок цього об'єму.

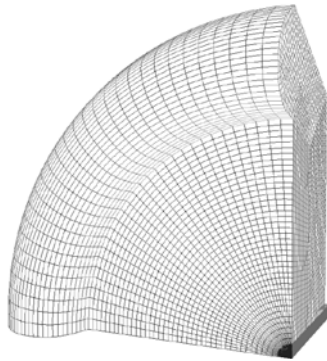


Рисунок 1 – Сіткова модель порожнини гальмової камери

При розрахунках процесу наповнення ДЄ-ланок використовувалося понад 660000 ітерацій, а при спорожненні – 880000 ітерацій.

В результаті моделювання отримані криві наповнення та спорожнення гальмової камери, що є зміною середньо інтегрального тиску за об'ємом, що визначається за формулою:

$$\bar{p} = \frac{\sum_{i=1}^n p_i V_i}{V}, \quad (3)$$

де n – кількість комірок; i – індекс, що відноситься до поточної комірки.

Під час розрахунків фіксовані параметри потоку повітря дозволили визначити зміну параметрів за об'ємом (рис. 2).

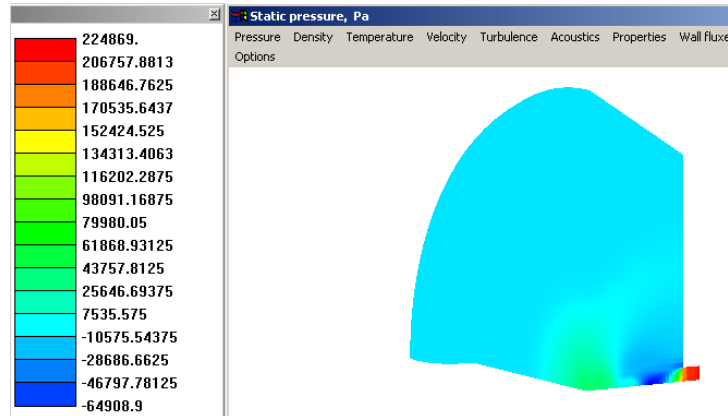


Рисунок 2 – Поле розподілу статичного тиску на момент часу 0,0001074 с у процесі наповнення гальмової камери

Результати розрахунків, представлені на рис. 2, показують, що період зміни тиску в гальмовій камері можна розділити на три стадії: перехідний процес, сталий режим і режим насичення.

Перехідний процес характеризується низьким тиском на опорний диск і формуванням струменя підведеного повітря в камеру.

Найбільш тривалим за часом є сталий режим. Як показують результати досліджень при зміні мінімального тиску в порожнині майже в 3 рази, характер розподілу тиску за об'ємом практично не змінюється. При сталому трансзвуковому наповненні в порожнині утворюється струмінь повітря, що створює максимальне зусилля в центрі опорного диска. Потік, що сформувався, і шар повітря товщиною близько 1,5 мм визначають максимальні динамічні зусилля, які діють на опорний диск. При цьому максимальна швидкість повітря утворюється біля опорного диска, забезпечуючи, відповідно, максимальний тепловий потік через нього.

Процес насичення характеризується незначним (менше 15 %) перепадом тиску в порожнині і магістралі, тому практичного інтересу для розрахунку пневматичних апаратів гальмової системи не має через вимоги, що пред'являються до динамічної характеристики гальмового привода.

Процес спорожнення гальмової камери умовно можна розділити на три ділянки: перша характеризується встановленням трансзвукового режиму витікання повітря (формуванням потоку повітря з вихідного отвору), друга є сталим процесом витікання і третя – режим насичення. Під час сталого процесу параметри на границі не переносяться всередину розрахункової області, що характеризує незмінність параметрів в порожнині.

З огляду на те, що область постійних значень тиску, як при наповненні, так і під час спорожнення, займає більше 90 % (відхилення середнього

інтегрального значення статичного тиску від мінімального при наповненні не перевищує 4 %), можна вважати, що застосування методів з зосередженими параметрами для опису процесів у гальмовій камері не сприятиме значному зниженню розрахункової точності.

Миттєві коефіцієнти витрати визначимо наступним чином:

– для процесу наповнення при надкритичному режимі маємо

$$\mu_n = 1,0432 \frac{V}{\Delta t \cdot p_m \cdot f \sqrt{RT_m}} (p_n - p_{n-1}); \quad (4)$$

– для докритичного режиму

$$\mu_n = 1,8898 \frac{V}{\Delta t \cdot f \sqrt{RT_m}} \left(\sqrt{1 - \left(\frac{p_n}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - \left(\frac{p_{n-1}}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right), \quad (5)$$

де $\Delta t = t_n - t_{n-1}$.

Коефіцієнт витрати при розгальмовуванні необхідно визначати тільки для надкритичного режиму:

$$\mu = 0,4891 \frac{V \cdot p_1^{\frac{k-1}{2k}}}{\Delta t \cdot f \sqrt{RT_m}} \left(p_2^{\frac{1-k}{2k}} - p_1^{\frac{1-k}{2k}} \right). \quad (6)$$

Коефіцієнт витрати повітря для гальмової камери визначається як середнє значення на всьому інтервалі розрахункового часу.

Для підвищення точності розрахунків при застосуванні метода із зосередженими параметрами пропонується використовувати комбінований метод із застосуванням коефіцієнтів витрати, які визначені за допомогою методу із розподіленими параметрами. Таким чином пропонується тиск під час наповнення та спорожнення ДЕ-ланок визначати відповідно за формулами (7) та (8)

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_1} \left(k \cdot R \left(T_m \cdot G_m + \frac{dT_m}{dt} \int_0^t G_m dt \right) - \frac{R^2}{c_V} T_m \frac{d(\ln p_m)}{dt} \int_0^t G_m dt \right), \quad (7)$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{R \cdot k \left(\frac{p_1 V_1}{RT_1} \frac{dT_1}{dt} + T_1 \frac{dm_1}{dt} \right) + k \cdot p_1 \frac{dV_1}{dt}}{(k-2)V_1}. \quad (8)$$

де G_m – функція масової витрати газу для розрахункової порожнини; k – коефіцієнт адіабати; R – універсальна газова постійна; T_m – температура газу у магістралі; V_1 – об'єм порожнини яку наповнюють або спорожнюють; p_1 – тиск у порожнині яку наповнюють або спорожнюють; t – час наповнення

або спорожнення; T_1 – температура у порожнині під час її спорожнення; m_1 – маса газу у порожнині, яку спорожнюють.

У другому розділі проаналізовано еволюційний розвиток електронних систем керування пневматичним гальмовим приводом, розглянуті тенденції розвитку функцій електропневматичного гальмового привода (ЕПП). На основі аналізу роботи контурів запасної гальмової системи ЕПП встановлено, що вихід з ладу електромагнітного роз'єднувального клапана, який керує роботою аварійного контура, приведе до виключення з роботи працездатної робочої гальмової системи. Проаналізовано існуючі математичні моделі, що описують роботу електромагнітного клапана і динаміку пневматичного гальмового привода. Записані системи рівнянь динаміки пневматичного контура і електромагнітного клапана, що дало можливість для гальмового контура точніше описати роботу каскаду посилення і контура ЕПП в цілому.

Рівняння, що стосуються руху повітря в контурі (9), ЕПП удосконалені шляхом поєднання рівнянь, що описують одночасно наповнення і спорожнення контура. Це дало змогу розраховувати наповнення і спорожнення різних ділянок контура ЕПП при монотонному наповненні або спорожненні гальмової камери. Як показали пошукові експерименти, такі режими характерні для релейного способу керування контуром ЕПП

$$\left\{ \begin{array}{l} kR[\text{sign}(p_1 - p_{\text{ГК}}) \cdot W(T_1; T_{\text{ГК}}) G_{\text{ГК}}] dt = V_{\text{ГК}} dp_{\text{ГК}} + k \cdot p_{\text{ГК}} dV_{\text{ГК}}(h_{\text{ш}}) \\ G_{\text{ГК}} = K \cdot f_{\text{ГК}}(\zeta_1; \zeta_2) \cdot \max(p_1; p_{\text{ГК}}) \sqrt{\frac{1}{R \cdot W(T_1; T_{\text{ГК}})}} \varphi(U_{\text{ГК}}) \\ f_{\text{ГК}}(\zeta_1; \zeta_2) = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \sqrt{1 + \xi_{\text{ГК}}(\zeta_1; \zeta_2)}} \\ \xi_{\text{ГК}}(\zeta_1; \zeta_2) = \left[\frac{\max\left[p_1 \cdot \frac{\zeta_1 + \zeta_2}{2}; p_{\text{ГК}} \cdot \frac{\zeta_1 + \zeta_2}{2}\right]}{\max(p_1; p_{\text{ГК}})} + \text{sign}(p_1 - p_{\text{ГК}}) \cdot \frac{\zeta_1 - \zeta_2}{2} \right] \\ W(T_1; T_{\text{ГК}}) = \left[\frac{\max\left[p_1 \cdot \frac{T_1 + T_{\text{ГК}}}{2}; p_{\text{ГК}} \cdot \frac{T_1 + T_{\text{ГК}}}{2}\right]}{\max(p_1; p_{\text{ГК}})} + \text{sign}(p_1 - p_{\text{ГК}}) \cdot \frac{T_1 - T_{\text{ГК}}}{2} \right] \\ T_{\text{ГК}} = T_0 \cdot \left(\frac{p_{\text{ГК}}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \end{array} \right. \quad (9)$$

де k – показник адіабаты; R – універсальна газова постійна; T_1 – температура перед входом в гальмову камеру; $G_{гк}$ – витрата повітря при наповненні і спорожненні гальмової камери; $T_{гк}$ – температура повітря в гальмовій камері; $V_{гк}$ – об'єм гальмової камери; $p_{гк}$ – тиск повітря в гальмовій камері; p_1 – тиск повітря в трубопроводі перед гальмовою камерою; $\varphi(Y_{гк})$ – функція витрати при наповненні гальмової камери; $\varphi(Z_{гк})$ – функція витрати при спорожненні гальмової камери; K – визначається за формулою $K = \sqrt{2 \cdot k / (k - 1)}$; ζ – коефіцієнт опору; $\varphi(U_{гк})$ – функція витрати при наповненні і спорожненні гальмової камери, $h_{ш}$ – хід штока гальмової камери, м.

Моделювання роботи контура під час подачі на обмотку електромагніта ШІМ дозволило одержати залежність часу відкритого стану мембранного клапана від параметрів подачі ШІМ електричного сигналу на обмотку електромагніта (рис. 3).

За результатами моделювання динаміки сумісної роботи електромагнітного клапана та мембрани було виявлено, що на швидкодію мембранного клапана суттєвий вплив роблять: перепад тиску на мембрані, при якому вона спрацює; границі зміни тиску в підсилюючій порожнині і швидкість наростання тиску в підсилюючій порожнині.

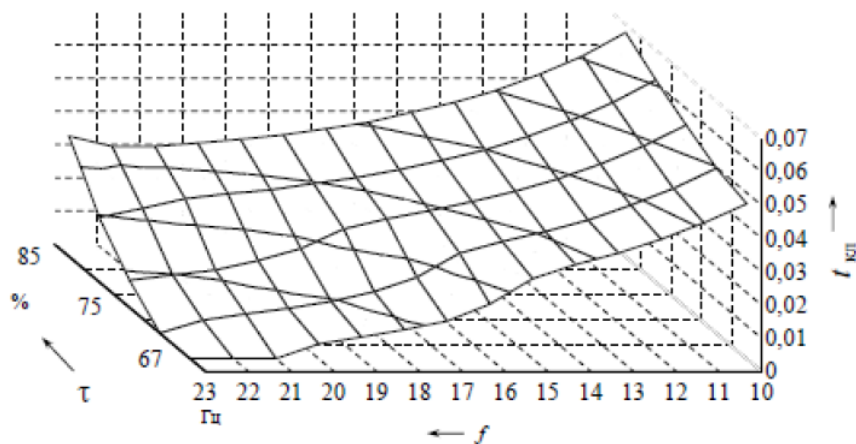


Рисунок 3 – Залежність часу відкритого стану впускного мембранного клапана від частоти і тривалості подачі імпульсів ШІМ на обмотку електромагнітного клапана

Як показали розрахунки й експериментальні дослідження умови роботи впускного і випускного мембранних клапанів виявилися неоднаковими, чим обґрунтована різна точність при впусканні і випусканні повітря з гальмової камери. Очевидно, що випускна мембрана при наповненні підсилюючої порожнини від атмосферного тиску спрацює швидше. Моделювання роботи впускної й випускної мембран з електромагнітними клапанами, у яких різний умовний діаметр, підтвердило актуальність обмеження мінімального тиску в підсилюючій порожнині впускного клапана і дозволило вибрати раціональні прохідні перерізи електромагнітного клапана, а також їх кількість, що забезпечує максимальну швидкодію мембрани (рис. 4).



Рисунок 4 – Графік часу спрацювання впускного мембранного клапана залежно від умовного діаметра електромагнітного клапана і їх кількості

Оцінка сумісності розробленого модулятора з АТЗ виконувалася за допомогою відомої методики, яка вдосконалена шляхом урахування допустимої бортової нерівномірності і параметрів контура, що описують окремі його ділянки, які відповідають за якість роботи ЕПГП.

Узагальнення трьох вимог до статичної характеристики ЕПГП дозволило системно оцінювати сумісність кожного окремого контура ЕПГП з АТЗ. *Перше* – забезпечення комфортабельності службових гальмувань, використовуючи нечутливість людського організму до зміни уповільнення. *Друге* – забезпечення можливості регулювання тиску під час гальмування на льоду при мінімальному реалізованому коефіцієнті зчеплення коліс з дорогою. Наявність двох модуляторів на одній осі допускає їх асинхронну роботу через що було введено *третє обмеження* – згідно з ДСТУ UN/ECE R 13-07,08:2002 допустима бортова нерівномірність тиску для будь-якої осі не повинна перевищувати 25 % від більшої величини в діапазоні від 2 м/с² і більше, а також не перевищувати значення, відповідне 25 %, при уповільненні 2 м/с² і менше.

