

АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 629.062

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2019.84.0.21

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ЗАКОНУ ЗМІНИ ТИСКУ
В ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОМУ ГАЛЬМОВОМУ ПРИВОДІ ПІД ЧАС
ЕКСТРЕНОГО ГАЛЬМУВАННЯЛеонтєв Д.М.¹, Дон Є.Ю.¹,¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Проаналізовано та узагальнено результати дослідження впливу темпу зміни тиску в електропневматичному гальмівному приводі на процес гальмування коліс транспортного засобу. Проведено математичне моделювання динаміки руху колісного транспортного засобу, обладнаного електропневматичною гальмівною системою, яка може виконувати функції антиблокувальної системи. Описано принципи керування електропневматичними модуляторами тиску та їх вплив на динаміку руху колісного транспортного засобу, а також визначено спосіб зміни темпу під час наповнення гальмівної камери робочим тілом на основі моделювання робочих процесів електропневматичного гальмівного привода та динаміки руху колісного транспортного засобу.

Ключові слова: гальмівний привід, гальмівна система, моделювання, динаміка гальмування, електропневматичний привід.

Вступ

Дослідженню швидкодії пневматичного гальмівного привода приділено багато наукових публікацій, які показують, що гальмівний шлях колісного транспортного засобу (КТЗ) може бути скорочений на 15–20 % за рахунок зменшення часу спрацьовування пневматичних апаратів, які є елементами привода. Одночасно з цим у науково-технічній літературі, яка висвітлює робочі процеси в автоматизованих системах регулювання гальмівного зусилля акцентується увага на тому, що такі системи, за рахунок частих розгальмовувань, збільшують час гальмування КТЗ. У зв'язку з цим перед інженером-дослідником нових автоматизованих систем для електропневматичного гальмівного привода (ЕПП) КТЗ виникає питання щодо обрання раціонального закону зміни тиску в автоматизованих апаратах привода.

Аналіз публікацій

У процесі проектування сучасної системи керування електропневматичною гальмівною системою (ЕПГС) необхідно вирішити декілька задач, які пов'язані:

- з вибором закону керування ЕПП;
- з вибором принципу керування ЕПП (враховуючи вибір закону зміни тиску в гальмівному приводі).

Задача вибору закону керування ЕПП широко висвітлена в науково-технічній літе-

ратурі різними авторами [1–4]. У цих роботах найбільший інтерес являє лише вибір граничних значень, які забезпечують якість роботи автоматизованої системи регулювання гальмівного зусилля.

Задача вибору принципу керування ЕПП в науково-технічній літературі недостатньо висвітлена, незважаючи на те, що питанню стосовно принципів керування присвячено багато досліджень, найбільш відомі з яких [5–8]. Слід відзначити, що ці дослідження стосуються, в більшій мірі, впливу автоматизованих систем на ефективність гальмування КТЗ і майже не розкривають особливостей впливу зміни тиску у приводі на стійкість і керованість колісного транспортного засобу, внаслідок циклічного загальмовування або розгальмовування автомобільних коліс.

Проведений аналіз науково-технічної літератури [9–12] показав, що вибору принципу керування ЕПП в ЕПГС колісного транспортного засобу провідними фірмами світу приділяється багато уваги, але вони не розкривають логічно-последовних алгоритмів щодо вибору законів зміни тиску в електропневматичних апаратах гальмівного привода.

Мета і постановка завдання

Метою дослідження є вибір раціонального характеру зміни тиску в електропневматичному гальмівному приводі КТЗ під час екстреного його гальмування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- визначитися із принципом керування ЕППП електропневматичної гальмівної системи;

- виконати імітаційне моделювання динаміки руху колісного транспортного засобу під час екстреного гальмування;

- виконати імітаційне моделювання динаміки зміни тиску в ЕППП під час гальмування КТЗ;

- обрати раціональний принцип зміни тиску електропневматичних апаратів гальмівного привода.

Дослідження робочого процесу ЕППП під час екстреного гальмування автомобіля

Як показує аналіз науково-технічної літератури [5–12], сучасні принципи керування автоматизованими апаратами гальмівного привода можуть бути побудовані на трьох базових принципах:

- *IR* (Індивідуальне керування);
- *MIR* (Модифіковане керування);
- *DIR* (Діагональне керування).

Принцип індивідуального керування (*IR*) та діагонального керування (*DIR*) дозволяє досягати високої гальмівної ефективності, але у випадку використання їх на керованому мості не завжди забезпечується стійкість і керованість транспортного засобу [10–12]. До того ж ці принципи ускладнюють схему гальмівного привода КТЗ. Слід відзначити, що використання принципу керування *IR* тільки на некерованих мостах дозволяє зберегти стійкість КТЗ, але ефективність його гальмування дещо знижується.

Принцип керування *MIR*, як і принцип керування *DIR*, дозволяє забезпечити високий рівень стійкості КТЗ за рахунок зниження ефективності гальмування автомобіля шляхом використання алгоритмів, побудованих на низькопороговому регулюванні зміни куткової швидкості обертання автомобільного колеса. Такі принципи керування найчастіше використовуються на керованих мостах колісного транспортного засобу.

Хотілось би відзначити, що принципи керування не завжди співпадають із кількістю електропневматичних апаратів гальмівного привода. Так, наприклад, принцип керування *MIR* може бути реалізований як на схемі гальмівного привода з одним електропневматичним апаратом на осі, так і у разі використання декількох апаратів на осі КТЗ.

Спираючись на проведений аналіз принципів керування, з метою забезпечення керованості та стійкості КТЗ під час подальшого моделювання, приймемо як базовий принцип – принцип керування *MIR*.

Незважаючи на прийнятий принцип керування та компоновальну схему розміщення електропневматичних апаратів привода, під час керування ними може бути реалізований один з наступних законів зміни тиску в гальмівному приводі:

- ступінчаста зміна тиску;
- безступінчаста зміна тиску;
- ступінчаста зміна тиску, що неоднаково регулюється на гілці впуску та випуску;
- безступінчаста зміна тиску, що неоднаково регулюється на гілці впуску та випуску.

Очевидно, що математична модель руху колісного транспортного засобу повинна мати можливість реалізації кожного з наведених вище законів зміни тиску в гальмівному приводі, з метою визначення найбільш раціонального з них, для досягнення найвищої ефективності гальмування КТЗ зі збереженням його керованості та стійкості.

