Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерства освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЛЕОНТЬЄВ ДМИТРО МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 629.3.017.5+681.523.5

ДИСЕРТАЦІЯ

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ГАЛЬМУВАННЯ БАГАТОВІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОЮ ГАЛЬМОВОЮ СИСТЕМОЮ

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори
Галузь знань – 27 Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
______________________________ Д. М. Леонтьєв

Науковий консультант: Клименко Валерій Іванович,
доктор технічних наук, професор

Харків – 2021

АНОТАЦІЯ

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

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – Автомобілі та трактори (274 «Автомобільний транспорт»). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України; Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України, Харків, 2021.

У дисертаційній роботі розроблені теоретичні основи гальмування багатовісних транспортних засобів з електропневматичною гальмовою системою шляхом удосконалення методів розрахунку динаміки руху автомобіля під час його гальмування в різних експлуатаційних умовах та удосконалення методів розрахунку зміни вертикального навантаження в системі підресорювання транспортного засобу.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у розвитку методів оцінки динаміки гальмування багатовісного транспортного засобу обладнаного електропневматичним гальмовим приводом, синтезу вихідних характеристик гальмуючого транспортного засобу та вибору раціональних параметрів керування електропневматичними апаратами, що підвищують ефективність гальмування автомобіля.

На основі проведеного аналізу та виконаних досліджень уперше запропонований метод визначення координат положення центру тяжіння багатовісного колісного транспортного засобу вносить подальший розвиток у теорію експлуатаційних властивостей колісного транспортного засобу. На основі теоретичних та експериментальних досліджень було встановлено, що поздовжні

координати положення центру тяжіння багатовісного колісного транспортного засобу залежать не тільки від навантажень на його вісі, а й від розташування вісей багатовісного автомобіля відносно один одного. Вперше запропоновано уніфіковані методи визначення коефіцієнту гальмування багатовісного колісного транспортного засобу у відповідності до групи його належності, які відрізняється від відомих тим, що враховують вплив положення вісей багатовісного колісного транспортного засобу відносно координат центра його тяжіння під час визначення коефіцієнта гальмування. Порівняння теоретичних та експериментальних дослідження динаміки гальмування багатовісного колісного транспортного засобу показали якісну збіжність результатів розрахунку з виконаними експериментальних досліджень (похибка імітаційного моделювання не перевищувала 5 %).

Розвиток гальмових систем автотранспортних засобів обумовлений застосуванням електронних систем керування пневматичними апаратами гальмового привода, тому в роботі розроблені теоретичні передумови оцінки динаміки гальмування багатовісних транспортних засобів з електропневматичним гальмовим приводом. На основі аналізу існуючих теоретичних підходів та досвіду проектування пневматичних апаратів з електронним керуванням, вперше узагальнені функціональні зв'язки, що дозволяють визначити показники динаміки гальмування багатовісного транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом, що працює в циклічному режимі, запропоновані рекомендації щодо вибору раціональних параметрів навантаження вісей багатовісного транспортного засобу та запропоновано метод визначення вихідних параметрів руху автомобіля під час розслідування дорожньо-транспортних подій.

Узагальнені функції витрати повітря для визначення перехідних процесів в ланках гальмового привода, дали змогу створити універсальне програмне забезпечення для розрахунку динамічних властивостей електропневматичних апаратів привода. Проведені дослідження показали, що із зменшенням довжини гальмового привода або із зменшенням об'ємів ланок привода динамічні процеси в них стають інтенсивнішими тому обрання метода визначення витрати повітря в ланках привода має важливе значення для моделювання електропневматичних апаратів тиску, оскільки похибка в розрахунках може сягати до 50 – 80 %.

Отримані нові функціональні зв'язки структурних елементів електропневматичного модулятора тиску з не прямим перетіканням повітря, дозволили сформувати концепцію моделювання таких апаратів та спростити імітаційне моделювання робочих процеси електропневматичної гальмової системи шляхом врахування особливостей гістерезису пневматичних апаратів під час моделювання процесу гальмування багатовісного колісного транспортного засобу використовуючи простий математичний апарат.

На основі методу «включень-виключень», який використано при реалізації концепції організації запасної гальмової системи з електропневматичним гальмовим приводом, встановлено, що кількість комбінацій поєднання контурів гальмового привода з гальмовими механізмами відповідних мостів багатовісного колісного транспортного засобу прогресивно зростає із збільшенням кількості контурів або кількості точок підключення контурів до гальмових механізмів. Запропоновані критерії визначення раціональних схем реалізації гальмового привода на багатовісному колісному транспортному засобі дозволяють відібрати найкращі варіанти реалізації схем підключення контурів гальмового привода до гальмових механізмів відповідних мостів багатовісного автомобіля, при яких забезпечується відхилення ефективності гальмування транспортного засобу від середнього його значення не більше ніж на 20 %.

Теоретичні положення викладені в роботі, дозволили удосконалити математичну модель гальмування багатовісного колісного транспортного засобу в адаптивному режимі при екстрених гальмуваннях, яка відрізняється від відомих тим, що враховує непостійність реалізованого зчеплення між шинами його коліс та поверхнею дорожнього покриття, а система керування електропневматичним приводом коригує тиск в приводі за критерієм співвідношення реалізованої сили зчеплення до граничного значення сили зчеплення. На основі імітаційного моделювання процесу гальмування багатовісного колісного транспортного засобу в адаптивному режмі встановлено та шляхом експериментальних досліджень підтверджено, що в залежності від потенційних можливостей реалізації зчеплення між шинами автомобільних коліс та поверхнею дорожнього покриття, тиск в електропневматичному гальмовому приводі, при адаптивному його регулюванні, може бути підвищений на величину не більшу ніж 0,04 МПа у разі виходу з ладу одного з контурів привода під час гальмування автомобіля на межі блокування його коліс.

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

Практичне значення отриманих результатів. Отримані результати мають теоретичну і практичну складові, оскільки результати теоретичних досліджень доповнюють теорію експлуатаційних властивостей колісного транспортного засобу та теорію робочих процесів пневматичних апаратів з електронним керуванням. Запропоновані залежності можуть бути використані під час формування характеристик електропневматичних апаратів гальмового привода, оцінюванні якості керування пневматичною підвіскою під час гальмування багатовісного транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом. Основні наукові положення, розробки і рекомендації використані: в навчальному процесі підготовки бакалаврів, магістрів і докторів філософії за спеціальностями 133 «Галузеве машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт»; в рекомендаціях з визначення осьових навантажень транспортних засобів під час перевезення небезпечних вантажів, вантажів комерційного призначення, а також під час дослідження обставин виникнення дорожньо-транспортної події; в методі визначення вихідних параметрів гальмування багатовісного транспортного засобу обладнаного автоматизованою системою регулювання гальмового зусилля для дослідження обставин виникнення дорожньо-транспортної події; в конструкціях регуляторів гальмових сил транспортних засобів КрАЗ, МАЗ та інші; у практичній діяльності Державного агентства автомобільних доріг України та ДП «ДерждорНДІ» (Впроваджено методичні рекомендації щодо визначення осьових навантажень транспортних засобів під час проектування автомобільних доріг України); у практичній діяльності приватного акціонерного товариства «Вовчанський агрегатний завод» (Впроваджено методи налаштування регуляторів гальмових сил та трьох секційних гальмових кранів).

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

СПИСОК ОПУБЛЖОВАНИХ РОБ!Т ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці в яких опубліковані основні наукові результати дисертації :

1. Леонтьев Д. Н., Туренко А. Н., Ломака С. И., Рыжих Л. А., Быкадоров А. В. (2011) Исследование качения автомобильного колеса с максимальной эффективностью в тормозном режиме. *Автомобільний транспорт,* 29, 23-28.

2. Леонтьев Д. Н., Серикова Е. А., Быкадоров А. В., Дон Е. Ю. (2012) Анализ и выбор принципов управления электропневматическими модуляторами рабочей тормозной системы автомобилей. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»,* 60, 67 - 72.

3. Леонтьев Д. Н. (2013) Моделирование переходных процессов в пневматическом тормозном приводе автомобиля, который оборудован системой автоматического регулирования тормозного усилия. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»,* 142, 88-91.

4. Рыжих Л. А., Красюк А. Н., Леонтьев Д. Н., Быкадоров А. В. (2013) Системы контроля выходных параметров движения автотранспортного средства. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»,* 143, 49-52.

5. Леонтьев Д. Н. (2013) Влияние алгоритмов работы автоматических систем на эффективность торможения транспортного средства. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету,* 61 -62, 158- 161.

6. Леонтьев Д. Н., Рыжих Л. А., Быкадоров А. В. (2014) Определение продольной реализуемой силы сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью по крутильной деформации шины и ее жесткости. *Журнал «Автомобильная промышленность»,* 10, 20-24.

7. Леонтьев Д. Н., Смирнова Н. В. (2014) Обобщение уравнений движения автомобилей для расчета скорости свободного движения. *Автомобільний транспорт,* 34, 44-48.

8. Леонтьєв Д. М., Смірнова Н. В. (2014) Аналіз режимів руху в задачах проектування та експлуатації автомобільних доріг. *Науково-виробничий журнал «Автошляховик України»,* 5, 23-25.

9. Леонтьєв Д. М. (2015) Про розрахунковий спосіб визначення висоти координати центру ваги типових автомобілів. *Автомобільний транспорт,* 37, 101 - 107.

10. Леонтьев Д. Н., Конопелько А. В. (2015) Определение нагрузки на колесах автомобиля при его наклоне относительно опорной поверхности. *Журнал «Автомобильная промышленность»,* 12, 15-16.

11. Леонтьев Д. Н., Богомолов В. А., Туренко А. Н. (2016) Способ определения замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету,* 75, 13-17.

12. Leontiev D., Don E. (2016) Specifics of automobile dual wheels interaction with the supporting surface. *Автомобільний транспорт,* 39, 74-79.

13. Zalohin M. Yu., Liubarskyi B. A., Schuklinov S. N., Mychalevych N. G., Leontiev D. N. (2018) Study of Proportional Pressure Modulator on the Basis of Electromagnetic-Type Linear Motor. *Science and Technique.* 17 (5), 440-446. **(Web of Science Core Collection (ESCI))**

14. Леонтьєв Д. М., Дон Є. Ю. (2019) Обґрунтування раціонального закону зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі під час екстреного гальмування. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.* 84, 21-30.

15. Leontiev D. N., Ryzhyh L. A., Lomaka S. I., Voronkov O. I., Hritsuk I. V., Nikitchenko I. N., Kuripka O. V., Pylshchyk S. V. (2019) About Application the Tyre-Road Adhesion Determination of a Vehicle Equipped with an Automated System of Brake Proportioning. *Science and Technique.* 18 (5), 401-408. **(Web of Science Core Collection (ESCI))**

16. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2020) Simulation of Working Process of the Electronic Brake System of the Heavy Vehicle. In: Palagin A., Anisimov A., Morozov A., Shkarlet S. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2019. *Advances in Intelligent Systems and Computing,* 1019. Springer, Cham, 50-61. (First Online: 18 July 2019) **(Scopus, Quartile Q3)**

17. Леонтьєв Д. М., Тімонін В. О., Савчук А. Д., Губарьков С. С. (2019) Оцінка ефективності гальмування чотиривісного транспортного засобу в разі виходу з ладу одного з контурів його робочої гальмової системи. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології.* 16, 26-34.

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

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

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

21. Shuklinov S., Leontiev D., Makarov V., Verbitskiy V., Hubin A. (2021) Theoretical Studies of the Rectilinear Motion of the Axis of the Locked Wheel After Braking the Vehicle on the Uphill. In: Shkarlet S., Morozov A., Palagin A. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2020. *Advances in Intelligent Systems and Computing,* 1265. Springer, Cham. 69-81. (First Online: 30 August 2020) **(Scopus, Quartile Q3)**

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

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

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

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

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації :

26. Леонтьєв Д. Чебан А., Красюк О. (2013) Удосконалення статичної характеристики електронно-пневматичної гальмівної системи. Симпозіум українських інженерів-механіків. 115 - 116.

27. Леонтьєв Д. М. Рижих Л. О., Дон Є. Ю. (2014) Про вибір принципу керування пропорційним модулятором електронно-пневматичної гальмівної системи автотранспортного засобу. «Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля» Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Харків : ХНАДУ, 53-54.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Наукові праці які додатково відображають наукові результати дисертації :

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

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

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

ABSTRACT

Leontiev D. M. Theoretical bases of braking of multi-axle vehicles with electro-pneumatic brake system. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The thesis for the degree of doctor of technical sciences, specialty 05.22.02 - Automobiles and tractors (274 "Road transport"). - Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine; Kharkiv National Automobile and Highway University Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkov, 2021.

In the dissertation the theoretical bases of braking of multi-axle vehicles with electro-pneumatic braking system by improvement of methods of calculation of

dynamics of movement of the vehicle during its braking in various operating conditions and improvement of methods of calculation of change of vertical loading.

The scientific novelty of the obtained results lies in the development of methods for assessing the braking dynamics of a multi-axle vehicle equipped with an electro-pneumatic brake drive, synthesis of initial characteristics of the braking vehicle and selection of rational control parameters for electro-pneumatic devices that increase vehicle braking efficiency.

Based on the analysis and research, the first proposed method of determining the coordinates of the center of gravity of a multi-axle wheeled vehicle makes further development in the theory of operational properties of a wheeled vehicle. Based on theoretical and experimental studies, it was found that the longitudinal coordinates of the center of gravity of a multi-axle wheeled vehicle depend not only on the loads on its axis, but also on the location of the axes of the multi-axle vehicle relative to each other. For the first time, unified methods for determining the braking coefficient of a multi-axle wheeled vehicle according to its belonging group are proposed, which differ from those known in that they take into account the influence of the axle position of a multi-axle wheeled vehicle relative to its center of gravity. Comparison of theoretical and experimental studies of the braking dynamics of a multi-axle wheeled vehicle showed a qualitative convergence of the calculation results with the performed experimental studies (simulation error did not exceed 5 %).

The development of vehicle brake systems is due to the use of electronic control systems for pneumatic brake devices, so the paper develops theoretical prerequisites for assessing the braking dynamics of multi-axle vehicles with electro-pneumatic brake drive. Based on the analysis of existing theoretical approaches and experience in the design of pneumatic devices with electronic control, for the first time generalized functional relationships to determine the dynamics of braking dynamics of multi-axle vehicle with electro-pneumatic brake drive operating in cyclic mode, offers recommendations for selection rational parameters of the axle load of a multi-axle vehicle and a method for determining the initial parameters of the vehicle during the investigation of traffic accidents.

The generalized functions of air flow to determine the transients in the brake actuator, allowed to create a universal software for calculating the dynamic properties of electro-pneumatic actuators. Studies have shown that with a decrease in the length of the brake drive or with a decrease in the volume of the drive links, the dynamic processes in them become more intense. Therefore, the choice of the method of determining the air flow in the drive links is important for modeling electro-pneumatic pressure apparatus, as the error in the calculations can reach 50-80 %.

The obtained new functional connections of the structural elements of the electropneumatic pressure modulator with indirect air flow allowed to form the concept of modeling such devices. Simplify the simulation of the working processes of the electro-pneumatic brake system by taking into account the peculiarities of the hysteresis of pneumatic devices when modeling the braking process of a multi-axle wheeled vehicle using a simple mathematical apparatus.

On the basis of the "on-off"method, which was used in the implementation of the concept of organizing a spare brake system with electropneumatic brake drive, it was found that the number of combinations of combinations of brake drive contours with brake mechanisms of corresponding matching connection of contours to brake mechanisms. Are proposed criteria of definition of rational schemes realization brake actuator to bahatovisnomu kolisnomu transport zasobi allow enrollment naykraschi acceptable realization schemes of connection contours brake actuator to brake mechanisms respective bridges bahatovisnoho cars, which provide a deviation efficiency braking of the vehicle by the average of its value is not more than 20 %.

The theoretical provisions set out in the work allowed to improve the mathematical model of braking of a multi-axle wheeled vehicle in the adaptive mode during emergency braking, which differs from the known ones in that it takes into account the inconsistency of adhesion between the tires of its wheels and the road surface. The control system of the electro-pneumatic drive adjusts the pressure in the drive by the criterion of the ratio of the realized adhesion force to the limit value of the adhesion force. Based on the simulation modeling of the braking process of a multi-axle wheeled vehicle in the adaptive mode, it was established and confirmed by experimental studies that depending on the potential of the adhesion between the tires of road wheels and the road surface, the pressure in the can be increased by no more than 0.04 MPa in the event of failure of one of the drive circuits during braking of the car on the verge of locking its wheels.

Developed and implemented guidelines for determining the axial loads of vehicles on the road surface allow with an accuracy of 10 % to take into account the peculiarities of load redistribution between the axles of multi-axle vehicles during the design of roads in Ukraine.

The practical significance of the results. The obtained results have theoretical and practical components, as the results of theoretical researches supplement the theory of operational properties of a wheeled vehicle and the theory of working processes of pneumatic devices with electronic control. The proposed dependences can be used in the formation of the characteristics of electropneumatic brake actuators, assessing the quality of control of the air suspension during braking of a multi-axle vehicle with electropneumatic brake actuator. The main scientific provisions, developments and recommendations are used: in the educational process of preparation of bachelors, masters and doctors of philosophy in specialties 133 "Industrial Engineering"and 274 "Road Transport"; in the recommendations for determining the axial loads of vehicles during the transportation of dangerous goods, commercial goods, as well as during the study of the circumstances of the accident; in the method of determining the initial parameters of braking of a multi-axle vehicle equipped with an automated system for regulating the braking force to study the circumstances of a traffic accident; in designs of regulators of brake forces of vehicles KrAZ, MAZ and others; in the practical activities of the State Agency of Motor Roads of Ukraine and the State Enterprise "GosdorNDI"(Methodological recommendations for determining the axial loads of vehicles during the design of roads of Ukraine); in the practical activities of the private joint-stock company "Vovchansky Aggregate Plant"(introduced methods for adjusting the regulators of brake forces and three sectional brake valves).

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

LIST OF PUBLISHED PAPERS ON THE TOPIC OF THE DISSERTATION

Scientific works in which the main scientific results of the dissertation are published :

[1] Leontiev D. N., Turenko A. N., Lomaka S. I., Ryzhikh L. A., Bykadorov A. V. (2011) Investigation of the rolling of an automobile wheel with maximum efficiency in braking mode. *Road transport*, 29, 23-28.

[2] Leontiev D. N., Serikova E. A., Bykadorov A. V., Don E. Yu. (2012) Analysis and selection of control principles for electro-pneumatic modulators of the service brake system of cars. *Bulletin of the National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"*, 60, 67 - 72.

[3] Leontiev D. N. (2013) Simulation of transient processes in a pneumatic brake drive of a car, which is equipped with an automatic brake force control system. *Bulletin of SevNTU. Series "Machine tool building and transport"*, 142, 88 - 91.

[4] Ryzhikh L. A., Krasyuk A. N., Leontiev D. N., Bykadorov A. V. (2013) Control systems for the output parameters of the vehicle linebreak vehicle movement. *Bulletin of SevNTU. Series "Machine tool building and transport"*, 143, 49 - 52.

[5] Leontiev D. N. (2013) Influence of algorithms of work of automatic systems on the efficiency of vehicle braking. *Bulletin of the Kharkov National Automobile and Highway University*, 61 - 62, 158 - 161.

[6] Leontiev D. N., Ryzhikh L. A., Bykadorov A. V. (2014) Determination of the longitudinal realizable adhesion force of an automobile wheel with a supporting surface from the torsional deformation of the tire and its stiffness. *Automotive Industry*, 10, 20-24.

[7] Leontiev D. N., Smirnova N. V. (2014) Generalization of the equations of motion of cars for calculating the speed of free movement. *Road transport*, 34, 44-48.

[8] Leontiev D. M., Smirnova N. V. (2014) Analysis of traffic modes in problems of design and operation of highways. *Research and Production Journal "Motorway of Ukraine"*, 5, 23-25.

[9] Leontiev D. M. (2015) On the calculation method for determining the height of the coordinate of the center of gravity of typical cars. *Road Transport*, 37, 101 - 107.

[10] Leontiev D. N., Konopelko A. V. (2015) Determination of the load on the wheels of a car when it is tilted relative to the supporting surface. *"Automotive industry"*, 12, 15-16.

[11] Leontiev D. N., Bogomolov V. A., Turenko A. N. (2016) A method for determining the deceleration of a multi-axle vehicle based on the realized adhesions of its wheels and the location of the center of mass coordinate. *Bulletin of the Kharkov National Automobile and Highway University*, 75, 13-17.

[12] Leontiev D., Don E. (2016) Specifics of automobile dual wheels interaction with the supporting surface. *Автомобільний транспорт*, 39, 74-79.

[13] Zalohin M. Yu., Liubarskyi B. A., Schuklinov S. N., Mychalevych N. G., Leontiev D. N. (2018) Study of Proportional Pressure Modulator on the Basis of Electromagnetic-Type Linear Motor. *Science and Technique*. 17 (5), 440–446. **(Web of Science Core Collection (ESCI))**

[14] Leontiev D. M., Don E. Yu. (2019) Substantiation of the rational law of pressure change in an electropneumatic brake actuator during emergency braking. *Bulletin of Kharkiv National Automobile and Road University*. 84, 21-30.

[15] Leontiev D. N., Ryzhyh L. A., Lomaka S. I., Voronkov O. I., Hritsuk I. V., Nikitchenko I. N., Kuripka O. V., Pylshchyk S. V. (2019) About Application the Tyre-Road Adhesion Determination of a Vehicle Equipped with an Automated System of Brake Proportioning. *Science and Technique*. 18 (5), 401–408. **(Web of Science Core Collection (ESCI))**

[16] Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2020) Simulation of Working Process of the Electronic Brake System of the Heavy Vehicle. In: Palagin A., Anisimov A., Morozov A., Shkarlet S. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2019. *Advances in Intelligent Systems and Computing*, 1019. Springer, Cham, 50-61. (First Online: 18 July 2019) **(Scopus, Quartiles - Q3)**

[17] Leontiev D. M., Timonin V. O., Savchuk A. D., Gubarkov S. S. (2019) Estimation of braking efficiency of a four-axle vehicle in case of failure of one of the contours of its working brake system. *Car and electronics. Modern technologies*. 16, 26-34.

[18] Bogomolov V. O., Klimenko V. I., Leontiev D. M., Timonin V. O., Don E. Yu., Verbytsky V. I. (2019) Peculiarities of the choice of rational schemes of brake drive layout while ensuring high efficiency of braking of a heavy-duty vehicle. *Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes*. 17, 62-73.

[19] Bogomolov V. A., Klimenko V. I., Leontiev D. N., Makhlai S. N. (2019) Distribution of normal reactions between the axles of a truck balancer bogie during braking. *Automobile transport*. 45, 46-53.

[20] Bogomolov V., Klimenko V., Leontiev D., Ryzhyh L., Smyrnov O., Kholodov M. (2020) Improving the Brake Control Effectiveness of Vehicles

Equipped with a Pneumatic Brake Actuator. *Science and Technique*. 19 (1), 55–62. **(Web of Science Core Collection (ESCI))**

[21] Shuklinov S., Leontiev D., Makarov V., Verbitskiy V., Hubin A. (2021) Theoretical Studies of the Rectilinear Motion of the Axis of the Locked Wheel After Braking the Vehicle on the Uphill. In: Shkarlet S., Morozov A., Palagin A. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2020. *Advances in Intelligent Systems and Computing*, 1265. Springer, Cham. 69-81. (First Online: 30 August 2020) **(Scopus, Quartiles - Q3)**

[22] Klimenko V. I., Shuklinov S. N., Leontiev D. N., Gubin A. V. (2020) Analysis of methods for determining the rolling resistance coefficient of vehicle wheels. *Automobile transport*. 46, 33-39.

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

[24] Turenko A. N., Klimenko V. I., Bogomolov V. A., Ryzhikh L. A., Leontiev D. N., Krasyuk A. N., Mikhalevich N. G. (2015) Realization of Intelligent Functions in Electronic Pneumatic Braking Control of Vehicles : Monograph 2nd Edition. Kharkiv : HNAHU.

[25] Turenko A. M., Klimenko V. I., Bogomolov V. O., Leontiev D. M., Mikhalevich M. G., Kuripka O. V. (2020) Calculation and research of interaction of structural modules of electropneumatic brake drive : monograph. Kharkiv : KHNAHU .

Scientific works that certify the approbation of the dissertation materials :

[26] Leontiev D., Cheban A., Krasyuk O. (2013) Improvement of static characteristics of electron-pneumatic brake system. Symposium of Ukrainian mechanical engineers. 115 - 116.

[27] Leontiev D. M. Ryzhikh L. O., Don E. Yu. (2014) On the choice of the control principle of the proportional modulator of the electronic-pneumatic braking system of a motor vehicle. «The latest technologies for the development of design, production, operation, repair and examination of the car» Collection of abstracts of the international scientific-practical conference. Kharkiv : KhNAHU, 53 - 54.

[28] Leontiev D. M., Lomaka S. J. (2015) Theoretical determination of the center of mass of a car on the basis of empirical dependence. «The latest technologies in automotive and transport» Collection of abstracts of the international scientific-practical conference. Kharkiv : KhNAHU, 43 - 44.

[29] Leontiev D. M. (2016) On the method of determining the deceleration of a heavy vehicle based on the clutches realized by its wheels and the location of the center of gravity coordinates. «Bus construction and passenger transportation in Ukraine» Collection of abstracts of the All-Ukrainian scientific-practical conference. Lviv : National University «Lviv Polytechnic», 36 - 38.

[30] Leontiev D. N., Ryzhikh L. A., Klimenko V. I. (2016) Systems for monitoring the output parameters of ground vehicles. «Problems of creating and ensuring the life cycle of aviation equipment» Collection of abstracts of the All-Ukrainian scientific-practical conference. Kharkiv : NAU im. ME Zhukovsky «HAI», 144.

[31] Klimenko V. I., Leontiev D. N. (2017) On the question of determining the rational distribution of the braking force of vehicles with pneumatic or electro-pneumatic brake drive. Collection of materials of the international scientific and technical conference «Prospects for the development of road transport and engineering and communication infrastructures». Tashkent : TADI, 268 - 272.

[32] Leontiev D. N., Krasyuk A. N., Don E. Yu. (2017) Static characteristic of the electronic pneumatic braking system. Collection of scientific papers of the conference «Organization of traffic and transportation of passengers and goods and transport». Minsk : BNTU, 254 - 261.

[33] Bogomolov V. O., Leontiev D. N. (2019) On the issue of increasing the efficiency of the brake control of a vehicle with a pneumatic brake drive. Proceedings of the All-Ukrainian scientific-practical conference of the educational-scientific institute of mechanotronics and management systems «Road transport in the agricultural sector : design, design and technological operation». Kharkiv : KhNTUSG im. Petra Vasilenko, 72-73.