Після детального дослідження процесу зміни тиску в контурі релейного ЕПГП (рис. 5) введено додаткову нерівність (10), що обмежує величину рівня тиску.

$$K_B \cdot t_{\text{відк_стан}} \cdot \tan \beta \leq [\Delta P_B], \quad (10)$$

де $[\Delta P_B]$ – допустима величина ступеня тиску, МПа; $t_{\text{відк_стан}}$ – час відкритого стану мембранного клапана; $\tan \beta$ – темп зростання тиску у трубопроводі між гальмовою камерою і модулятором, МПа/с; K_B – коефіцієнт вирівнювання тиску.

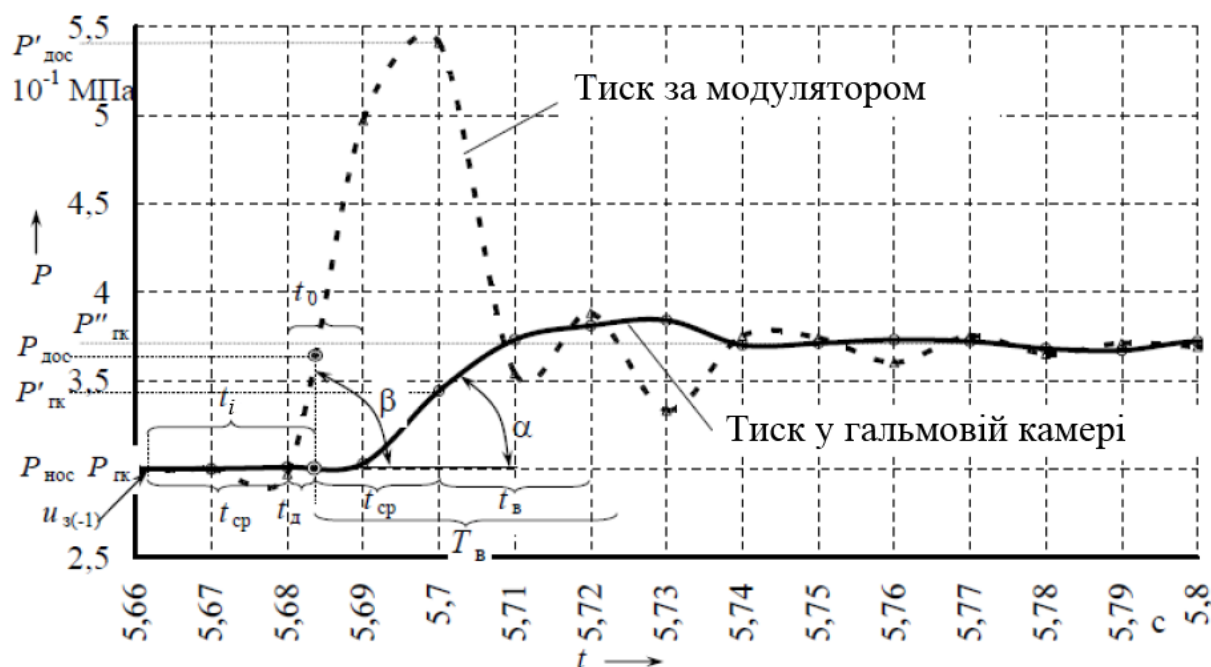
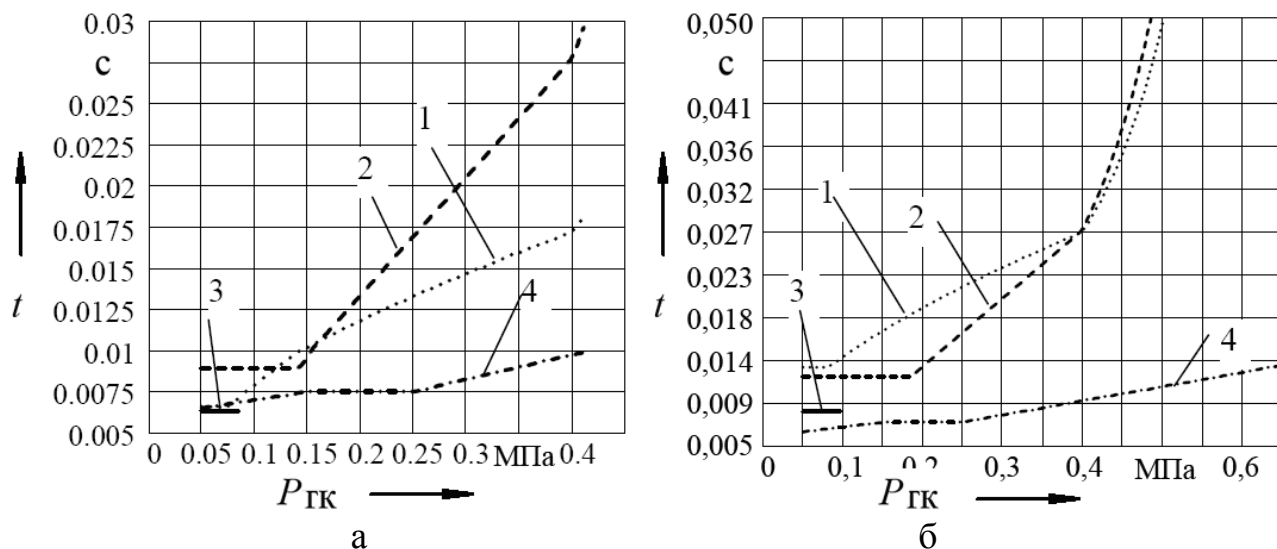


Рисунок 5 – Підвищення тиску в контурі ЕПГП на величину одного ступеня

У результаті розрахунків для вантажного автомобіля загального призначення четвертого класу ЗІЛ-431410, згідно з усіма трьома обмеженнями визначення ступінчастості ЕПГП, розрахований реальний рівень підвищення уповільнення відповідний досягнутому рівню відкритого стану впускного клапана.

У якості узагальненої характеристики сумісності модулятора і АТЗ за всіма трьома обмеженнями запропоновано допустимий час відкритого стану мембранного клапана модулятора (рис. 6 а та 6 б).



а та б – передньої осі порожнього та навантаженого АТЗ відповідно;
1 – за умови забезпечення комфортабельності; 2 – за умови допустимої бортової нерівномірності; 3 – за умови здатності регулювання тиску на льоду; 4 – реальне значення $t_{\text{відкр. стану min}}$

Рисунок 6 – Допустимий час відкритого стану клапана контура ЕПГП

Як видно з рис. 6 а та 6 б усі три критерії по черзі визначають допустиме значення зміни тиску в контурі ЕПГП залежно від рівня уповільнення та розташування вісі автомобіля. Слід зазначити що для модулятора який забезпечує тільки осьове регулювання тиску допускається не враховувати обмеження 2 (див. рис. 6 а та 6 б).

Встановлено, що найбільш складно забезпечити комфортабельне гальмування передньою віссю АТЗ. Для неї не завжди вдається забезпечити умову (10). Цим пояснюється застосування в гальмових системах фірми WABCO для керування гальмовими камерами задньої осі одного релейного електропневматичного модулятора, а для керування гальмовими камерами передньої осі комбінації з квазіпропорційного модулятора ЕПГП і релейних модуляторів АБС.

У розробленому ЕПГП запропоновано вдосконалений алгоритм керування контуром, спрямований на покращення трьох параметрів роботи контура. Перший – зменшення рівня підвищення тиску при заповненні контура повітрям під час плавного переміщення педалі гальма. Другий – усунення перевитрати робочого тіла під час перерегулювання сигналу зворотного зв'язку (33) у результаті перемикання модулятора на випуск повітря. Третій – підвищення швидкодії привода за рахунок попереднього підвищення тиску в гальмовій камері відразу, після торкання педалі гальма. При цьому відбувається вибірка зазорів у гальмових механізмах. Додаткові верхня та нижня границі спрацьовування електромагнітних клапанів (рис. 7) створюють коридор ШІМ. Усередині цього коридору існує зона нечутливості, що забезпечує стійкість роботи системи автоматичного регулювання і фазу витримки тиску в контурі. Між нижньою границею коридору ШІМ і нижньою границею зони нечутливості (*Lo Line 1* – *Lo Line 2*) впускний електромагнітний клапан працює за законом ШІМ, який наведено на рис. 8.

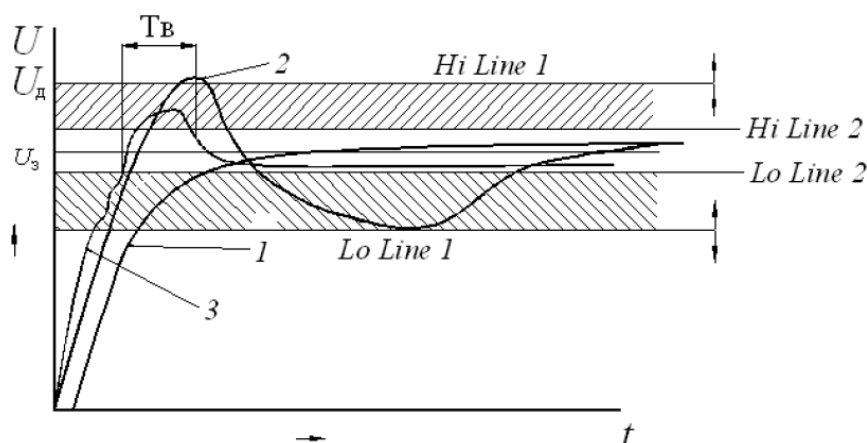


Рисунок 7 – Розташування зон перемикання електричних клапанів

Усунення перевитрати робочого тіла досягається також введенням у алгоритм керування «часу вирівнювання тиску» T_v (рис. 7), впродовж якого вибірково блокуються команди електронного блоку керування (ЕБК) деякими електромагнітними клапанами модулятора. В процесі наростання сигналу від

датчика 33 блокується команда на відкриття випускного клапана. В процесі зниження рівня сигналу від датчика 33 блокується робота випускного клапана.

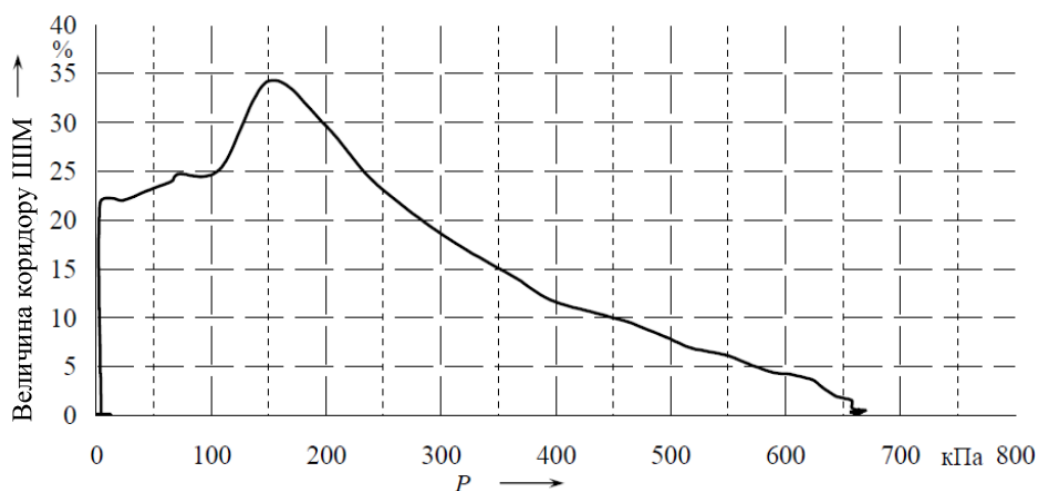


Рисунок 8 – Крива зміни коридору ШІМ

У **третьому розділі** наведено експериментальні дослідження метою яких є перевірка теоретичних передумов, покладених в основу проектування апаратів пневматичного гальмового привода.

Відповідно до мети під час проведення експериментальних досліджень були вирішені наступні задачі:

- визначення похибки розрахункових підходів, які було використано в рамках методу із зосередженими параметрами;
- визначення часу падіння тиску в живлячій магістралі, впродовж якого причіп (напівпричіп) є некерованим (повністю роз'єднаний з гальмовою системою тягача);
- визначення часу від моменту розриву живлячої магістралі до моменту досягнення встановленого тиску в гальмових камерах;
- визначення тиску в живлячій магістралі, при якому спрацьовує пристрій автоматичного гальмування причепа (напівпричепа);
- визначення часу спрацювання складових каскаду підсилення мембранних клапанів та факторів, що на нього впливають;
- встановлення сумісності роботи розробленого захисного клапана із контуром ЕППП;
- побудова статичних характеристик розроблених апаратів.

Для аналізу розроблених і наявних розрахункових методів побудовані порівняльні графіки розглянутих вище теоретичних і експериментальних результатів (рис. 9).

Аналіз графіків (рис. 9) показав, що всі використані методи дають якісно правильний прогноз щодо перехідних процесів у приводі. Для кількісної оцінки пропонованого і наявних методів визначені і зведені до табл. 1 похибки розрахунків динамічних процесів, що відбуваються у пневматичному гальмовому приводі (ППП) автомобіля КрАЗ-6510.