Грунтуючись на підході щодо динаміки руху КТЗ, який запропоновано в роботі [11], та підході щодо взаємодії автомобільних коліс КТЗ на основі теорії кріпа [12, 13], не складно виконати імітаційне моделювання динаміки руху, як завантаженого, так і спорядженого колісного транспортного засобу.

Задача моделювання динаміки руху стисненого повітря, з урахуванням особливостей роботи електропневматичних модуляторів тиску, вирішується шляхом розв'язання рівнянь газової динаміки, що розглянуті та описані в роботах [8, 11], які дозволяють представити зміну тиску під час робочого процесу гальмівного привода у вигляді фаз зростання, витримки та спорожнення його ДЄ-ланок. Реалізацію прийнятої математичної моделі динаміки зміни тиску в ЕППП не складно виконати у програмному комплексі *MATLAB* пакет *SIMULINK*. Прийнята модель контуру ЕППП (рис. 1) враховує падіння тиску в ресивері під час спрацьовування електропневматичних модуляторів тиску, в тому числі й під час виконання функцій антиблокувальної системи.

Вихідні дані для моделювання електропневматичного гальмівного привода прийняті відповідно до технічних характеристик пересувної лабораторії кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, яка сформована на базі автобуса MA3-256200 [14].

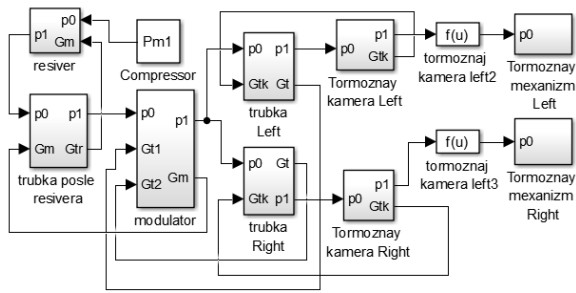


Рис. 1. Структурно-логічна схема реалізації переднього/заднього контуру електропневматичного гальмівного привода

Результати моделювання динаміки зміни тиску в передньому (рис. 2) та задньому (рис. 3) контурі ЕПГП у режимі АБС показують, що зі зниженням швидкості руху КТЗ знижується інтенсивність випуску робочого тіла з електропневматичного гальмівного привода та підвищується частота його спрацювання, що пов'язано зі збільшенням величини реалізованого зчеплення під час взаємодії шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття, яке безпосередньо впливає на уповільнення транспортного засобу (рис. 3.14 та 3.16).

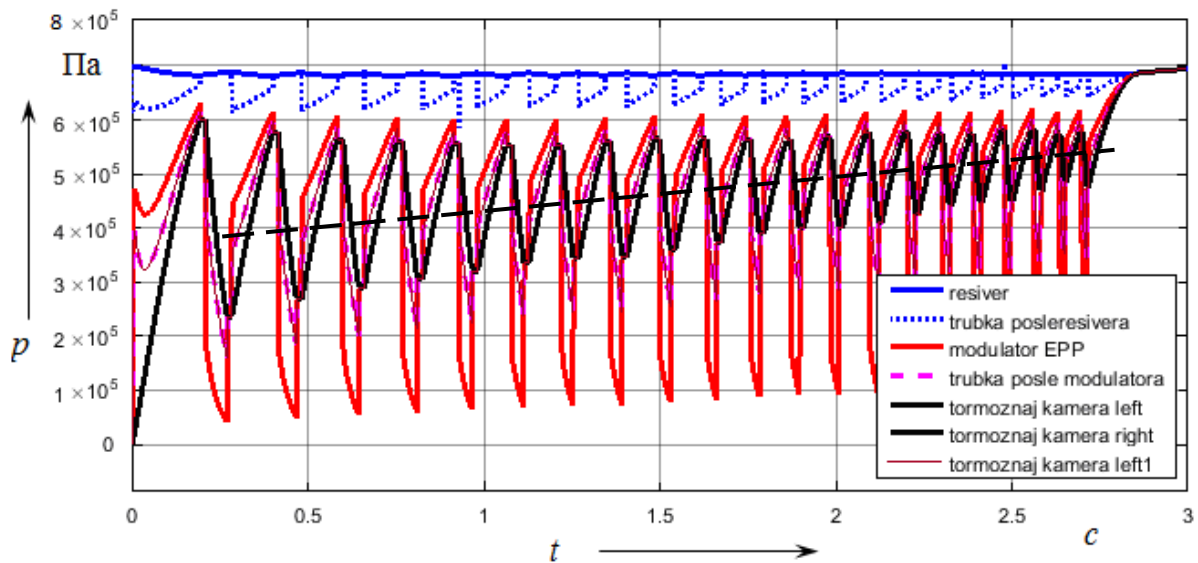


Рис. 2. Динамічні процеси зміни тиску в передньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС (кут нахилу дорожнього покриття – 1 град., маса автобуса – 9500 кг)