[34] Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2019) Simulation of working process of the electronic brake system of the heavy vehicle // Mathematical and simulation modeling of systems. MODS 2019 : abstracts of reports of the fourteenth international scientific-practical conference (Chernihiv, June 24 - 26, 2019) / Ministry of Education and Science of Ukraine, Nat. Academy of Sciences of Ukraine, Academy of Technological Sciences of Ukraine, Engineering Academy of Ukraine, etc. Chernihiv : ChNTU, 76-79.

[35] Bogomolov V. A., Klimenko V. I., Leontiev D. N. (2019) On the construction of curves of the realized coupling of multi-axle vehicles. Scientific works of the International scientific-practical conference «Modern technologies in motor transport and machine building». - Kharkiv : KhNAHU, 25-29.

[36] Bogomolov V. O., Klimenko V. I., Leontiev D. M., Timonin V. O., Don E. Yu., Verbytsky V. I. (2019) Peculiarities of the choice of rational schemes of brake actuator layout while ensuring high efficiency of braking of vehicles with a large number of axles. The collection of materials of the international scientific-methodical conference «Problems of reliability of machines» is dedicated to the memory of academician V. Ya. Anilovich. - Kharkiv : KhNTUSG im. Petra Vasilenko, 49-50.

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

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

[39] Leontiev D., Shuklinov S., Makarov V., Verbytskiyi V., Gubin A. (2020) Studies of the rectilinear motion of the axis of the locked wheel after braking the car on uphill // Mathematical and simulation modeling of systems. MODS 2020 : abstracts of reports of the fifteenth international scientific-practical conference (June 29 - July 1, 2020, Chernihiv) / Ministry of Education and Science of Ukraine ; Nat. Acad. Sciences of Ukraine ; Academy of Technological Sciences of Ukraine ; Engineering Academy of Ukraine, etc. - Chernihiv : ChNTU, 87-91.

[40] Leontiev D. M., Mikhalevich M. G., Frolov A. A. (2018) Influence of vertical load on braking force and traction coefficient of a car wheel. *Theory and practice of forensic science and criminology*. 18, 383-392.

[41] Leontiev D. M., Makhlay S. M. (2018) Determination of the stopping distance of a car equipped with an anti-lock braking system. *Bulletin of the Odessa Research Institute of Forensic Science*. 4, 44-50

Scientific works that additionally reflect the scientific results of the dissertation :

[42] System of control of initial parameters of movement of the vehicle: pat. 114176 Ukraine, № u201610368, Klimenko V. I., Ryzhikh L. O., Leontiev D. M., Lomaka S. J. ; publ. 2017-02-27

[43] Computer program «Program for determining the dynamic load on the axle of a heavy vehicle» : № 91379 Ukraine, Leontiev D. M. ; Timonin V. O., date of registration 08/07/2019.

[44] MR B.2.3-37641918-887:2017 Methodical recommendations for determining the axial loads of vehicles, taking into account the forces acting in the spot of contact of the tire with the surface of the pavement. 31.

ЗМІСТ

ВСТУП

Актуальність теми. Розвинена автомобільна промисловість є одною з найважливіших умов забезпечення національної безпеки та незалежності держави, тому необхідно постійно приділяти увагу щодо удосконалення конструкції автомобільної техніки спеціального призначення та комерційного використання. Слід зазначити, що остання дозволяє підвищити ремонтопридатність першої за рахунок використання уніфікованих вузлів, агрегатів та систем і без державного регулювання це зробити неможливо в умовах великого імпорту закордонних автомобілів.

Враховуючи досвід різних країн та обсяги виробництва автомобільної техніки в світі ведучими країнами світу запропоновано використання міжнародних законодавчих актів і стандартів щодо підвищення вимог безпеки транспортних засобів у тому числі і під час гальмування, що особливо актуально для багатовісної автомобільної техніки, яка використовується на підприємствах та в організаціях на території України.

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

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

Зв’язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Робота виконувалася відповідно до Наказу Міністерства транспорта та зв’язку України № 82 від 10 лютого 2004 року та Постанови Національної Ради з питань безпечної життєдіяльності населення № 3 від 25 грудня 1997 року «Про відповідність умовам охорони праці машин, транспортних засобів, обладнання, які виготовляються в Україні», а також у відповідності до планів науково-дослідних робіт кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету з проблеми «Безпека дорожнього руху», комплексної теми «Системне проектування та конструювання транспортних засобів, які забезпечують необхідну безпеку дорожнього руху», комплексними темами «Теоретичні та експериментальні дослідження електропневматичного гальмового приводу автотранспортних засобів» (ДР № 0198U005036), «Теоретичні та експериментальні дослідження електропневматичного гальмового приводу автотранспортних засобів, об’єднаного з антиблокувальною гальмовою системою» (ДР № 0101U005210), «Розробка програмного комплексу для розрахунку нестаціонарних в’язких течій газу на паралельних системах» (ДР № 0105U002170), «Розробка та впровадження інтелектуальної системи управління гальмами транспортного засобу» (ДР № 0112U001239), «Розробка системи контролю та програми обробки показників вихідних параметрів інтелектуальних функцій гальмового керування автомобілів» (ДР № 0115U003269), «Провести дослідження та розробити методичні рекомендації з визначення осьових навантажень багатовісних транспортних засобів з урахуванням сил тертя в площі контакту шини з дорожнім покриттям» (ДР № 0116U005525), «Підвищення живучості багатовісних вантажних автомобілів військового призначення шляхом використання автоматичної трансмісії та підвищення надійності гальм» (ДР № 0119U001297). Роль автора у виконанні цих науково-дослідних робіт, як спів-виконавця, полягає у формуванні методологічних основ і підходів, які дозволяють реалізувати наукові завдання за вказаними напрямками, а також розробка та реалізація методів розрахунку електропневматичних гальмових приводів, динаміки розподілу навантаження на вісі багатовісних транспортних засобів, динаміки руху транспортних засобів, що базуються на основі експериментального їх дослідження.

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

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

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

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

– розробка програмного комплексу для імітаційного моделювання аварійного режиму роботи електропневматичного гальмового привода багатовісного колісного транспортного засобу на основі моделі змінності реалізованого зчеплення між шинами коліс автомобіля та поверхнею дорожнього покриття;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

– уперше запропоновано уніфіковані методи визначення коефіцієнту гальмування багатовісного колісного транспортного засобу у відповідності до групи його належності, які відрізняється від відомих тим, що враховують вплив положення вісей багатовісного колісного транспортного засобу відносно координат центра його тяжіння під час визначення коефіцієнта гальмування [1, 11, 16, 29, 33, 34, 40, 41];

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

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

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

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

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

– в навчальному процесі підготовки бакалаврів, магістрів та докторів філософії за спеціальностями 133 «Галузевого машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт»;

– в рекомендаціях з визначення осьових навантажень транспортних засобів під час перевезення небезпечних вантажів, вантажів комерційного призначення, а також під час дослідження впливу вертикальних навантажень на поверхню дорожнього покриття;

– в методі визначення вихідних параметрів гальмування багатовісного транспортного засобу обладнаного автоматизованою системою регулювання гальмового зусилля для дослідження обставин виникнення дорожньо-транспортної події;

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

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

Особистий внесок здобувача. Положення та результати, що виносяться на захист дисертаційної роботи, отримано автором самостійно та викладено в роботах [1-44]. Роботи [3, 5, 9] опубліковані без співавторів. У спільних роботах внесок здобувача полягає у наступному:

– виконав дослідження автомобільного колеса з максимальною ефективністю в гальмовому режимі [1, 6];

– розробив концепцію керування електропневматичним модулятором тиску [2, 14, 25, 27];

– розробив імітаційні моделі елементів гальмового привода, що здатні працювати в циклічному режимі [16, 24, 34];

– виконав аналіз впливу автоматизованих систем на параметри руху колісного транспортного засобу [4, 15, 20, 30];

– запропонував концепцію визначення гальмової сили для здвоєних автомобільних коліс [12];

– запропонував конструкцію побудови електропневматичного модулятора тиску [13];

– узагальнено моделі руху транспортних засобів [7, 8];

– запропонував метод визначення навантаження на вісях багатовісних транспортних засобах [10, 19, 40, 43];

– узагальнив методи визначення коефіцієнту опору коченню автомобільних коліс [22];

– виконав аналіз впливу перерозподілу вертикального навантаження між вісями автомобіля на реалізовані зчеплення шин автомобільних коліс [23, 31, 35];

– розробив метод визначення повздовжніх координат розподілу вертикального навантаження для багатовісних транспортних засобів [11, 28];

– розробив методичні рекомендації з визначення осьових навантажень транспортних засобів під час проектування автомобільних доріг в Україні [44];

– виконав аналіз динаміки гальмування транспортних засобів, які мають багато вісей та обладнані електропневматичним гальмовим приводом [17, 21, 33, 37–39];

– запропонував основи створення компонувальних схем електропневматичного гальмового привода [18, 36];

– запропонував і експериментально підтвердив методику визначення уповільнення багатовісного транспортного засобу на основі реалізованих зчеплень його шин з поверхнею дорожнього покриття [29];

– розробив аналітичний метод визначення вихідних параметрів гальмування багатовісного транспортного засобу обладнаного автоматизованою системою регулювання гальмового зусилля для дослідження обставин виникнення дорожньо-транспортної пригоди в експертно-криміналістичній практиці з автотехнічних експертиз [41, 42];

– виконано аналіз та запропоновано шляхи удосконалення статичної характеристики електропневматичної гальмової системи [26, 32].

Апробація результатів дисертації. Дисертаційна робота обговорена на науковому семінарі кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ). Основні положення та результати теоретичних і експериментальних досліджень доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на науково-технічних і науково-методичних сесіях ХНАДУ та міжнародних конференціях:

– 78-а міжнародна науково-технічна конференція «Конструктивна безпека автотранспортних засобів», (п. Автополігон, Московська обл., Росія, 6 – 7 червня 2012 р., форма участі - очна);

– ІІІ-а Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 16 – 17 квітня 2013 р., форма участі - очна);

– 11-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, Національний університете «Львівська політехніка», Україна, 15 – 17 травня 2013 р., форма участі - очна);

– 17-а міжнародна науково-технічна конференція «Гідромашини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика», (м. Москва, Росія, МГТУ ім. М.Е.Баумана 2 – 4 грудня 2013 р., форма участі - очна);

– Міжнародна науково-практична конференція «Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонта та експертизи автомобіля» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 15 – 16 жовтня 2014 р., форма участі - очна);

– 86-а міжнародна науково-технічна конференція «Конструктивна безпека автотранспортних засобів», (п. Автополігон, Московська обл., Росія, 4 – 5 червня 2014 р., Форма участі - очна);

– Міжнародна науково-практична конференція «Новітні технології в автомобілебудуванні та транспорті» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 15 – 16 жовтня 2015 р., форма участі - очна);

– 2-а всеукраїнська науково-практична конференція «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні» (м. Львів, Національний університете «Львівська політехніка», Україна, 17 – 18 березня 2016 р., форма участі - очна);

– Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки» (м. Харків, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Україна, 20 – 21 квітня 2016 р., форма участі - очна);

– 95-а міжнародна науково-технічна конференція «Конструктивна безпека автотранспортних засобів», (п. Автополігон, Московська обл., Росія, 8 – 9 червня 2016 р., Форма участі - заочна).

– Міжнародна конференція «Организація дорожнього руху та перевезень пасажирів і вантажів та транспорт» (м. Мінськ, Білоруський національний технічний університет, Білорусь, 26 – 27 жовтня 2017 р., форма участі - заочна);

– Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку дорожньо-транспортних та інженерно-комунікаційних інфроструктур» (м. Ташкент, Ташкентський інститут з проектування, будівництва та експлуатації автомобільних доріг, Узбекистан, 21 – 23 листопада 2017 р., форма участі - заочна);

– 82-а науково-технічна та науково-методична конференція Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 7 – 11 травня 2018 р., форма участі - очна);

– 83-а науково-технічна та науково-методична конференція Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 13 – 17 травня 2019 р., форма участі - очна);

– Всеукраїнська науково-практична конференція «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація» (м. Харків, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Україна, 16 – 17 травня 2019 р., форма участі - очна);

– Чотирнадцята міжнародна науково-практична конференція «Математичне та імітаційне моделювання систем» (м. Чернігів, Чернігівський національний технічний університет, Україна, 24 – 26 червня 2019 р., форма участі - очна);

– 24th Slovak-Polish International Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations – MMS 2019 (Liptovsky Jan, Alexander Dubcek University of Trencin, Slovakia, 3 – 6 September 2019, форма участі - заочна);

– Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 15 – 18 жовтня 2019 р., форма участі - очна);

– 16th European Automotive Congress (EAEC 2019) (Minsk, Belarusian National Technical University, Belarus, 7 – 11 October 2019, форма участі - очна);

– П’ятнадцята міжнародна науково-практична конференція «Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2020» (м. Чернігів, Чернігівський національний технологічний університет, Україна, 29 червня – 01 липня 2020, форма участі - заочна);

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 44 наукових роботах, у тому числі: 2 монографії; 23 статі у наукових фахових виданнях України та інших держав (з них 2 – у виданнях, що включені до наукометричної бази Scopus (Quartiles - Q3) та 4 – у Web of Science (Quartiles - Not yet assigned quartile)); 16 тез у збірниках доповідей на наукових конференціях; отримано 1 патент України, 1 авторське свідоцтво України та розроблені методичні рекомендації для Державного агентства автомобільних доріг України.

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

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ, СИСТЕМАТИЗАЦІЯ ТА УЗАГАЛЬНЕННЯ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ІНФОРМАЦІЇ ЩОДО ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Наявність розвиненої автомобільної промисловості, вважається найважливішим елементом забезпечення національної безпеки будь-якої держави, про це свідчить історичний досвід різних країн світу, які у найкоротші терміни, тільки за рахунок розвитку автомобільної промисловості змогли досягти значного зростання валового внутрішнього продукту, тому створення в Україні автомобілів, що відповідають міжнародним вимогам з технічних і екологічних нормативів, є пріоритетним завданням сучасної автомобілебудівної галузі.

Для забезпечення безпеки дорожнього руху, під час експлуатації колісних транспортних засобів (КТЗ), особливо автомобілів на шасі з багатьма вісями, необхідно приділяти значну увагу їх гальмовому керуванню, оскільки такі транспортні засоби мають, як правило великі вагові параметри та можуть спровокувати більш тяжкі наслідки у разі виникнення дорожньо-транспортних подій. Сучасні вимоги міжнародних нормативних документів, як і науково-технічна література, що стосується ефективності дії гальмових систем КТЗ з великою кількістю вісей не дають рекомендацій або методик, щодо визначення ефективності гальмування таких транспортних засобів у разі виходу з ладу елементів їх гальмового керування, а лише обмежують величину мінімально допустимих значень уповільнення КТЗ під час сертифікаційних випробувань. Отже для формування основ динаміки гальмування багатовісних транспортних засобів необхідно розглянути в комплексі питання динаміки їх руху із робочими процесами, що відбуваються в їх гальмовому керуванні.

1.1. Особливості гальмування багатовісних колісних транспортних засобів

Відомо, що гальмування будь-якого колісного транспортного засобу з максимально можливою ефективністю без блокування його коліс є випадком, який дуже рідко зустрічається на практиці. Більшість випадків гальмування відбуваються з неповною ефективністю дії гальмового керування, це пов'язано з відсутністю необхідності в такому гальмуванні або з втратою ефективності гальмування в наслідок спрацьовування автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля (допустима величина втрати ефективності гальмування під час спрацьовування автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля обмежена міжнародним стандартом [45] і не повинна перевищувати 25 % від повної ефективності гальмування КТЗ в будь-яких умовах його експлуатації).

Інтенсивність гальмування поодиноких колісних транспортних засобів, як і інтенсивність гальмування автомобілів із причепами або напівпричепами, прийнято оцінювати коефіцієнтом гальмування [45–51], який можна представити у вигляді залежності

$$z = \frac{j}{g} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{n} R_{xi}}{m_a \cdot g}, \tag{1.1}$$

де j – уповільнення транспортного засобу, м/с^2;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2;

i – порядковий номер автомобільного колеса КТЗ (здвоєні або строєні колеса вважаються одним автомобільним колесом);

n – кількість автомобільних коліс КТЗ;

m_a – маса транспортного засобу, кг;

R_{xi} – поздовжня реакція, що реалізується між i-тою шиною КТЗ та поверхнею дорожнього покриття з яким вона контактує, Н.

Сума поздовжніх реакцій в рівнянні (1.1), як показав аналіз науково-технічної літератури [45, 48, 52], суттєво залежить від реалізованого зчеплення між шинами автомобільних коліс КТЗ та поверхнею дорожнього покриття.

У загальному вигляді вона може бути описана залежністю

$$\sum_{i=1}^{n} R_{xi} = \sum_{i=1}^{n} f_{xi} \cdot R_{zi} \tag{1.2}$$

де f_{xi} – поздовжнє реалізоване зчеплення між шиною i-ого колеса КТЗ та поверхнею дорожнього покриття;

R_{zi} – нормальна реакція дороги на i-му колесі КТЗ, Н.

Аналіз залежності (1.2) показує, що сума поздовжніх реакцій суттєво залежить від суми добутків реалізованого зчеплення та нормальної реакції дороги на i-му колесі КТЗ [1, 5, 6, 11, 12, 24, 29, 31, 40, 53, 54]. В наукових роботах [55–57] під час дослідження процесу гальмування КТЗ відмічається, що в разі, коли реалізоване зчеплення на всіх його колесах дорівнює коефіцієнту гальмування, відбувається так зване «ідеалізоване гальмування», яке не може бути реалізоване для більшості конструкцій КТЗ, оскільки їх вага розподіляється між мостами автомобіля не рівномірно, окрім цього на одному й тому ж транспортному засобі можуть відрізнятися: гальмові механізми встановлені на осях КТЗ, глибина малюнку протектору шин, тиск в шинах та інші експлуатаційні показники, які впливають на керованість та/або стійкість КТЗ [46, 58–67].

Оцінка впливу добутку реалізованого зчеплення та нормальної реакції дороги на i-му колесі КТЗ на його уповільнення ускладнюється, якщо транспортний засіб рухається в складі з причепом, або напівпричепом, або з декількома причіпними ланками. Під час досліджень динаміки гальмування таких автомобілів необхідно враховувати дію коефіцієнтів гальмування окремих причіпних ланок на автомобіль тягач або на інші причіпні ланки автопоїзда [48, 61, 68]. Аналіз науково-технічної літератури [46, 61, 68–76] показав, що з цього приводу відсутній єдиний підхід щодо вибору співвідношень між коефіцієнтами гальмування зчленованих транспортних засобів, а також відсутні рекомендації щодо організації розподілу гальмових сил при наявності більше трьох осей на транспортному засобі у випадку використання автоматизованих пристроїв (модуляторів антиблокувальної системи, модуляторів електропневматичного гальмового приводу та інших), які забезпечують достатньо високу ефективність гальмування КТЗ в різних погодних умовах його експлуатації. Так наприклад, в роботах [51, 56, 61, 68, 74, 77–83] відмічається, що для реалізації раціонального розподілу гальмових сил, необхідно організувати роботу автоматизованих пристроїв в гальмовому приводі транспортного засобу таким чином, щоб забезпечити одночасний вихід гальмуючих коліс КТЗ на межу їх блокування, але не надано жодних рекомендацій, як це зробити враховуючи особливості взаємодії шин автомобільних коліс КТЗ з поверхнею дорожнього покриття.

В роботах [51, 56, 61, 77–79, 81–83] при дослідженні процесу гальмування багатовісних зчленованих КТЗ зроблено висновок, що немає необхідності в забезпеченні розтягуючого ефекту між тягачем та причепом або напівпричепом, оскільки це призводить до втрати їх ефективності гальмування. Що стосується стискаючого ефекту то в роботах [46, 56, 60, 61, 69, 71–76, 78, 81, 84–90] показано, що під час гальмування багатовісних КТЗ із причіпними ланками, які кріпляться нижче центра тяжіння автомобіля тягача, зусилля від причіпної ланки є незначним і майже не впливає на перерозподіл нормальних реакцій дороги на i-му автомобільному колесі тягача але суттєво впливає на стійкість транспортного засобу, тому під час проектування гальмової системи таких автомобілів необхідно виконувати автоматизоване регулювання гальмового зусилля на всіх колесах КТЗ з метою збереження його стійкості та керованості. Аналіз науково-технічної літератури [91–110] щодо гальмування поодиноких багатовісних транспортних засобів показав, що під час визначення ефективності гальмування КТЗ з кількістю вісей більше трьох, схему багатовісного автомобіля спрощують до схеми двовісного, тим самим отримують суттєві похибки під час співставлення теоретичних та експериментальних досліджень, тому в рівняння визначення уповільнення та гальмового шляху великовагових колісних транспортних засобів вводять додаткові корегуючі коефіцієнти [96, 97, 111–117], які залежать від компонувальної схеми та/або типу транспортного засобу. Окрім цього для багатовісних транспортних засобів під час дослідження їх динаміки руху приймають припущення [55–57, 97, 98], що між шинами такого транспортного засобу та поверхнею дорожнього покриття реалізується однакове зчеплення, яке не дозволяє оцінити реальний розподіл гальмових сил між відповідними мостами автомобіля.

Інформація щодо експериментального дослідження розподілу гальмових сил між вісями багатовісних КТЗ, як поодиноких, так і з причіпними ланками, в науково-технічній літературі не висвічується, але зустрічається в лекційних матеріалах [118] (див. рис. 1.1 для мостів розташування яких зображено на рисунку 1.2).

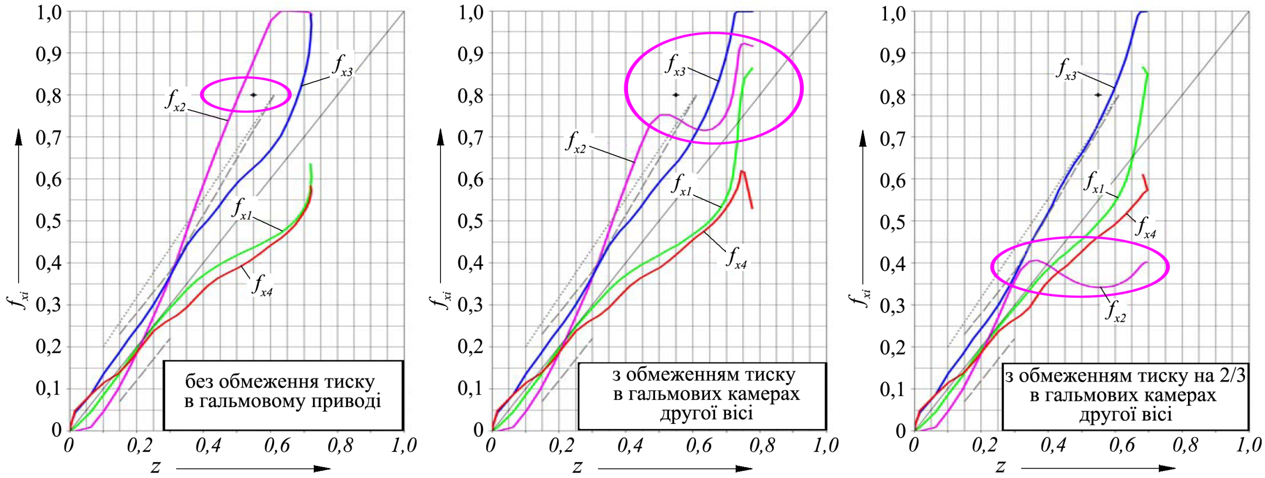


Рисунок 1.1 – Реалізовані зчеплення чотиривісного КТЗ при різних варіантах регулювання тиску в гальмових камерах другої вісі [118]

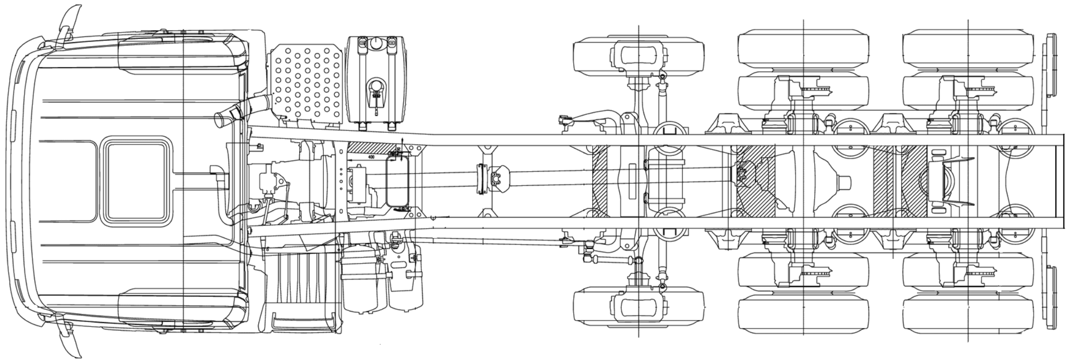


Рисунок 1.2 – Характер розташування мостів на чотиривісному КТЗ

Наведені лекційні матеріали (рис. 1.1) не є науковими працями але представляють інтерес для наукової спільноти, оскільки відображають неоднозначність реалізації зчіпних властивостей пневматичних шин автомобільних коліс на вісях багатовісного транспортного засобу при роботі автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля.

Таким чином проведений огляд щодо особливостей гальмування багатовісних транспортних засобів показав, що для формування основ динаміки гальмування багатовісних транспортних засобів з електропневматичним гальмовим приводом необхідно розглянути в комплексі особливості реалізації зчіпних властивостей пневматичних шин автомобільних коліс транспортного засобу з урахуванням динамічних властивостей гальмового привода та зміни вертикальних навантажень на відповідних колесах багатовісного автомобіля.

1.2. Теоретичні аспекти реалізації зчеплення між шиною автомобільного колеса та поверхнею дорожнього покриття

Аналіз наукових досліджень [6, 11, 24, 35, 119–121, 121, 122, 122–127] показав, що питанню взаємодії шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття приділяється значна увага під час моделювання динаміки руху КТЗ.

Це пов'язано зі змінністю реалізованого зчеплення від багатьох факторів, наприклад від швидкості руху транспортного засобу (рис. 1.3 а) [126–134], нормальної реакції дороги (R_z) та поздовжньої жорсткості пневматичної шини (C_S) (рис. 1.3 б та рис. 1.4 в, г) [40, 128, 130, 135–139], тиску в шині [40, 128, 130–133, 137, 138, 140, 141], зносу поверхневого шару протектору шини [130–132, 137, 138, 141], наявності шару води на поверхні дорожнього покриття (рис. 1.3 в) тощо [140, 142–149].