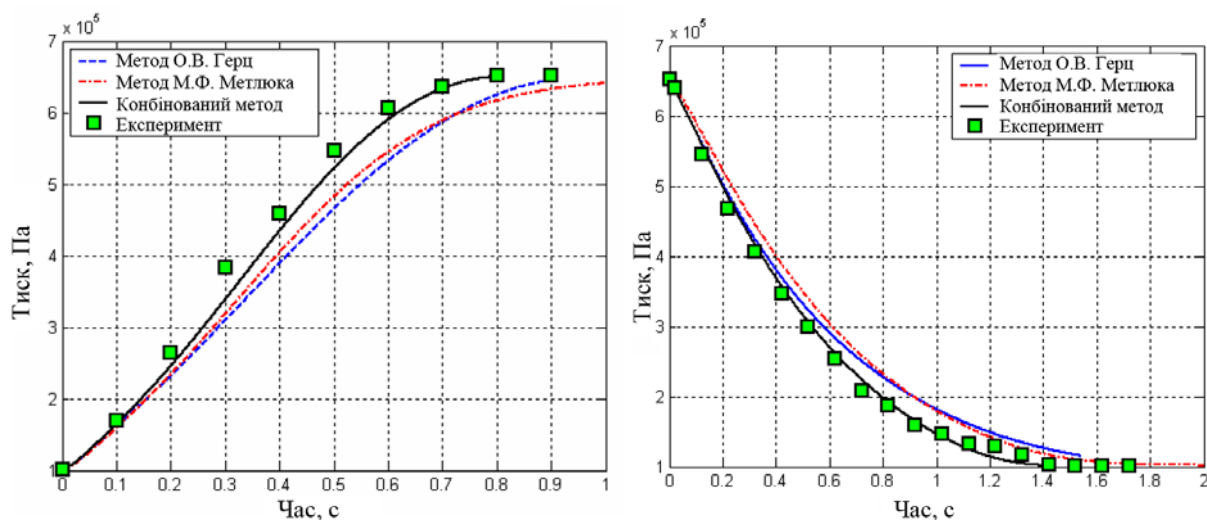


Рисунок 9 – Графіки зміни тиску у контурі середнього моста під час гальмування та під час розгальмовування

Таблиця 1 – Похибки розрахунків

Процес	Похибки відповідних методів розрахунку, %		
	М.Ф. Метлюка	О.В. Герц	удосконалений
Наповнення ГК заднього моста	1,39	12,94	3,47
Спорожнення ГК заднього моста	19,31	35,75	7,20
Наповнення ГК переднього моста	0,10	0,26	5,74
Спорожнення ГК переднього моста	2,05	0,56	5,09
Наповнення ГК середнього моста	11,46	14,81	4,39
Спорожнення ГК середнього моста	15,72	12,46	4,23

Отримані результати свідчать про можливість використання пропонованого методу для прогнозування динаміки пневматичного привода автомобіля. Похибка розрахунків для кожного з розрахункових методів становлять 10,72 % (метод О. В. Герц), 8,34 % (метод М. Ф. Метлюк) і 5,02 % (удосконалений метод).

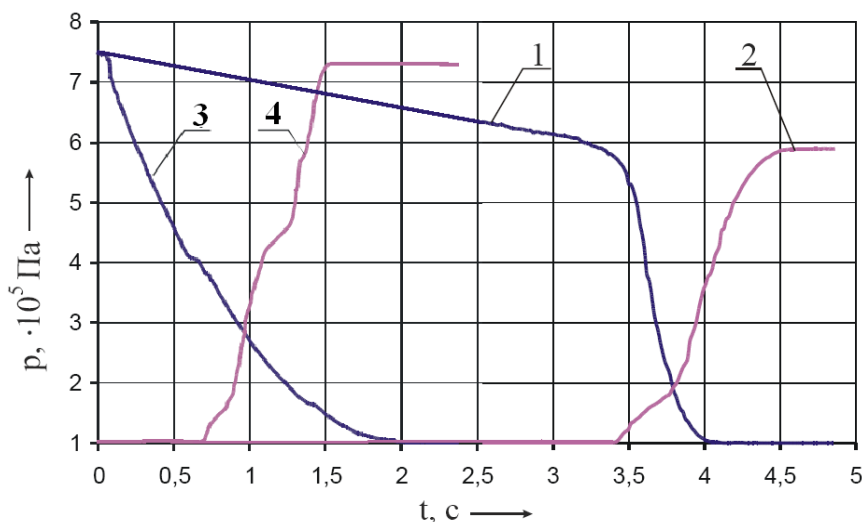
Експериментальні дослідження, імітації відриву напівпричепа від тягача, проводилися на напівпричепах категорій O_3 і O_4 на спеціальному стенді «Вовчанського агрегатного заводу», який призначений для випробувань пневматичних апаратів ПГП. Результати досліджень серійного і експериментального привода представлені на осцилограмі (рис. 10).

Порівняльний аналіз отриманих осцилограм дозволяє наочно оцінити динамічну характеристику серійного і вдосконаленого ПГП напівпричепа у разі розриву живлячої магістралі.

Характерною особливістю динамічної характеристики серійного привода є відносно повільне падіння тиску в живлячій магістралі до значення $5 \cdot 10^5$ Па (лінія 1), що викликає затримку початку підвищення тиску в гальмових камерах (лінія 2).

Застосування розробленого РГС з функціями повітророзподільного клапана на напівпричепі моделі 9370 дозволяє скоротити час падіння тиску в

живлячій магістралі, впродовж якого напівпричіп, повністю роз'єднаний з гальмовою системою тягача, є некерованим, що сприяє в цілому скороченню на 60 % часу, з 3,4 с до 0,7 с, від моменту розриву живлячої магістралі до моменту досягнення встановленого тиску в гальмових камерах напівпричепа.



1 та 2 – серійний привід; 3 та 4 – удосконалений привід, що має РГС з функціями повітророзподільного клапана; 1 та 3 – тиск у живлячій магістралі; 2 та 4 – тиск у гальмових камерах

Рисунок 10 – Динамічна характеристика ПГП напівпричепа 9370 під час розриву живлячої магістралі

Таким чином, розроблений регулятор гальмових сил з функціями повітророзподільного клапана дозволяє істотно покращити динамічну характеристику пневматичного гальмового привода напівпричепа у разі розриву живлячої магістралі. Використання аналогічного експериментального гальмового привода на причепі дозволяє скоротити гальмовий шлях некерованого прицепа.

Порівняльні дослідження серійного і вдосконаленого ПГП напівпричепа 9370 показали, що час спрацьовування серійного і вдосконаленого привода відбувається за 0,4 с, а час розгальмовування відповідно за 0,6 і 0,5 с.

Таким чином дослідження ПГП, що включає РГС з функціями повітророзподільного клапана, на напівпричепі 9370 показали, що спрощення конструкції ПГП напівпричепа шляхом поєднання регулятора гальмових сил з повітророзподільним клапаном не призводить до погіршення часу спрацьовування і часу розгальмовування гальмового привода.

У ході експериментальних досліджень ЕПГП були визначені декілька робочих характеристик гальмового привода на нерухомому автомобілі. Ці характеристики дозволили оцінити ефективність удосконалень внесених у конструкцію апаратів і алгоритм керування контуром ЕПГП.

Витратна характеристика – визначалася шляхом багатократного, різкого, повного натискання на гальмову педаль при відключеному компресорі. Багатократне, плавне натискання на гальмову педаль, що забезпечує не монотонне наповнення гальмових камер, характеризує додаткові втрати тиску

повітря, пов'язані з роботою підсилюючих порожнин і перемикання клапанів модулятора на скидання тиску в результаті перерегулювання.

Експериментальний контур ЕПГП втрачає працездатність при надлишковому тиску в ресивері 0,15 МПа, що відбувається після 46 повних спрацювань. Застосування у алгоритмі керування «часу вирівнювання тиску» дозволяє разом з підвищенням точності (що потребує зменшення зони нечутливості) зменшити витрати запасів повітря у ресивері на 4,6–7,7% при відключеному джерелі стисненого повітря та плавному переміщенні педалі гальма.

Динамічна характеристика – визначалася при інтенсивному натисканні та відпусканні педалі гальма (рис. 11).

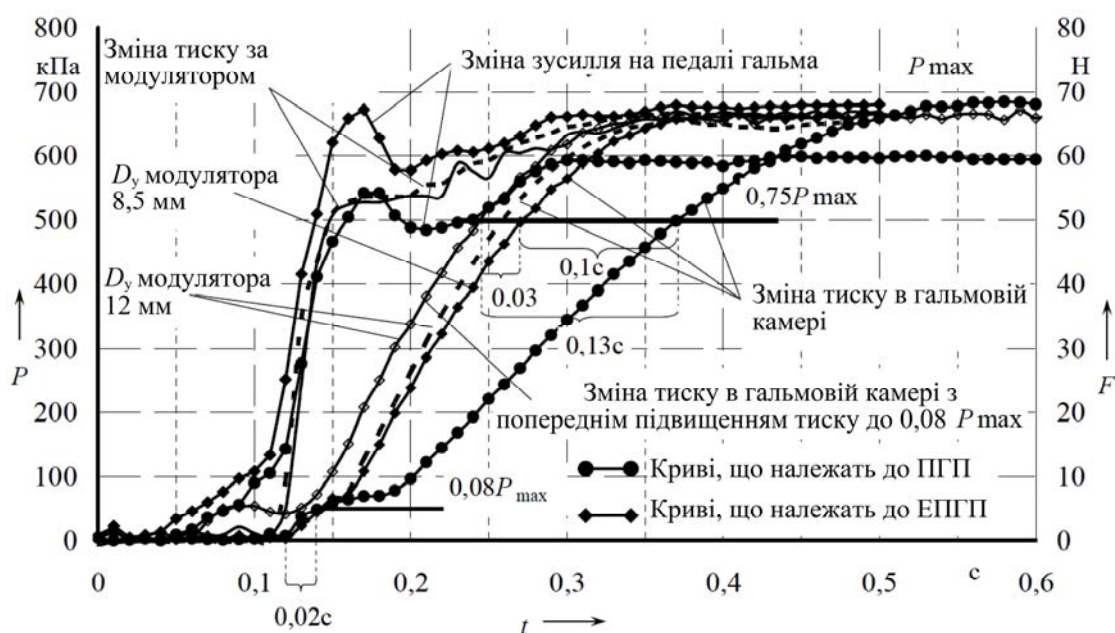


Рисунок 11 – Динаміка наповнення гальмових камер задньої вісі під час роботи ЕПГП та ПГП

Порівняльний аналіз наповнення і спорожнення гальмових камер задньої вісі під час роботи ЕПГП та ПГП показує збільшення швидкодії першої на 0,1 с для впускання і 0,15 с для випускання повітря з гальмових камер. При початковій швидкості гальмування 60 км/год таке збільшення швидкодії дає скорочення гальмового шляху на 1,5 м. Це відбувається за рахунок швидшого приведення в дію гальмових механізмів у період руху АТЗ із швидкістю близькою до початкової швидкості гальмування. Додатковим резервом скорочення гальмового шляху є попереднє приведення гальмових механізмів в робоче положення після переміщення штока гальмової камери і вибору зазорів у гальмовому механізмі. Застосування попереднього наповнення гальмової камери для приведення в дію гальмового механізму на стадії торкання педалі гальма дозволяє збільшити швидкодію додатково на 0,03 с без збільшення темпу наростання уповільнення. Таке підвищення тиску дозволяє скоротити гальмовий шлях при екстреному гальмуванні додатково на 0,5 м при початковій швидкості гальмування 60 км/год. Отже, сумарне зменшення гальмового шляху складає 2 м, що є значним покращанням для одиночного АТЗ.

Статична характеристика – це залежність тиску в гальмовій камері від переміщення педалі гальма (рис. 12). Статична характеристика ЕПГП представляє площу, обмежену кривими, які описують рівні зміни тиску, що визначають точність регулювання.

На основі аналізу статичних характеристик в контурі ЕПГП (рис. 12) можна зробити висновок про недостатню швидкодію впускного мембранного клапана модулятора.

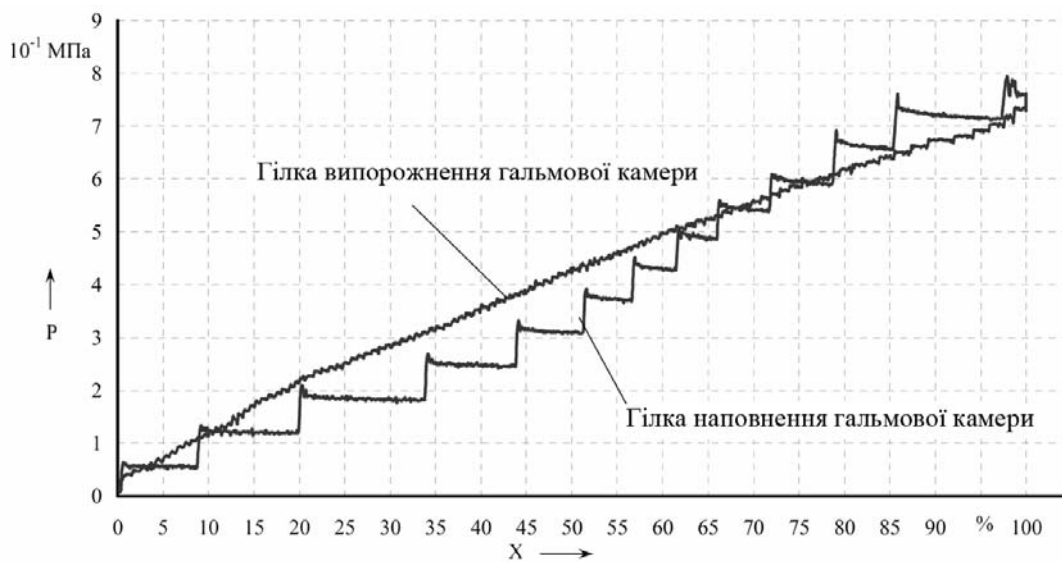


Рисунок 12 – Статична характеристика ЕПГП при регулюванні з попередженням залежно від швидкості наростання сигналу ЗЗ

Аналіз умов його роботи ґрунтується на серії експериментів з реєстрацією тиску в підсилюючій порожнині впускного мембранного клапана. В результаті дослідження з'ясувалося, що на точність регулювання тиску в контурі ЕПГП впливають умови роботи впускного та випускного мембранного клапана, оскільки для обох мембран електромагнітний клапан використовується з однаковими характеристиками, а точність регулювання досягається різна (рис. 12). При заданому мінімальному значенні сигналу від датчика переміщення педалі, можна сказати, що час спрацьовування мембранного клапана знаходиться в межах 0,018–0,022 с. (рис. 13).

Під час досліджень роботи контура ЕПГП з мембранним модулятором у режимі подання ШІМ на випускний клапан з'ясувалося, що це призводить до зменшення дискретності подання сигналів керування. Як показав аналіз (рис. 14), істотному зменшенню розміру рівня підвищення тиску, а також стійкій роботі контура ЕПГП можуть сприяти дві причини:

- ігнорування ЕБК сигналу від датчика ЗЗ;
- часткове спорожнення підсилюючої порожнини.