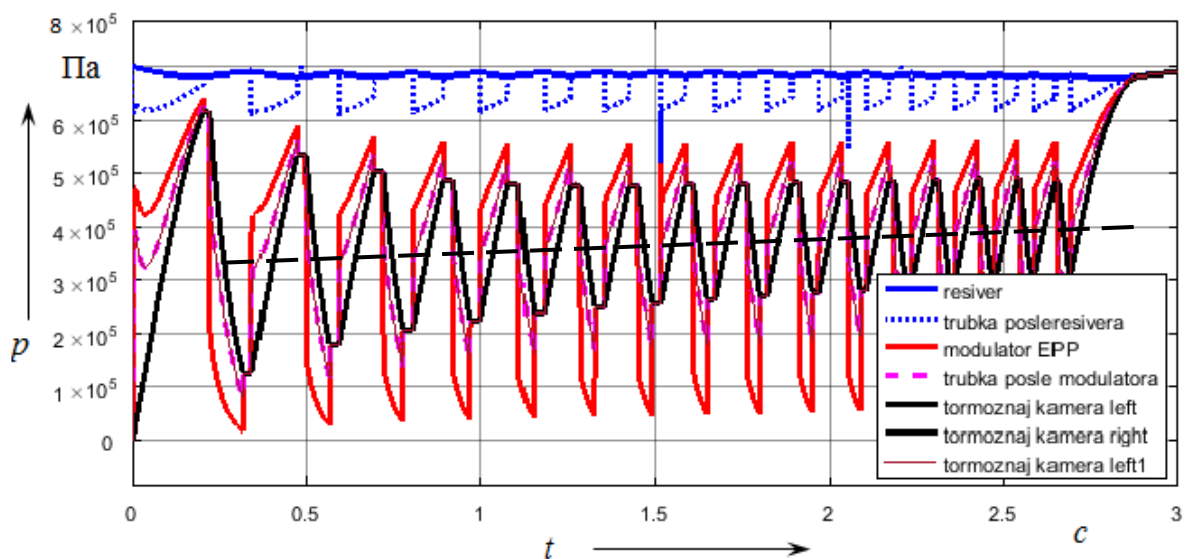


Рис. 3. Динамічні процеси зміни тиску в задньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС (кут нахилу дорожнього покриття – 1 град., маса автобуса – 9500 кг)

Також на основі результатів моделювання, зображених на рис. 2 та 3, можна зазначити, що в передньому контурі ЕПП середній робочий тиск підтримується на рівні 0,48 МПа, а в задньому – 0,39 МПа. Причому з аналізу моделювання робочого процесу, що протікає в передньому та задньому контурі електропневматичного привода КТЗ, очевидно, що внаслідок інтенсивного протікання динамічних процесів під час взаємодії шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття, на початку процесу гальмування середній тиск є меншим ніж наприкінці процесу гальмування КТЗ (пунктирна лінія на рис. 2 та 3).

Аналіз інтенсивності наповнення контурів ЕПП (рис. 2 та 3) показує, що ДЄ-ланки привода можуть бути наповнені за час менший, ніж 0,3 с, але це не приведе до значного підвищення ефективності гальмування, що підтверджує результати досліджень оприлюднені в загальнодоступній науково-технічній літературі [4–8], оскільки автоматизовані системи регулювання гальмівного зусилля, за рахунок часу розгальмовування автомобільного колеса, знижують загальну ефективність гальмування КТЗ.

І насправді, як показали експериментальні дослідження, наведені нижче, зниження часу розгальмовування автомобільного колеса не дозволяє швидко вивести колесо зі стану блокування, тому необхідні інші підходи до організації алгоритмів роботи автоматизованих систем, які б забезпечили достатньо ви-

соку ефективність гальмування автомобіля під час забезпечення достатньо високої швидкодії гальмівного привода.

Одним з таких підходів є розтягування процесів наповнення ДЄ-ланок привода гальмівної системи в межах від 0,2 до 0,5 МПа, оскільки таке розтягування обмежено часом 0,6 с для пневматичного привода на початку процесу гальмування нормативними документами та стандартами. Моделювання такого підходу показало (рис. 4 та 5), що кількість циклів спрацьовування автоматизованої системи регулювання гальмівного зусилля зменшується на 20–30 % без значної зміни ефективності гальмування колісного транспортного засобу (ефективність гальмування погіршується не більш ніж на 1 %, що відповідає збільшенню часу гальмування не більш ніж на 0,05 с). Слід також зазначити, що завантаженість гальмівних механізмів при розтягуванні у процесі наповнення гальмівних камер – зменшується, а отже збільшується їх довговічність. При цьому порівняння результатів моделювання, зображених на рис. 2 та 4 (рис. 3 та 5) показує, що середнє значення тиску в ДЄ-ланках ЕПП практично не змінюється і залишається в діапазоні від 0,38 до 0,5 МПа.

Слід зазначити, що зі зменшенням маси колісного транспортного засобу середній тиск у його задньому контурі зменшується майже на 0,1 МПа та становить 0,3 МПа (рис. 5), а в передньому контурі залишається на рівні 0,45 МПа (рис. 4).

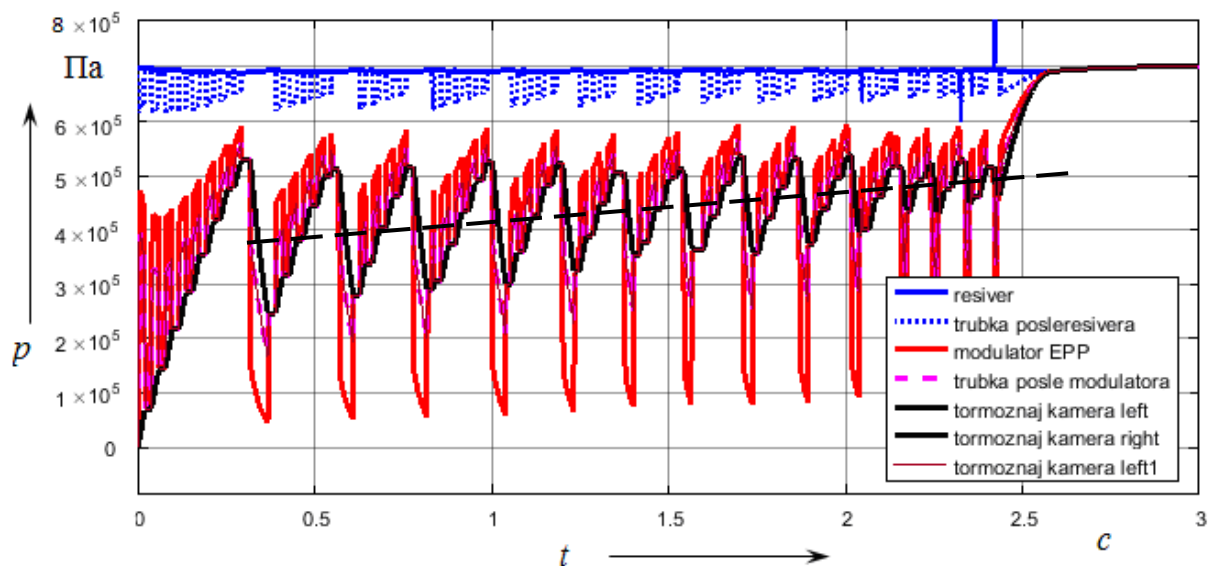


Рис. 4. Динамічні процеси зміни тиску в передньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС з використанням підходу щодо розтягування процесу наповнення гальмівних камер (кут нахилу дорожнього покриття – 1 град., маса автобуса – 7200 кг)