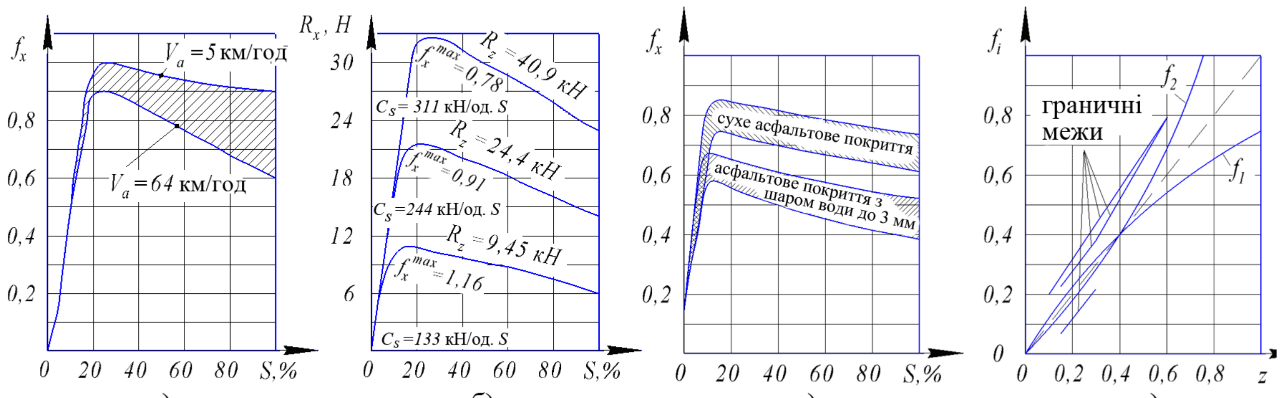


Рисунок 1.3 – Приклади зображення реалізованого зчеплення в координатах проковзування (S) та коефіцієнта гальмування КТЗ (z)

Незважаючи на змінність реалізованого зчеплення від багатьох факторів, процес взаємодії шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття прийнято відображати у вигляді функції від проковзування (S) протектору пневматичної шини відносно поверхні дорожнього покриття (див. рис. 1.3 а, б, в та рис. 1.4 в, г) [119–122, 126, 127, 129, 131–133, 141, 144, 147, 150–162].

На рисунку 1.3 зображено: а) – ведений режим руху автомобільного колеса; б) – гальмовий режим руху автомобільного колеса; в) та г) – особливості поздовжнього напруження зсуву під час взаємодії плями контакту з поверхнею дорожнього покриття;

На рисунку 1.4 зображено: 1 – зона ковзання на епюрі поздовжнього напруження зсуву; 2 – епюра поздовжнього напруження зсуву нерухомо-

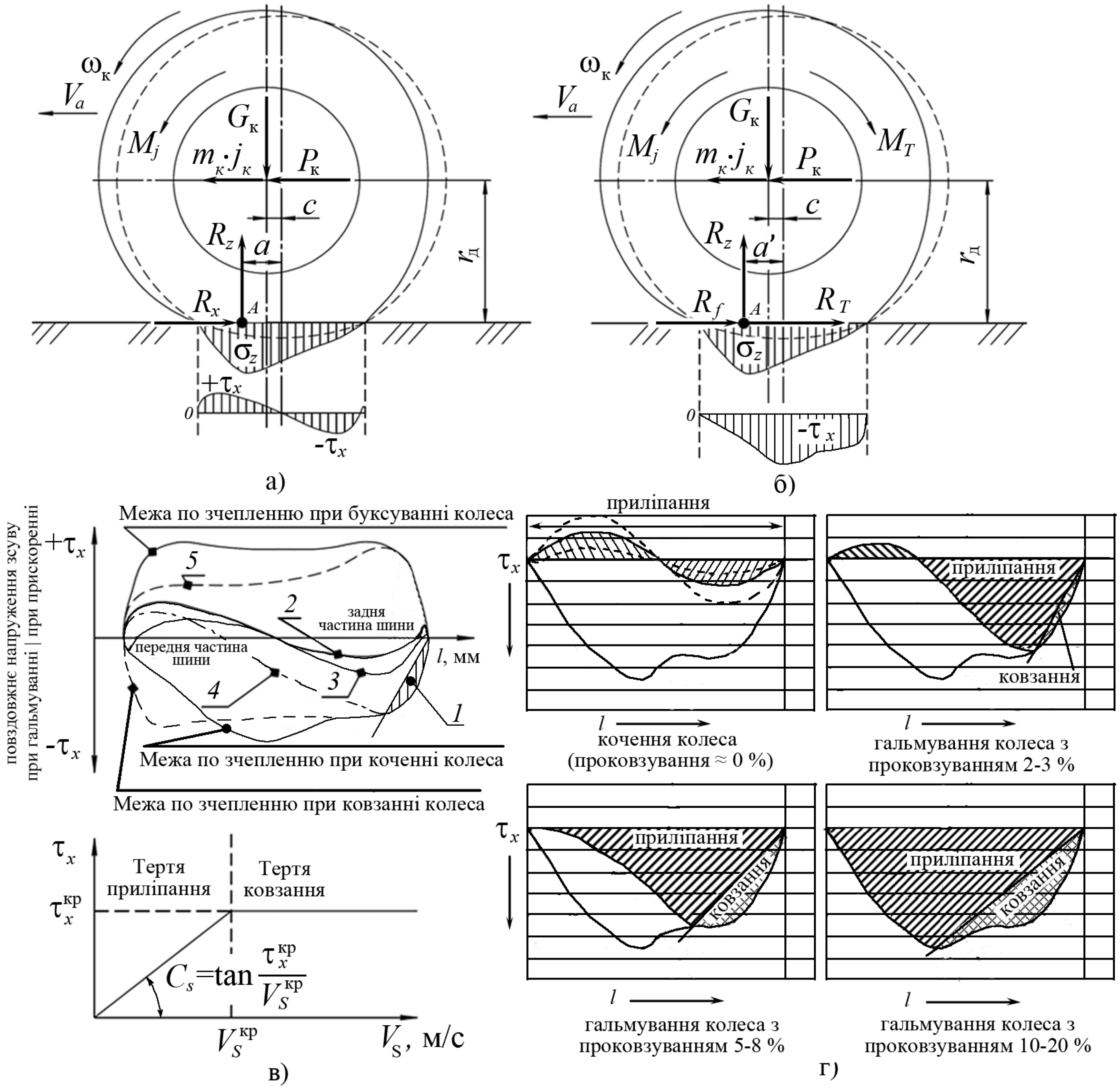
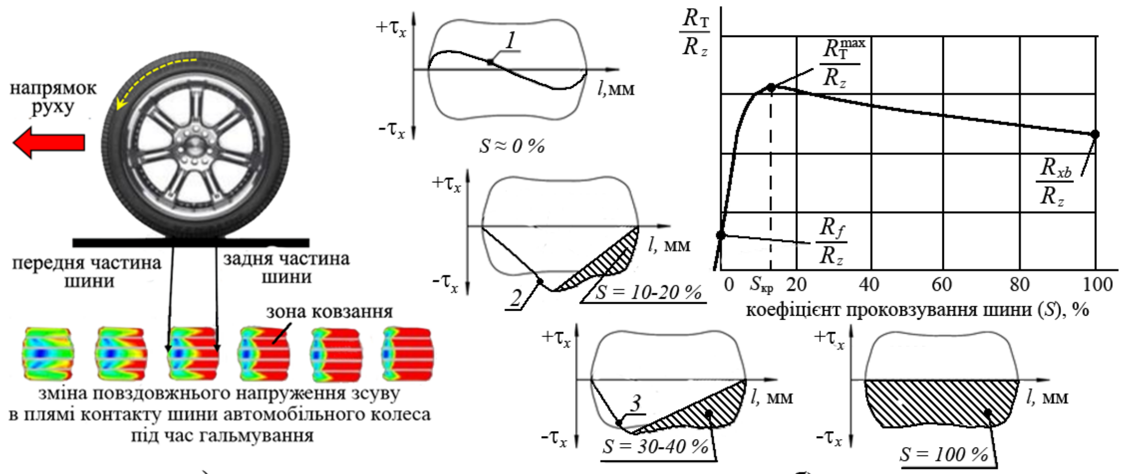


Рисунок 1.4 – Приклад взаємодії шини з поверхнею дорожнього покриття на основі моделі поздовжнього та вертикального зсуву гальмуючого колеса

го автомобільного колеса; 3 – епюра поздовжнього напруження зсуву при веденому режимі руху автомобільного колеса; 4 – епюра поздовжнього напруження зсуву гальмуючого колеса ($S = 2 - 3$ %); 5 – епюра поздовжнього напруження зсуву тягового колеса ($S = 5 - 8$ %); l – довжина плями контакту шини автомобільного колеса; τ_x та σ_z – відповідно поздовжнє та вертикальне напруження зсуву, кН/мм^2; $\tau_x^{кр}$ – поздовжнє критичне напруження зсуву, кН/мм^2; $+\tau_x$ та $-\tau_x$ – відповідно поздовжнє напруження зсуву в тяговому та гальмовому режимі руху автомобільного колеса, кН/мм^2;

$f_x^{\max}$ – максимальне реалізоване зчеплення шини з поверхнею дорожнього покриття; V_s – швидкість ковзання шини автомобільного колеса відносно поверхні дорожнього покриття, м/с; $V_s^{\text{кр}}$ – критична швидкість ковзання шини автомобільного колеса відносно поверхні дорожнього покриття, м/с; $r_{\text{д}}$ – динамічний радіус автомобільного колеса, м; V_a – швидкість руху КТЗ, м/с; a та a' – відповідно відстань зсуву реакції R_z в веденому та гальмовому режимі руху автомобільного колеса, мм; c – відстань зсуву центра колеса відносно свого статичного положення в наслідок дії штовхаючої сили $P_{\text{к}}$, мм; $\omega_{\text{к}}$ – кутова швидкість обертання автомобільного колеса, рад/с; M_T – гальмовий момент підведений до автомобільного колеса, Н·м; M_j – інерційний момент автомобільного колеса, Н·м; $P_{\text{к}}$ – штовхаюча сила, яка рухає автомобільне колесо, Н; $G_{\text{к}}$ – вертикальне навантаження, яке діє на автомобільне колесо, Н; R_z – нормальна реакція дороги від дії вертикального навантаження на автомобільне колесо, Н; R_f – реакція, яка виникає в плямі контакту шини з поверхнею дорожнього покриття в наслідок дії штовхаючої сили $P_{\text{к}}$, Н; R_T – реакція, яка виникає в плямі контакту шини з поверхнею дорожнього покриття в наслідок дії різниці гальмового моменту M_T та інерційного моменту автомобільного колеса M_j' без урахування реакції R_f та інерційного моменту M_j'', який витрачається на опор коченню колеса, Н; C_s – поздовжня жорсткість шини, Н/(одиницю проковзування); $m_{\text{к}}$ – маса автомобільного колеса, кг; $j_{\text{к}}$ – уповільнення автомобільного колеса, м/с^2.

З рисунку 1.4 очевидно, що зростання гальмової сили [98, 131, 132, 134, 141, 152], яка визначається рівнянням $R_x = R_f + R_T$, до свого максимального значення $R_x^{\max}$, при підвищенні гальмового моменту M_T (див. рис. 1.4 б) в гальмовому механізмі, супроводжується зростанням проковзування (S) та обмежується поздовжнім напруженням зсуву ($-\tau_x$) (див. рис. 1.5 б) елементів протектору шини в плямі контакту з поверхнею дорожнього покриття (див. рис. 1.5 а).



а) б)

Рисунок 1.5 – Зміна поздовжнього напруження зсуву при реалізації зчеплення в наслідок зростання проковзування (S)

На рисунку 1.5 зображено: 1 – епюра поздовжнього напруження зсуву при коченні автомобільного колеса; 2 – епюра поздовжнього напруження зсуву на межі блокування колеса; 3 – епюра поздовжнього напруження зсуву на початку процесу блокування колеса; R_{xb} – сила, яка реалізується в плямі контакту шини заблокованого автомобільного колеса (або реалізується в плямі контакту буксуючого колеса – у тяговому режимі).

Реакція R_f, яка виникає в плямі контакту шини з поверхнею дорожнього покриття в наслідок дії штовхаючої сили $P_к$ може бути визначена на основі схеми сил (див. рис. 1.4 а), якщо скласти наступну систему рівнянь (1.3) відносно точки A за умови, що $M_j = 0$

$$\begin{cases} G_к = R_z; \\ P_к = R_f; \\ P_к \cdot r_д = G_к \cdot (a - c)\,, \end{cases} \tag{1.3}$$

звідки

$$R_f = R_z \frac{(a - c)}{r_д}. \tag{1.4}$$

Якщо вважати, що величина зсуву (c) центра колеса відносно свого статичного положення в наслідок дії штовхаючої сили $P_к$ не значна, то реакція R_f буде залежати тільки від нормальної реакція дороги R_z, динамічного радіуса колеса $r_д$ та відстані зсуву (a) реакції R_z в веденому режимі руху автомобільного колеса.

Співвідношення $\frac{(a-c)}{r_д}$ є не що інше, як реалізоване зчеплення (коефіцієнт опору коченню f_0), що виникає в плямі контакту пневматичної шини при її взаємодії з поверхнею дорожнього покриття в наслідок опору коченню автомобільного колеса. В науково-технічній літературі [126,130–132,137,141, 152] відмічається, що коефіцієнт опору коченню залежить від швидкості руху автомобіля (V_a), нормальної реакції дороги (R_z), температури шини ($T_ш$), тиску в пневматичній шині $p_ш$ та величини реалізованого зчеплення (f_φ), утвореної в наслідок дії гальмової або тягової сили (рис. 1.6).

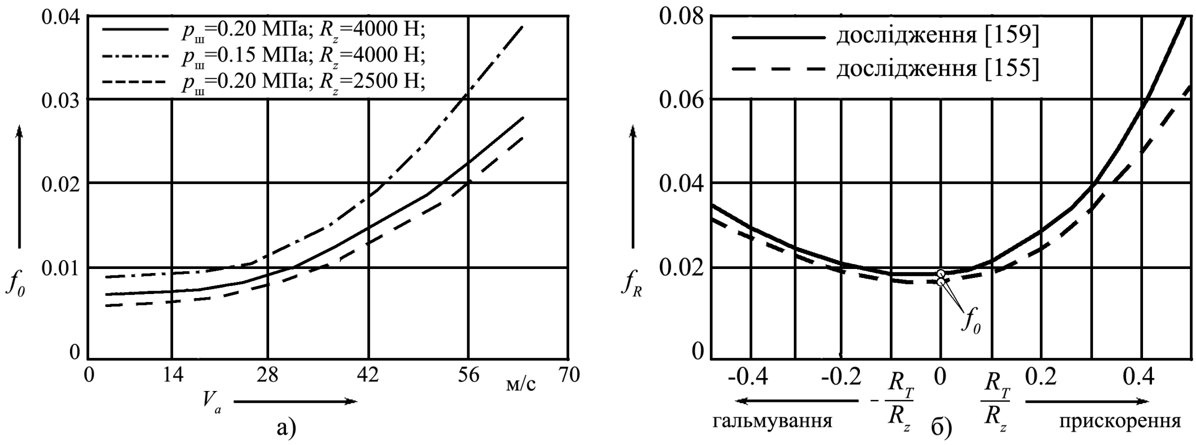


Рисунок 1.6 – Зміна коефіцієнта опору коченню f_R: а) від нормальної реакції дороги R_z, тиску в шині $p_ш$ та швидкості руху КТЗ V_a; б) від реалізованого зчеплення $f_\varphi = \frac{R_T}{R_z}$, яке виникає в наслідок дії гальмової або тягової сили

Аналіз проведений в роботі [152] показує, що коефіцієнт опору коченню f_0 в залежності від нормальної реакції дороги R_z, Н, швидкості руху автомобіля V_a, м/с, та тиску в шині $p_ш$, Па, для асфальтового покриття, можна визначити з залежності

$$f_0 = \frac{K}{1000}\left(5,1 + \frac{5,5 \cdot 10^5 + 90 \cdot R_z}{p_{\text{ш}}} + \frac{1,1 \cdot 10^3 + 0,0388 \cdot R_z}{p_{\text{ш}}} \cdot V_a^2\right), \qquad (1.5)$$

де K – коефіцієнт, який приймають для радіальних пневматичних шин – $0,8$, а для інших шин – $1,0$ [163, 164].

Врахувати особливості зміни коефіцієнта опору коченню від величини проковзування шини автомобільного колеса відносно поверхні дорожнього покриття, коли $S \in [-1 : 0,8]$, можна, якщо виконати апроксимацію поліномом третього ступеня (1.6) експериментальних даних [126, 137, 141] зображених на рисунку 1.6 б) та рисунку 1.7 б) та врахувавши особливості зміни коефіцієнту опору коченню в залежності від швидкості руху автомобіля, нормальної реакції дороги, тиску в шині та ошинування коліс у відповідності до залежності (1.5), при умові нехтування впливом температури $T_{\text{ш}}$ на величину f_0.

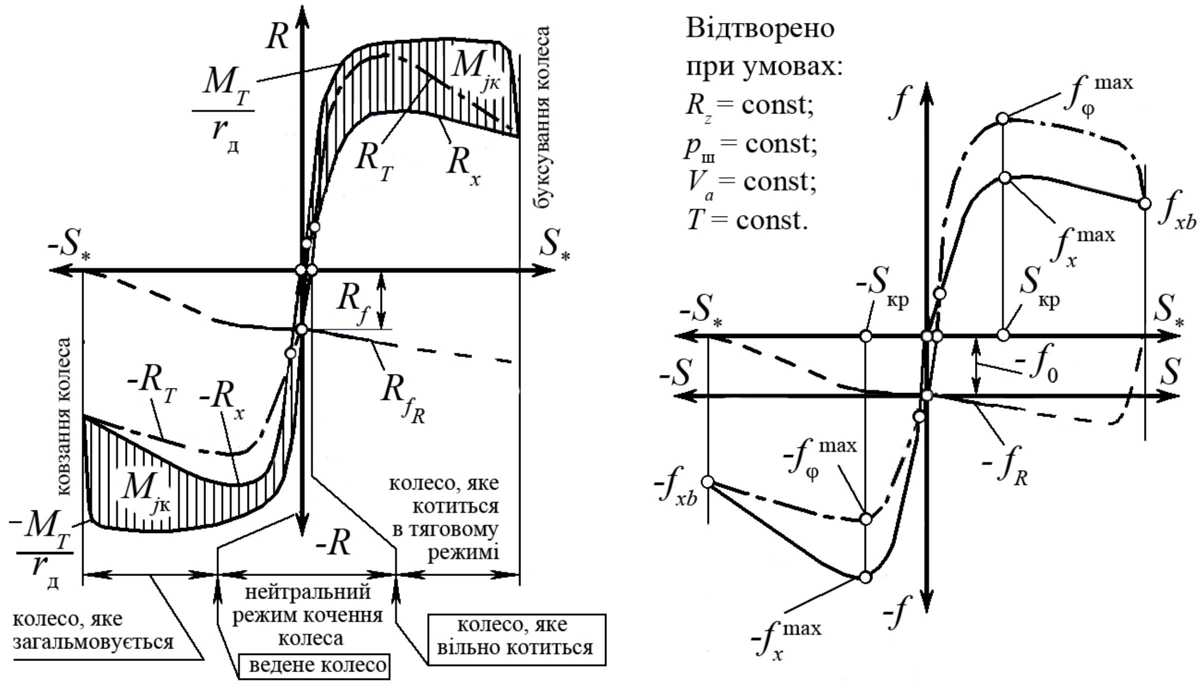
$$f_R = f_0 \cdot (n_{\text{ш}} + 1)\left(0,215 \cdot S^3 - 0,15 \cdot S^2 + 0.135 \cdot S + 0.5\right), \qquad (1.6)$$

де $n_{\text{ш}}$ – ошинування колеса.

Отже реакцію R_{f_R}, яка виникає в наслідок опору коченню шин автомобільних коліс під час гальмування КТЗ можна визначити з залежності (1.7), врахувавши рівняння (1.6), у відповідності до схеми зображеної на рисунку 1.4 б).

$$R_{f_R} = R_z \frac{(a' - c)}{r_{\text{д}}} = R_z \cdot f_R. \qquad (1.7)$$

Аналіз науково-технічної літератури [126, 127, 131, 132, 141, 164–166] показав, що реакція (R_T), яка виникає в плямі контакту шини з поверхнею дорожнього покриття в наслідок дії різниці гальмового моменту M_T та



а) б)

Рисунок 1.7 – Загальний вигляд характеристики ковзання шини автомобільного колеса відносно поверхні дорожнього покриття: а) у вигляді реалізації сил; б) у вигляді реалізованого зчеплення

інерційного моменту автомобільного колеса M_j без урахування моменту опору коченню, безпосередньо пов'язана з тангенціальним напруженням зсуву $(-\tau_x)$ та може бути визначена, при умові кочення колеса, на основі поздовжньої жорсткості шини (C_s), Н/од. проковзування, та величини проковзування (S), за залежністю

$$R_T = -\int_0^l k_t \tau_x x dx = C_s \cdot \frac{S}{1-S}, \tag{1.8}$$

де k_t – тангенціальна жорсткість елементів протектору шини;

Складова C_s в рівнянні (1.8) є нелінійною величиною [126, 127, 131, 132, 139, 141, 153–156], та постійно змінюється в залежності від відношення величини реакції R_T до проковзування шини відносно поверхні дорожнього покриття (див. рис. 1.3 б)

$$C_s = \left.\frac{\partial R_T}{\partial S}\right|_{S=0}, \tag{1.9}$$

Якщо розглядати реалізацію гальмової сили при усіх значення проковзування шини відносно поверхні дорожнього покриття, то реакція (R_T) може бути визначена з залежності (1.10), як функція від проковзування

$$R_T = R_z \cdot f(S) = R_z \cdot f_\varphi, \tag{1.10}$$

де $f(S)$ – функція, яка описує зміну реалізованого зчеплення f_φ від проковзування шини відносно поверхні дорожнього покриття при дії моменту M_T.

У загальному вигляді процес взаємодії шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття, можна представити у вигляді, який зображено на рисунку 1.7.

З рисунку 1.7 а) можна побачити, що гальмова сила R_x, яка зупиняє КТЗ складається з трьох складових: сили, що реалізується в гальмовому механізмі $\left(\frac{M_T}{r_д}\right)$, сили $\left(R_{f_R}\right)$, що виникає в наслідок опору коченню автомобільного колеса та сили $\left(\frac{M_{j_к}}{r_д} = -\frac{d\omega_к}{dt} \cdot \frac{I_к}{r_д}\right)$, що виникає в наслідок дії моменту інерції колеса $I_к$.

$$R_x = \frac{M_T}{r_д} + R_{f_R} - \frac{M_{j_к}}{r_д}. \tag{1.11}$$

В умовах, коли гальмовий момент відсутній, реакція R_{f_R} буде дорівнювати R_f, якщо для її визначення використати рівняння (1.7).

Очевидно (див. рис. 1.7 б), що в наслідок дії гальмового моменту, в плямі контакту шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття буде реалізовуватися сумарне поздовжнє реалізоване зчеплення f_x, за умови прямолінійного руху КТЗ, а у разі відсутності гальмового моменту реалізоване зчеплення f_x буде дорівнювати коефіцієнту опору коченню f_R пневматичної шини, який утворюється в наслідок адгезійних властивостей шини обумовлених напруженням деформації протектора шини при відсутності явища проковзування [166–168]. Природа виникнення цього явища може бути пояснена набіганням передньої частини шини на поверхню дорожнього покриття під час кочення колеса та зсувом нормальної реакції R_z в напрямку руху КТЗ.

Слід відзначити, що діаграма зображена на рисунку 1.7 б) не є сталою та постійно змінює свій вигляд, навіть для однієї й тієї ж поверхні дорожнього покриття, оскільки її ключові точки f_R, $f_x^{\max}$ та f_{xb} залежать від зміни нормальної реакції дороги R_z, Н, швидкості руху автомобіля V_a, м/с, тиску в пневматичній шині $p_{\text{ш}}$, Па, та температури $T_{\text{ш}}$, К, та стану пневматичної шини [126–128, 130–134, 136, 139, 141, 144, 149, 151, 152, 154, 155, 169–172].

Таким чином гальмова сила R_x може бути визначена, по аналогії з рівнянням (1.10), за залежністю (1.12) в якій сумарне поздовжнє реалізоване зчеплення f_x можна визначити використовуючи одну з емпіричних залежностей наведених в роботах [24, 120, 127, 163, 173–176].

$$R_x = R_z \cdot f(S_*) = R_z \cdot f_x. \tag{1.12}$$

Проведений аналіз науково-технічної літератури [1, 6, 29, 34, 40, 131, 141, 150, 177–179] показав, що гальмову силу можна також визначити з залежності

$$R_x = \frac{M_\xi}{r_{\text{д}}}, \tag{1.13}$$

де M_ξ – момент, який закручує шину відносно обода колеса та поверхні дорожнього покриття, Н·м;

Момент M_ξ можна визначити з залежності [179]

$$C_\xi = \left.\frac{\partial M_\xi}{\partial \xi_x}\right|_{\xi=0}. \tag{1.14}$$

де C_ξ – крутильна жорсткість пневматичної шини, Н·м/рад;

ξ_x – кут закручування пневматичної шини, рад.

Отже підставивши вираз (1.14) в рівняння (1.13) гальмова сила R_x у відповідності до рівняння (1.12) може бути записана у наступному вигляді

$$R_x = \frac{C_\xi \cdot \xi_x}{r_д}. \qquad (1.15)$$

В роботі [137] показано, що крутильна жорсткість пневматичних шин легкових та вантажних автомобілів, а також автобусів та причіпної техніки, залежить від нормальної реакції дороги R_z (рис. 1.8 а) та тиску в пневматичній шині $p_ш$ (рис. 1.8 б).

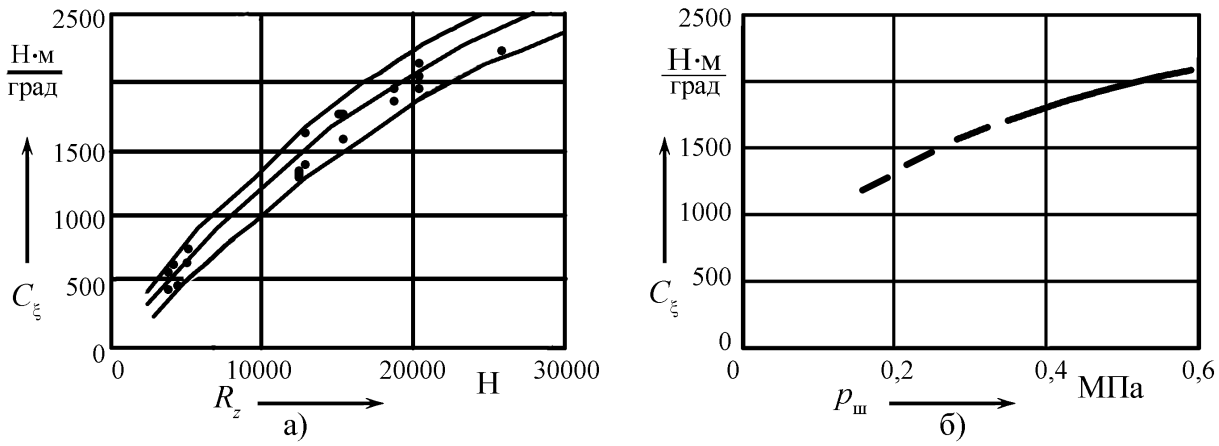


Рисунок 1.8 – Зміна крутильної жорсткості пневматичної шини: а) від нормальної реакції дороги R_z; б) від тиску в шині $p_ш$

Аналіз результатів дослідження виконаних в роботі [137] показав, що крутильна жорсткість пневматичної шини C_ξ, Н·м/рад, може бути обчислена з достатньою точністю за логарифмічною залежністю (1.16), якщо знехтувати зносом протектора шини та ефектом її аквапланування.

$$C_\xi = \left(\frac{180}{\pi} - \frac{A_0}{C_x^{p_{ш\,max}} \cdot \exp(10 \cdot A_1 \cdot p_ш^2)}\right) \cdot \left(0,16 \cdot R_z - 2,5 \cdot 10^{-6} \cdot R_z^2\right) \qquad (1.16)$$

де $p_ш$ – тиск в пневматичній шині, МПа;

$C_x^{p_{ш\,max}}$ – експериментальне значення крутильної жорсткості пневматичної шини при максимально допустимому тиску в шині (визначається при максимально допустимій нормальній реакції дороги R_z на шину), Н·м/рад.