У порівнянні зі статичними характеристиками, які отримані під час пошукового експерименту, характеристики визначені після удосконалення модулятора забезпечують покращення точності регулювання на 7,4–13,9%.

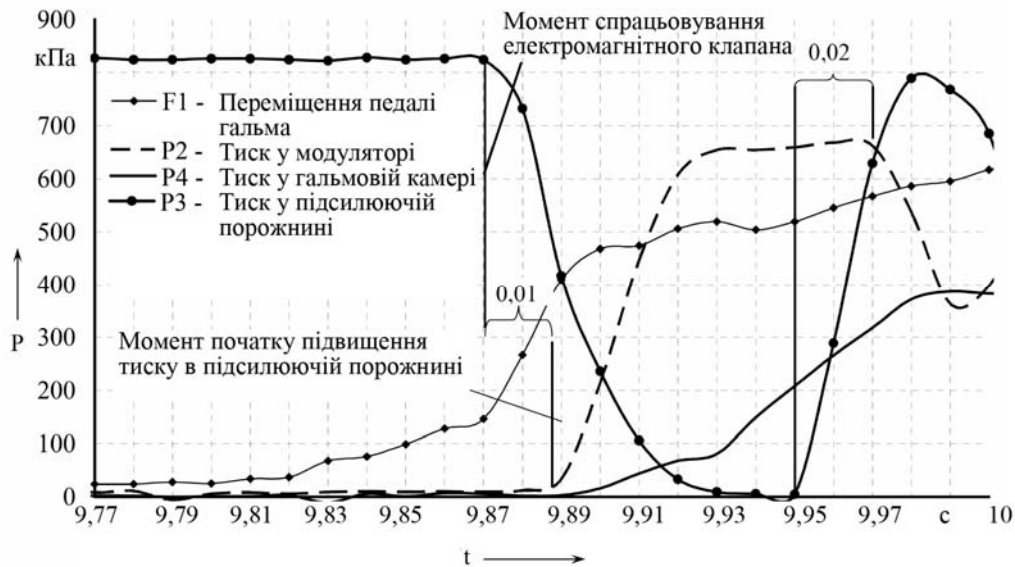


Рисунок 13 – Експериментальне визначення швидкодії мембранного клапана

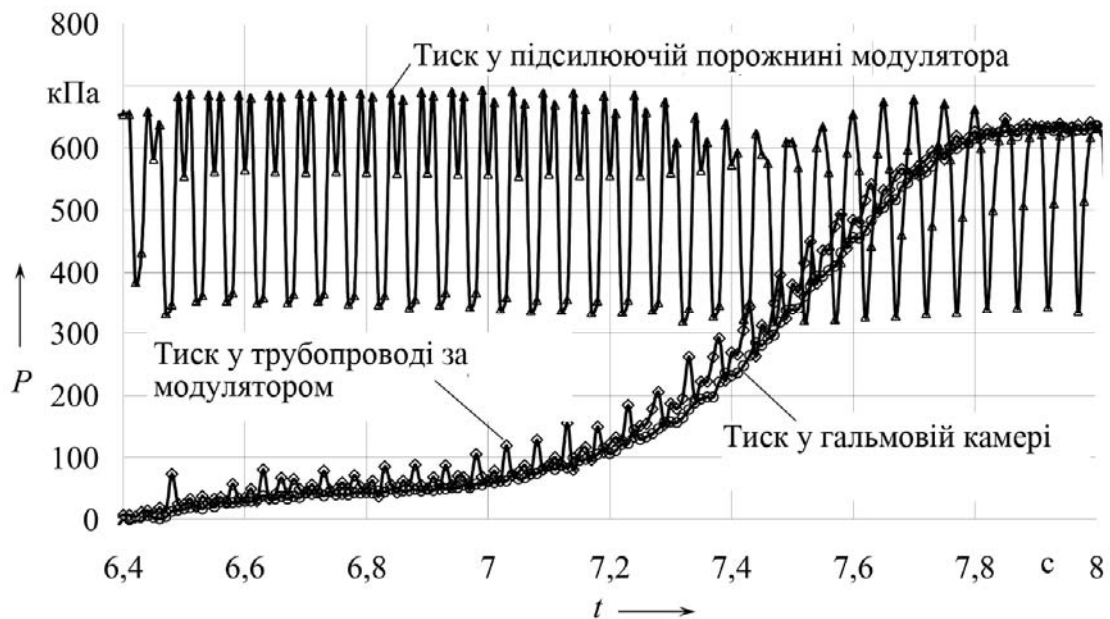


Рисунок 14 – Наповнення контуру ЕПГП за допомогою ШІМ при частоті 20 Гц тривалості імпульсу 67 %

Основним елементом контура запасної гальмової системи в розробленому електропневматичному гальмовому приводі є двомагістральний захисний клапан для ЕПГП. Особливістю його конструкції є відсутність електричних клапанів, керованих електронним блоком керування. Це дозволяє виключити вихід з ладу захисного контура або його мимовільне спрацювання через порушення в роботі електричних елементів захисного клапана або перебої в електроживленні.

Сумісність двомагістрального захисного клапана з контуром ЕПГП забезпечується гарантованим закриттям захисного клапана до наростання тиску в контурі запасної гальмової системи. Використання алгоритму з попереднім підвищенням тиску в гальмовій камері забезпечує закриття захисного клапана

ще до початку зростання тиску в гальмовому крані який керує захисним контуром.

Аварійною характеристикою контура ЕПГП є зміна тиску в гальмовій камері при несправності якого-небудь елемента гальмового привода (рис. 15). Для імітації аварійної ситуації в електронний блок керування була запрограмована тестова програма. Робота програми імітувала несправність, яка еквівалентна виходу з ладу будь-якого з електромагнітів привода або відсутності живлення в бортовій мережі. В процесі гальмування програмним способом електронний блок керування переводив модулятор у режим спорожнення гальмових камер після досягнення максимального тиску повітря (рис. 15).

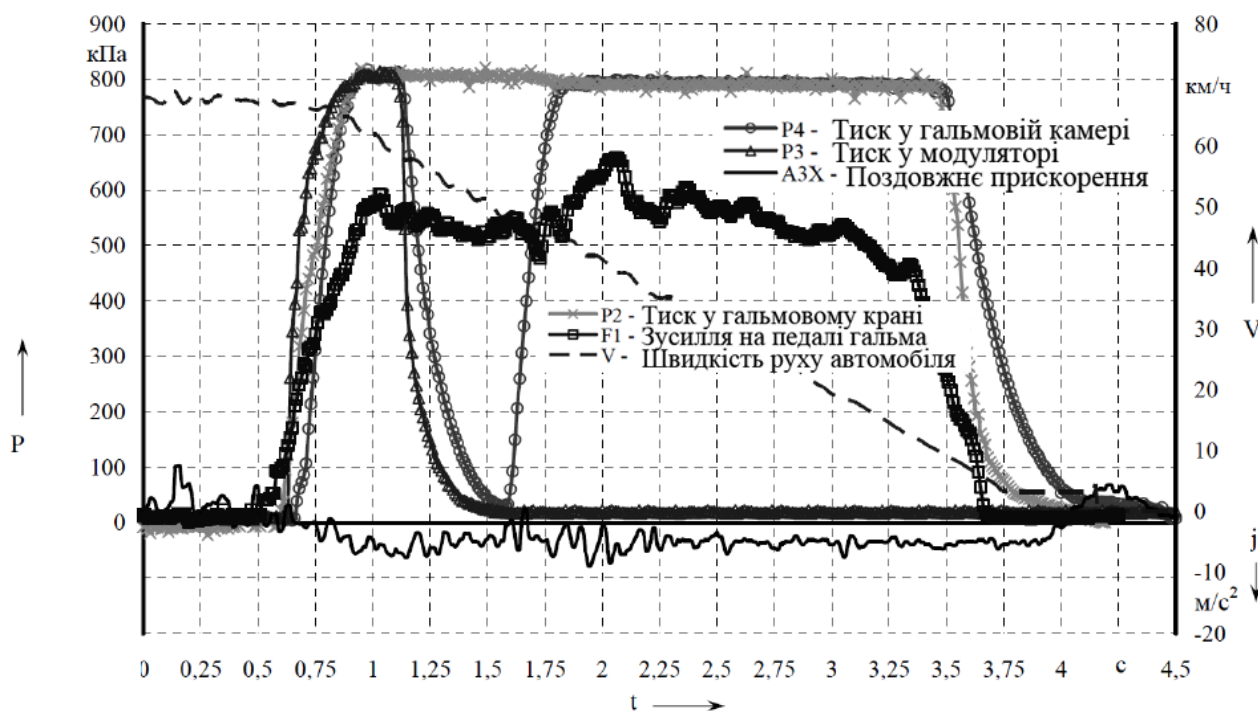


Рисунок 15 – Перехідний процес зміни тиску в гальмовій камері при імітації виходу з ладу робочої гальмової системи

Гальмова педаль залишалася натиснутою, за рахунок чого тиск у контурі запасної гальмової системи підтримувався на заданому водієм рівні. Після падіння тиску в гальмовій камері до мінімального тиску 0,02 МПа захисний клапан перемикався в режим роботи аварійної гальмової системи і гальмові камери починали заповнюватися з контура запасної гальмової системи. В цілях безпеки гальмування передньою віссю здійснювалося контуром ПГП, тиск у якому змінювався синхронно з тиском у контурі запасної гальмової системи ЕПГП.

У четвертому розділі проведено дослідження керованої пневматичної підвіски та запропоновано раціональну залежність площі впускних та випускних отворів регулятора рівня підлоги.

На основі математичного моделювання визначено експлуатаційні властивості пневматичної підвіски. Шляхом вирішення системи диференціальних

рівнянь (11), що відповідають розрахунковій схемі (рис. 16) підтверджено вплив параметрів елементів підвіски на динамічне нейтральне положення транспортного засобу під час його руху.

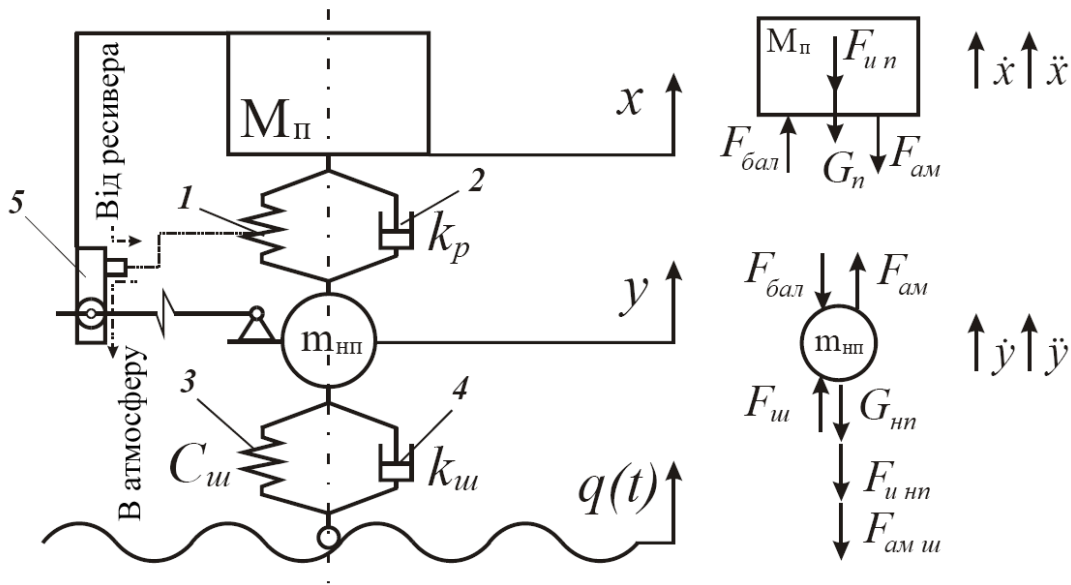


Рисунок 16 – Розрахункова схема коливальної системи

Рух системи, що наведена на рисунку 20 розглянуто в інерціальній системі координат, пов'язаній із землею. Координату x відраховувалася від положення статичної рівноваги підресореної маси m_{Π} , а координата y – від положення статичної рівноваги непідресореної маси $m_{\text{нп}}$.

$$\begin{cases} -m_{\text{I}} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} - m_{\text{I}} \cdot g + F(x, y, T) - F_{\text{аі}} \left(\frac{dx}{dt}, \frac{dy}{dt} \right) = 0, \\ -m_{\text{I I}} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} - m_{\text{I I}} \cdot g - F(x, y, T) + F_{\text{аі}} \left(\frac{dx}{dt}, \frac{dy}{dt} \right) + \\ + F_{\text{ш}}(y, q(t)) - F_{\text{аі ш}} \left(\frac{dy}{dt}, \frac{dq(t)}{dt} \right) = 0, \\ \frac{dT}{dt} = \frac{1}{G \cdot C_V} \cdot \left(k_t \cdot \frac{S}{b} \cdot (T - T_{\text{і ао}}) - P \cdot \frac{dV}{d(h)} \cdot \frac{d(h)}{dt} \right). \end{cases} \quad (11)$$

де T – абсолютна температура повітря перед дроселем, К; $T_{\text{нар}}$ – температура довкілля, К; $\frac{dV}{dh}$ – похідна пневматичного балона по деформації, $\text{м}^3/\text{м}$; b – товщина стінки пневматичного балона, м; k_t – коефіцієнт теплопровідності, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; S – площа поверхні пневматичного балона, м^2 ; G – маса повітря, кг; T – температура повітря всередині пневматичного балона, К; $m_{\text{нп}}$ – непідресорена маса, кг; m_{Π} – підресорена маса, кг; $F_{\text{ам}}$ – сила, що створюється амортизатором; $F_{\text{амш}}$ – сила, що імітує амортизуючі властивості шини; F – сила, що створюється пружним елементом; $h = x - y$ – поточне значення висоти

пневматичного балона, m ; P – тиск повітря всередині пневматичного балона, Па; C_V – теплоємність повітря, Дж/кг·К; $F_{ш}$ – сила, що імітує пружні властивості шини.