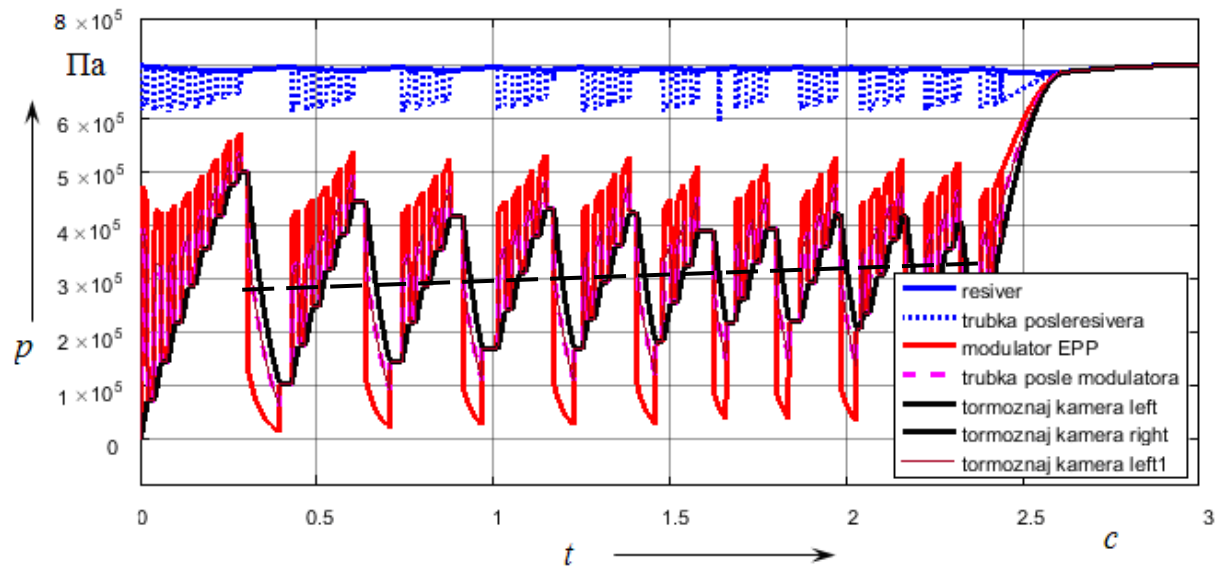


Рис. 5. Динамічні процеси зміни тиску в задньому контурі електропневматичного привода в режимі АБС з використанням підходу щодо розтягування процесу наповнення гальмівних камер (кут нахилу дорожнього покриття – 1 град., маса автобуса – 7200 кг)

Аналіз процесів моделювання динаміки гальмування колісного транспортного засобу, що зображені на рис. 6 та 7 з урахуванням процесів, що відбуваються у гальмівному приводі, показав, що зниження середнього тиску у приводі відбувається внаслідок зміни фізичних властивостей, які мають місце в результаті взаємодії шин коліс транспортного засобу з дорожнім покриттям.

Як показують дослідження, фізичні властивості шини суттєво залежать від навантаження на шину і тиску в шині, а також від швидкості обертання автомобільного колеса.

Також аналіз результатів моделювання динаміки руху колісного транспортного засобу показав, що розтягування процесів наповнення гальмівних камер під час роботи електропневматичного гальмівного привода (рис. 4 та 5) зменшує навантаження на вестибулярний апарат водія та забезпечує більш комфортні умови у процесі екстреного гальмування колісного транспортного засобу, за рахунок більш плавного зростання уповільнення (рис. 6), у порівнянні з гальмуванням КТЗ із антиблокувальною системою без ЕППІ (рис. 8).

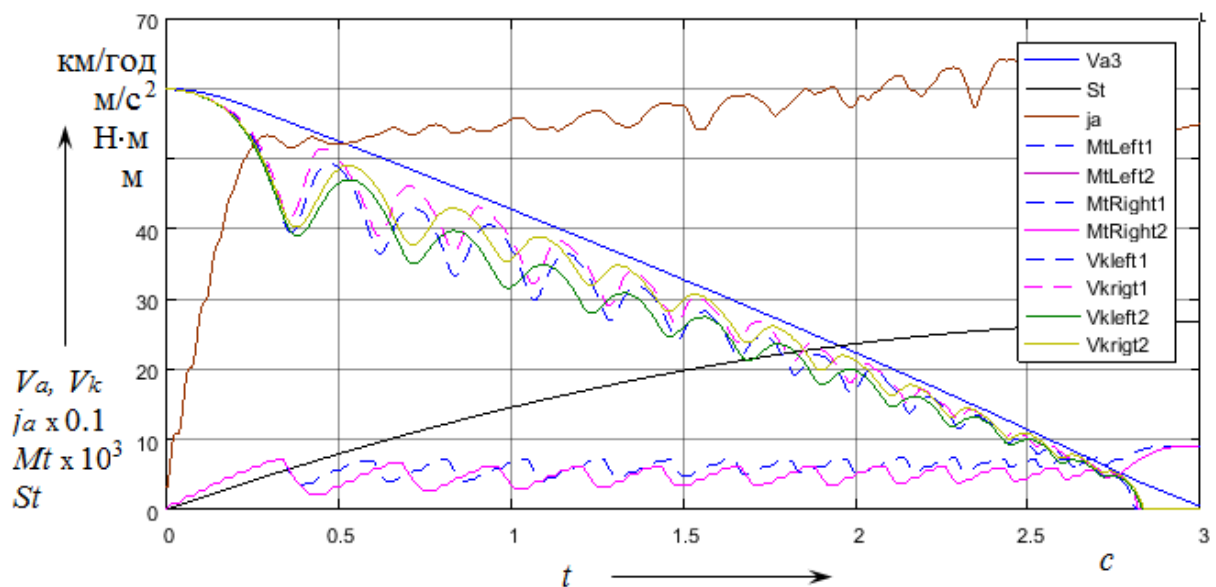


Рис. 6. Динаміка гальмування колісного транспортного засобу з ЕППС (кут нахилу дорожнього покриття – 1 град., маса автобуса – 9500 кг)