Коефіцієнти A_0 та A_1 в рівнянні (1.16) можна визначити з залежностей

$$A_0 = \frac{180 \cdot C_x^{p_{\text{ш min}}}}{\pi \cdot \exp(A_1 \cdot p_{\text{ш min}})},$$

$$A_1 = \frac{\ln\left(\frac{C_x^{p_{\text{ш max}}}}{C_x^{p_{\text{ш min}}}}\right)}{p_{\text{ш max}} - p_{\text{ш min}}}.$$

де $C_x^{p_{\text{ш min}}}$ – експериментальне значення крутильної жорсткості пневматичної шини при мінімально допустимому тиску в шині (визначається при максимально допустимій нормальній реакції дороги R_z на шину), Н·м/рад;

$p_{\text{ш max}}$ – максимально допустимий тиск повітря в шині, МПа;

$p_{\text{ш min}}$ – мінімально допустимий тиск повітря в шині, МПа.

Середній кут закручування $\xi_x^{\max}$ автомобільної шини відносно поверхні дорожнього покриття під час кочення колеса на межі його блокування, як показав аналіз науково-технічної літератури [6,24,131,137,141,167], залежить тільки від добутку кутової швидкості руху автомобільного колеса ($\omega_\text{к}$) та його динамічного радіуса ($r_\text{д}$) (рис. 1.9).

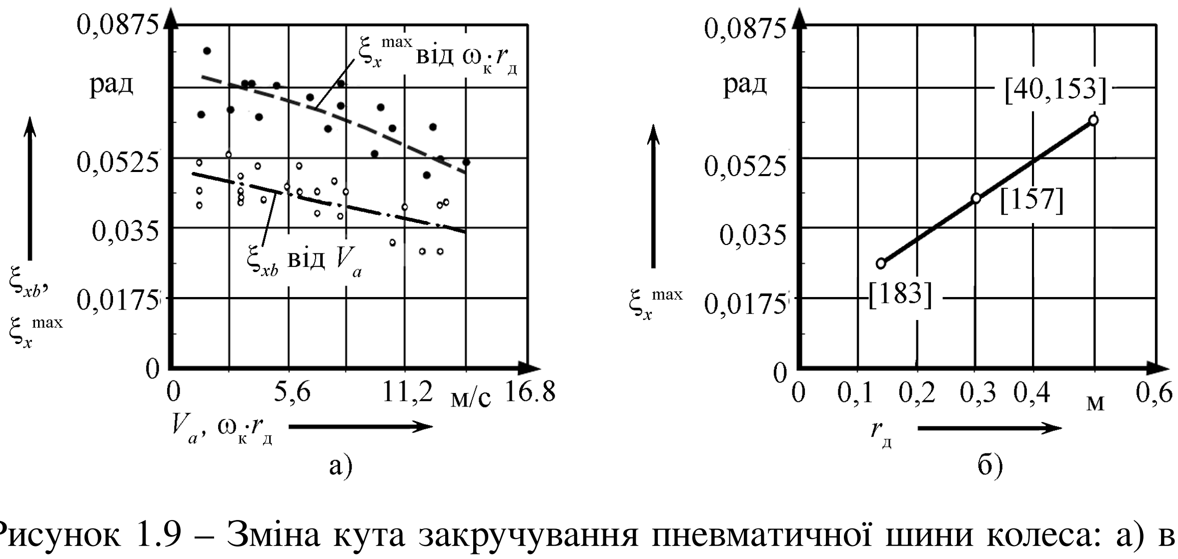


Рисунок 1.9 – Зміна кута закручування пневматичної шини колеса: а) в залежності від швидкості; б) в залежності від динамічного радіуса колеса

Аналіз також показав, що на відміну від кута закручування $\xi_x^{\max}$ кут закручування шини ξ_{xb}, який утворюється в наслідок блокування автомобільного колеса залежить тільки від швидкості руху КТЗ (V_a) (рис. 1.9 а).

В роботі [24] запропоновано, для різних режимів руху автомобільного колеса, визначати максимальний кут закручування шини $\xi_x^{\max}$ та кут закручування шини ξ_{xb}, який утворюється в наслідок блокування автомобільного колеса, визначати з залежностей

$$\xi_x^{\max} = r_д \cdot f_{xb} \cdot (4,625 - 4,29 \cdot \exp(0,0018 \cdot V_k)), \tag{1.17}$$

$$\xi_{xb} = 0,219 \cdot r_д \cdot f_{xb} \cdot \exp(-0,01861 \cdot V_x), \tag{1.18}$$

а кут закручування ξ_f, який утворюється в наслідок опору коченню автомобільного колеса, можна визначити з рівняння (1.15) на основі рівнянь (1.7) та (1.14) з залежності

$$\xi_f = \frac{R_{f_R} \cdot r_д}{C_\xi}. \tag{1.19}$$

Для математичного опису кута закручування шини ξ_x в залежності від зміни величини проковзування (S), %, можна використати одну з залежностей наведених в науково-технічній літературі [24, 120, 127, 173–176], якщо замість величини реалізованого зчеплення f_x записати значення кута закручування шини ξ_x відносно поверхні дорожнього покриття, оскільки характер зміни кута закручування в залежності від проковзування ідентичний характеру зміни величини реалізованого зчеплення [173]. Так наприклад, на основі рівняння отриманого в роботі [120], запишемо

$$\xi_x = \xi_x^{\max} \cdot \sin(B_1 \cdot \arctan(B_2 \cdot B_3 - (B_2 \cdot B_3 - \arctan(B_2 \cdot B_3)))). \tag{1.20}$$

Коефіцієнти B_1, B_2 та B_3 в рівнянні (1.20) відповідають за форму діаграми $\xi_x - S$ та можуть бути обчислені за наступними залежностями

$$B_1 = \frac{1.9 \cdot \xi_x^{\max}}{\xi_{xb}}, \tag{1.21}$$

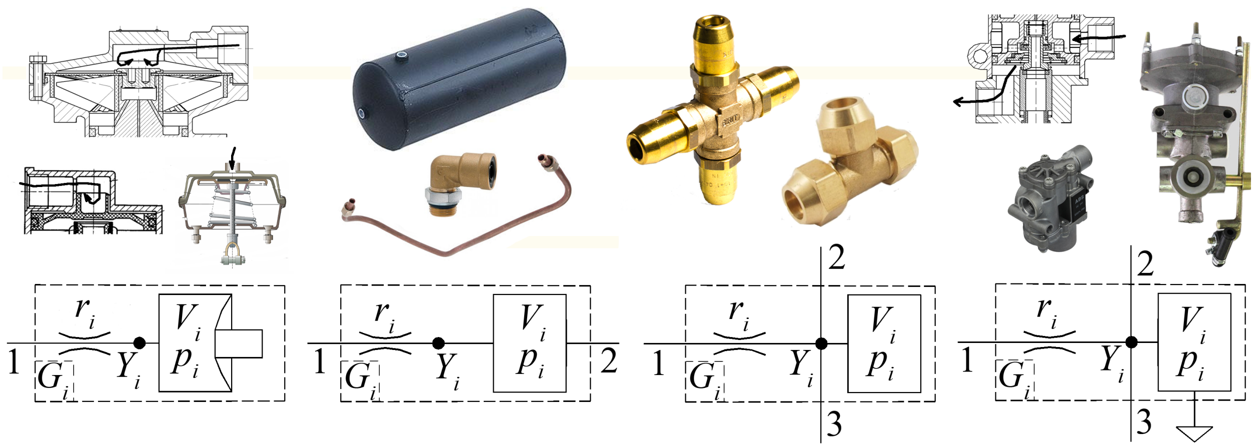
$$B_2 = 5 \cdot B_1 - 0,5 \cdot S_{\text{кр}}, \tag{1.22}$$

$$B_3 = 0,01 \cdot S \tag{1.23}$$

Порівнюючи підходи для визначення гальмової сили R_x за рівнянням (1.12) та (1.15) можна зробити висновок, що вони обидва можуть бути використані під час моделювання динаміки руху багатовісних КТЗ. При використанні підходу, який базується на основі рівняння (1.12), моделювання характеру взаємодії автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття може здійснюватися тільки за умови, що діаграма реалізованого зчеплення f_x не є сталою в наслідок зміни її ключових точок f_R, $f_x^{\max}$ та f_{xb}. Аналіз залежності (1.15) показав, що на її основі можна визначити ключові точки діаграми реалізованого зчеплення f_x, якщо кут закручування ξ_x обчислити за рівняннями (1.17), (1.18), (1.19) та поділити ліву та праву частину рівняння (1.15) на нормальну реакцію дороги R_z.

1.3. Особливості моделювання динаміки пневматичного гальмового привода обладнаного автоматизованими пристроями

Відомо, що динаміка гальмового приводу робочої або запасної (аварійної) гальмової системи колісного транспортного засобу суттєво впливає на робочі процеси, що відбуваються між шинами автомобільних коліс КТЗ та поверхнею дорожнього покриття, тому питанню моделювання динаміки гальмового приводу присвячено багато наукових робіт [47, 71, 85, 180–207], які в достатній мірі розкривають особливості протікання перехідних процесів в типових ланках (рис. 1.10) [180, 181, 183, 185–189, 191, 192, 208–210] з яких складаються контури гальмового привода багатовісного КТЗ (рис. 1.11).



а) б) в) г)

Рисунок 1.10 – Схематичне позначення типових ланок елементів контуру гальмового приводу КТЗ : а) не прохідна ДЄ-ланка; б) прохідна ДЄ-ланка; в) прохідна ДЄ-ланка з декількома виходами; г) прохідна ДЄ-ланка з можливістю випуску робочого тіла в атмосферу

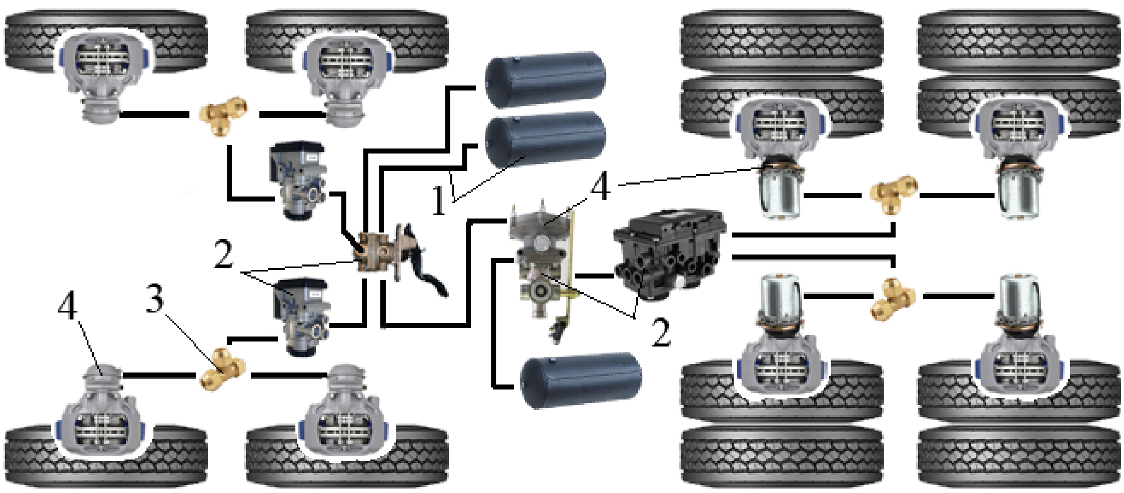


Рисунок 1.11 – Схема гальмового приводу чотиривісного КТЗ

На рисунку 1.10 позначено : i – індекс ДЄ-ланки; 1 – вхід в ДЄ-ланку; 2 та 3 – виходи з ДЄ-ланки; Y – розрахунковий вузол; r – дросель, через який відбувається перетікання робочого тіла в ДЄ-ланці; V – об’єм ДЄ-ланки; p – тиск в ДЄ-ланці, G – миттєва масова витрата робочого тіла через місцевий опір (дросель).

На рисунку 1.11 позначено : 1 – прохідна ДЄ-ланка; 2 – прохідна ДЄ-ланка з можливістю випуску робочого тіла в атмосферу; 3 – прохідна ДЄ-ланка з декількома виходами; 4 – кінцева ДЄ-ланка.

Аналіз науково-технічної літератури [85, 180, 183, 194–198, 201, 207, 208, 211, 212] показав, що існує два підходи в моделюванні динаміки гальмового привода: просторовий та зосереджений. Просторовий підхід доцільно використовувати під час створення нових пневматичних апаратів, з метою визначення їх витратних характеристик, а зосереджений для моделювання динаміки привода при відомих витратних характеристиках його апаратів чи елементів. В роботі [208] відзначається, що можна також поєднувати два ці підходи, але для цього необхідно мати відповідне програмне забезпечення для паралельного обчислення та достатньо потужні комп'ютери. Отже в подальшому, для формування теоретичних основ динаміки гальмування баготовісних транспортних засобів з електропневматичним гальмовим приводом, використаємо зосереджений метод, оскільки під час дослідження гальмових властивостей КТЗ немає необхідності у визначенні характеристик складових елементів його гальмового привода.

1.3.1. Особливості використання зосередженого методу розрахунку динамічних властивостей гальмового привода колісного транспортного засобу. Відомо, що в основу зосередженого методу розрахунку динамічних властивостей гальмового привода КТЗ покладено закон збереження енергії для термодинамічних процесів, при цьому відмінність між різними підходами, які дозволяють визначити характер зміни тиску в ДЄ-ланці, на основі цього закону, полягає у витратних функціях. Так наприклад в роботах [180, 181, 213, 214] для визначення миттєвої масової витрати (G_i) через i-й дросель ДЄ-ланки (див. рис. 1.10) пропонується використовувати функцію витрати

$$\varphi(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{1 - \sigma^2}{2 \cdot k \cdot (\xi - \ln \sigma)}}, \tag{1.24}$$

де σ – відношення тиску в порожнині куди перетікає повітря до тиску в порожнині з якої перетікає повітря $\left(\sigma = \dfrac{\min(p_i; p_{i-1})}{\max(p_i; p_{i-1})}\right)$;

μ — коефіцієнт витрати;

k – показник адіабати $k = 1,4$;

ξ – коефіцієнт гідравлічного опору;

Подібну залежність (1.25) було також запропоновано в роботі [185], яка на відміну від залежності (1.24) імітує більш інтенсивну зміну тиску на початку процесу наповнення (спорожнення) ДЄ-ланки та зменшує інтенсивність наповнення (спорожнення) ДЄ-ланки при наближенні величини тиску до значення початкових умов.

$$\varphi(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{1 - \sigma^{\frac{2}{k}}}{2 \cdot (k \cdot \xi - \ln \sigma)}}. \tag{1.25}$$

Для моделювання більш динамічних процесів в ДЄ-ланках пневматичного приводу авторами роботи [85] запропоновано залежність (1.26) з підкорінного виразу якої виключено коефіцієнт гідравлічного опору, завдяки чому спрощується процес моделювання перехідних процесів в ланках приводу.

$$\varphi(\sigma) = \mu \cdot \begin{cases} \sqrt{\frac{2}{k-1}\left(\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}\right)} & \text{у разі } \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} < \sigma < 1; \\ \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2}{k+1}} & \text{у разі } 0 < \sigma \leqslant \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \end{cases} \tag{1.26}$$

Аналіз науково-технічної літератури [209, 215–220] показав, що під час моделювання динамічних процесів електропневматичних апаратів також використовують витратну функцію (1.27), яку було запропоновано в роботах [183, 221]. Порівняння її динаміки з функціями (1.24) – (1.26) показало [24], що вона повільніша ніж функція (1.26) але швидша ніж функції (1.24) та (1.25), тому під час моделювання електропневматичних приводів за функцією (1.27), необхідно враховувати особливості динамічних властивостей ДЄ-ланок привода, як і при використанні функцій (1.24) та (1.25).

$$\varphi(\sigma) = \mu \cdot 0,654 \cdot \frac{1-\sigma}{1,13-\sigma}. \tag{1.27}$$

На основі експериментальних та теоретичних досліджень авторами наукових робіт [185, 207, 210] запропоновано функцію витрати (1.28), яка може не враховувати коефіцієнт витрати повітря оскільки базується на політропності процесу [222] течії робочого тіла через дросель ланки.

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\frac{2 \cdot \mu^2}{k-1} \left(\sigma^{\frac{2 \cdot \min(p_i; p_{i-1})}{\min(p_i; p_{i-1}) + (k-1) \cdot \max(p_i; p_{i-1})}} - \sigma^{\frac{2 \cdot \min(p_i; p_{i-1}) + (k-1) \cdot \max(p_i; p_{i-1})}{\min(p_i; p_{i-1}) + (k-1) \cdot \max(p_i; p_{i-1})}} \right)}. \tag{1.28}$$

Використання функції (1.28) при визначенні миттєвої масової витрати (G_i) через i-й дросель ДЄ-ланки, як стверджують автори робіт [185, 207, 210], дозволяє досліджувати практично будь-які перехідні процеси в пневматичних гальмових приводах КТЗ.

Слід відзначити, що функція (1.28) у порівнянні з функціями (1.24) – (1.27) є більш динамічною, тому її доцільно використовувати при моделюванні роботи автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля, якими обладнується сучасний електропневматичний гальмовий привід.

Як показав аналіз науково-технічної літератури [24, 85, 183] миттєва масова витрата (G_i) через i-й дросель ДЄ-ланки може бути обчислена, за залежністю (1.29), якщо використати одну з функцій (1.24) – (1.28).

$$\pm G_i = \frac{\max(p_i; p_{i-1}) \cdot sign(p_i - p_{i-1}) \cdot f \cdot \sqrt{k}}{\sqrt{R \cdot T_{i-1}}} \cdot \varphi(\sigma), \tag{1.29}$$

де p_{i-1} та p_i – відповідно тиск перед дроселем та тиск за ним, Па;

f – площа поперечного перетину каналу дроселя ДЄ-ланки, м^2;

R – питома газова стала ($R = 287,14$ м$^2\cdot$ с$^{-2}\cdot$ К$^{-1}$);

T_{i-1} – температура повітря перед дроселем або за ним в залежності від процесу наповнення або спорожнення ДЄ-ланки, відповідно, К;

$\varphi(\sigma)$ — функція витрати.

Таким чином диференційне рівняння перехідного процесу в непрохідній ДЄ-ланці приводу КТЗ (рис. 1.10 а) зі змінним об'ємом, під час її наповнення або спорожнення, на основі першого закону термодинаміки, запишемо у вигляді

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T_{i-1} \cdot G_i - k \cdot p_i \cdot \frac{dV_i}{dt}}{V_i}. \tag{1.30}$$

Аналогічним чином можна записати й рівняння перехідного процесу в прохідній ДЄ-ланці з одним виходом та змінним об'ємом

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T_{i-1} \cdot (G_i - G_{i+1}) - k \cdot p_i \cdot \frac{dV_i}{dt}}{V_i}. \tag{1.31}$$

1.3.2. Моделювання динамічних характеристик пневматичних апаратів з рухомими слідкуючими елементами. В наукових роботах [85, 183, 185, 194, 195, 198, 201, 207–212, 223] показано, що під час моделювання динамічної зміни тиску в ДЄ-ланках привода, зосередженим методом, апарати з рухомими слідкуючими елементами складаються з декількох типових ДЄ-ланок (рис. 1.10). Так, наприклад, прискорювальний клапан можна представити у вигляді двох ДЄ-ланок : непрохідної (рис. 1.10 а) та прохідної ДЄ-ланки, яка має можливість випуску робочого тіла в атмосферу (рис. 1.10 г). У такому разі характер зміни тиску p_1 в непрохідній ДЄ-ланці безпосередньо буде впливати на початкові умови (величину тиску p_2), які визначатимуть характер зміни тиску p_3 на виході з прискорювального клапана. Якщо прийняти статичну характеристику прискорювального клапана (рис. 1.12 в) в якості функції обмеження величини тиску то сама величина тиску p_2^n може бути визначена, як добуток співвідношень площ S_1 та S_2 рухомого поршня прискорювального клапана (рис. 1.12 а) на тиск p_1, який утворюється в непрохідній ДЄ-ланці за умови що $p_2^n < p_2^{\max}$.

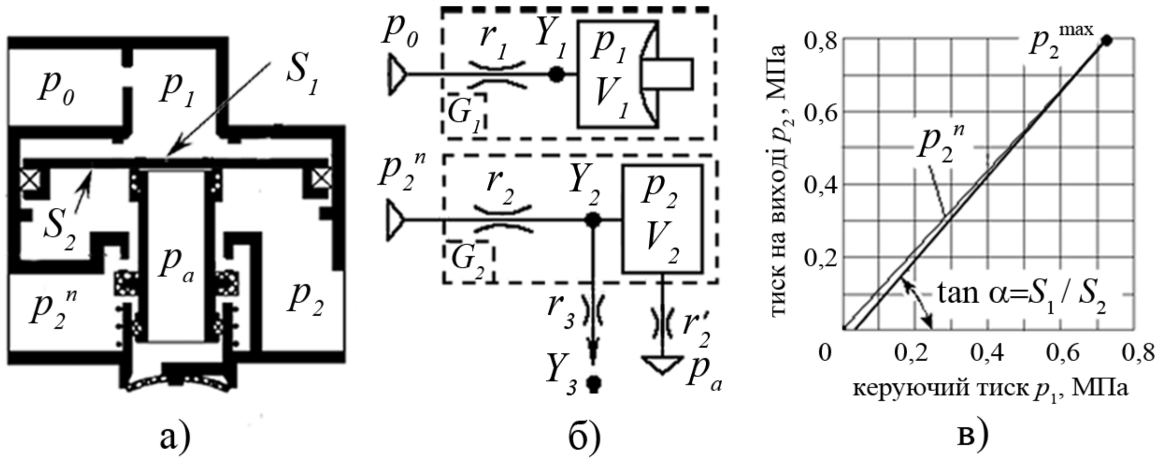


Рисунок 1.12 – Схематичне представлення прискорювального клапана: а) схема будови прискорювального клапана; б) схематичне зображення прискорювального клапана у вигляді типових ДЄ-ланок; в) статична характеристика прискорювального клапана

Отже величина тиску p_2^n, яка є початковими умовами для визначення тиску p_2 на виході з нижньої секції прискорювального клапана, може бути визначена з залежності

$$\frac{dp_2^n}{dt} \approx \begin{cases} \tan\alpha \cdot \dfrac{dp_1}{dt} & \text{у разі } p_2^n < p_2^{\max}; \\ p_2^{\max} & \text{у разі } p_2^n \geqslant p_2^{\max}, \end{cases} \tag{1.32}$$

де $\tan\alpha$ – позначено на рис. 1.12 в;

V_1 – об’єм верхньої секції прискорювального клапана, м^3;

T_0 – температура робочого тіла (повітря), яке поступає у верхню секції прискорювального клапана, К;

G_1 – миттєва масова витрата робочого тіла (повітря) через дросель r_1;

p_1 – тиск у верхній секції прискорювального клапана (визначається з залежності (1.30) у відповідності до процесу наповнення або спорожнення не прохідної ДЄ-ланки), Па.

Величина тиску p_2 на виході з прискорювального клапану може бути визначена з системи рівнянь, якщо в якості функції витрати прийняти, наприклад рівняння (1.28)

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot p_0 \cdot f_1 \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_0}}{V_1} \cdot \varphi_1(\sigma) - \frac{k \cdot p_1}{V_1} \cdot \frac{dV_1}{dt}; \\ \frac{dp_2^n}{dt} = \begin{cases} \tan\alpha \cdot \frac{dp_1}{dt} & \text{у разі } p_2^n < p_2^{\max}; \\ p_2^{\max} & \text{у разі } p_2^n \geqslant p_2^{\max}; \end{cases} \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{k \cdot T_2^n \cdot \sqrt{k \cdot R}}{V_2} \left(\frac{p_2^n \cdot f_2}{\sqrt{T_2^n}} \cdot \varphi_2(\sigma) - \frac{p_2 \cdot f_3}{\sqrt{T_2}} \cdot \varphi_3(\sigma) \right) - \frac{k \cdot p_2}{V_2} \cdot \frac{dV_2}{dt}; \\ \varphi_1(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2p_1}{p_1 + p_0(k-1)}} - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2p_1 + p_0(k-1)}{p_1 + p_0(k-1)}} \right)}; \\ \varphi_2(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_2}{p_2^n} \right)^{\frac{2p_2}{p_2 + p_2^n(k-1)}} - \left(\frac{p_2}{p_2^n} \right)^{\frac{2p_2 + p_2^n(k-1)}{p_2 + p_2^n(k-1)}} \right)}; \\ \varphi_3(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{2p_3}{p_3 + p_2(k-1)}} - \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{2p_3 + p_2(k-1)}{p_3 + p_2(k-1)}} \right)}, \end{cases} \quad (1.33)$$

де f_1 – площа перетину дроселю r_1 ДЄ-ланки Y_1 (див. рис. 1.12 б), м^2;

f_2 – площа прохідного перетину дроселю r_2 ДЄ-ланки Y_2 (рис. 1.12 б), м^2;

f_3 – площа прохідного перетину дроселю r_3 ДЄ-ланки Y_3 розташованої після ДЄ-ланки Y_2 (рис. 1.12 б), м^2;

V_2 – об’єм нижньої секції прискорювального клапана, м^3;

p_0 – тиск перед дроселем r_1 ДЄ-ланки Y_1 (рис. 1.12 б), Па;

p_3 – тиск за дроселем r_3 ДЄ-ланки Y_3 розташованої за ДЄ-ланкою Y_2, Па;

T_2^n – температура робочого тіла (повітря), у порожнині перед нижньою секцією прискорювального клапана, К;

T_2 – температура робочого тіла (повітря), яке знаходиться у нижній секції прискорювального клапана, К;

У разі моделювання процесу розгальмовування система рівнянь для визначення тиску в нижній секції прискорювального клапану прийме вигляд

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} = -\frac{k \cdot p_1 \cdot f_1 \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_0}}{V_1} \cdot \varphi_1(\sigma) - \frac{k \cdot p_1}{V_1} \cdot \frac{dV_1}{dt}; \\ \frac{dp_2^n}{dt} = \begin{cases} \tan\alpha \cdot \frac{dp_1}{dt} & \text{у разі } \; p_2^n < p_2^{\max}; \\ p_2^{\max} & \text{у разі } \; p_2^n \geqslant p_2^{\max}; \end{cases} \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{k \cdot T_a \cdot \sqrt{k \cdot R}}{V_2} \left(\frac{p_3 \cdot f_3}{\sqrt{T_2}} \cdot \varphi_3(\sigma) - \frac{p_2 \cdot f_2'}{\sqrt{T_a}} \cdot \varphi_2(\sigma) \right) - \frac{k \cdot p_2}{V_2} \cdot \frac{dV_2}{dt}; \\ \varphi_1(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{2p_0}{p_0 + p_1(k-1)}} - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{2p_0 + p_1(k-1)}{p_0 + p_1(k-1)}} \right)}; \\ \varphi_2(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_2^n}{p_2} \right)^{\frac{2p_2^n}{p_2^n + p_2(k-1)}} - \left(\frac{p_2^n}{p_2} \right)^{\frac{2p_2^n + p_2(k-1)}{p_2^n + p_2(k-1)}} \right)}; \\ \varphi_3(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{2p_2}{p_2 + p_3(k-1)}} - \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{2p_2 + p_3(k-1)}{p_2 + p_3(k-1)}} \right)}, \end{cases} \tag{1.34}$$

де f_2' – площа прохідного перетину дроселю r_2' у разі випуску повітря з ДЄ-ланки Y_2 (рис. 1.12 б), м^2;

T_a – температура робочого тіла (повітря) за межами прискорювального клапана, К;

Аналіз науково-технічної літератури [89, 224–242] показав, що будь-який регулятор гальмових сил (РГС) можна представити, під час моделювання перехідних процесів в ньому, у вигляді двох умовних ДЄ-ланок (рис. 1.13 д) за аналогією з прискорювальним клапаном (рис. 1.12 б).