Порівняльний аналіз розрахунків руху коливальної системи з урахуванням тепловідведення через стінки балона і без нього показав, що такі параметри коливань, як амплітуда коливань, швидкість і прискорення підресореної маси залишаються абсолютно ідентичними. В той же час середнє положення підресореної маси і висоти пневматичного пружного елемента під час розрахунку з урахуванням тепловідведення мають дещо менші значення (рис. 17). Це пояснюється втратами тепла через стінки балона. Чим нижче температура довкілля, тим нижче розташовується підресорена маса.

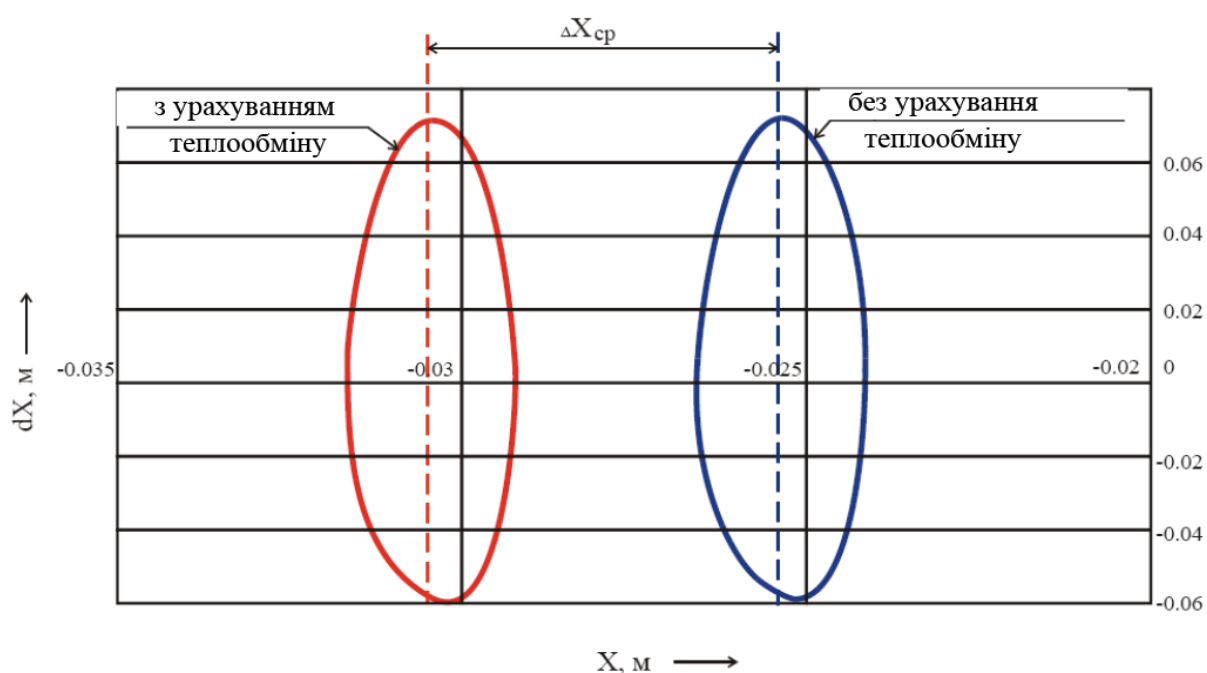
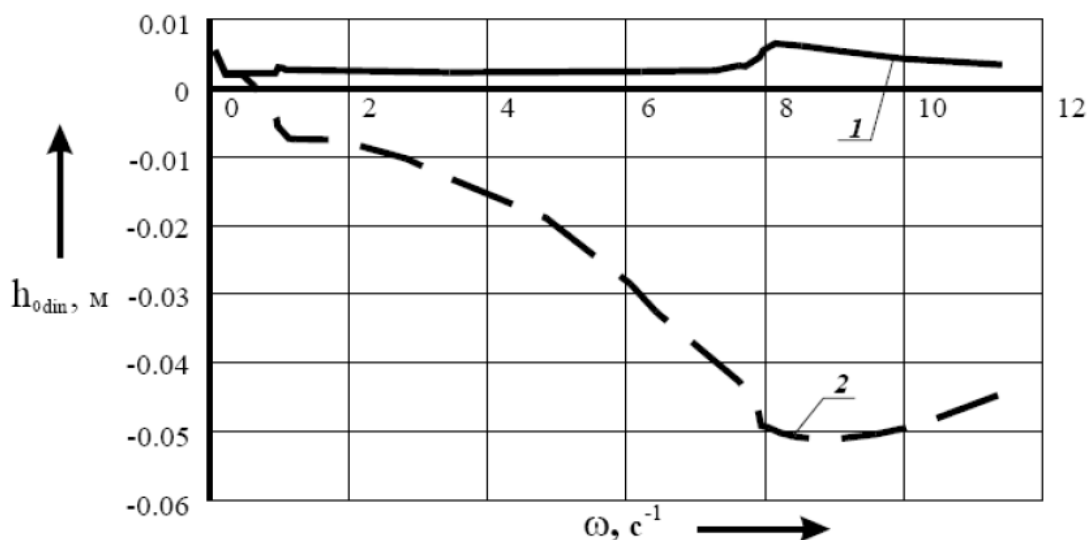


Рисунок 17 – Фазова діаграма коливань підресореної маси

Різниця у висоті пневматичного пружного елемента складає величину, яку можна порівняти із зоною нечутливості регулятора. Крім того, температура повітря всередині балона значно впливає на витратні характеристики регулятора рівня підлоги. У зв'язку з цим зроблено висновок про необхідність врахування теплообміну з довкіллям під час дослідження регульованої пневматичної підвіски.

Завдяки застосуванню теорії функціональних перетворень при моделюванні пневматичної підвіски вдалося отримати рішення, які дозволили заздалегідь оцінювати такі параметри пневматичної підвіски як амплітуда коливань підресореної і непідресореної мас, швидкість і прискорення переміщення підресореної і непідресореної мас, а також проводити аналіз впливу параметрів пневматичної підвіски на вказані величини. Проте складність і незручність отриманих рішень, а також неможливість оцінити пробої підвіски і відрив колеса від дороги, не виключають використання математичних моделей, що ґрунтуються на чисельних методах.

Моделювання роботи підвіски такими методами дало змогу проаналізувати вплив параметрів підвіски на значення динамічного нейтрального положення висоти пневматичного пружного елемента показав, що положення кривої h_{odin} (рис. 18) повністю залежить від симетричності характеристики амортизатора.



1 – симетрична характеристика; 2 – несиметрична характеристика

Рисунок 18 – Вплив несиметричної характеристики амортизатора на динамічне нейтральне положення висоти пневматичного пружного елемента

При підвищенні частоти збудовальної дії несиметрична характеристика амортизатора сприяє зниженню h_{odin} . У разі симетричної характеристики амортизатора (що є припущенням у більшості аналітичних моделей підвісок, заснованих на спектральній теорії підресорювання і статистичної динаміки транспортних машин) зменшення h_{odin} не відбувається.

Регульована підвіска дозволяє компенсувати зниження динамічного нейтрального положення і зменшити вірогідність пробоя (рис. 19).

Кількість повітря у балоні під час руху з регульованою пневматичною підвіскою спочатку збільшується, а потім дещо зменшується, що пов'язано із загасанням гармонійної складової власних коливань підресореної маси.

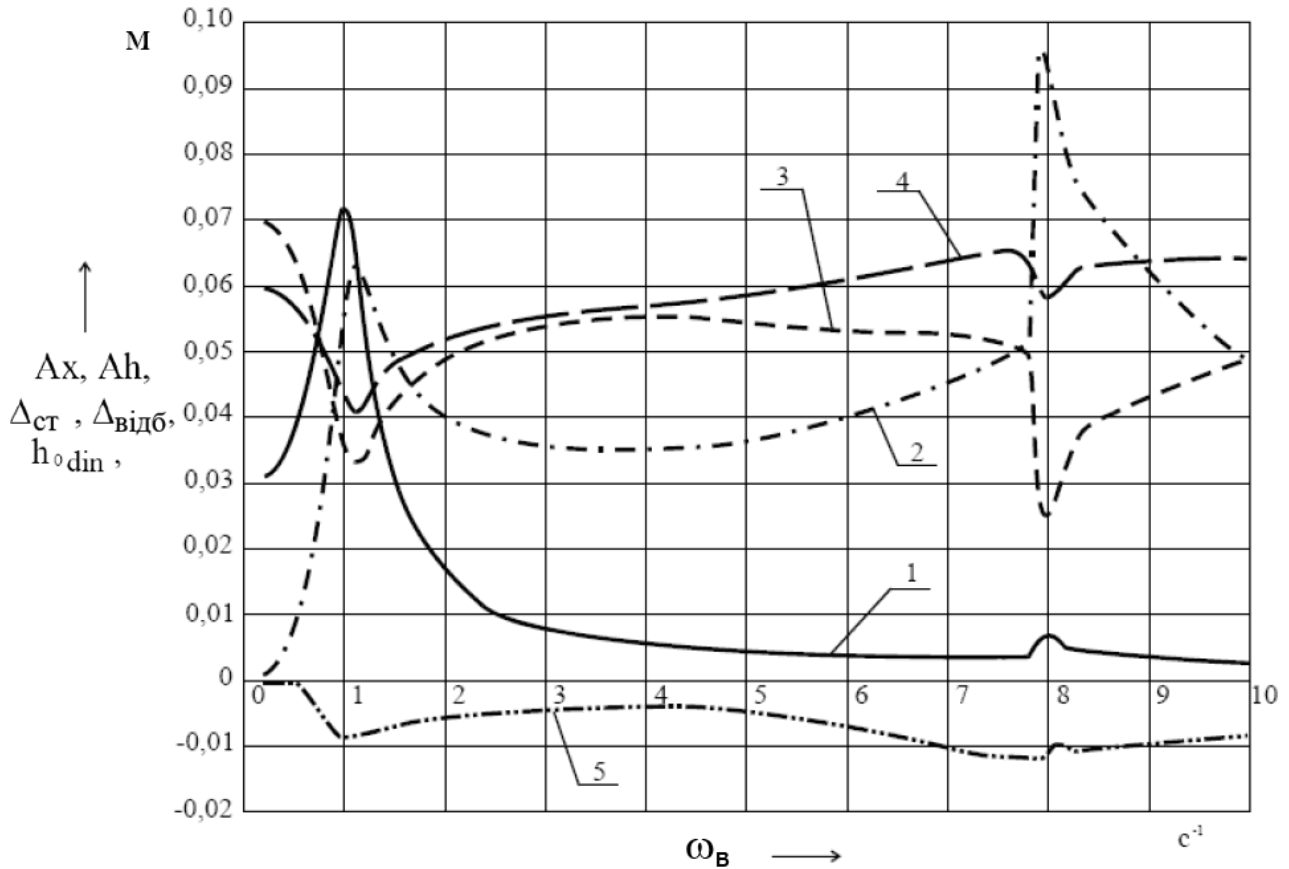
Підінтегральний вираз у формулі (12) є кількістю повітря в кг/с, що випускається, за один період коливань.

$$Q = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T dG_{\text{вип}}(t) \cdot dt; \quad (12)$$

де T – тривалість періоду усталених коливань, с;

$G_{\text{вип}}(t)$ – витрата повітря на випуску залежно від часу, кг/с.

Витрата повітря підвіскою залежно від частоти збурення представлено на рис. 20.



1 – амплітуда коливань підресореної маси; 2 – амплітуда коливань висоти пневматичного пружного елемента; 3 – відстань до буфера стиснення; 4 – відстань до буфера відбою; 5 – динамічне нейтральне положення висоти пневматичного пружного елемента

Рисунок 19 – Амплітудно-частотна характеристика регульованої пневматичної підвіски

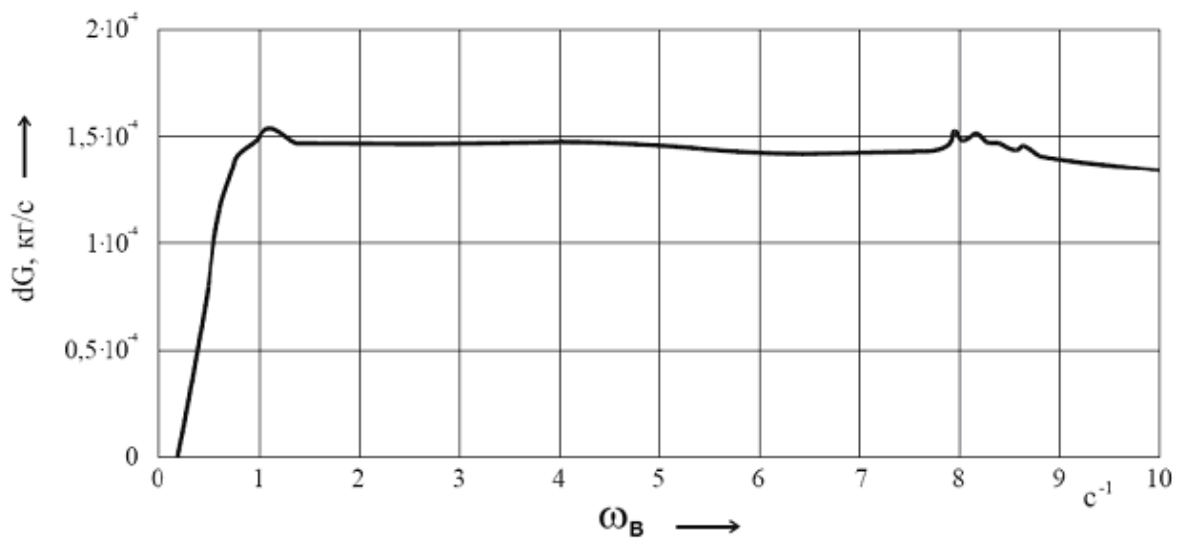


Рисунок 20 – Витрата повітря підвіскою

Залежність площ прохідних перерізів двоступінчатого регулятора вдається наблизити до ідеальної залежності за рахунок зміни випускного отвору і зміщення зони ввімкнення другого рівня витрати (рис. 21).