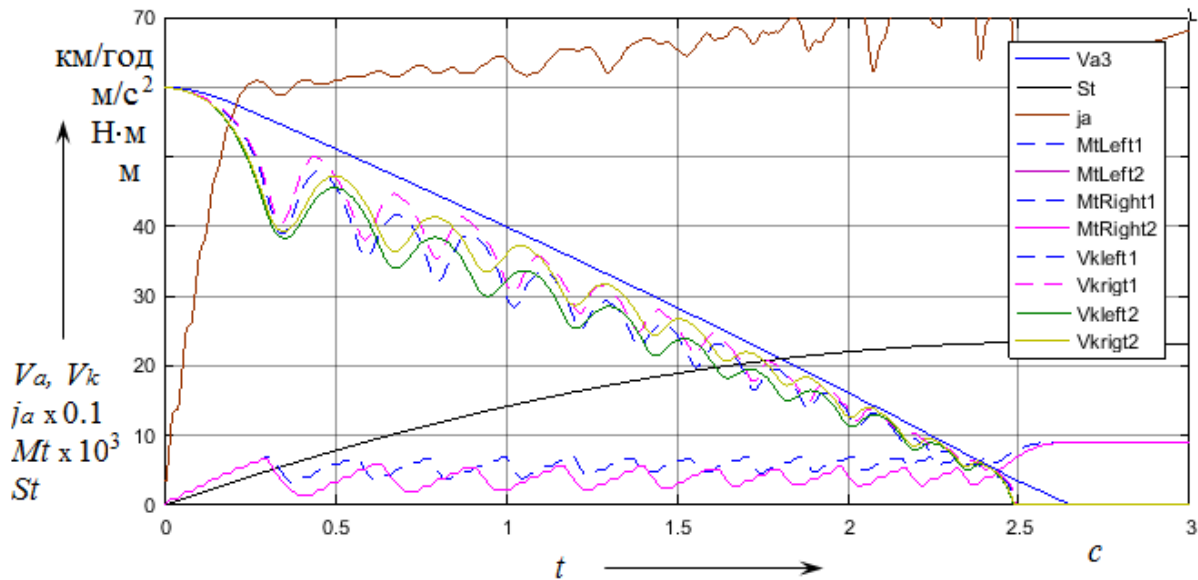


Рис. 7. Динаміка гальмування колісного транспортного засобу з ЕППС (кут нахилу дорожнього покриття – 1 град., маса автобуса – 7200 кг)

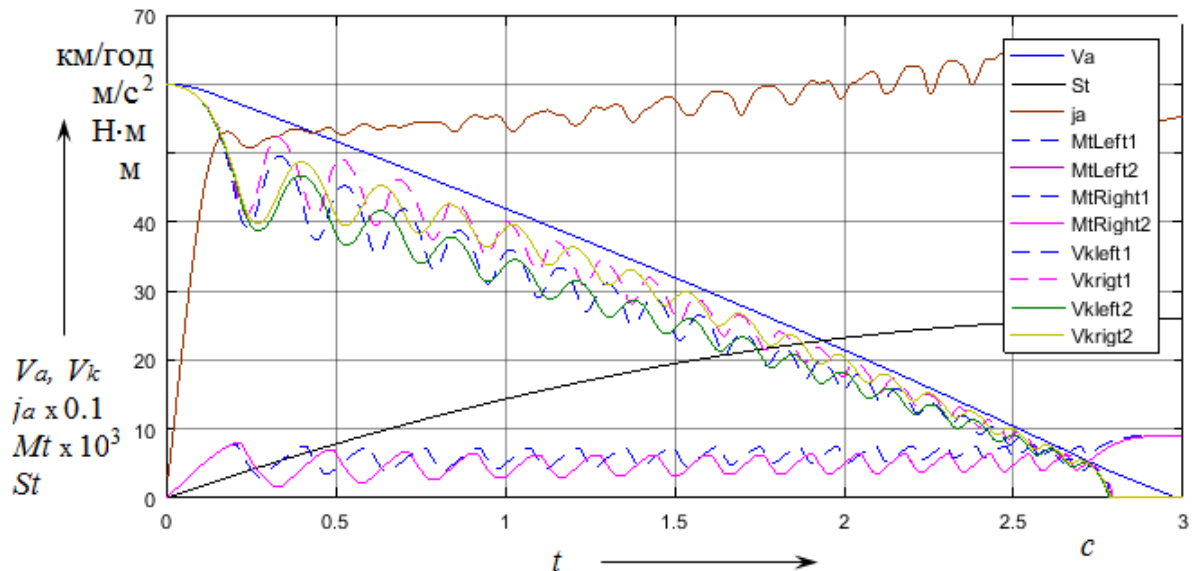


Рис. 8. Динаміка гальмування колісного транспортного засобу з АБС (кут нахилу дорожнього покриття – 1 град., маса автобуса – 9500 кг)

Під час імітаційного дослідження також було встановлено, що на ефективність гальмування колісного транспортного засобу впливає перекриття фаз роботи автоматизованої системи регулювання гальмівного зусилля заднього та переднього контуру. Під час одночасного спрацьовування обох контурів на випуск загальна ефективність гальмування транспортного засобу знижується за рахунок одночасного розгальмовування автомобільних коліс (рис. 8).

Дослідження динаміки гальмування транспортного засобу у спорядженому стані показали, що зі зменшення ваги транспортного засобу (рис. 7), у порівнянні з максимальним його завантаженням (рис. 6), загальна

ефективність гальмування зростає до 20%. Слід зазначити, що за зростання уповільнення значення середнього тиску в гальмівному приводі ТЗ зменшується (рис. 2–7). Це пов'язано із фізичними процесами, які відбуваються у плямі контакту шини з поверхнею дорожнього покриття, які в достатній мірі розглянуто у науково-технічній літературі [8, 11–13, 15–18].

Експериментальні дослідження робочого процесу ЕППП під час екстреного гальмування автомобіля

Дослідження режимів роботи ЕППП із функціями АБС під час циклічного наповнення та спорожнення гальмівної камери

(рис. 9) підтвердили результати теоретичних досліджень, наведені на рис. 2–5.