Зв'язок між двома умовними ДЄ-ланками РГС у такому випадку полягатиме в тому, що тиск $p_2^{\text{р}}$ на виході з РГС (рис. 1.13) буде залежати від статичної характеристики РГС (рис. 1.14 а, б або в), керуючої характеристики регулятора (рис. 1.14 г, д або є) та тиску $p_1^{\text{р}}$ в його верхній секції, не дивлячись

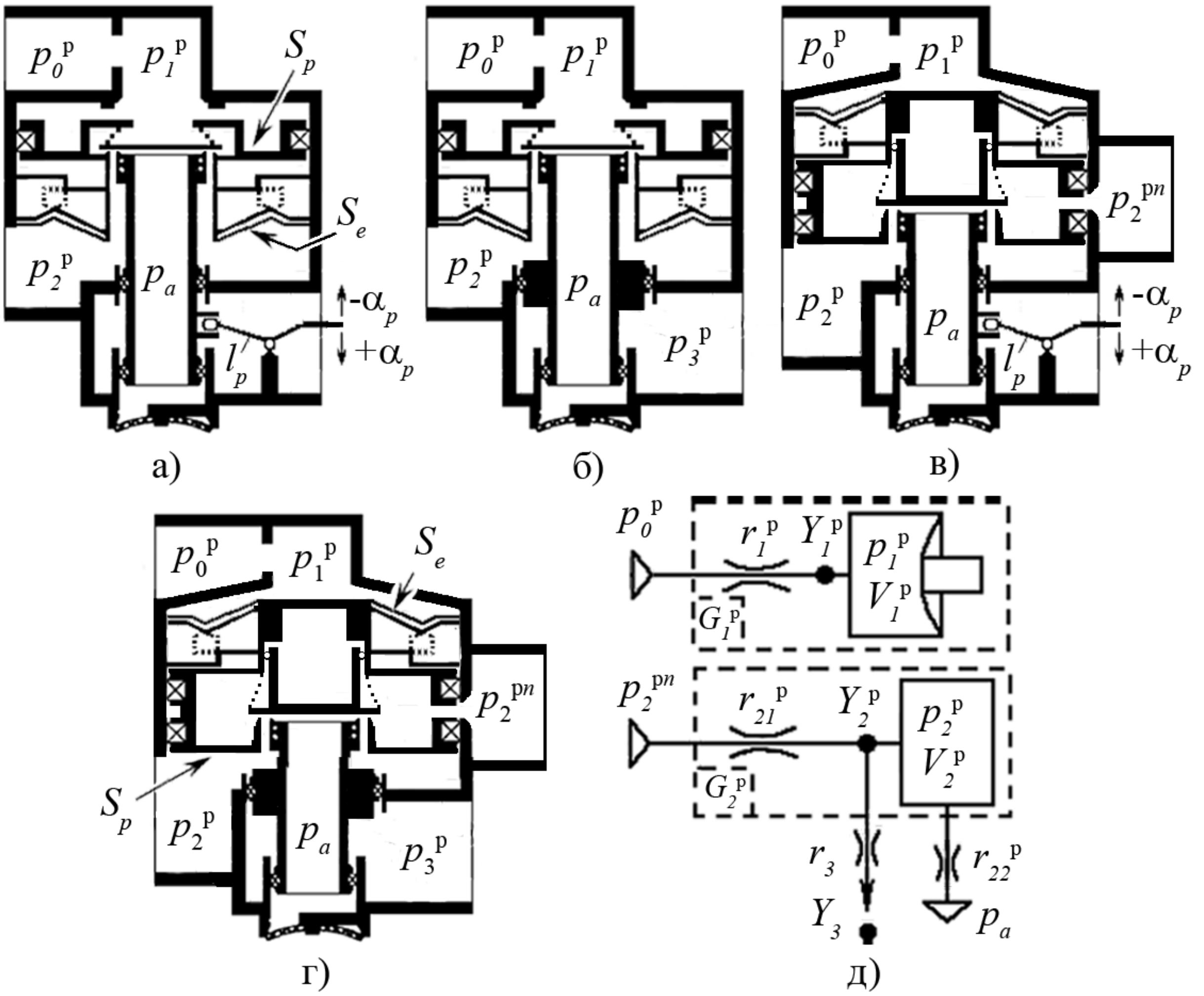


Рисунок 1.13 – Схематичне представлення різних типів РГС: а) схема будови РГС з механічним керуванням від підвіски; б) схема будови РГС з пневматичним керуванням від підвіски в) схема будови РГС з механічним керуванням від підвіски та вбудованим прискорювальним клапаном; г) схема будови РГС з пневматичним керуванням від підвіски та вбудованим прискорювальним клапаном; д) схематичне зображення РГС у вигляді типових ДЄ-ланок;

на те, що конструктивно умовні ДЄ-ланки РГС можуть бути пов’язані одна з одною у різний спосіб [225, 243].

Як показав аналіз науково-технічної літератури [47, 225, 243, 244], вихідні характеристики (лінійні або нелінійні) РГС схожі між собою та можуть бути представлені у вигляді зображеному на рисунку 1.15.

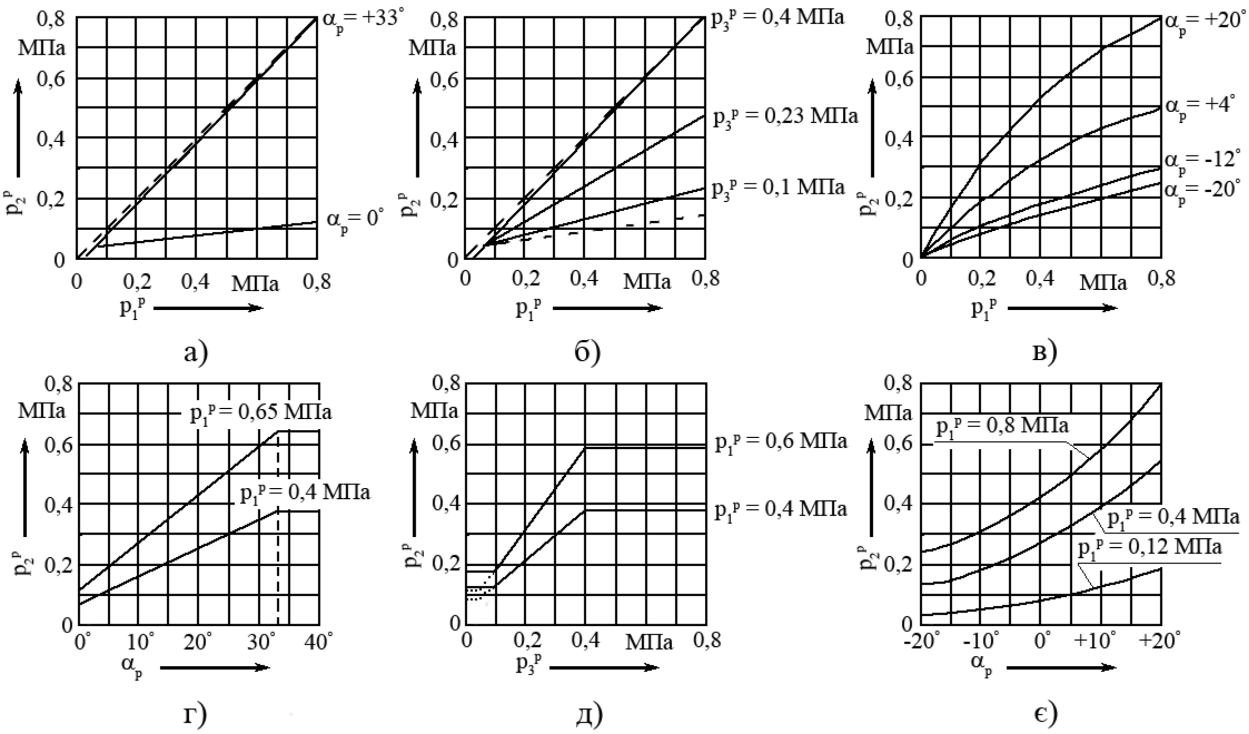


Рисунок 1.14 – Типові характеристики регуляторів гальмових сил: а) та б) лінійні статичні характеристики РГС [243]; в) нелінійна статична характеристика РГС [225]; г) та д) лінійний характер керування РГС; є) нелінійний характер керування РГС;

У такому випадку динамічну характеристику регулятора гальмових сил можна описати поліном другого ступеня, коефіцієнти якого визначаються на основі ключових точок $(p^{\text{р}}_{1n}, p^{\text{р}}_{2n}), (p^{\text{р}}_{1s}, p^{\text{р}}_{2s}), (p^{\text{р}}_{1k}, p^{\text{р}}_{2k})$ статичної характеристики РГС в залежності від керуючої характеристики регулятора (рис. 1.14 г, д або є).

Якщо прийняти, що $p^{\text{р}}_{2n} = f(p^{\text{р}}_{1n}, \alpha_p)$, $p^{\text{р}}_{2s} = f(p^{\text{р}}_{1s}, \alpha_p)$, $p^{\text{р}}_{2k} = f(p^{\text{р}}_{1k}, \alpha_p)$ з механічним керуванням від підвіски або $p^{\text{р}}_{2n} = f(p^{\text{р}}_{1n}, p^{\text{р}}_{3})$, $p^{\text{р}}_{2s} = f(p^{\text{р}}_{1s}, p^{\text{р}}_{3})$, $p^{\text{р}}_{2k} = f(p^{\text{р}}_{1k}, p^{\text{р}}_{3})$ з пневматичним керуванням від підвіски, то можна записати систему рівнянь (1.35) для визначення коефіцієнтів a_i поліному зображеного на рисунку 1.15.

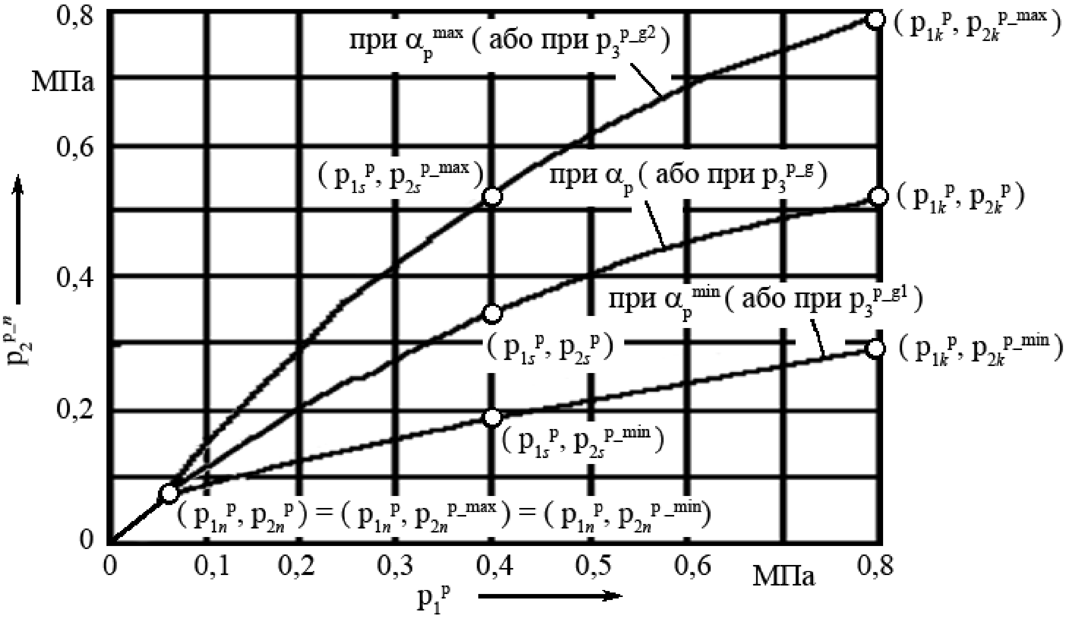


Рисунок 1.15 – Умовна характеристика РГС

Система рівнянь (1.35) може бути вирішена методом зворотньої матриці, якщо переписати рівняння

$$\begin{cases} a_2\left(p_{1n}^{\text{p}}\right)^2 + a_1 p_{1n}^{\text{p}} + a_0 = p_{2n}^{\text{p}}; \\ a_2\left(p_{1s}^{\text{p}}\right)^2 + a_1 p_{1s}^{\text{p}} + a_0 = p_{2s}^{\text{p}}; \\ a_2\left(p_{1k}^{\text{p}}\right)^2 + a_1 p_{1k}^{\text{p}} + a_0 = p_{2k}^{\text{p}}, \end{cases} \tag{1.35}$$

у вигляді

$$\begin{pmatrix} a_2 \\ a_1 \\ a_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \left(p_{1n}^{\text{p}}\right)^2 & p_{1n}^{\text{p}} & 1 \\ \left(p_{1s}^{\text{p}}\right)^2 & p_{1s}^{\text{p}} & 1 \\ \left(p_{1k}^{\text{p}}\right)^2 & p_{1k}^{\text{p}} & 1 \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} p_{2n}^{\text{p}} \\ p_{2s}^{\text{p}} \\ p_{2k}^{\text{p}} \end{pmatrix}. \tag{1.36}$$

Таким чином, поліном, який визначає початкові умови, для наповнення нижньої секції РГС матиме вигляд

$$p_2^{\text{p\_}n} = a_2\left(p_1^{\text{p}}\right)^2 + a_1 p_1^{\text{p}} + a_0. \tag{1.37}$$

Вирішивши рівняння (1.36) запишемо коефіцієнти a_0, a_1 та a_2 у вигляді

$$a_0 = \frac{A_{p1}\left(p^{\text{р}}_{1n} - p^{\text{р}}_{1s}\right) - A_{p2}\left(p^{\text{р}}_{1n} - p^{\text{р}}_{1k}\right) + A_{p3}\left(p^{\text{р}}_{1s} - p^{\text{р}}_{1k}\right)}{p^{\text{р}}_{1n}p^{\text{р}}_{1s}\left(p^{\text{р}}_{1n} - p^{\text{р}}_{2s}\right) - p^{\text{р}}_{1n}p^{\text{р}}_{1k}\left(p^{\text{р}}_{1n} - p^{\text{р}}_{2k}\right) + p^{\text{р}}_{1s}p^{\text{р}}_{1k}\left(p^{\text{р}}_{1s} - p^{\text{р}}_{2k}\right)},$$

$$a_1 = \frac{p^{\text{р}}_{2s}\left(\left(p^{\text{р}}_{1n}\right)^2 - \left(p^{\text{р}}_{1k}\right)^2\right) - p^{\text{р}}_{2k}\left(\left(p^{\text{р}}_{1n}\right)^2 - \left(p^{\text{р}}_{1s}\right)^2\right) - p^{\text{р}}_{2n}\left(\left(p^{\text{р}}_{1s}\right)^2 - \left(p^{\text{р}}_{1k}\right)^2\right)}{p^{\text{р}}_{1n}p^{\text{р}}_{1s}\left(p^{\text{р}}_{1n} - p^{\text{р}}_{2s}\right) - p^{\text{р}}_{1n}p^{\text{р}}_{1k}\left(p^{\text{р}}_{1n} - p^{\text{р}}_{2k}\right) + p^{\text{р}}_{1s}p^{\text{р}}_{1k}\left(p^{\text{р}}_{1s} - p^{\text{р}}_{2k}\right)};$$

$$a_2 = \frac{p^{\text{р}}_{1s}\left(p^{\text{р}}_{2n} - p^{\text{р}}_{2k}\right) - p^{\text{р}}_{1k}\left(p^{p}_{2n} - p^{\text{р}}_{2s}\right) - p^{\text{р}}_{1n}\left(p^{\text{р}}_{2s} - p^{\text{р}}_{2k}\right)}{p^{p}_{1n}p^{\text{р}}_{1s}\left(p^{\text{р}}_{1n} - p^{\text{р}}_{2s}\right) - p^{\text{р}}_{1n}p^{\text{р}}_{1k}\left(p^{\text{р}}_{1n} - p^{\text{р}}_{2k}\right) + p^{\text{р}}_{1s}p^{\text{р}}_{1k}\left(p^{\text{р}}_{1s} - p^{\text{р}}_{2k}\right)};$$

де A_{p1}, A_{p2}, A_{p3} – добутки тисків у відповідності до рівнянь

$$A_{p1} = p^{\text{р}}_{1n}p^{\text{р}}_{1s}p^{\text{р}}_{2k}; \qquad A_{p2} = p^{\text{р}}_{1n}p^{\text{р}}_{2s}p^{\text{р}}_{1k}; \qquad A_{p3} = p^{\text{р}}_{2n}p^{\text{р}}_{1s}p^{\text{р}}_{1k}.$$

Величини тисків $p^{\text{р}}_{2n} = f(p^{\text{р}}_{1n}, \alpha_p)$, $p^{\text{р}}_{2s} = f(p^{\text{р}}_{1s}, \alpha_p)$, $p^{\text{р}}_{2k} = f(p^{\text{р}}_{1k}, \alpha_p)$ для РГС з лінійною характеристикою керування (рис. 1.14 а), які відповідають схемі зображеній на рисунку 1.13 а), в роботі [245] запропоновано визначати з залежності виду

$$p^{\text{р}}_{2i} = \frac{S_p p^{\text{р}}_{1i}}{\dfrac{S_p p^{\text{р}}_{1i}}{p^{\text{р\_max}}_{2i}} + \dfrac{\pi h}{\sin(\beta)}\left(2 \cdot \sqrt{\dfrac{S_p p^{\text{р}}_{1i}}{\pi p^{\text{р\_max}}_{2i}}} + \dfrac{0,5 \cdot h}{\tan(\beta)}\right)}, \tag{1.38}$$

де i – відповідна ключова точка характеристики РГС (n, s або k);

$h = -l_p\left(\sin(\alpha_p^{max}) - \sin(\alpha_p)\right)$ – хід рухомого поршня РГС, м;

S_p – постійна площа слідкувального поршня РГС, м^2;

$p^{\text{р\_max}}_{2i}$ – максимальне значення тиску у відповідності до характеристики РГС (див. рис. 1.15), МПа;

β – кут нахилу елементу слідкувального поршня РГС з боку ефективної площі S_e (див. рис. 1.13), град.

Для РГС у якого мембрана розташована над слідкувальним поршнем (див. рис. 1.13 в) і який також має лінійну характеристику керування, в роботі [245] пропонується залежність виду

$$p_{2i}^{\mathrm{p}} = p_{2i}^{\mathrm{p\_max}} + \frac{\pi h p_{1i}^{\mathrm{p}}}{S_p \sin(\beta)} \left(2 \cdot \sqrt{\frac{S_p p_{2i}^{\mathrm{p\_max}}}{\pi p_{1i}^{\mathrm{p}}} + \frac{0,5h}{\tan(\beta)}} \right). \tag{1.39}$$

В технічній документації [246], для РГС (рис. 1.13 в) з нелінійною характеристикою керування (рис. 1.14 є), наведена емпірична залежність (1.40), яка дозволяє налагодити процес керування РГС під час його експлуатації в складі гальмового привода КТЗ та з достатньою точністю виконати моделювання характеру зміни тиску на виході з регулятора.

$$p_{2i}^{\mathrm{p}} = \sqrt{\frac{0,008 \cdot \left(p_{1i}^{\mathrm{p}}\right)^2 + 6,4 \cdot 10^4 \cdot p_{1i}^{\mathrm{p}} - 5,86 \cdot 10^9}{0.84 \cdot \sin^2\left(\alpha_p\right) - 1,133 \cdot \sin\left(\alpha_p\right) + 0,355}}. \tag{1.40}$$

Щодо моделювання величин тисків $p_{2n}^{\mathrm{p}} = f(p_{1n}^{\mathrm{p}}, p_3^{\mathrm{p}})$, $p_{2s}^{\mathrm{p}} = f(p_{1s}^{\mathrm{p}}, p_3^{\mathrm{p}})$, $p_{2k}^{\mathrm{p}} = f(p_{1k}^{\mathrm{p}}, p_3^{\mathrm{p}})$ то їх можна визначити, спираючись на характеристику керування РГС (див. рис. 1.16).

На основі ключових точок характеристики (рис. 1.16) регулятора з пневматичним керуванням від підвіски запишемо рівняння для визначення величини тиску p_{2i}^{p} у наступному вигляді

$$p_{2i}^{\mathrm{p}} = \begin{cases} p_2^{\mathrm{p\_1}} & \text{у разі } p_3^{\mathrm{p}} \leqslant p_3^{\mathrm{p\_min}}; \\ A_p\left(p_3^{\mathrm{p}} - p_3^{\mathrm{p\_min}}\right) + p_2^{\mathrm{p\_1}} & \text{у разі } p_3^{\mathrm{p\_min}} < p_3^{\mathrm{p}} < p_3^{\mathrm{p\_max}}; \\ A_p\left(p_3^{\mathrm{p\_max}} - p_3^{\mathrm{p\_min}}\right) + p_2^{\mathrm{p\_1}} & \text{у разі } p_3^{\mathrm{p\_max}} \leqslant p_3^{\mathrm{p}}, \end{cases} \tag{1.41}$$

де A_p – коефіцієнт, який визначається з залежності

$$A_p = \frac{\left(p_2^{\mathrm{p\_1}} - p_2^{\mathrm{p\_2}} - p_2^{\mathrm{p\_3}} + p_2^{\mathrm{p\_4}}\right)\left(p_{1i}^{\mathrm{p}} - p_3^{\mathrm{p\_min}}\right)}{\left(p_3^{\mathrm{p\_min}} - p_3^{\mathrm{p\_max}}\right)\left(p_1^{\mathrm{p(0.4)}} - p_1^{\mathrm{p(0.6)}}\right)} + \frac{p_2^{\mathrm{p\_1}} - p_2^{\mathrm{p\_2}}}{p_3^{\mathrm{p\_min}} - p_3^{\mathrm{p\_max}}}.$$

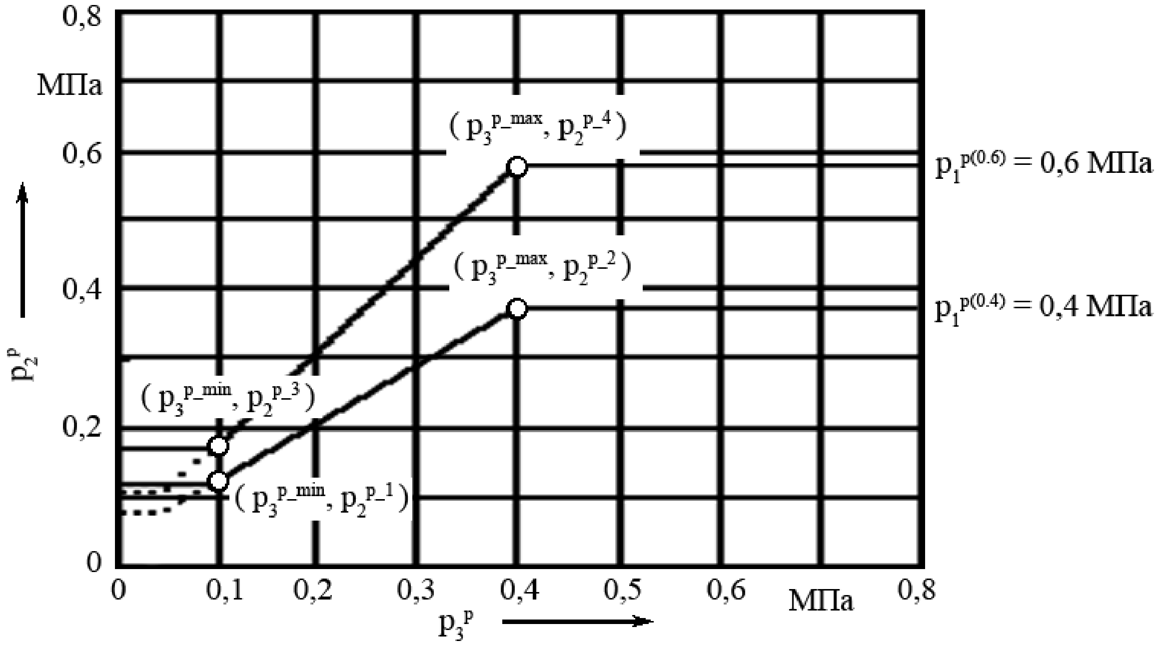


Рисунок 1.16 – Характеристика РГС з пневматичним керуванням від підвіски

Отже характер зміни тиску на виході з РГС, під час моделювання процесу гальмування КТЗ, може бути визначений з системи рівнянь (1.42), якщо в якості функції витрати прийняти рівняння (1.28), а в якості початкових умов наповнення нижньої секції рівняння (1.37).