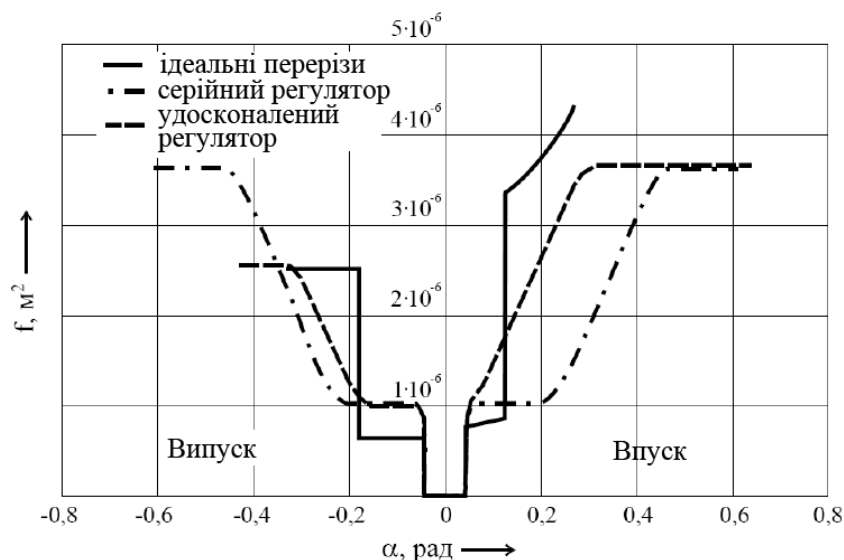


Рисунок 21 – Площа прохідних перерізів серійного і вдосконаленого регуляторів

Побудовані амплітудно-частотні характеристики регульованої пневматичної підвіски з серійним і вдосконаленим регуляторами підтверджують правильність запропонованого методу. Залежність зміщення нейтрального положення для вдосконаленого регулятора рівня підлоги, отримана в результаті розрахунку АЧХ, зображена на рис. 22 та 23.

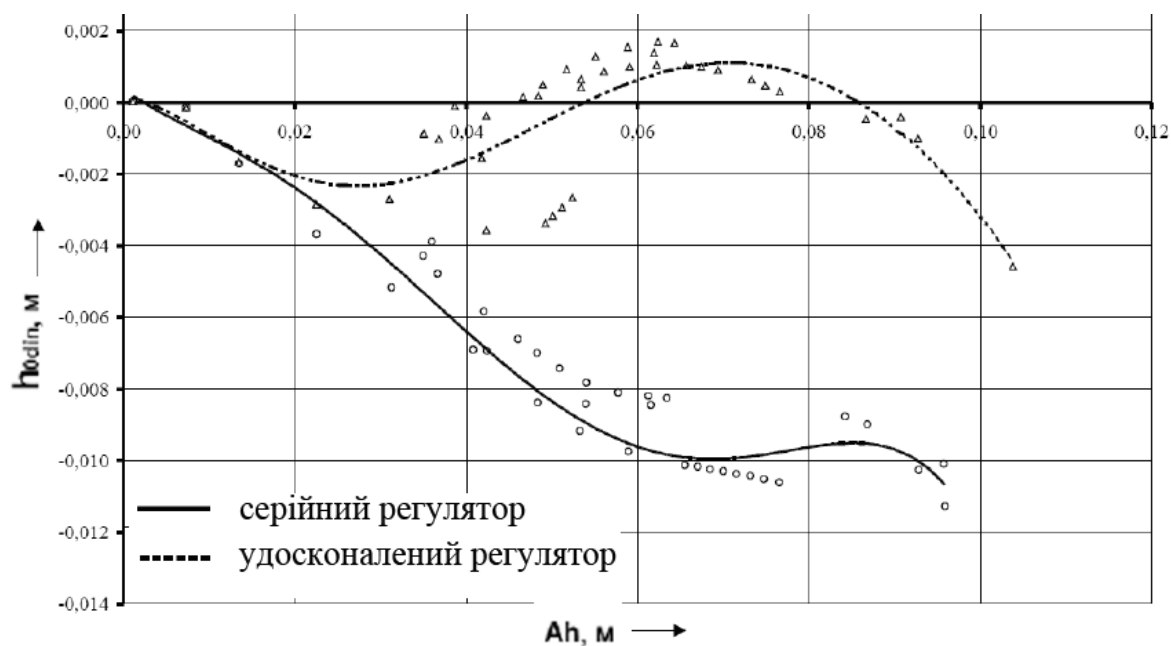


Рисунок 22 – Залежність зміщення динамічної нейтралі від амплітуди коливання важеля регулятора, отримана при розрахунку АЧХ для серійного і вдосконаленого регуляторів

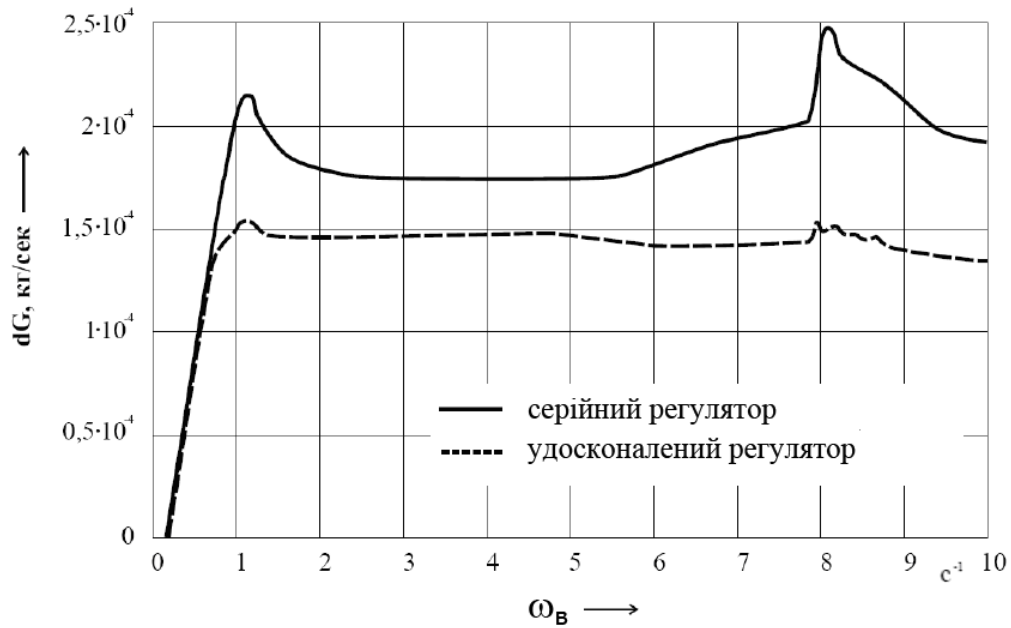


Рисунок 23 – Витрата повітря серійним і вдосконаленим регуляторами залежно від частоти збурення

Типові осцилограми коливань пневматичних пружних елементів задньої підвіски під час руху автомобіля із серійним регулятором рівня підлоги показані на рис. 24, а з удосконаленим – на рис. 25. Як видно з отриманих осцилограм, удосконалений регулятор забезпечує коливання пружного елемента поблизу статичного нейтрального положення, тоді як серійний регулятор сприяє нижчому розташуванню динамічного нейтрального положення.

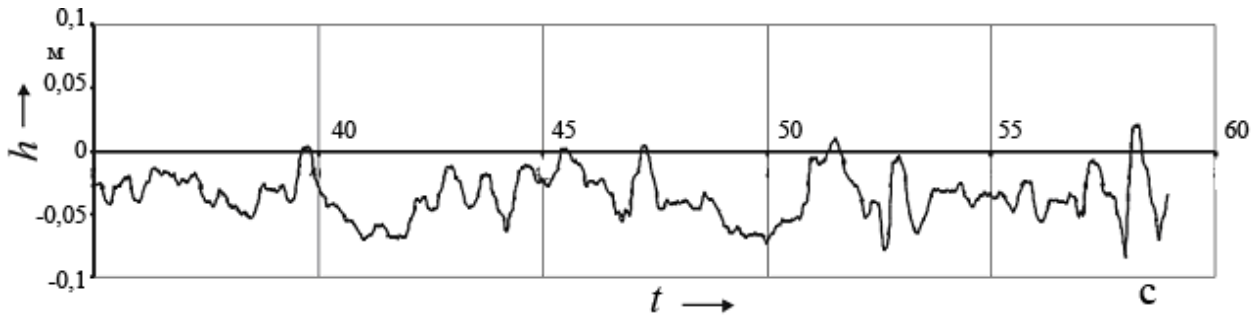


Рисунок 24 – Коливання пневматичного пружного елемента за висотою в підвісці з серійним регулятором рівня підлоги

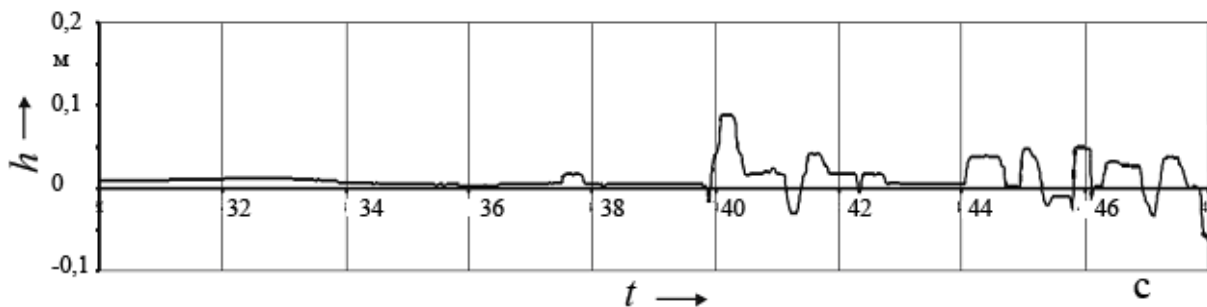


Рисунок 25 – Коливання пневматичного пружного елемента за висотою в підвісці з удосконаленим регулятором рівня підлоги

На основі отриманих осцилограм зроблено висновок про відповідність результатів теоретичних досліджень експериментальним даним.

У п'ятому розділі проаналізовано існуючі приводи вимикання зчеплення, вимоги до них, а також методики проектування та дослідження. Виявлені недоліки, які обумовлені застосуванням багатьох припущень під час моделювання роботи зчеплення та застосуванням у деяких конструкціях дроселя у гідравлічній частині привода. Досліджено вплив пневмогідравлічного привода зчеплення на динамічне навантаження агрегатів трансмісії. Основну увагу було приділено дросельному регулюванню у пневматичній частині привода під час процесу вмикання зчеплення (рис. 26).

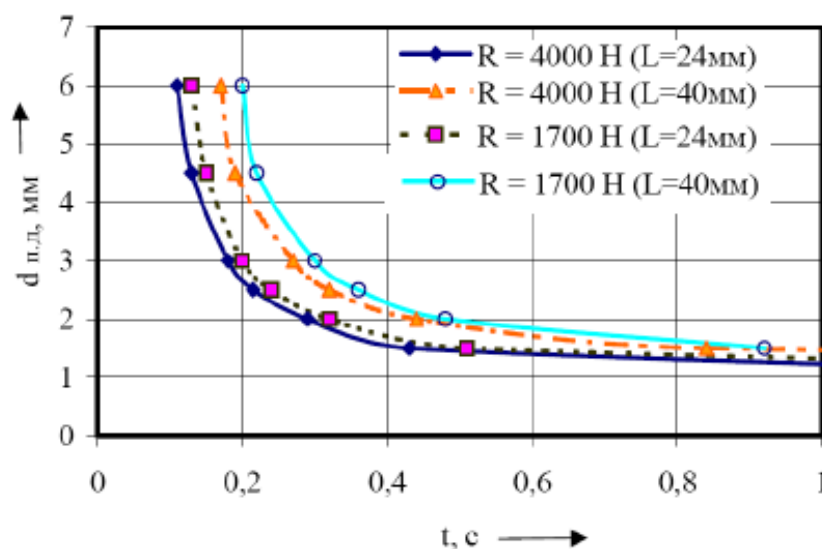


Рисунок 26 – Вплив параметрів навантажень і конструктивних факторів на час переміщення штока пневмогідравлічного підсилювача при ввімкненні зчеплення

На основі запропонованої методики вдалося уникнути застосування дроселів у гідравлічній частині привода, використання яких негативно відображається на динамічних процесах вимикання зчеплення. Запропонована методика розрахунку статичних характеристик дозволяє враховувати початок спрацьовування підсилювача та характер підвищення тиску у пневматичному циліндрі, а також провести раціональний вибір основних параметрів слідкуючого пристрою. Комплекс запропонованих мір дозволив знизити зусилля на педалі зчеплення на 10 %. Запропоновані в роботі підходи щодо дослідження пневматичних апаратів дозволили визначити коефіцієнти опору елементів привода зчеплення в залежності від швидкості зміни тиску повітря без проведення експериментальних досліджень.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі виконано узагальнення і розвиток наукових основ актуальної і важливої науково-технічної проблеми підвищення безпеки руху,

комфортабельності і поліпшення ергономічності автотранспортних засобів, що складають теоретичну основу створення і вдосконалення пневматичних апаратів гальмового керування, підвіски і зчеплення на етапах проектування і виробництва.

Основні наукові і прикладні результати досліджень :

1. Запропонований і обґрунтований метод визначення коефіцієнтів витрати для апаратів пневматичного гальмового привода автотранспортних засобів на основі просторового моделювання тривимірних стаціонарних і нестаціонарних течій стисненого повітря в порожнинах апаратів привода.

2. Набув подальшого розвитку метод із зосередженими параметрами в частині визначення коефіцієнта витрати на основі чисельного моделювання і врахування зміни тиску у вузлі, що дозволило розповсюдити його на пневматичні гальмові приводи автотранспортних засобів.

3. Тривимірне моделювання перехідних процесів у гальмовій камері дозволило довести, що поля розподілу статичного тиску і модуля вектора швидкості потоку дозволяють стверджувати про незначний розподіл термодинамічних параметрів за об'ємом (середнє інтегральне значення статичного тиску від мінімального при наповненні не перевищує 4 %).