Аналіз результатів експериментальних досліджень, зображених на рис. 9, показав, що зі зниженням швидкості руху КТЗ для раціонального характеру зміни тиску в ДС-ланках привода ЕПГС під час екстреного гальмування необхідно швидко підвищувати тиск у приводі на початку робочого процесу (до 0,3 МПа – за час не більший ніж 0,3 с) та плавно підвищувати тиск під час подальшого

гальмування (приріст тиску на 0,1 МПа повинен відбуватися за час, рівний або не менший, ніж 1 с).

Слід відзначити, що під час експериментальних досліджень (рис. 9) середній тиск у приводі становив 0,45 МПа за максимально допустимого навантаження 25500 Н на автомобільне колесо. Під час роботи автоматизованої системи не допускалося зниження тиску в системі нижче 0,2 МПа. Верхня межа тиску не обмежувалась.

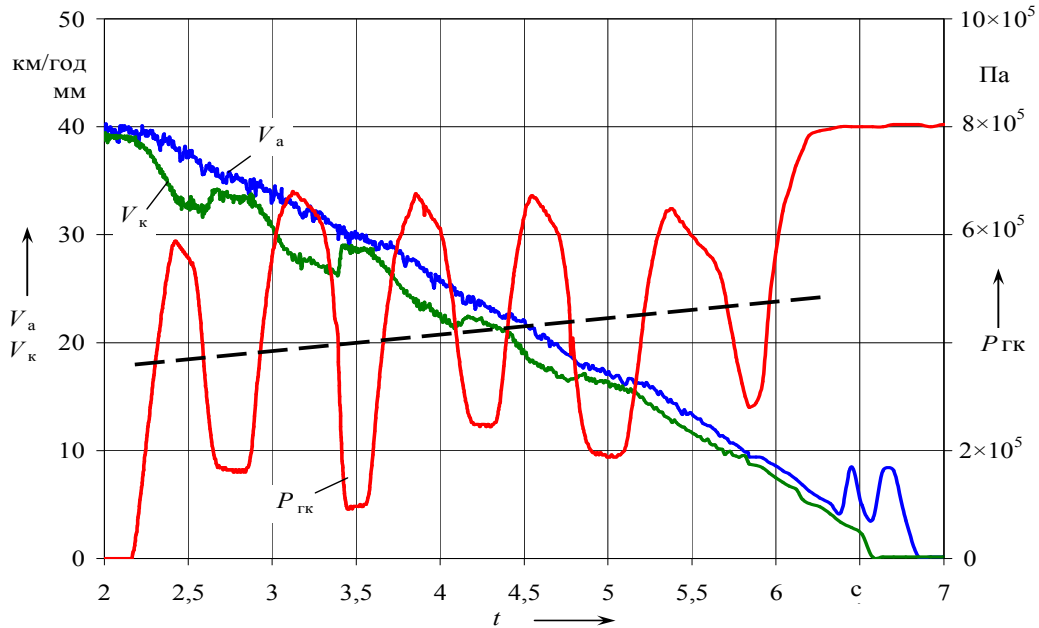


Рис. 9. Експериментальні дослідження роботи ЕПГП у режимі АБС з використанням темпу наповнення в інтервалі часу від ($t_n=0,2-0,4$ с)

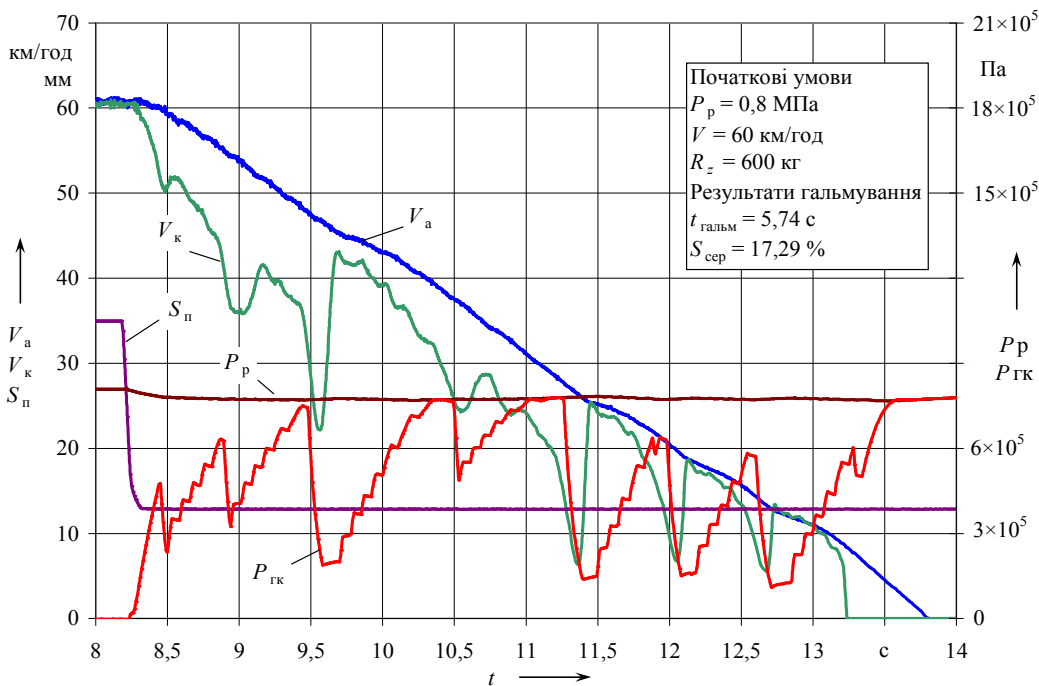


Рис. 10. Експериментальні дослідження роботи ЕПГП у режимі АБС з використанням розтягування процесу наповнення гальмівної камери під час виконання алгоритму АБС ($t_n=1$ с)

Експериментальні дослідження процесу гальмування автомобільного колеса під впливом електропневматичного гальмівного привода у режимі розтягування процесів наповнення гальмівної камери (рис. 10) показали, що такий підхід у керуванні призводить до суттєвого зниження навантажень на гальмівний механізм внаслідок зниження частоти знакозмінних навантажень під час реалізації гальмівної сили. При цьому, залежно від величини проковзування шини автомобільного колеса відносно поверхні дорожнього покриття, внаслідок реалізації гальмівної сили, використовується більша величина тиску в гальмівній камері, ніж під час гальмування в аналогічних умовах без розтягування процесу наповнення робочим тілом пневматичних гальмівних камер електропневматичного гальмівного привода колісного транспортного засобу.