$$\begin{cases} \dfrac{dp_1^{\text{p}}}{dt} = \dfrac{k \cdot p_0^{\text{p}} \cdot f_1^{\text{p}} \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_0^{\text{p}}}}{V_1^{\text{p}}} \cdot \varphi_1^{\text{p}}(\sigma) - \dfrac{k \cdot p_1^{\text{p}}}{V_1^{\text{p}}} \cdot \dfrac{dV_1^{\text{p}}}{dt}; \\ \dfrac{p_2^{\text{p\_}n}}{dt} = a_2 \left(\dfrac{dp_1^{\text{p}}}{dt} \right)^2 + a_1 \dfrac{dp_1^{\text{p}}}{dt} + a_0; \\ \dfrac{dp_2^{\text{p}}}{dt} = \dfrac{k \cdot T_2^{\text{p\_}n} \cdot \sqrt{k \cdot R}}{V_2^{\text{p}}} \left(\dfrac{p_2^{\text{p\_}n} \cdot f_2^{\text{p}}}{\sqrt{T_2^{\text{p\_}n}}} \cdot \varphi_2^{\text{p}}(\sigma) - \dfrac{p_2^{\text{p}} \cdot f_3^{\text{p}}}{\sqrt{T_2^{\text{p}}}} \cdot \varphi_3^{\text{p}}(\sigma) \right) - \dfrac{k \cdot p_2^{\text{p}}}{V_2^{\text{p}}} \cdot \dfrac{dV_2^{\text{p}}}{dt}; \\ \varphi_1^{\text{p}}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\dfrac{2}{k-1} \left(\left(\dfrac{p_1^{\text{p}}}{p_0^{\text{p}}} \right)^{\frac{2p_1^{\text{p}}}{p_1^{\text{p}} + p_0^{\text{p}}(k-1)}} - \left(\dfrac{p_1^{\text{p}}}{p_0^{\text{p}}} \right)^{\frac{2p_1^{\text{p}} + p_0^{\text{p}}(k-1)}{p_1^{\text{p}} + p_0^{\text{p}}(k-1)}} \right)}; \\ \varphi_2^{\text{p}}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\dfrac{2}{k-1} \left(\left(\dfrac{p_2^{\text{p}}}{p_2^{\text{p\_}n}} \right)^{\frac{2p_2^{\text{p}}}{p_2^{\text{p}} + p_2^{\text{p\_}n}(k-1)}} - \left(\dfrac{p_2^{\text{p}}}{p_2^{\text{p\_}n}} \right)^{\frac{2p_2^{\text{p}} + p_2^{\text{p\_}n}(k-1)}{p_2^{\text{p}} + p_2^{\text{p\_}n}(k-1)}} \right)}; \\ \varphi_3^{\text{p}}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\dfrac{2}{k-1} \left(\left(\dfrac{p_3}{p_2^{\text{p}}} \right)^{\frac{2p_3}{p_3 + p_2^{\text{p}}(k-1)}} - \left(\dfrac{p_3}{p_2^{\text{p}}} \right)^{\frac{2p_3 + p_2^{\text{p}}(k-1)}{p_3 + p_2^{\text{p}}(k-1)}} \right)}, \end{cases} \tag{1.42}$$

де f_1^{p} – площа прохідного перетину дроселю r_1^{p} ДЄ-ланки Y_1^{p} (рис. 1.13 д), м^2;

$f_2^{\text{р}}$ – площа прохідного перетину дроселю $r_2^{\text{р}}$ ДЄ-ланки $Y_2^{\text{р}}$ (рис. 1.13 д), м^2;

$f_3^{\text{р}}$ – площа прохідного перетину дроселю $r_3^{\text{р}}$ ДЄ-ланки $Y_3^{\text{р}}$ розташованої після ДЄ-ланки $Y_2^{\text{р}}$ (рис. 1.13 д), м^2;

$V_2^{\text{р}}$ – об'єм нижньої секції РГС, м^3;

$p_0^{\text{р}}$ – тиск перед дроселем $r_1^{\text{р}}$ ДЄ-ланки $Y_1^{\text{р}}$ (рис. 1.13 д), Па;

p_3 – тиск за дроселем r_3 ДЄ-ланки Y_3 розташованої за ДЄ-ланкою $Y_2^{\text{р}}$, Па;

$T_2^{\text{р\_}n}$ – температура робочого тіла (повітря), у порожнині перед нижньою секцією РГС, К;

$T_2^{\text{р}}$ – температура робочого тіла (повітря) в нижній секції регулятора, К;

У разі моделювання процесу розгальмовування система рівнянь для визначення тиску в нижній секції РГС прийме вигляд

$$\begin{cases} \dfrac{dp_1^{\text{р}}}{dt} = -\dfrac{k\cdot p_1^{\text{р}}\cdot f_1^{\text{р}}\cdot\sqrt{k\cdot R\cdot T_0^{\text{р}}}}{V_1^{\text{р}}}\cdot\varphi_1^{\text{р}}(\sigma) - \dfrac{k\cdot p_1^{\text{р}}}{V_1^{\text{р}}}\cdot\dfrac{dV_1^{\text{р}}}{dt}; \\ \dfrac{p_2^{\text{р\_}n}}{dt} = a_2\left(\dfrac{dp_1^{\text{р}}}{dt}\right)^2 + a_1\dfrac{dp_1^{\text{р}}}{dt} + a_0; \\ \dfrac{dp_2^{\text{р}}}{dt} = \dfrac{k\cdot T_a\cdot\sqrt{k\cdot R}}{V_2^{\text{р}}}\left(\dfrac{p_3\cdot f_3^{\text{р}}}{\sqrt{T_2^{\text{р}}}}\cdot\varphi_3^{\text{р}}(\sigma) - \dfrac{p_2^{\text{р}}\cdot f_{22}^{\text{р}}}{\sqrt{T_a}}\cdot\varphi_2^{\text{р}}(\sigma)\right) - \dfrac{k\cdot p_2^{\text{р}}}{V_2^{\text{р}}}\cdot\dfrac{dV_2^{\text{р}}}{dt}; \\ \varphi_1^{\text{р}}(\sigma) = \mu\cdot\sqrt{\dfrac{2}{k-1}\left(\left(\dfrac{p_0^{\text{р}}}{p_1^{\text{р}}}\right)^{\frac{2p_0^{\text{р}}}{p_0^{\text{р}}+p_1^{\text{р}}(k-1)}} - \left(\dfrac{p_0^{\text{р}}}{p_1^{\text{р}}}\right)^{\frac{2p_0^{\text{р}}+p_1^{\text{р}}(k-1)}{p_0^{\text{р}}+p_1^{\text{р}}(k-1)}}\right)}; \\ \varphi_2^{\text{р}}(\sigma) = \mu\cdot\sqrt{\dfrac{2}{k-1}\left(\left(\dfrac{p_2^{\text{р\_}n}}{p_2^{\text{р}}}\right)^{\frac{2p_2^{\text{р\_}n}}{p_2^{\text{р\_}n}+p_2^{\text{р}}(k-1)}} - \left(\dfrac{p_2^{\text{р\_}n}}{p_2^{\text{р}}}\right)^{\frac{2p_2^{\text{р\_}n}+p_2^{\text{р}}(k-1)}{p_2^{\text{р\_}n}+p_2^{\text{р}}(k-1)}}\right)}; \\ \varphi_3^{\text{р}}(\sigma) = \mu\cdot\sqrt{\dfrac{2}{k-1}\left(\left(\dfrac{p_2^{\text{р}}}{p_3}\right)^{\frac{2p_2^{\text{р}}}{p_2^{\text{р}}+p_3(k-1)}} - \left(\dfrac{p_2^{\text{р}}}{p_3}\right)^{\frac{2p_2^{\text{р}}+p_3(k-1)}{p_2^{\text{р}}+p_3(k-1)}}\right)}, \end{cases} \tag{1.43}$$

де $f_{22}^{\text{р}}$ – площа прохідного перетину дроселю $r_{22}^{\text{р}}$ у разі випуску повітря з ДЄ-ланки $Y_2^{\text{р}}$ (рис. 1.13 д), м^2;

Якщо подивитися на системи рівнянь (1.33) та (1.42), а також (1.34) та (1.43) то можна побачити, що вони мають однакову структуру. Відмінність в рівняннях полягає тільки в визначенні початкових умов для розрахунку тиску в нижній секції апарату з рухомим слідкуючим елементом.

Як показав аналіз науково-технічної літератури [13, 80–82, 218, 224, 243, 244, 247–280] модулятори з електронним керуванням, незалежно від їх конструкції, поділяються на два типи (рис. 1.17): модулятори з прямим перетіканням повітря та модулятори з непрямим перетіканням повітря.

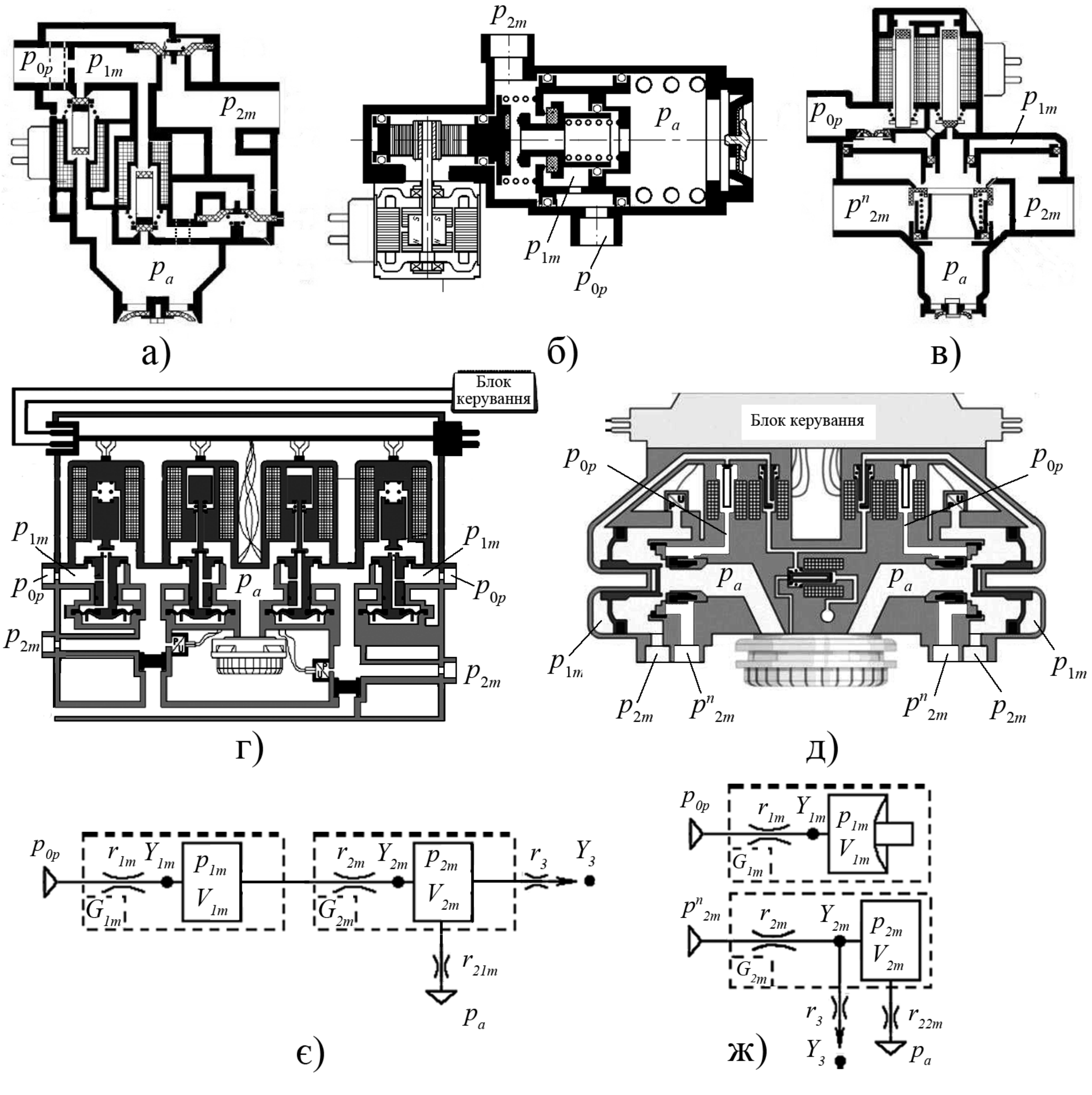


Рисунок 1.17 – Модулятори регулювання тиску в гальмовому приводі КТЗ: а), б) та г) – модулятори з прямим перетіканням повітря; в) та д) – модулятори з непрямим перетіканням повітря; є) та ж) – відповідно умовне позначення модуляторів тиску з прямим та непрямим перетіканням повітря

В наукових роботах [85, 183, 281, 282] відзначається, що елементи гальмового приводу автомобілів, які можуть працювати в циклічному режимі (електропневматичні модулятори тиску з непрямим перетіканням повітря) можуть бути представлені у вигляді (рис. 1.17 ж), що аналогічний зображенню РГС (рис. 1.13 д) або прискорювальному клапану (рис. 1.12 б).

Модулятори тиску з прямим перетіканням повітря, на відміну від модуляторів з непрямим перетіканням повітря, представляють у вигляді послідовно розташованих ДЄ-ланок, одна з яких має змінну площу перетину на впуск (f_{21m}) та випуск (f_{22m}) стисненого повітря.

Отже у разі представлення модуляторів тиску у вигляді зображеному на рисунку 1.17 є) та ж), початковими умовами для модуляторів з прямим перетіканням повітря, під час моделювання, можна обрати тиск p_{0p}, який визначатиме величину тиску p_{1m} перед впускним клапаном керування, а для модуляторів з непрямим перетіканням – тиск p_{2m}^{n} визначений на основі статичної характеристики рухомого слідкуючого елементу модулятора за аналогією, як це було зроблено, під час опису процесу моделювання прискорювального клапану (див. рівняння (1.32)) за умови, що максимальна величина тиску p_{0p}^{max} обмежена функцією натискання на педаль гальма [14, 26, 32, 283, 284].

Таким чином, у разі моделювання зростання тиску в гальмовому приводі, тиск на виході з модулятора тиску, який перепускає через себе повітря, можна визначити з системи рівнянь (1.44), а тиск на виході з модулятора тиску при непрямому перетіканні повітря – з системи рівнянь (1.45).

В рівняннях (1.44) – (1.47) позначено: f_{1m} – площа прохідного перетину дроселю ДЄ-ланки, що регулює тиск в об'ємі V_{1m} модулятору тиску, м^2; f_{2m} – змінна площа перетину впускного клапану керування модулятора з прямим або непрямим перетіканням повітря, м^2; f_{21m} – змінна площа перетину випускного клапану керування модулятора з прямим перетіканням повітря, м^2; f_{22m} – змінна площа перетину випускного клапану керування модулятора з непрямим перетіканням повітря, м^2; f_{3m} – площа прохідного перетину дроселю ДЄ-ланки розташованої після модулятору тиску, м^2; V_{1m} – об'єм модулятору тиску пов'язаний з дроселем f_{1m}, м^3; V_{2m} – об'єм модулятору тиску після впускного клапану керування, м^3; p_{0p} – тиск в ДЄ-ланці, яка розташована перед дроселем f_{1m}, Па; p_{1m} – тиск в ДЄ-ланці, яка розташована за дроселем f_{1m}, Па; p_{2m} – тиск за впускним клапаном керування в об'ємі V_{2m}, Па; p_{3m} – тиск в ДЄ-ланці розташованій за модулятором тиску, Па; $p_{2m}^{\max}$ – максимальний тиск в ресивері підключеному до модулятору тиску з непрямим перетіканням повітря, Па; T_{0p} – температура робочого тіла (повітря), у порожнині перед дроселем f_{1m}, К; T_{1m} – температура робочого тіла (повітря), у порожнині за дроселем f_{1m}, К; T_{2m} – температура робочого тіла (повітря), у порожнині на виході з модулятору тиску, К; α_m – кут нахилу статичної характеристики прискорювального клапану електропневматичного модулятора тиску з непрямим перетіканням повітря, град; T_2^n – температура робочого тіла (повітря), у порожнині перед дроселем f_{22m}, К.

$$
\begin{cases}
\dfrac{dp_{1m}}{dt} = \begin{cases} \dfrac{k \cdot T_{0p} \cdot \sqrt{k \cdot R}}{V_{1m}} A_{m1} - \dfrac{k \cdot p_{1m}}{V_{1m}} \cdot \dfrac{dV_{1m}}{dt} & \text{у разі } f_{2m} = 0; \\ \dfrac{k \cdot T_{0p} \cdot \sqrt{k \cdot R}}{V_{1m}} A_{m2} - \dfrac{k \cdot p_{1m}}{V_{1m}} \cdot \dfrac{dV_{1m}}{dt} & \text{у разі } f_{2m} > 0; \end{cases} \\
\dfrac{dp_{2m}}{dt} = \dfrac{k \cdot T_{1m} \cdot \sqrt{k \cdot R}}{V_{2m}} A_{m3} - \dfrac{k \cdot p_{2m}}{V_{2m}} \cdot \dfrac{dV_{2m}}{dt}; \\
A_{m1} = \left(\dfrac{p_{0p} \cdot f_{1m}}{\sqrt{T_{0p}}} \cdot \varphi_{1m}(\sigma) \right); \\
A_{m2} = \left(A_{m1} - \dfrac{p_{1m} \cdot f_{2m}}{\sqrt{T_{1m}}} \cdot \varphi_{2m}(\sigma) \right); \\
A_{m3} = \left(\dfrac{p_{1m} \cdot f_{2m}}{\sqrt{T_{1m}}} \cdot \varphi_{2m}(\sigma) - \dfrac{p_{2m} \cdot f_{3m}}{\sqrt{T_{2m}}} \cdot \varphi_{3m}(\sigma) \right); \\
\varphi_{1m}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_{1m}}{p_{0p}} \right)^{\frac{2p_{1m}}{p_{1m}+p_{0p}(k-1)}} - \left(\frac{p_{1m}}{p_{0p}} \right)^{\frac{2p_{1m}+p_{0p}(k-1)}{p_{1m}+p_{0p}(k-1)}} \right)}; \\
\varphi_{2m}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_{2m}}{p_{1m}} \right)^{\frac{2p_{2m}}{p_{2m}+p_{1m}(k-1)}} - \left(\frac{p_{2m}}{p_{1m}} \right)^{\frac{2p_{2m}+p_{1m}(k-1)}{p_{2m}+p_{1m}(k-1)}} \right)}; \\
\varphi_{3}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_{3}}{p_{2m}} \right)^{\frac{2p_{3}}{p_{3}+p_{2m}(k-1)}} - \left(\frac{p_{3}}{p_{2m}} \right)^{\frac{2p_{3}+p_{2m}(k-1)}{p_{3}+p_{2m}(k-1)}} \right)};
\end{cases}
\tag{1.44}
$$

$$\begin{cases} \dfrac{dp_{1m}}{dt} = \dfrac{k \cdot p_{0p} \cdot f_{1m} \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_{0p}}}{V_{1m}} \cdot \varphi_{1m}(\sigma) - \dfrac{k \cdot p_{1m}}{V_{1m}} \cdot \dfrac{dV_{1m}}{dt}; \\ \dfrac{dp_2^{n\_m}}{dt} = \begin{cases} \tan \alpha_m \cdot \dfrac{dp_{1m}}{dt} & \text{у разі } \ p_2^{n\_m} < p_{2m}^{\max}; \\ p_{2m}^{\max} & \text{у разі } \ p_2^{n\_m} \geqslant p_{2m}^{\max}; \end{cases} \\ \dfrac{dp_{2m}}{dt} = \dfrac{k \cdot T_2^{n\_m} \cdot \sqrt{k \cdot R}}{V_{2m}} A_{m4} - \dfrac{k \cdot p_{2m}}{V_{2m}} \cdot \dfrac{dV_{2m}}{dt}; \\ A_{m4} = \left(\dfrac{p_2^{n\_m} \cdot f_{2m}}{\sqrt{T_2^{n\_m}}} \cdot \varphi_{2m}(\sigma) - \dfrac{p_{2m} \cdot f_{3m}}{\sqrt{T_{2m}}} \cdot \varphi_{3m}(\sigma) \right); \\ \varphi_{1m}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\dfrac{2}{k-1} \left(\left(\dfrac{p_{1m}}{p_{0p}} \right)^{\frac{2p_{1m}}{p_{1m}+p_{0p}(k-1)}} - \left(\dfrac{p_{1m}}{p_{0p}} \right)^{\frac{2p_{1m}+p_{0p}(k-1)}{p_{1m}+p_{0p}(k-1)}} \right)}; \\ \varphi_{2m}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\dfrac{2}{k-1} \left(\left(\dfrac{p_{2m}}{p_{2m}^{n\_m}} \right)^{\frac{2p_{2m}}{p_{2m}+p_{2m}^{n\_m}(k-1)}} - \left(\dfrac{p_{2m}}{p_{2m}^{n\_m}} \right)^{\frac{2p_{2m}+p_{2m}^{n\_m}(k-1)}{p_{2m}+p_{2m}^{n\_m}(k-1)}} \right)}; \\ \varphi_{3m}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\dfrac{2}{k-1} \left(\left(\dfrac{p_{3m}}{p_{2m}} \right)^{\frac{2p_{3m}}{p_{3m}+p_{2m}(k-1)}} - \left(\dfrac{p_{3m}}{p_{2m}} \right)^{\frac{2p_{3m}+p_{2m}(k-1)}{p_{3m}+p_{2m}(k-1)}} \right)}. \end{cases} \tag{1.45}$$

У разі моделювання процесу розгальмовування система рівнянь (1.44) прийме вигляд (1.46), а система рівнянь (1.45) матиме вигляд (1.47).

$$\begin{cases} \dfrac{dp_{1m}}{dt} = \dfrac{k \cdot T_{0p} \cdot \sqrt{k \cdot R}}{V_{1m}} \left(\dfrac{p_{0p} \cdot f_{1m}}{\sqrt{T_{0p}}} \cdot \varphi_{1m}(\sigma) \right) - \dfrac{k \cdot p_{1m}}{V_{1m}} \cdot \dfrac{dV_{1m}}{dt}; \\ \dfrac{dp_{2m}}{dt} = \dfrac{k \cdot T_a \cdot \sqrt{k \cdot R}}{V_{2m}} A_{m5} - \dfrac{k \cdot p_{2m}}{V_{2m}} \cdot \dfrac{dV_{2m}}{dt}; \\ A_{m5} = \left(\dfrac{p_{3m} \cdot f_{3m}}{\sqrt{T_{2m}}} \cdot \varphi_3(\sigma) - \dfrac{p_{2m} \cdot f_{21m}}{\sqrt{T_a}} \cdot \varphi_{2m}(\sigma) \right) \\ \varphi_{1m}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\dfrac{2}{k-1} \left(\left(\dfrac{p_{1m}}{p_{0p}} \right)^{\frac{2p_{1m}}{p_{1m}+p_{0p}(k-1)}} - \left(\dfrac{p_{1m}}{p_{0p}} \right)^{\frac{2p_{1m}+p_{0p}(k-1)}{p_{1m}+p_{0p}(k-1)}} \right)}; \\ \varphi_{2m}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\dfrac{2}{k-1} \left(\left(\dfrac{p_a}{p_{2m}} \right)^{\frac{2p_a}{p_a+p_{2m}(k-1)}} - \left(\dfrac{p_a}{p_{2m}} \right)^{\frac{2p_a+p_{2m}(k-1)}{p_a+p_{2m}(k-1)}} \right)}; \\ \varphi_3(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\dfrac{2}{k-1} \left(\left(\dfrac{p_{2m}}{p_3} \right)^{\frac{2p_{2m}}{p_{2m}+p_3(k-1)}} - \left(\dfrac{p_{2m}}{p_3} \right)^{\frac{2p_{2m}+p_3(k-1)}{p_{2m}+p_3(k-1)}} \right)}; \end{cases} \tag{1.46}$$

$$\begin{cases} \dfrac{dp_{1m}}{dt} = -\dfrac{k \cdot p_{1m} \cdot f_{1m} \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_1}}{V_{1m}} \cdot \varphi_{1m}(\sigma) - \dfrac{k \cdot p_{1m}}{V_{1m}} \cdot \dfrac{dV_{1m}}{dt}; \\ \dfrac{dp_2^{n\_m}}{dt} = \begin{cases} \tan\alpha_m \cdot \dfrac{dp_{1m}}{dt} & \text{у разі } p_2^{n\_m} < p_{2m}^{\max}; \\ p_{2m}^{\max} & \text{у разі } p_2^{n\_m} \geqslant p_{2m}^{\max}; \end{cases} \\ \dfrac{dp_{2m}}{dt} = \dfrac{k \cdot T_a \cdot \sqrt{k \cdot R}}{V_{2m}} A_{m6} - \dfrac{k \cdot p_{2m}}{V_{2m}} \cdot \dfrac{dV_{2m}}{dt}; \\ A_{m6} = \left(\dfrac{p_{3m} \cdot f_{3m}}{\sqrt{T_{2m}}} \cdot \varphi_{3m}(\sigma) - \dfrac{p_{2m} \cdot f_{22m}}{\sqrt{T_a}} \cdot \varphi_{2m}(\sigma) \right) \\ \varphi_{1m}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_{0p}}{p_{1m}} \right)^{\frac{2p_{0p}}{p_{0p}+p_{1m}(k-1)}} - \left(\frac{p_{0p}}{p_{1m}} \right)^{\frac{2p_{0p}+p_{1m}(k-1)}{p_{0p}+p_{1m}(k-1)}} \right)}; \\ \varphi_{2m}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_2^{n\_m}}{p_{2m}} \right)^{\frac{2p_2^{n\_m}}{p_2^{n\_m}+p_{2m}(k-1)}} - \left(\frac{p_2^{n\_m}}{p_{2m}} \right)^{\frac{2p_2^{n\_m}+p_{2m}(k-1)}{p_2^{n\_m}+p_{2m}(k-1)}} \right)}; \\ \varphi_{3m}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_{2m}}{p_{3m}} \right)^{\frac{2p_{2m}}{p_{2m}+p_{3m}(k-1)}} - \left(\frac{p_{2m}}{p_{3m}} \right)^{\frac{2p_{2m}+p_{3m}(k-1)}{p_{2m}+p_{3m}(k-1)}} \right)}. \end{cases} \tag{1.47}$$

Таким чином, проведений аналіз математичних моделей, що описують динамічні характеристики електропневматичних апаратів показав, що під час формування теоретичних основ динаміки гальмування багатовісних транспортних засобів, можна використовувати універсальний підхід щодо моделювання, як класичних пневматичних апаратів, так й сучасних модуляторів тиску з прямим або непрямим перетіканням повітря.

1.3.3. Особливості моделювання падіння тиску в ресиверах гальмового привода обладнаного електропневматичними модуляторами тиску. При роботі пневматичних апаратів, які можуть працювати в режимі наповнення або спорожнення елементів гальмового привода, виникає питання щодо витрати робочого тіла (повітря) в ресиверах привода. Особливо актуальним це питання стає при використанні в приводі електропневматичних модуляторів тиску, які можуть за короткий час дуже швидко використати увесь запас стисненого повітря в залежності від умов гальмування КТЗ.