4. Порівняльні теоретичні дослідження динаміки пневматичного гальмового привода за трьома розглянутими методами показали якісну збіжність результатів розрахунку і відповідність наявним експериментальним результатам (похибка не перевищує 7,2 %).

5. Розроблений програмний комплекс для математичного моделювання тривимірних нестаціонарних течій повітря в апаратах пневматичного гальмового привода автотранспортних засобів і синтезу перехідних характеристик привода в цілому, які можуть бути використані при автоматизованому проектуванні.

6. Запропонована математична модель електронно-пневматичного гальмового привода, що включає динамічну модель електромагнітного клапана, дозволяє виконувати розрахунки, що на 90 % збігаються з експериментальними даними. Модель має перспективу вдосконалення, якщо розглядати коливальний характер вирівнювання тиску повітря в контурі привода релейного ЕПГП.

7. Встановлений взаємозв'язок часу спрацьовування мембрани від основних параметрів електромагнітного клапана (зокрема від умовного діаметра, напруги живлення, кількості електромагнітних клапанів у одному каскаді, посилення тиску повітря з обох боків клапана).

8. Вдосконалена конструкція модулятора тиску, здатна забезпечити час спрацьовування 0,008 с і час відкритого стану клапана 0,0065 с. Швидкодія модулятора тиску визначається оптимальним підбором об'єму підсилюючої порожнини, прохідними перерізами електромагнітних клапанів і їх швидкодією, величиною обмеження тиску в підсилюючій порожнині, а також перепадом тиску, що діє на поверхню мембрани.

9. Розроблений і досліджений двомагістральний захисний клапан, який забезпечує автоматичне спрацьовування запасної гальмової системи ЕПГП і

виводить АТЗ на початковий рівень уповільнення не більше ніж через 0,55 с після виходу з ладу робочої гальмової системи.

10. Експериментально підтверджена сумісність, працездатність і ефективність розроблених контурів робочої й запасної гальмової системи. При гальмуванні одиничного автотранспортного засобу, оснащеного ЕПП, ефективність зростає до 10 % при гальмуванні робочою гальмовою системою, і в 1,5–2 рази – при гальмуванні запасною гальмовою системою в порівнянні з нормативною.

11. Експериментальні дослідження динаміки типових ДЄ-ланок пневматичного гальмового привода підтвердили коректність запропонованого методу тривимірного моделювання перехідних процесів в окремих апаратах при гальмуванні і розгальмовуванні. Похибка експериментальних даних не перевищувала 5,0 %.

12. Запропонована методика визначення площі прохідних перерізів, яка на стадії проектування дозволяє оцінити вплив регулятора рівня підлоги на параметри коливань підресореної маси і визначити раціональну залежність площі прохідних перерізів залежно від кута відхилення його важеля. Використання запропонованої методики дозволяє при проектуванні пневматичної підвіски точніше визначити необхідний динамічний хід підвіски, що сприяє зниженню рівня підлоги кузова на 5–10 %.

13. У результаті виконаних досліджень доведено, що регулятор рівня підлоги під час руху автотранспортного засобу компенсує зниження динамічного нейтрального положення і дозволяє зменшити динамічний хід підвіски на 20–30 %.

14. При використанні електронних систем керування пневматичною підвіскою критерієм керування необхідно обрати умову мінімальної вірогідності пробою підвіски, що виражається в підтримуванні певної відстані до буфера стиснення під час руху автотранспортного засобу. Виконання цього критерію дозволяє зменшити динамічний хід підвіски на 10–15 %.

15. Експериментально підтверджена справедливність розробленої математичної моделі і методики вибору раціональних параметрів регулятора рівня підлоги. Похибка розрахунків відхилення динамічного нейтрального положення й амплітуди коливань знаходиться в межах 6–11 %.

16. Проведені дослідження дозволили розробити конструкцію регулятора рівня підлоги, яка впроваджена в серійне виробництво на Вовчанському агрегатному заводі і за останні роки їх зроблено більше 120 000 штук.

17. Вдосконалена методика розрахунку статичної характеристики пневмогідравлічного підсилювача, в тому числі досліджений вплив гістерезису на якість регулювання процесу керування зчепленням. Розроблена методика моделювання динамічних характеристик пневмогідравлічного підсилювача, яка дозволяє враховувати зміну сумарного коефіцієнта опору трубопроводів і прохідних перерізів підсилювача в залежності від швидкості зміни тиску повітря.

18. Досліджений вплив пневмогідравлічного привода зчеплення на динамічну навантаженість агрегатів трансмісії. Основна увага при дослідженні

цього питання була приділена дросельному регулюванню процесу ввімкнення зчеплення в пневматичній частині привода. В результаті цього вдалося уникнути використання дроселів у гідравлічній частині привода, використання яких негативно впливає на динаміку процесу вимкнення зчеплення.

19. Експериментальними дослідженнями статичних і динамічних характеристик створеного пневмогідравлічного підсилювача підтверджена адекватність результатів математичного моделювання перехідних процесів (похибка статичних характеристик складає не більше 5 %, динамічних – 6–8 %).

20. Виконані дослідження дозволили створити конструкцію пневмогідравлічного підсилювача привода, який забезпечує функціональну працездатність і стабільність на всіх режимах роботи. Розроблений підсилювач серійно випускається Вовчанським агрегатним заводом. На сьогоднішній день підсилювачів зроблено більше 600 000 штук.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом: монография / [Туренко А. Н., Богомолов В. А., Клименко В. И., Кирчатый В. И.]. – Х.: ХГАДТУ, 2000. – 472 с.

2. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств: монография / [Туренко А. Н., Богомолов В. А., Клименко В. И., Кирчатый В. И., Ходырев С. Я.]. – Х.: ХНАДУ, 2002. – 400 с.

3. Основы создания и исследования электронно-пневматического тормозного управления транспортных средств: монография / [Туренко А. Н., Клименко В. И., Рыжих Л.А., Леонтьев Д.Н., Красюк А. Н.]. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 288 с.

4. Теоретические и практические основы создания электропневматического тормозного привода и антиблокировочной системы автотранспортных средств: монография / [Туренко А. Н., Клименко В. И., Ломака С. И., Рыжих Л. А., Михалевич Н. Г., Чебан А. А.]. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 336 с.

5. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортных средств: монография 2-е издание/ [Туренко А. Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Рыжих Л. А., Леонтьев Д.Н., Красюк А.Н., Михалевич Н. Г.]. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.

6. Клименко В.И. О применении в системах управления автотранспортных средств гидропневматического привода / В.И. Клименко, В.П. Логвинов // Автомобильный транспорт. – Х.: РИО ХГАДТУ, 1999. – Выпуск 3. – С. 54–56.

7. Туренко А.М. Математична модель пневматичної підвіски транспортних засобів / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, А.І. Шилов // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – Тернопіль.: ТДТУ, 2000. – Випуск 4. – С. 124 – 127.

8. Туренко А.Н. Влияние регулятора уровня пола на эксплуатационные свойства пневматической подвески / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.И. Шилов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск 82. – С. 42 – 43.

9. Туренко А.Н. Пиковые динамические нагрузки в трансмиссии автомобиля и мероприятия по их уменьшению / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.П. Логвинов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск 119. – С. 19 – 21.

10. Туренко А.Н. Экспериментальный регулятор тормозных сил с функциями тормозного крана прицепа / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Сараев // Автомобильный транспорт. – Х.: РИО ХГАДТУ, 2000. – Выпуск 4. – С. 5 – 7.

11. Туренко А.Н. Анализ времени включения сцепления транспортного средства с пневмогидравлическим усилителем / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.П. Логвинов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск 124. – С. 117 – 122.

12. Туренко А.Н. Исследование процесса включения сцепления с пневмогидравлическим усилителем / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, В.П. Логвинов, С.В. Грищенко // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Выпуск 128. – С. 109 – 114.

13. Туренко А.Н. К вопросу о гидропневматическом тормозном приводе / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, И.Н. Никитченко // Вестник ХГАДТУ. – Х.: РИО ХГАДТУ, 2000. – Выпуск 11. – С. 16 – 18.

14. Туренко А.М. Придатність гіперболічної функції витрати для розрахунку пневматичного гальмового привода автотранспортного засобу / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, А.О. Цуприк // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавство». – Львів, 2000. – Випуск 9. – С. 35 – 38.

15. Туренко А.М. Аналіз часу включення зчеплення з пневмогідравлічним підсилювачем / А.М. Туренко, В.О. Богомолов, В.І. Клименко, В.П. Логвінов, С.В. Грищенко // Методи та прилади контролю якості. Науково-технічний журнал. – Івано-Франківськ: 2000. – Випуск 6. – С. 103 – 107.

16. Туренко А.Н. Определение характеристик статической точности электропневматического тормозного привода / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Н.Н. Алекса, А.А. Серый, С.В. Черков // Автомобильный транспорт. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – Выпуск 6. – С. 35 – 37.

17. Туренко А.Н. Анализ методов расщепления при изучении нестационарных течений сжатого воздуха в пневматических системах автомобиля / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской, А.Н. Ларин // Автомобильный транспорт. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – Выпуск 7-8. – С. 119 – 122.

18. Клименко В.И. Гидропневматический привод в системах управления АТС / Автомобильная промышленность. – М.: 2001. – Выпуск 8. – С. 16 – 17.
19. Туренко А.Н. Аварийное и автоматическое торможение автопоезда / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Сараев // Вестник ХГАДТУ. – Х.: ХГАДТУ, 2001. – Выпуск 14. – С. 36 – 38.
20. Туренко А.Н. Применение метода объемного моделирования для проектирования аппаратов автомобильного тормозного привода / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, А.П. Сопко, Д.П. Соловьев // Автомобильный транспорт. – Х.: ХГАДТУ, 2002. – Выпуск 9. – С. 3 – 5.
21. Туренко А.Н. Работа электропневмопривода в аварийном режиме / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, Н.Г. Михалевич // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2002. – Выпуск 17. – С. 26–27.
22. Туренко А.Н. Сравнительный анализ применимости гиперболической и усовершенствованной функции расхода при расчете пневматического привода / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.П. Сопко // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2002. – Выпуск 18. – С. 14 – 18.
23. Туренко А.Н. Математическая модель динамического процесса наполнения для типовых звеньев пневматического привода авто-транспортных средств / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской, Ю.В. Кирчатый // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2003. – Выпуск 22. – С. 112 – 116.
24. Туренко А.Н. Алгоритмы управления электропневматическими модуляторами давления / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, Н.Г. Михалевич // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2003. – Выпуск 13. – С. 157 – 159.
25. Клименко В.И. Построение численных моделей случайных дорожных возмущений в задачах плавности хода автомобиля / В.И. Клименко, М.В. Дячук // «Новини науки Придніпров'я». Науково-практичний журнал. – Дніпропетровськ: РВА «Дніпро-VAL», 2003. – Выпуск 5. – С. 60 – 64.
26. Туренко А.Н. Математическое моделирование динамического процесса наполнения типовых звеньев пневматического привода автотранспортных средств / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской // Автошляховик України. Науково-виробничий журнал. – К.: 2004. – Випуск 5. – С. 22 – 25.
27. Клименко В.И. Экспериментальные исследования динамики электропневматического тормозного привода / В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич, А.А. Чебан, А.Н. Красюк // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2005. – Выпуск 16. – С. 156 – 158.
28. Туренко А.М. Сучасні електронні гальмові системи автомобілів / А.М. Туренко, В.І. Клименко, Л. О. Рижих, С. Й. Ломака, Д. М. Леонтьев // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Кременчук: КДПУ, 2006. – Випуск 2. – С. 64 – 66.

29. Туренко А.М. Передавальна функція пневматичної підвіски / А.М. Туренко, В.О. Богомолів, В.І. Клименко, А.І. Шилов / Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2006. – Випуск 19. – С. 11 – 13.

30. Туренко А.М. Аналіз алгоритмів регулювання гальмових сил регулятором з електронним керуванням / А.М. Туренко, С.Й. Ломака, В.І. Клименко, Л.О. Рижих, Д.М. Леонтьєв / Вісник Житомирського державного технологічного університету. – Житомир.: ЖДТУ, 2006. – Випуск 4(39). – С. 26 – 35.

31. Туренко А.М. Моделювання перехідних процесів у пневматичному приводі з послідовно сполученими ланками / А.М. Туренко, В.О. Богомолів, В.І. Клименко, О.В. Крамський // Автошляховик України. Науково-виробничий журнал. – К.: 2006. – Випуск 6. – С. 16 – 18.

32. Туренко А. Н. Расчет питающей части пневматического тормозного привода автотранспортного средства с антиблокировочной системой / А. Н. Туренко, В.И. Клименко, Л. А. Рыжих, А. В. Крамской, А. А. Чебан // Вестник ХНАДУ и СВНЦ ТАУ. – Х.: ХНАДУ, 2008. – Випуск 41. – С. 51 – 54.

33. Клименко В.И. Моделирование переходных процессов в пневмоаппаратах транспортных средств / В.И. Клименко, А.В. Крамской, А.А. Чебан // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: СНУ, 2008. – Випуск 7 (125). – С. 53 – 57.

34. Клименко В.И. Современные АБС и реализация их алгоритмов работы / В.И. Клименко, Л.А. Рыжих, А.Н. Красюк, Д.Н. Леонтьєв // Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М.: МГТУ «МАМИ», 2009. – Випуск 1 (7). – С. 34 – 37.

35. Клименко В.И. Уточнение методики определения статической точности электропневматического тормозного привода и требований к его статической характеристике / В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич // Автомобильный транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2009. – Випуск 24. – С. 27 – 32.

36. Богомолів В.О. Огляд та аналіз конструкцій пневматичних підвісок автомобілів з електронним керуванням / В.О. Богомолів, В.І. Клименко, А.І. Шилов, Р.О. Алексєєв // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ: Видавництво СНУ, 2010. – Науковий журнал №6 (148). – С. 54 – 58.

37. Богомолів В.О. Моделювання дорожньої поверхні для розрахунку динаміки руху транспортних засобів / В.О. Богомолів, В.І. Клименко, А.І. Шилов / Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2011. – Випуск 29. – С. 37 – 42.