Висновки

На основі результатів імітаційного моделювання можна зробити висновок, що раціональним характером зміни тиску в ДС-ланках привода ЕПГС під час екстреного гальмування КТЗ є швидке зростання тиску на початку робочого процесу (до 0,3 МПа – за час не більший, 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).

Швидке зростання тиску в ДС-ланках привода призводить до частих спрацьовувань автоматизованої системи регулювання гальмівного зусилля, тому під час проектування автоматизованої системи (у тому числі й електропневматичних апаратів ЕПП) слід прагнути до зменшення кількості циклів спрацьовувань із забезпеченням достатньо високої ефективності гальмування КТЗ.

Розтягування процесів наповнення робочим тілом (повітрям) гальмівної камери під час використання ЕПП у ЕПГС колісного транспортного засобу є більш раціональним принципом зміни тиску, ніж просто циклічне його наповнення / спорожнення.

Література

1. Михалевич Н. Г. Совершенствование электропневматических аппаратов тормозного привода автотранспортных средств: автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук: 05.22.02. / Михалевич Николай Григорович. – Харьков, 2009. – 219 с.
2. Попов А.И. Оценка характеристик электропневматического тормозного привода / А.И. Попов, В.В. Нужный // Пути совершенствования автомобиля и его аппаратов / Моск. автомоб.-дор. ин-т. – М., 1988. – С. 35–40.
3. Нужный В.В. Разработка электропневматического тормозного привода автотранспортного средства: автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук: 05.05.03 / Нужный Владимир Владимирович. – Донецк, 1996. – 20 с.
4. Красюк А.Н. Совершенствование электропневматических систем автотранспортных средств: автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук.: 05.22.02. / Красюк Александр Николаевич. – Харьков, 2011. – 20 с.
5. Гуревич Л.В. Пневматический тормозной привод автотранспортных средств / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1988. – 224 с. – (Устройство и эксплуатация). – С. 223.
6. Пчелин И.К. Динамика процесса торможения автомобиля: автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук: 05.05.03 / Пчелин Игорь Константинович. – Москва, 1984. – 390 с.
7. Ревин А.А. Теория эксплуатационных свойств автомобилей и автопоездов с АБС в режиме торможения: монография / Ревин Александр Александрович // ВолГТУ. 2002 – 372 с.
8. Леонтьев Д. М. Системный подход до створення автоматизованого гальмівного керування транспортних засобів категорій М3 та N3: автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук: 05.22.02 / Леонтьев Дмитро Миколайович. – Харків, 2011. – 20 с.
9. Electronic braking system for Trailers with roll over protection. KNORR-BREMSE System for commercial Vehicles (Электронный ресурс) Product information. Режим доступа к сайту: <http://en.knorr-bremsesfn.com/systems/>.
10. Electronically Controlled Braking Systems for Trailers (Электронный ресурс): Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) – 2013 edition 28p. - Электронные текстовые данные. WABCO 2015. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) – Системные требования: Windows. Acrobat Reader.
11. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортных средств: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.
12. Левин М.А. Теория качения деформированного колеса / М.А. Левин, Н.А. Фуфаев. – М.: Наука, 1989. – 269 с.
13. Леонтьев Д.Н. Определение продольной реализуемой силы сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью по крутильной деформации шины и ее жесткости / Д.Н. Леонтьев, Л.А. Рыжих, А.В. Быкадоров // Автомобильная промышленность. – 2014. – №10. – С. 20–25.
14. Автобус МА3-256. Руководство по эксплуатации 256-0000020 РЭ. – Минск: ОАО «Минский автомобильный завод», 2012. – 170 с.

15. Mark Denny The dynamics of antilock brake systems / Mark Denny // *European Journal of Physics*. – 2005. – Vol. 26, №6. – P. 1007–1016.
16. Ersal T., Fathy H.K., Stein J.L. Structural simplification of modular bond-graph models based on junction inactivity, *Simulation Modelling Practice and Theory* 17 (2009) 175-196.
17. Oniz Y., Kayacan E., Kaynak O. A Dynamic Method to Forecast the Wheel Slip for Antilock Braking System and its Experimental Evaluation / *IEEE transactions on systems, man, and cybernetics part B cybernetics* 39 (2) (2009) 551–560.
18. Taixiong Zheng. Research on road identification method in Anti-lock Braking System / *Procedia Engineering* 15 (2011) 194–198.
8. Leontiev D. M. Systemnyi pidkhid do stvorennia avtomatyzovanoho halmivno-ho keruvannia transportnykh zasobiv ka-tehorii M3 ta N3 [System approach to the creation of automated brake control of vehicles of categories M3 and N3]: avtoreferat dys. ... kand. tekhn. nauk.: - 05.22.02. / Leontiev Dmytro Mykolaiovych. – Kharkiv., 2011. – 20 s.
9. Electronic braking system for Trailers with roll over protection. KNORR-BREMSE System for commercial Vehicles (Электронный ресурс) Product information. Режим доступа к сайту: <http://en.knorr-bremsesfn.com/systems/>.
10. Electronically Controlled Braking Systems for Trailers (Электронный ресурс): Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) – 2013 edition 28p. - Электронные текстовые данные. WABCO 2015. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM)