Аналіз науково-технічної літератури [16, 85, 180, 181, 183, 186–189, 191–193, 282, 285–287] щодо цього питання показав, що модель ресивера може бути реалізована на основі прохідної ДЄ-ланки (рис. 1.18). У такому разі прохідний перетин дроселю ДЄ-ланка розташованої після ланки ресиверу буде формувати початкові умови для роботи електропневматичних модуляторів тиску (рис. 1.17) у відповідних рівняннях (1.44) – (1.45), (1.47) .

а) б)

Рисунок 1.18 – Ресивер автомобільний: а) – розтин ресиверу; б) – умовне позначення ресиверу у вигляді ДЄ-ланки

На рисунку 1.18 позначено: $p_к$ – тиск, який нагнітає компресор у ресивер, Па; r_{0p} – дросель на вході в ресивер; Y_{0p} – умовне позначення ДЄ-ланки ресивера; V_{0p} – об’єм ресиверу, м^3; G_{0p} – миттєва масова витрата робочого тіла через дросель r_{0p} ресивера. Інші позначення наведені на рисунку 1.18 відповідають позначенням в рівняннях (1.44) – (1.47).

Рівняння для визначення характеру падіння тиску в ресивері під час спрацьовування модуляторів тиску на основі схеми зображеної на рисунку 1.18 матиме вигляд

$$
\begin{cases}
\dfrac{dp_{0p}}{dt} = \dfrac{k \cdot T_к \cdot \sqrt{k \cdot R}}{V_{0m}} \left(\dfrac{p_к \cdot f_{0p}}{\sqrt{T_к}} \cdot \varphi_{0p}(\sigma) - \dfrac{p_{0p} \cdot f_{1m}}{\sqrt{T_{0p}}} \cdot \varphi_{1m}(\sigma) \right); \\
\varphi_{0p}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_{0p}}{p_к} \right)^{\frac{2p_{0p}}{p_{0p}+p_к(k-1)}} - \left(\frac{p_{0p}}{p_к} \right)^{\frac{2p_{0p}+p_к(k-1)}{p_{0p}+p_к(k-1)}} \right)}; \\
\varphi_{1m}(\sigma) = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\left(\frac{p_{1m}}{p_{0p}} \right)^{\frac{2p_{1m}}{p_{1m}+p_{0p}(k-1)}} - \left(\frac{p_{1m}}{p_{0p}} \right)^{\frac{2p_{1m}+p_{0p}(k-1)}{p_{1m}+p_{0p}(k-1)}} \right)}.
\end{cases}
\tag{1.48}
$$

Величина тиску $p_к$, яка є початковою умовою для зростання тиску в ресивері після його падіння в наслідок роботи електропневматичних модуляторів тиску, з достатньою точністю може бути прийнята рівною максимальному тиску, який утворюється на виході з регулятора тиску (обмежувача тиску) під час роботи автомобільного компресора.

Отже, вирішуючи систему рівнянь (1.48), разом із системою рівнянь (1.44) або (1.45), не складно визначити величину падіння тиску в ресивері у часі та оцінити роботу електропневматичних модуляторів тиску, у відповідності до робочих процесів, що відбуваються в наслідок гальмування КТЗ.

Висновки за розділом 1

В результаті виконаного аналізу динаміки гальмування КТЗ та особливостей моделювання елементів електропневматичного гальмового приводу можна зробити наступні висновки:

1. Під час дослідження динаміки гальмування багатовісних колісних транспортних засобів відсутній системний підхід, щодо визначення величини їх уповільнення. Встановлено, що це обумовлено неоднозначністю реалізації зчіпних властивостей між шинам відповідних коліс багатовісного КТЗ та поверхнею дорожнього покриття.

2. На основі аналізу особливостей процесу взаємодії шин автомобільних коліс з дорожнім покриттям сформовано концепцію визначення величин реалізованого зчеплення між шинами окремих вісей багатовісного КТЗ та поверхнею дорожнього покриття. Запропонована концепція базується на тому, що реалізоване зчеплення є не постійною величиною та змінюється, в процесі гальмування КТЗ, від вертикального навантаження на автомобільне колесо, інтенсивності обертання колеса, тиску в шині, кутовій жорсткості шини та кутових деформаціях, які виникають в шині під час їх закручування відносно поверхні дорожнього покриття.

3. На основі аналізу зосередженого методу розрахунку динамічних властивостей гальмового привода КТЗ запропонована методологія, яка дозволяє на основі використання різних функцій витрати повітря через дроселі ДЄ-ланок пневматичного гальмового привода визначити миттєву масову витрату повітря. Сформовані структури різних функцій витрати та формалізовані підходи щодо їх визначення спрощують процес моделювання динаміки гальмового привода КТЗ у тому числі й з використанням автоматизованих пристроїв регулювання тиску в приводі.

4. На основі порівняння особливостей робочих процесів пневматичних апаратів, які дозволяють регулювати тиск в гальмовому приводі, запропонована концепція, щодо уніфікації математичного апарату моделювання автоматичних або автоматизованих пристроїв регулювання тиску в електропневматичному приводі гальм багатовісного КТЗ.

5. Для визначення витратних характеристик електропневматичних апаратів гальмового привода багатовісного КТЗ використано підхід, що базується на зосередженому методі розрахунку динамічних властивостей пневматичної ДЄ-ланки приводу, який поєднано із концепцією моделювання автоматичних або автоматизованих пристроїв регулювання тиску в електропневматичному приводі гальм багатовісного КТЗ і який дозволяє виконати імітаційне моделювання роботи електропневматичного приводу без використання коефіцієнта витрати.

Основні результати дослідження з даного розділу опубліковані в наукових роботах [1–8, 12–16, 24, 26, 27, 32, 34, 38, 40].

РОЗДІЛ 2
ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ БАГАТОВІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Відомо [288], що поодиноким транспортним засобом вважається одиночний автомобіль, автопоїзд або транспортний засіб, який буксує інший КТЗ за допомогою зчіпки. На поодиноких транспортних засобах встановлюється дві або більше вісей в залежності від їх призначення або умов експлуатації.

З точки зору навантаження на поверхню дорожнього одягу, як показав аналіз технічної літератури [193, 289], поодинокі багатовісні транспортні засоби (рис. 2.1) можна поділити на чотири наступні групи:

1. Одиночні багатовісні транспортні засоби;
2. Причіпні багатовісні транспортні засоби;
3. Сідельні багатовісні транспортні засоби;
4. Багатовісні зчленовані транспортні засоби.

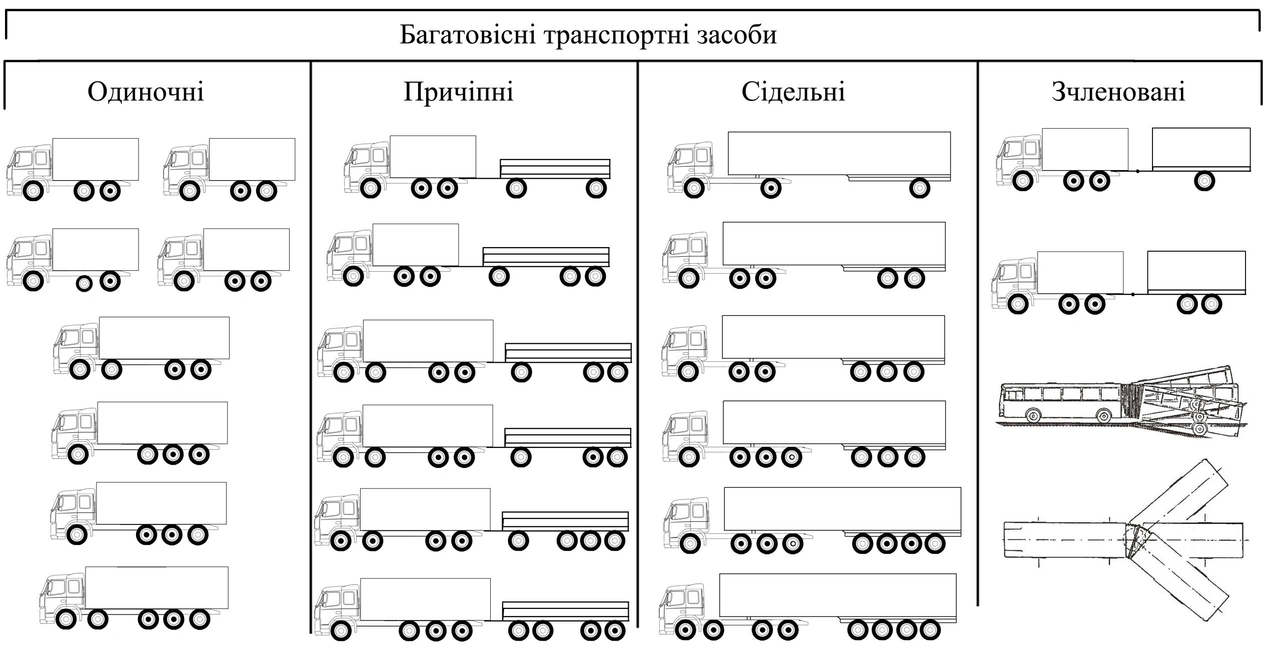


Рисунок 2.1 – Класифікація багатовісних поодиноких КТЗ за групами

Кожна з цих груп, має свої особливості перерозподілу вертикального навантаження між мостами КТЗ, тому для уніфікації математичних моделей, що описують рух багатовісного транспортного засобу в гальмовому режимі, необхідно прийняти концепцію, яка б дозволила оптимізувати процес моделювання динаміки гальмування багатовісного автомобіля.

2.1. Концепція визначення зміни вертикальних навантажень на вісях багатовісного колісного транспортного засобу

Під час гальмування будь-якого колісного транспортного засобу, його задні вісі розвантажуються, а передні довантажуються, внаслідок перерозподілу ваги автомобіля, отже, якщо прийняти за основу визначення зміни вертикального навантаження статичне навантаження вісей багатовісного КТЗ, то можна допустити, що до статичних навантажень відповідних вісей достатньо додати або відняти частку ваги, яка перерозподіляється за рахунок дії уповільнення в наслідок гальмування автомобіля. У такому разі нормальні реакції дороги на i-му колесі КТЗ можна визначити з залежності

$$R_{zi} = R_{zi}^{\text{ст}} + \Delta R_{zi} \tag{2.1}$$

де $R_{zi}^{\text{ст}}$ – нормальні реакції дороги на i-му колесі КТЗ в його статичному стані (не здійснює переміщення та знаходиться на горизонтальній поверхні дорожнього покриття), Н;

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

Так наприклад відомо [45, 225, 226], що під час гальмування двовісного транспортного засобу (рис. 2.2), прирощення нормального навантаження на його i-й вісі може бути визначено з залежностей (2.2) та (2.3) з урахуванням ваги КТЗ.

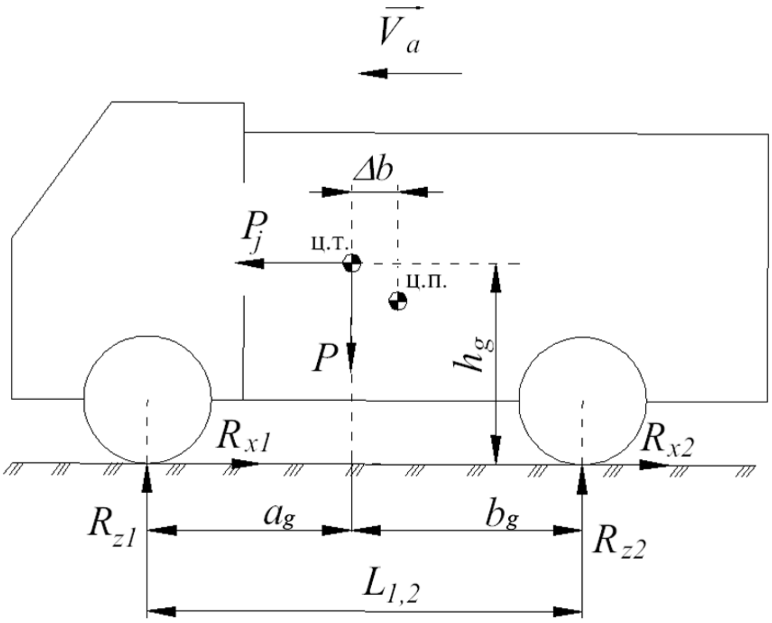


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема гальмування двовісного автомобіля

$$\Delta R_{z1} = z \cdot \frac{h_g}{L_{1,2}} \cdot P; \tag{2.2}$$

$$\Delta R_{z2} = -z \cdot \frac{h_g}{L_{1,2}} \cdot P, \tag{2.3}$$

де z – коефіцієнт гальмування транспортного засобу;

h_g – вертикальна координата розташування центру тяжіння транспортного засобу над рівнем поверхні дорожнього покриття, м;

$L_{1,2}$ – колісна база (відстань між першою та другою віссю) двовісного транспортного засобу, м;

$P = m \cdot g$ – вага колісного транспортного засобу, Н.

А нормальні реакції дороги $R_{zi}^{\text{ст}}$ на i-му колесі КТЗ в його статичному стані визначаються з залежностей

$$R_{z1}^{\text{ст}} = P \cdot \frac{b_g}{L_{1,2}}; \tag{2.4}$$

$$R_{z2}^{\text{ст}} = P \cdot \frac{a_g}{L_{1,2}}. \tag{2.5}$$

де a_g та b_g – відповідно координати розташування центру тяжіння автомобіля відносно передньої та задньої вісі КТЗ, м;

Δb – зсув центру повороту кузова КТЗ відносно центра його тяжіння, м.

Очевидно, що концепція визначення нормальної реакції дороги на i-му колесі багатовісного КТЗ, представлена у вигляді рівняння (2.1), дозволяє оптимізувати процес моделювання, оскільки вона передбачає визначення тільки величини прирощення нормального навантаження на i-ій вісі багатовісного колісного транспортного засобу від дії сили інерції в заданих умовах руху автомобіля та не потребує написання окремих рівнянь зміни нормальної реакції дороги в залежності від групи (див. стор. 83) до якої відноситься багатовісний транспортний засіб.

Для визначення величини прирощення нормального навантаження на відповідних вісях багатовісного колісного транспортного засобу використаємо підходи у вигляді методів, які покладені в основу запропонованих автором методичних рекомендацій [44] з визначення осьових навантажень транспортних засобів з урахуванням сил, що діють у плямі контакту шини з поверхнею дорожнього одягу.

Методи згрупуємо за типами у прив’язці до однієї з груп (див. стор. 83) багатовісних транспортних засобів та з урахуванням конструктивних особливостей будови підвіски (наявності або відсутності балансирного візка), якою обладнано автомобіль.

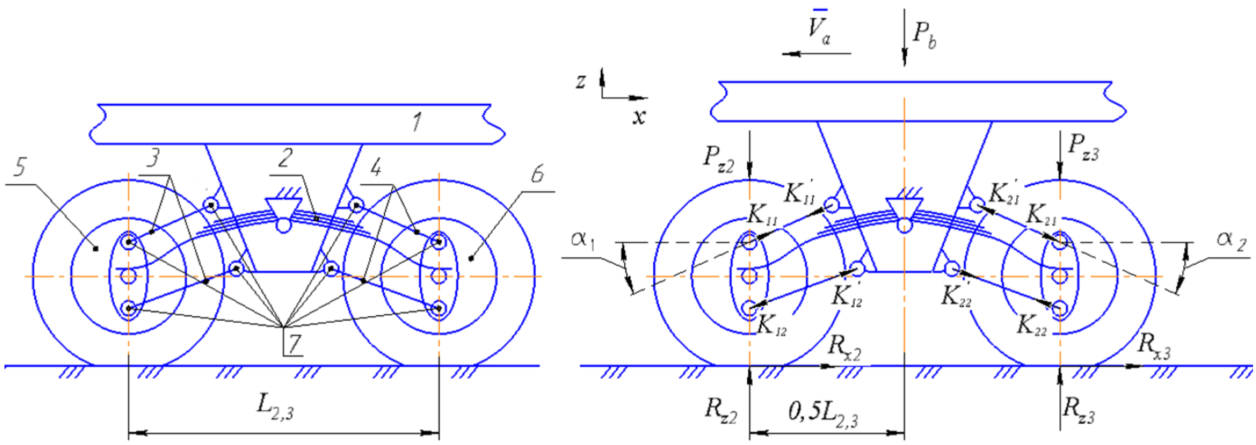
2.1.1. Метод визначення величини прирощення нормального навантаження до статичного на i-ій вісі тривісного колісного транспортного засобу задні вісі якого поєднані у балансирний візок. Розподіл нормальних реакцій між осями колісного транспортного засобу під час його гальмування є важливим параметром, який визначає не тільки ефективність загальмовування автомобіля, а й якість процесу гальмування КТЗ, завдяки раціональному розподілу кривих реалізованого зчеплення, що регламентуються Правилами

ООН № 13 (Додаток № 10) [45]. Відомо, що ці Правила однозначно визначають методику визначення нормального навантаження на вісі двовісного транспортного засобу, але в світовому автомобілебудуванні [290, 291] отримали розповсюдження й тривісні транспортні засоби, задні вісі якого поєднані у так званий балансирний візок, який має конструктивні особливості, що суттєво впливають на розподіл нормальних реакцій між вісями транспортного засобу, що входять до балансирного візка.

В спеціальній технічній літературі [96, 98, 225, 226] вже робилися спроби визначитися з розподілом нормальних реакцій між вісями КТЗ, що входять до балансирного візка, але авторами цих робіт розглядався процес розподілу нормальних реакцій тільки при ідеальному розподілі гальмових сил. Насправді, процес розподілу гальмових сил не є ідеальним, що підтверджується практикою проектування [98,225,292,293] гальмових систем важких транспортних засобів. Отже розглянемо процес розподілу нормальних реакцій між вісями КТЗ, що поєднані у балансирний візок з точки зору не ідеального розподілу гальмових сил, що реалізуються між шинами відповідних коліс автомобіля та поверхнею дорожнього покриття.

У такому разі конструктивно [226, 294–296] балансирний візок можна представити у вигляді принципової схеми (рис. 2.3 а), на яку будуть діяти сили [19], зображені на рисунку 2.3 б), що виникають під час гальмування колісного транспортного засобу.

На рисунку 2.3 позначено: 1 – рама колісного транспортного засобу; 2 – ресора; 3 та 4 – відповідно напрямні важелі передньої та задньої вісі КТЗ, які входять до балансирного візка; 5 та 6 – відповідно передня та задня вісь КТЗ, що входить до балансирного візка; 7 – шарніри кріплення напрямних важелів; $\overrightarrow{V_a}$ – вектор швидкості руху КТЗ; R_{z2} та R_{z3} – нормальні реакції на відповідних вісях КТЗ, що поєднані у балансирний візок; R_{x2} та R_{x3} – відповідні гальмові сили, що реалізуються між поверхнею дорожнього покриття та шинами коліс розташованих на вісях КТЗ поєднаних у балансирний



а) б)

Рисунок 2.3 – Балансирний візок КТЗ: а) – принципова схема; б) – схема сил, що діють в балансирному візку під час гальмування КТЗ

візок; P_{z2} та P_{z3} – відповідні зусилля, що передаються на вісі КТЗ поєднані у балансирний візок, через ресору 2; P_b – сумарне вертикальне зусилля, що діє на балансирний візок; α_1 та α_2 – відповідно кути нахилу пердніх та задніх напрямних важелів балансирного візка; K_{11} та K_{12} – реакції напрямних важелів 3 на вісь візку розташовану спереду візка; K_{21} та K_{22} – реакції напрямних важелів 4 на вісь візку розташовану позаду візка; K'_{11}, K'_{12}, K'_{21} та K'_{22} – реакції, що діють на раму автомобіля з боку напрямних важелів; $L_{2,3}$ – відстань між вісями тривісного колісного транспортного засобу, що поєднані у балансирний візок.

З рисунку 2.3 для вісі балансирного візка, що розташована попереду візка, можна записати систему рівнянь у вигляді

$$\begin{cases} \sum P_z = 0; \quad R_{z2} - P_{z2} + \sin\alpha_1 \cdot (K_{11} - K_{12}) = 0; \\ \sum P_x = 0; \quad R_{x2} + \cos\alpha_1 \cdot (K_{11} - K_{12}) = 0, \end{cases} \tag{2.6}$$

з другого рівняння системи (2.6) запишемо

$$\frac{R_{x2}}{\cos\alpha_1} = -(K_{11} - K_{12}), \tag{2.7}$$

а з першого, врахувавши рівняння (2.5), визначимо

$$R_{z2} = P_{z2} + R_{x2} \cdot \tan\alpha_1. \tag{2.8}$$

Розмірковуючи аналогічним чином для вісі балансирного візка, що розташована позаду візка з системи рівнянь

$$\begin{cases} \sum P_z = 0; & R_{z3} - P_{z3} - \sin\alpha_2 \cdot (K_{21} - K_{22}) = 0; \\ \sum P_x = 0; & R_{x3} + \cos\alpha_1 \cdot (K_{21} - K_{22}) = 0, \end{cases} \tag{2.9}$$

визначимо

$$R_{z3} = P_{z3} - R_{x3} \cdot \tan\alpha_2. \tag{2.10}$$

З умови рівноваги сил в балансирному візку запишемо рівняння, що дозволяє визначити сумарне вертикальне зусилля на балансирний візок

$$P_b = P_{z2} + P_{z3} - K'_{11}\sin\alpha_1 + K'_{12}\sin\alpha_1 + K'_{21}\sin\alpha_2 - K'_{22}\sin\alpha_2. \tag{2.11}$$

З рисунку 2.3 б) очевидно, що деякі величини рівні між собою: $K'_{11} = K_{11}$, $K'_{12} = K_{12}, K'_{21} = K_{21}, K'_{22} = K_{22}$ та $P_{z2} = P_{z3}$. Тому рівняння (2.11) перепишемо у вигляді

$$P_{z2} = P_{z3} = \frac{P_b - \tan\alpha_1 \cdot R_{x2} + \tan\alpha_2 \cdot R_{x3}}{2}. \tag{2.12}$$

Підставляючи рівняння (2.12) у рівняння (2.8) та (2.10), а також враховуючи, що, як правила, конструктивно балансирний візок [226, 296] багатовісного транспортного засобу виконується з рівними кутами $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$, перепишемо рівняння (2.8) та (2.10) у вигляді

$$R_{z2} = \frac{P_b}{2} + \frac{\tan\alpha_1 \cdot R_{x2} + \tan\alpha_2 \cdot R_{x3}}{2} = \frac{P_b}{2} + \frac{(R_{x2} + R_{x3}) \cdot \tan\alpha}{2}, \tag{2.13}$$

$$R_{z3} = \frac{P_b}{2} - \frac{\tan\alpha_1 \cdot R_{x2} + \tan\alpha_2 \cdot R_{x3}}{2} = \frac{P_b}{2} - \frac{(R_{x2} + R_{x3}) \cdot \tan\alpha}{2}. \tag{2.14}$$

Отримані рівняння (2.13) та (2.14) для визначення нормальних реакцій на вісях КТЗ, що поєднані у балансирний візок, враховують кути нахилу напрямних важелів балансирного візка, а також особливості реалізації дійсних гальмових сил, не зв'язаних між собою ідеальною характеристикою.

Якщо до рівняння (2.13) та (2.14) застосувати концепцію у вигляді рівняння (2.1) то з урахуванням координат розташування центру тяжіння тривісного колісного транспортного засобу (рис. 2.4) з балансирним візком, отримаємо рівняння (2.15) та (2.16) прирощення відповідного нормального навантаження до навантажень (2.17) на відповідних вісях КТЗ у його статичному стані.

$$\Delta R_{z2} = \frac{-z \cdot h_g \cdot P}{2 \cdot \left(L_{1,2} + 0,5 \cdot L_{2,3}\right)} + 0,5 \cdot \sum_{i=2}^{3} R_{xi} \cdot \tan\alpha; \qquad (2.15)$$

$$\Delta R_{z3} = \frac{-z \cdot h_g \cdot P}{2 \cdot \left(L_{1,2} + 0,5 \cdot L_{2,3}\right)} - 0,5 \cdot \sum_{i=2}^{3} R_{xi} \cdot \tan\alpha; \qquad (2.16)$$

$$R_{z2}^{\text{ст}} = R_{z3}^{\text{ст}} = \frac{P \cdot a_g}{2 \cdot \left(L_{1,2} + 0,5 \cdot L_{2,3}\right)}; \qquad (2.17)$$

де $L_{1,2}$ – відстань між передньою та другою віссю КТЗ, м.

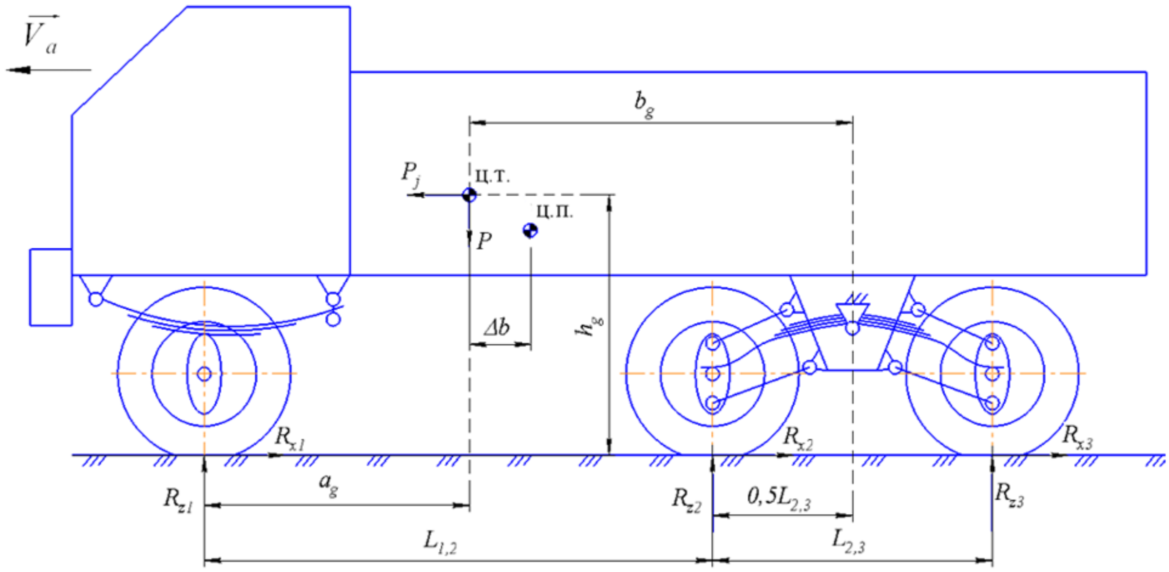


Рисунок 2.4 – Схема гальмування тривісного КТЗ задні вісі якого поєднані у балансирний візок

Зі схеми гальмування тривісного автомобіля (рис. 2.4), не складно визначити рівняння прирощення нормального навантаження на передній вісі КТЗ, яке матиме вигляд

$$\Delta R_{z1} = \frac{z \cdot h_g \cdot P}{L_{1,2} + 0,5 \cdot L_{2,3}}, \tag{2.18}$$

а рівняння для визначення навантаження на передню вісь КТЗ, в його статичному стані, має вигляд

$$R_{z1}^{\text{ст}} = \frac{P \cdot b_g}{L_{1,2} + 0,5 \cdot L_{2,3}}. \tag{2.19}$$

В рівняннях (2.15) та (2.16) величина кута α для завантаженого КТЗ, як показав аналіз науково-технічної літератури [225, 292], близька до нуля, а у разі спорядженого стану автомобіля, може бути визначена [19] з залежності

$$\alpha \cong \arcsin\left[\frac{0,2}{L_{2,3} \cdot f^2}\left(1 - \frac{P_b^{\text{пор}}}{P_b^{\text{зав}}}\right)\right]. \tag{2.20}$$

де f – особиста частота коливань підресореної маси, що діє на балансирний візок (з технічної літератури [297] можна прийняти рівним 1,6), Гц;

$P_b^{\text{пор}}$ та $P_b^{\text{зав}}$ – відповідно вага КТЗ у порожньому його стані та у завантаженому, Н.