38. Богомолів В.А. Пути повышения быстродействия исполнительного механизма электропневматического привода сцепления автомобилей / В.А. Богомолів, В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич, А.А. Ярита // Вісник СевНТУ. Серія Машиноприладобудування та транспорт. – 2013. – Випуск 142. – С.73 – 75.

39. Богомолов В.А. Построение статической характеристики механизма выключения сцепления транспортного средства / В.А. Богомолов, В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич, А.А. Ярита // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – Вип. 8 (1051). – С. 164 – 169.

40. Богомолов В. А. Выбор способа управления рабочим процессом и построение алгоритма управления электропневматическим приводом сцепления / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, А. А. Ярита // Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2014. – Випуск 155. – С. 14 – 20.

41. Клименко В.І. Моделювання роботи автоматичної системи керування зчепленням / В.І. Клименко, М.Г. Михалевич, Д.М. Леонтьєв, О.О. Ярита, Ю.О. Рябуха // Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2017. – Вип. 41. – С. 74 – 79.

42. Yarita O. A. Особенности управления электропневматическими клапанами исполнительного механизма управления сцеплением с ускорительным клапаном / O. O. Yarita, M.G. Mychalevich, D.N. Leontiev, V.A. Bogomolov, I. V. Gritsuk, Y. B. Novikova // НАУКА и ТЕХНИКА. – Минск: БНТУ, 2018. – Международный научно-технический журнал Т.17, №1. – С. 64 – 71. (Web of Science Core Collection (ESCI))

43. Mychalevich M. Assessment of Operation Speed and Precision of Electropneumatic Actuator of Mechanical Transmission Clutch Control System / M. Mychalevich, O. Yarita, A. Turenko, D. Leontiev, I. Gritsuk, V. Bogomolov, V. Klimenko, M. Smieszek // SAE Technical Paper 2018-01-1295, 2018, doi:10.4271/2018-01-1295 (Scopus).

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

44. Туренко А. Н. Анализ применимости гидропневматического привода в системах управления автотранспортных средств / А.Н. Туренко, В.И. Клименко // Надежность машин, механизмов, оборудования. Материалы международной научно – технической конференции, 15–17 февраля 2000 г. – Карпаты п. Славское: 2000. – С. 114–115.

45. Клименко В.И. Анализ применимости гидропневматического привода в системах управления автотранспортных средств / В.И. Клименко // Ассоциация автомобильных инженеров. Вып. 7. Материалы XXX конференции «Безопасность конструкции автотранспортных средств», 31.05–01.06.2000 г. – Дмитров: 2000. – С. 104–109.

46. Туренко А.Н. Алгоритмы управления электропневматическими модуляторами давления / А.Н. Туренко, В.О. Богомолов, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев, Н.Г. Михалевич // X научно-техническая конференция с международным участием «Транспорт, экология – устойчиво развитие», 10–12 мая 2007 г. – Варна, Республика Болгария: 2007. – С. 419–422.

47. Клименко В.И. Уточнение методики определения статической точности электропневматического тормозного привода и требований к его

статической характеристике / В.И. Клименко, Н.Г. Михалевич // Труды 65 Международной научно-технической конференции ААИ «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров». – М.: 2009. – С. 14.

48. Антоненко А.А. Особенности рабочего процесса в пневматических тормозных приводах большегрузных транспортных средств / А.А. Антоненко, В.А. Богомолов, С.В. Богомолов, В.И. Клименко // Материалы Международной научно-практической конференции «Прогресс транспортных средств и систем – 2009» Ч. 1 ВГТУ. – Волгоград: 2009. – С. 103 – 104.

49. Туренко А.Н. Оценка эффективности торможения транспортных средств оборудованных АБС / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, С.Й. Ломака, Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев // «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» Сборник докладов международной научно-технической конференции. – Минск: БНТУ, 2010. – С. 21 – 29.

50. Богомолов В.А. Численное моделирование вязких гидро- и газодинамических процессов в проточных полостях в широком диапазоне давлений и температур на параллельных системах / В.А. Богомолов, В.И. Клименко, А.В. Крамской // «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» Сборник докладов международной научно-технической конференции. – Минск: БНТУ, 2010. – С. 29 – 36.

51. Клименко В.И. Теоретические исследования электропневматического тормозного привода / В.И. Клименко // Сборник научных трудов Международной научно-практической конференции «Актуальные вопросы развития транспортной системы». – Махачкала: 2015. – С. 17 – 22.

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

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

53. Пат. 84816 Україна МПК(2006) В60К 23/00. Пневмогідравлічний підсилювач привода зчеплення транспортного засобу / Богомолов В.О., Клименко В.І., Антоненко О.А., Сопов В.О. – №200712578; заявл. 13.11.2007; опубл. 25.11.2008. Бюл. №22, 6 с.

54. Пат. 87663 Україна МПК(2009)В60 G 17/00, В 60 G 17/04. Регулятор рівня підлоги транспортного засобу / Богомолов В.О., Клименко В.І. – №200511240; заявл. 28.11.2005; опубл. 10.08.2009. Бюл. №15, 4 с.

55. Пат. 2435077 Россия МПК F15B15/14, В60K23/02 Пневмогидравлический усилитель привода сцепления транспортного средства / Богомолов В.А.,

Клименко В.И., Антоненко А.А., Сопов В.А. – №2008118907/11; заявл. 13.05.2008; опубл. 27.11. 2011. Бюл. №33, 7 с.

56. Пат. 109739 Україна, МПК (2006. 01), B60G 17/056. Регулятор рівня підлоги автотранспортного засобу / Богомолів В. О., Клименко В.І., Леонтьєв Д.М., Алексєєв Р.О. – №201405713; заявл. 27.05.2014; опубл. 25.09.2015. Бюл. №18, 4 с.

57. Пат. 2329158 Россия МПК B60G 17/04. Регулятор уровня пола транспортного средства / Туренко А.Н., Богомолів В. А., Клименко В.И.. – №2005115039/11; заявл. 27.11.2006; опубл. 20.07.2008. Бюл. №20, 4 с.

58. Туренко А.Н. Основы прикладной теории колебаний: учебное пособие с грифом Министерства образования и науки Украины / А.Н. Туренко, А.Д. Сопко, В.А. Богомолів, В.И. Клименко, С.Я. Ходырев. – Х.: ХНАДУ, 2002. – 130с.

59. Туренко А.М. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанными гальмами та регулятором гальмівних сил: підручник з грифом Міністерства освіти і науки України / А.М. Туренко, В.О. Богомолів, В.І. Клименко, С.Я. Ходирєв, В.І. Кирчатий, М.Г. Михалевич. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 120с.

60. Туренко А.М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП: підручник для вищих навчальних закладів / А.М. Туренко, В.І. Клименко, О.В. Сараєв, С.В. Данець. – Х.: ХНАДУ, 2013. – 320с.

61. Богомолів В.А. Моделирование систем управления в SIMULINK: учебное пособие / В.А. Богомолів, А.Г. Гурко, В.И. Клименко, Д.Н. Леонтьєв, А.Н. Красюк. – Х.: ХНАДУ, 2017. – 232с.

АНОТАЦІЯ

Клименко В. І. Теоретичні основи створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмівного керування, підвіски та зчеплення автотранспортних засобів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Міністерство освіти і науки України, Харків, 2018.

Дисертація присвячена вирішенню проблеми підвищення безпеки руху автотранспортних засобів, поліпшенню їх плавності ходу, а також поліпшенню ергономічних показників привода керування зчепленням на основі системного підходу до проектування, виробництва і експлуатації, що є основою створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмового керування, підвіски та зчеплення автотранспортних засобів.

Запропоновано метод розрахунку динаміки пневматичного гальмового привода для дослідження ланок пневматичного та електропневматичного гальмового привода з електронними модуляторами тиску.

Вдосконалено пневматичний гальмовий привід причіпної ланки та враховано особливості процесу автоматичного гальмування у разі розриву живлячої магістралі привода.

Доведено, що двоступінчатий регулятор рівня підлоги знижує динамічне нейтральне положення транспортного засобу і зменшує динамічний хід підвіски. Визначено раціональне співвідношення перерізів отворів пропонованого регулятора.

Виконані дослідження процесу керування пневмогідравлічним підсилювачем привода керування зчепленням дозволили вибрати раціональні параметри його характеристик.

Практичне значення отриманих результатів підтверджено впровадженням запропонованих методів і підходів у серійне виробництво на автомобільних і автоагрегатних підприємствах та виробництвах.

Ключові слова: динаміка, електропневматичний гальмовий привід, модулятор тиску, пневматична підвіска, регулятор рівня підлоги, підсилювач зчеплення пневмогідравлічний.

АННОТАЦІЯ

Клименко В. И. Теоретические основы создания и совершенствования пневматических аппаратов тормозного управления, подвески и сцепления автотранспортных средств. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Министерство образования и науки Украины, Харьков, 2018.

Диссертационная работа посвящена решению актуальной научной проблемы повышения безопасности движения автотранспортных средств, улучшения их плавности хода, а также улучшению эргономических показателей привода управления сцеплением на основе системного подхода к проектированию, производству и эксплуатации, что составляет теоретическую основу создания и совершенствования пневматических аппаратов тормозного управления, подвески и сцепления современных автотранспортных средств.

На основе проведенного анализа и синтеза, а также выполненных теоретических и экспериментальных исследований предложен метод расчёта динамики пневматического тормозного привода учитывающий комбинацию метода с распределёнными параметрами, для определения коэффициентов расхода пневматических аппаратов и метода с сосредоточенными параметрами для исследования динамики различных звеньев пневматического и электропневматического тормозного привода с электропневматическими модуляторами давления. На основе анализа существующих теоретических подходов, впервые обобщены функции, позволяющие рассчитывать динамику

пневматического и электронно-пневматического тормозного привода в монотонном и циклическом режимах, предложены рекомендации по их применению для получения наилучшей точности и скорости расчёта.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями определено рациональное соотношение сечений впускного и выпускного отверстий двухступенчатого регулятора уровня пола управляемой пневматической подвеской. Доказано, что двухступенчатый регулятор уровня пола при движении компенсирует снижение динамического нейтрального положения транспортного средства и позволяет уменьшить динамический ход подвески. Проведенные исследования позволили выбрать рациональные параметры, разработана и защищена патентами конструкция регулятора уровня пола, которая серийно производится и реализуется Волчанским агрегатным заводом.

Выполнены исследования по совершенствованию процесса управления пневмогидравлическим усилителем привода управления сцеплением, которые позволили на основе математического моделирования выбрать рациональные параметры выходных и входных характеристик пневмогидравлического усилителя привода сцепления. Выбраны рациональные параметры, разработана и защищена патентами конструкция пневмогидравлического усилителя привода управления сцеплением, которая серийно производится и реализуется Волчанским агрегатным заводом на протяжении уже нескольких десятилетий.

Усовершенствован пневматический тормозной привод прицепа звена, в котором функции регулятора тормозных сил и воздухораспределительного клапана объединены в одном аппарате и учтена особенность процесса автоматического торможения в случае разрыва питающей магистрали. Предложен критерий совмещения регулятора тормозных сил с воздухораспределительным клапаном в одном аппарате, согласно которому обеспечивается дополнительная защита пневматического тормозного привода прицепа от преждевременного включения автоматического торможения при естественных колебаниях давления воздуха в питающей магистрали без потери быстродействия привода в случае разрыва питающей магистрали.

Проведены экспериментальные исследования динамики типовых ДЕ-звеньев пневматического тормозного привода. Экспериментальными исследованиями подтверждена совместимость, работоспособность и эффективность разработанных контуров рабочей и аварийной тормозной системы с электронно-пневматическим тормозным приводом, что позволило получить улучшенные характеристики по быстродействию и тормозному пути.

Экспериментальными исследованиями статических и динамических характеристик регуляторов уровня пола и пневмогидравлических усилителей подтверждена их функциональная работоспособность, надёжность и долговечность.

Практическое значение полученных результатов подтверждено внедрением предложенных методов и подходов в серийное производство, опытно-

конструкторские работы на автомобильных и автоагрегатных предприятиях производстве и испытания.

Ключевые слова: динамика, электронно-пневматический тормозной привод, модулятор давления, пневматическая подвеска, регулятор уровня пола, усилитель сцепления пневмогидравлический.

ABSTRACT

Klymenko V. I. Theoretical fundamentals of creation and improvement of vehicle brake control pneumatic devices, suspension and clutch. – Qualification study as manuscript.

Thesis for a Doctor of Technical Sciences degree: speciality 05.22.02 – Automobiles and Tractors. – Kharkiv National Automobile and Highway University, the Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2018.

This thesis is devoted to the solution of a topical scientific problem of the improvement of vehicle traffic safety, vehicle movement smoothness as well as the ergonomic parameters of the clutch control gear on the basis of a systems approach to their design, manufacture and exploitation that is a theoretical basis for the creation and improvement of the vehicle brake control pneumatic devices, suspension and clutch.

The method for the computation of the dynamics of the pneumatic brake gear is proposed to study the dynamics of various links of the pneumatic brake gear.

It is proved that the two-stage floor level controller compensates for the lowering of a dynamic neutral position of vehicle during movement and to decrease movement of the suspension. The rational ratio sections of the two-stage floor level controller is determined.

The pneumatic brake gear of a towed member is improved and the feature of automatic braking is taken into account, in case the feeding circuit is broken.

This research contributes to the improvement of the control process of the clutch control gear pneumohydraulic booster that enables us to choose the rational parameters characteristics.

The practical significance of the results is confirmed when the proposed methods and approaches have been used in serial production and experimental design work at automobile and automobile unit enterprises, in industry and during tests.

Key words: dynamics, electropneumatic brake gear, pressure modulator, pneumatic suspension, floor level controller, pneumohydraulic clutch booster.

Підписано до друку 27.09.2018 р. Формат 60 × 84 1/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Суг. Віддруковано на різнографі
Ум.друк. арк. 1,9.
Зам. № 360/18. Тираж 100 прим. Ціна договірна

ВИДАВНИЦТВО
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Видавництво ХНАДУ, 61002, Харків-МСП, вул. Ярослава Мудрого, 25.
Тел. /факс: (057)700-38-64; 707-37-03, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення
та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції, серія ДК №897 від 17.04 2002 р.