Reference

1. Mihalevich N. G. Sovershenstvovanie elektropnevmaticheskikh apparatov tormoznogo privoda avtotransportnykh sredstv [Improvement of electropneumatic devices of a brake drive of vehicles]: Avtoreferat dis. ... kand. tehn. nauk.: - 05.22.02. / Mihalevich Nikolay Grigorovich. – Harkov, 2009. – 219 s.
2. Popov A.I., Otsenka karakteristik elektropnevmaticheskogo tormoznogo privoda [Evaluation of the characteristics of an electropneumatic brake actuator] / A.I. Popov, V.V. Nuzhnyiy // *Puti sovershenstvovaniya avtomobilya i ego apparatov / Mosk. avtomob. – dor. in-t. – M., 1988. – s. 35-40*
3. Nuzhnyiy V.V. Razrabotka elektropnevmaticheskogo tormoznogo privoda avtotransportnogo sredstva [Development of an electropneumatic motor vehicle brake drive]: Avtoreferat dis. ... kand. tehn. nauk.: 05.05.03 / Nuzhnyiy Vladimir Vladimirovich. – Donetsk, 1996. – 20 s.
4. Krasnyuk A.N. Sovershenstvovanie elektropnevmaticheskikh sistem avtotransportnykh sredstv [Improving the electropneumatic systems of vehicles]: Avtoreferat dis. ... kand. tehn. nauk.: - 05.22.02. / Krasnyuk Aleksandr Nikolaevich. – Harkov., 2011. – 20 s.
5. Gurevich L.V., Pnevmaticheskii tormoznoy privod avtotransportnykh sredstv [Pneumatic brake drive for vehicles] / L.V. Gurevich, R.A. Melamud. – M.: Transport, 1988. – 224s. – (Ustroystvo i ekspluatatsiya): il., tabl. – Bibliogr.: s.223
6. Pchelin I.K. Dinamika protsessa tormozheniya avtomobilya [The dynamics of the process of braking the car] / Avtoreferat, dis. robota kand. tehn. nauk.: - 05.05.03. / Pchelin Igor Konstantinovich – Moskva, 1984. – 20 s.
7. Revin A.A. Teoriya ekspluatatsionnykh svoystv avtomobiley i avtopoezdov s ABS v rezhime tormozheniya [Theory of operational properties of cars and trucks with ABS in braking mode]: Monografiya / Revin Aleksandr Aleksandrovich // *VolgGTU. – Volgograd. 2002 – 372s.*
11. Realizatsiya intellektualnykh funktsiy v elektronno-pnevmaticheskom tormoznom upravlenii transportnykh sredstv [The implementation of intellectual functions in the electropneumatic braking control of vehicles]: monografiya / A.N. Turenko, V.I. Klimenko, L.A. Ryizhih i dr. – H.: HNADU, 2015. – 450s.
12. Levin M.A. Teoriya kacheniya deformirovannogo koleasa [The theory of rolling deformed wheels] / M.A. Levin, N.A. Fufaev // – M.: Nauka, 1989. – 269 s.
13. Leontev D.N. Opredelenie prodolnoy realizuemoy silyi stsepleniya avtomobilnogo koleasa s opornoй poverhnostyu po krutilnoy deformatsii shiny i ee zhestkosti [Determination of the longitudinal realizable force of adhesion of an automobile wheel with a bearing surface by torsional deformation of the tire and its rigidity] / D.N. Leontev, L.A. Ryizhih, A.V. Byikadorov // *Avtomobilnaya promyshlennost, 2014. - №10 – S.20-25*
14. Avtorbus MAZ-256. Rukovodstvo po ekspluatatsii 256-000020 RE [The bus MAZ-256. Operating Instructions 256-000020 OI.]. – Minsk : OAO «Minskiy avtomobilnyy zavod», 2012. – 170 s.
15. Mark Denny The dynamics of antilock brake systems / Mark Denny // *European Journal of Physics*. – 2005. – Vol.26, №6.- P.1007 - 1016.
16. T. Ersal, H.K. Fathy, J.L. Stein, Structural simplification of modular bond-graph models based on junction inactivity, *Simulation Modelling Practice and Theory* 17 (2009) 175–196.
17. Y. Oniz, E. Kayacan, O. Kaynak, A Dynamic Method to Forecast the Wheel Slip for Antilock Braking System and its Experimental Evaluation / *IEEE transactions on systems, man, and cybernetics part B cybernetics* 39 (2) (2009) 551–560.
18. Taixiong Zheng. Research on road identification method in Anti-lock Braking System / *Procedia Engineering* 15 (2011) 194–198.

Substantiating the rational law of pressure change in the electropneumatic brake actuator during emergency braking

Leontiev Dmytro, PhD, Associate Professor of the Department of Automobiles named after A.B. Gredeskul, (097) 943-78-85, dima.a3alij@gmail.com, Kharkiv National Automobile and Highway University,
Don Yevhen, graduate, Department of Automobiles named after A.B. Gredeskul, (067) 729-98-20; Evgenypj82@gmail.com, Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. *In this work the results of studying the effect of the pressure change rate in electro-pneumatic brake actuator on the braking process of a vehicle wheel was analyzed and summarized. It describes the basic principles of control devices with electronic control. Mathematical modeling of processes occurring in the electro-pneumatic brake actuator during vehicle braking was also made as well as the simulation of the dynamics of the vehicle without locking its wheels. The simulation of the vehicle's movement in the equipped and loaded state was performed. The results of simulation of the processes occurring in a brake drive of a vehicle as the result of its braking under different loads are shown. The effect of the road slope on the intensity of the vehicle wheels' braking is also determined. The article describes the impact of control principles on the dynamics of the wheeled vehicle and determines the way to change the rate of brake chamber filling during simulation of the work processes of a vehicle electro-pneumatic brake. The recommendations are given regarding the choice of rational pressure intensity in electronically controlled device for a vehicle with an electro-pneumatic brake actuator. The purpose of the study is to choose the rational nature of the change in pressure in the electro-pneumatic brake actuator of the vehicle during its emergency*

braking. The scientific novelty of the work is that for the first time it was proposed not to change intensively the pressure after the start of braking by stretching the processes of filling the brake chamber during the control of electro-pneumatic devices of the brake actuator.

Key words: *brake actuator, brake system, simulation, brake dynamics, electro-pneumatic brake control, electro-pneumatic brake system, the vehicle, the car, antilock braking system, principles of control devices, regulation.*

Обоснование характера изменения давления в электропневматическом тормозном приводе при экстренном торможении

Леонтьев Дмитрий Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей им. А. Б. Гредескула, (097) 943-78-85, dima.a3alij@gmail.com, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,
Дон Евгений Юрьевич, соискатель, кафедра автомобилей им. А. Б. Гредескула, (067) 729-98-20; Evgenypj82@gmail.com, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,

Аннотация. *В работе проанализированы и обобщены результаты исследования влияния темпа изменения давления в электропневматическом тормозном приводе на процесс торможения автомобильного колеса. Проведено математическое моделирование. Описано влияние принципов управления на динамику движения колесного транспортного средства и определен способ изменения темпа наполнения тормозной камеры во время моделирования рабочих процессов электропневматического тормозного привода транспортного средства.*

Ключевые слова: *тормозной привод, тормозная система, моделирование, динамика торможения, электропневматический привод.*