2.1.2. Метод визначення величини прирощення нормального навантаження до статичного на i-ій вісі тривісного транспортного засобу задні вісі якого зближені. На відміну від тривісного транспортного засобу у якого задні вісі поєднані у балансирний візок, що рівномірно розподіляє навантаження між вісями у статичному стані автомобіля, тривісний транспортний засіб зі зближеними задніми вісями має конструктивну особливість підвіски, яка не дозволяє однакового розподілу ваги між зближеними вісями, тому для таких КТЗ, як у статичному, так й динамічному стані автомобіля забезпечується співвідношення

$$R_{z2}^{\text{ст}} \neq R_{z3}^{\text{ст}}, \tag{2.21}$$

$$\Delta R_{z2} \neq \Delta R_{z3}. \tag{2.22}$$

До таких транспортних засобів відносяться (рис. 2.5) тривісні автобуси та тривісні вантажні автомобілі з додатковими опорними (підкатними) або підйомними вісями.

а) б) в)

Рисунок 2.5 – Приклад тривісного КТЗ зі зближеними вісями: а) – тривісний автомобіль з підйомною віссю б) – тривісний автомобіль з додатковою задньою опорною віссю; в) – тривісний автобус [298]

Розрахункову схему таких колісних транспортних засобів, для визначення прирощення відповідного нормального навантаження до навантажень на відповідних вісях багатовісного автомобіля у його статичному стані, можна представити у вигляді зображеному на рисунку 2.6.

Згідно з рисунком 2.6 для статичного стану тривісного колісного транспортного засобу приведемо задні зближені вісі до так званої приведеної (теоретичної) вісі (на рис. 2.6 вона зображена пунктирною лінією). У такому разі можна записати

$$R_{S(23)} = R_{z2} + R_{z3}, \tag{2.23}$$

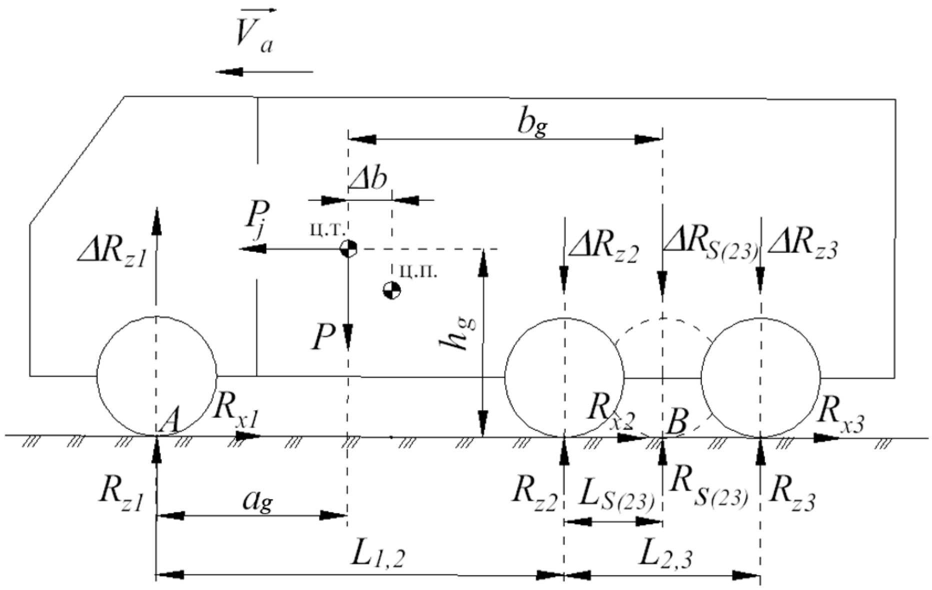


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема сил, що діють на тривісний транспортний засіб із зближеними вісями під час його гальмування: $R_{S(23)}$ – віртуальна нормальна реакція дороги, що діє на приведену віртуальну вісь, розташовану між зближеними вісями КТЗ

а з $\sum M_A = 0$ можна отримати два еквівалентні рівняння виду

$$P \cdot a_g - R_{z2} \cdot L_{1,2} - R_{z3} \cdot \left(L_{1,2} + L_{2,3}\right) = 0; \tag{2.24}$$

$$P \cdot a_g - \left(R_{z2} + R_{z3}\right) \cdot \left(L_{1,2} + L_{S(23)}\right) = 0, \tag{2.25}$$

де $L_{S(23)}$ – відстань від другої вісі КТЗ на яку віддалена приведена (теоретична) задня вісь [299], м.

Якщо з рівняння (2.25) відняти рівняння (2.24) та виконати відповідні перетворення, отримаємо рівняння (2.26) для визначення відстані $L_{S(23)}$.

$$L_{S(23)} = \frac{R_{z3}}{\sum\limits_{i=2}^{3} R_{zi}} \cdot L_{2,3} = \frac{L_{2,3}}{\lambda_{r2}}, \tag{2.26}$$

де λ_{r2} – коефіцієнт розподілу ваги на другу задню вісь КТЗ.

Визначимо прирощення нормального навантаження на вісях тривісного автомобіля зі зближеними задніми вісями виходячи зі схеми зображеній на рисунку 2.6. Для цього запишемо суму моментів прирощення нормального навантаження на відповідні вісі КТЗ у вигляді

$$-P \cdot z \cdot h_g + \Delta R_{z1} \cdot \left(L_{1,2} + L_{S(23)}\right) = 0; \tag{2.27}$$

$$\Delta R_{S(23)} = -\Delta R_{z1}, \tag{2.28}$$

де $\Delta R_{S(23)} = \Delta R_{z2} + \Delta R_{z3}$ за аналогією з рівнянням (2.23).

Таким чином з рівняння (2.27) та рівняння (2.28) отримаємо відповідні рівняння прирощення нормального навантаження

$$\Delta R_{z1} = \frac{z \cdot h_g \cdot P}{L_{1,2} + L_{S(23)}}; \tag{2.29}$$

$$\Delta R_{S(23)} = -\frac{z \cdot h_g \cdot P}{L_{1,2} + L_{S(23)}}. \tag{2.30}$$

Теоретичні дослідження, які проведені в ХНАДУ [44], показують, що величина $L_{1,2} + L_{S(23)}$ при зміні завантаженості КТЗ від спорядженого до завантаженого стану, змінюється не більше ніж на $3 \ldots 3,5\%$, тому з достатньою інженерною точністю можна вважати, що при гальмуванні тривісного автомобіля зі зближеними вісями має місце співвідношення

$$\left(L_{1,2} + L_{S(23)}\right) \cong const, \tag{2.31}$$

а отже й

$$L_{S(23)} \cong const. \tag{2.32}$$

Якщо виконати перетворення рівняння (2.26) з урахуванням відповідних рівнянь (2.23)– (2.25), а також рівнянь (2.27) та (2.28) отримаємо рівняння

$$L_{S(23)} \cong \frac{\Delta R_{z3}}{\Delta R_{S(23)}} \cdot L_{2,3}, \tag{2.33}$$

звідки

$$\Delta R_{z3} \cong \Delta R_{S(23)} \cdot \frac{L_{S(23)}}{L_{2,3}} = -\frac{z \cdot h_g \cdot P}{L_{1,2} + L_{S(23)}} \cdot \frac{L_{S(23)}}{L_{2,3}} = -\frac{z \cdot h_g \cdot P}{\lambda_{r2}\left(L_{1,2} + L_{S(23)}\right)}. \quad (2.34)$$

Отримавши величину ΔR_{z3} визначимо ΔR_{z2} з рівняння (2.23) підставивши в нього рівняння (2.34)

$$\Delta R_{z2} = -\frac{z \cdot h_g \cdot P}{L_{1,2} + L_{S(23)}} \cdot \left(1 - \frac{L_{S(23)}}{L_{2,3}}\right) = -\frac{z \cdot h_g \cdot P}{\lambda_{r1}\left(L_{1,2} + L_{S(23)}\right)}, \quad (2.35)$$

де λ_{r1} – коефіцієнт розподілу ваги на першу задню вісь КТЗ.

На основі розрахункової схеми сил (рис. 2.6), що діють на тривісний транспортний засіб із зближеними вісями запишемо рівняння для визначення навантаження на передню вісь КТЗ, в його статичному стані, у вигляді

$$R_{z1}^{\text{ст}} = \frac{P \cdot b_g}{L_{1,2} + L_{S(23)}}, \quad (2.36)$$

а рівняння для визначення навантаження на задніх вісях КТЗ, в його статичному стані, у вигляді

$$R_{z2}^{\text{ст}} = \frac{P \cdot a_g}{\lambda_{r1} \cdot \left(L_{1,2} + L_{S(23)}\right)}; \quad (2.37)$$

$$R_{z3}^{\text{ст}} = \frac{P \cdot a_g}{\lambda_{r2} \cdot \left(L_{1,2} + L_{S(23)}\right)}; \quad (2.38)$$

Порівняння залежностей (2.29), (2.34) та (2.35) із відповідними залежностями (2.18), (2.15) та (2.16) показує, що останні є окремим випадком, який утворюється під час рівного розподілу ваги між сусідніми вісями КТЗ, якщо знехтувати впливом гальмових сил на величину прирощення нормального навантаження під час гальмування тривісного автомобіля задні вісі якого поєднані у балансирний візок.

Аналогічне порівняння залежностей (2.37), (2.38) та (2.36) із відповідними залежностями (2.17) та (2.19) показує, що рівняння (2.37), (2.38) та (2.36), що дозволяють визначити навантаження на вісях КТЗ у його статичному стані, є загальним випадком, який враховує особливості розподілу ваги між зближеними вісями тривісного колісного транспортного засобу в залежності від конструкції його підвіски.

2.1.3. Метод визначення величини прирощення нормального навантаження до статичного на *i*-ій вісі одиночного *n*-вісного колісного транспортного засобу. Для визначення величин прирощення нормального навантаження на відповідні вісі одиночного *n*-вісного колісного транспортного засобу використаємо наступні позначення (рис. 2.7) його основних геометричних параметрів, які пов'язані з розташуванням вісей КТЗ.

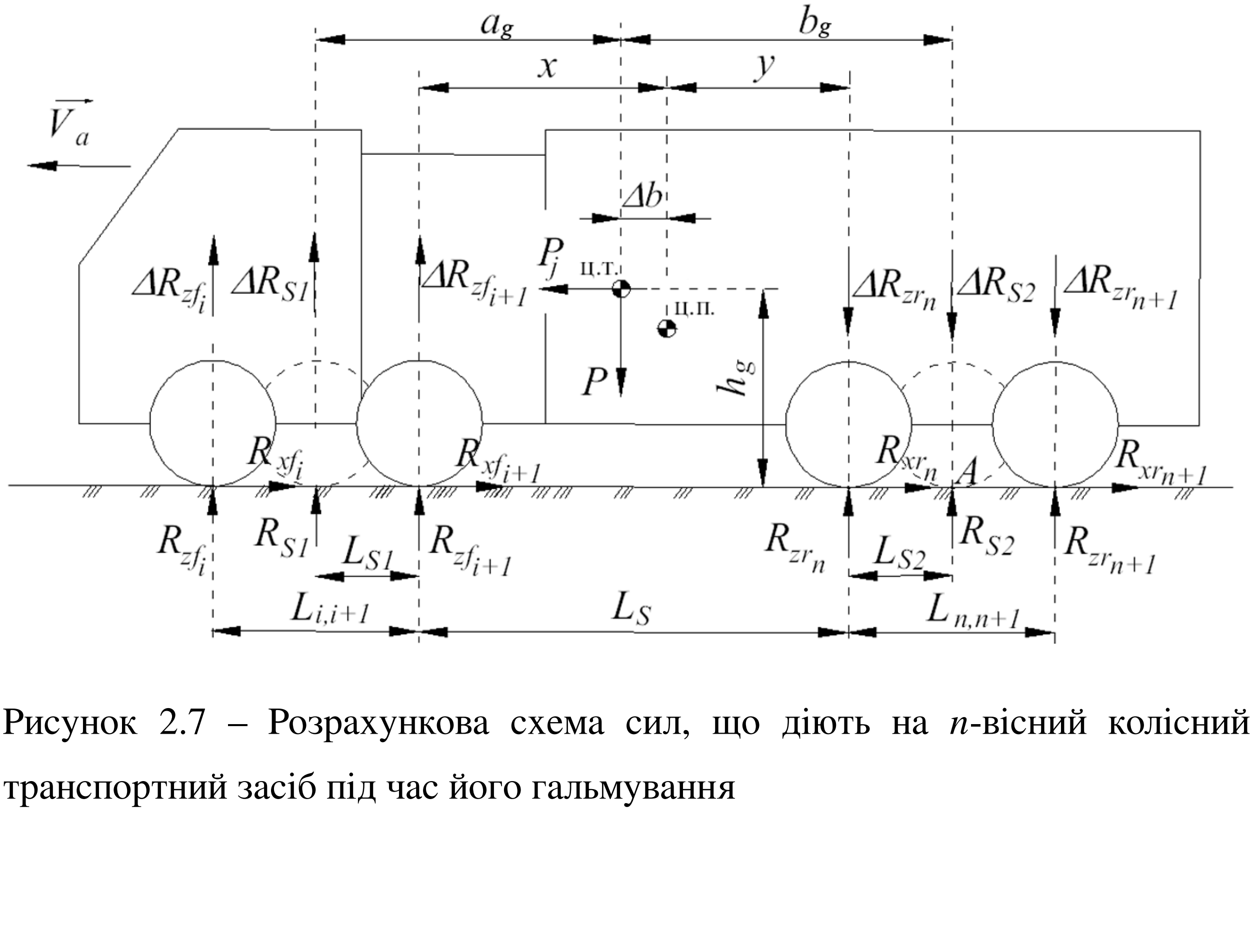


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема сил, що діють на *n*-вісний колісний транспортний засіб під час його гальмування

На рисунку 2.7 позначено: R_{S1} – віртуальна нормальна реакція дороги, що діє на приведену віртуальну передню вісь автомобіля, Н; R_{S2} – віртуальна нормальна реакція дороги, що діє на приведену віртуальну задню вісь автомобіля, Н; R_{zf_i} та $R_{zf_{i+1}}$ – відповідно перша передня та наступні вісі багатовісного КТЗ розташовані ліворуч від центру тяжіння автомобіля, Н; R_{zr_n} та $R_{zr_{n+1}}$ – відповідно перша задня та наступна задня вісі багатовісного КТЗ розташовані праворуч від центру тяжіння автомобіля, Н; ΔR_{zf_i} та $\Delta R_{zf_{i+1}}$ – відповідна величина прирощення нормального навантаження на першу передню та наступні вісі багатовісного КТЗ розташовані ліворуч від центра тяжіння транспортного засобу, Н; ΔR_{zr_n} та $\Delta R_{zr_{n+1}}$ – відповідна величина прирощення нормального навантаження на першу задню та наступну задню вісь багатовісного КТЗ розташовану праворуч від центру тяжіння автомобіля, Н; R_{xf_i} та $R_{xf_{i+1}}$ – гальмові сили, що виникають між поверхнею дорожнього покриття та шинами коліс першої передньої й відповідними наступними вісями багатовісного КТЗ, розташованими ліворуч від центру тяжіння автомобіля, Н; R_{xr_n} та $R_{xr_{n+1}}$ – гальмові сили, що виникають між поверхнею дорожнього покриття та шинами коліс першої задньої й відповідними наступними задніми вісями багатовісного КТЗ, розташованими праворуч від центру тяжіння транспортного засобу, Н; $L_{i,i+1}$ та $L_{n,n+1}$ – відстані між відповідними вісями багатовісного КТЗ, м; L_{S1} – відстань, на яку віддалена приведена (теоретична) передня вісь багатовісного автомобіля від останньої передньої його вісі, розташованої ліворуч від центру тяжіння КТЗ, м; L_{S2} – відстань, на яку віддалена приведена (теоретична) задня вісь багатовісного автомобіля від першої задньої його вісі, розташованої праворуч від центру тяжіння КТЗ, м; L_S – відстань, на яку віддалена перша задня вісь від останньої передньої вісі багатовісного КТЗ, м; x та y – відстані, від центра повороту кузова КТЗ, на які віддалені відповідно остання передня та перша задня вісь багатовісного КТЗ, м; Δb – відстань на яку віддалено центр пружності системи від центру тяжіння багатовісного КТЗ, м.

Слід відзначити, що на рисунку 2.7 віртуальна нормальна реакція дороги R_{S1}, що діє на відповідну приведену віртуальну передню вісь КТЗ може бути розташована будь де в межах розташування передніх вісей багатовісного колісного транспортного засобу. Аналогічним чином розташовується й віртуальна нормальна реакція дороги R_{S2} – в межах розташування задніх вісей багатовісного автомобіля.

Склавши, відносно точки A (рис. 2.7), рівняння моментів (2.39) дії сили інерції P_j та величин прирощення нормального навантаження ΔR_{S1} на передніх вісях КТЗ, що відповідає рівнянню (2.40), отримаємо у загальному виді рівняння (2.42) для визначення самої величини прирощення нормального навантаження ΔR_{zfi} на відповідних передніх вісях КТЗ, якщо припустити тотожність в рівнянні (2.41).

$$\sum \Delta M_A = 0; \qquad \Delta R_{S1} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2}) - z \cdot h_g \cdot P = 0, \tag{2.39}$$

$$\Delta R_{S1} = \sum_{j=1}^{k} \Delta R_{zf_j}, \tag{2.40}$$

$$\lambda_{fi} = \frac{\sum\limits_{j=1}^{k} R^{\text{ст}}_{zf_j}}{R^{\text{ст}}_{zf_i}} = \frac{\sum\limits_{j=1}^{k} \Delta R_{zf_j}}{\Delta R_{zf_i}}, \tag{2.41}$$

$$\Delta R_{zf_i} = \frac{z \cdot h_g \cdot P}{\lambda_{fi} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{2.42}$$

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

$\sum\limits_{j=1}^{k} \Delta R_{zf_j}$ – сума величин прирощення нормального навантаження що діють на передні вісі багатовісного КТЗ;

ΔR_{zf_i} – величина прирощення нормального навантаження на i-тій передній вісі багатовісного КТЗ;

$R^{\text{ст}}_{zf_i}$ – навантаження на відповідну i-ту передню вісь багатовісного КТЗ в його статичному стані;

$\sum\limits_{j=1}^{k} R_{zf_j}^{\text{ст}}$ – сума навантажень на відповідних j-тих передніх вісях багатовісного КТЗ в його статичному стані.

Визначимо прирощення навантаження на задні вісі багатовісного КТЗ, прийнявши у відповідності зі схемою (рис. 2.7) рівність

$$\Delta R_{S2} = -\Delta R_{S1}. \tag{2.43}$$

Враховуючи, що для задніх вісей багатовісного КТЗ також виконується тотожність

$$\lambda_{rn} = \frac{\sum\limits_{j=1}^{p} R_{zr_j}^{\text{ст}}}{R_{zr_n}^{\text{ст}}} = \frac{\sum\limits_{j=1}^{p} \Delta R_{zr_j}}{\Delta R_{zr_n}}, \tag{2.44}$$

запишемо у загальному вигляді рівняння (2.45) для визначення величини прирощення нормального навантаження ΔR_{zr_n} на задніх вісях багатовісного колісного транспортного засобу.

$$\Delta R_{zr_n} = -\frac{z \cdot h_g \cdot P}{\lambda_{rn} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{2.45}$$

де λ_{rn} – коефіцієнт розподілу ваги на i-ту задню вісь багатовісного КТЗ.

У разі використання в конструкції підвіски балансирного візка прирощення нормального навантаження на вісі, що поєднані у балансирний візок визначатимуться з рівнянь (2.46)– (2.49) для передніх та задніх вісей КТЗ відповідно.

$$\Delta R_{zf_1}^{\text{б}} = \frac{z \cdot h_g \cdot P}{\lambda_{f1}^{\text{б}} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xfi} \cdot \tan\alpha, \tag{2.46}$$

$$\Delta R_{zf_2}^{\text{б}} = \frac{z \cdot h_g \cdot P}{\lambda_{f2}^{\text{б}} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} - 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xfi} \cdot \tan\alpha, \tag{2.47}$$

$$\Delta R_{zr_1}^{\text{б}} = -\frac{z \cdot h_g \cdot P}{\lambda_{r1}^{\text{б}} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xri} \cdot \tan \alpha, \tag{2.48}$$

$$\Delta R_{zr_2}^{\text{б}} = -\frac{z \cdot h_g \cdot P}{\lambda_{r2}^{\text{б}} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} - 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xri} \cdot \tan \alpha, \tag{2.49}$$

де $\lambda_{fi}^{\text{б}}$ та $\lambda_{ri}^{\text{б}}$ – коефіцієнти розподілу ваги на i-ту вісь балансирного візка розташованого відповідно серед передніх (індекс f) та задніх (індекс r) вісей багатовісного КТЗ.

Для балансирного візка відповідні коефіцієнти $\lambda_{fi}^{\text{б}}$ та $\lambda_{ri}^{\text{б}}$ розподілу ваги між вісями візка визначаються з залежностей

$$\lambda_{f1}^{\text{б}} = \lambda_{f2}^{\text{б}} = \frac{\sum\limits_{j=1}^{k} R_{zf_j}^{\text{ст}}}{0,5 \cdot \sum\limits_{i=1}^{2} R_{zf_i}^{\text{ст}}} = \frac{\sum\limits_{j=1}^{k} \Delta R_{zf_j}}{0,5 \cdot \sum\limits_{i=1}^{2} \Delta R_{zf_i}}, \tag{2.50}$$

$$\lambda_{r1}^{\text{б}} = \lambda_{r2}^{\text{б}} = \frac{\sum\limits_{j=1}^{p} R_{zr_j}^{\text{ст}}}{0,5 \cdot \sum\limits_{n=1}^{2} R_{zr_n}^{\text{ст}}} = \frac{\sum\limits_{j=1}^{p} \Delta R_{zr_j}}{0,5 \cdot \sum\limits_{n=1}^{2} \Delta R_{zr_n}}. \tag{2.51}$$

На основі розрахункової схеми сил (рис. 2.7), що діють на n-вісний транспортний засіб запишемо рівняння для визначення навантаження на відповідні передні вісі КТЗ, в його статичному стані, у вигляді

$$R_{zf_i}^{\text{ст}} = \frac{P \cdot b_g}{\lambda_{fi} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{2.52}$$

а рівняння для визначення навантаження на задніх вісях КТЗ, в його статичному стані, у вигляді

$$R_{zr_n}^{\text{ст}} = \frac{P \cdot a_g}{\lambda_{ri} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}. \tag{2.53}$$

У разі наявності балансирного візка рівняння (2.52) та (2.53) матимуть відповідно вигляд

$$R_{zf_i}^{\text{ст}} = \frac{P \cdot b_g}{\lambda_{fi}^{\text{б}} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{2.54}$$

$$R_{zr_n}^{\text{ст}} = \frac{P \cdot a_g}{\lambda_{rn}^{\text{б}} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}. \tag{2.55}$$

Зі схеми сил (рис. 2.7), що діють на багатовісний КТЗ очевидно, що відстані L_{S1} та L_{S2} мають безпосередній зв'язок із координатами a_g та b_g розташування центру пружності системи (точки крену кузову автомобіля), якщо вважати кузов багатовісного КТЗ абсолютно жорстким тілом.

Отже величину відстані L_{S1} визначимо з залежності

$$L_{S1} = a_g - (x - \Delta b)\,, \tag{2.56}$$

а відстань L_{S2} з аналогічної залежності

$$L_{S2} = b_g - (y + \Delta b)\,. \tag{2.57}$$

Координати a_g, b_g, x та y визначимо склавши рівняння моментів відносно центру тяжіння багатовісного КТЗ

$$a_g \cdot \sum_{i=1}^{k} R_{zf_i} = b_g \cdot \sum_{n=k+1}^{k+p} R_{zr_n}. \tag{2.58}$$

Розкривши ліву та праву частину рівняння (2.58), а також врахувавши, що

$$b_g = (L_{S1} + L_S + L_{S2}) - a_g, \tag{2.59}$$

та

$$(L_{S1} + L_S + L_{S2}) = \frac{P \cdot a_g}{\sum\limits_{n=k+1}^{k+p} R_{zr_n}}, \tag{2.60}$$

при умові, що

$$y = L_S - x, \tag{2.61}$$

запишемо координати a_g та b_g для будь-якого n-вісного колісного транспортного засобу у вигляді

$$a_g = \frac{\sum\limits_{n=k+1}^{k+p} R_{zr_n} \cdot (L_S - \Delta b) + \sum\limits_{n=k+1}^{k+p} \left(\sum\limits_{m=n+1}^{k+p} R_{zr_m} \cdot L_{n,n+1} \right)}{P} + \\ + \frac{\sum\limits_{n=k+1}^{k+p} R_{zr_n}}{P \cdot \sum\limits_{i=1}^{k} R_{zf_i}} \cdot \sum\limits_{i=1}^{k-1} \left(\sum\limits_{j=1}^{i} R_{zf_j} \cdot L_{i,i+1} \right), \tag{2.62}$$

$$b_g = \frac{\sum\limits_{i=1}^{k} R_{zfi} \cdot (L_S - \Delta b) + \sum\limits_{i=1}^{k-1} \left(\sum\limits_{j=1}^{i} R_{zf_j} \cdot L_{i,i+1} \right)}{P} + \\ + \frac{\sum\limits_{i=1}^{k} R_{zf_i}}{P \cdot \sum\limits_{n=k+1}^{k+p} R_{zr_n}} \cdot \sum\limits_{n=k+1}^{k+p} \left(\sum\limits_{m=n+1}^{k+p} R_{zr_m} \cdot L_{n,n+1} \right), \tag{2.63}$$

а координату розташування останнього переднього моста від так званого центру пружності (ц.п. див. на рисунку 2.7) системи представимо у вигляді

$$x = \frac{a_g \cdot \sum\limits_{i=1}^{k} R_{zfi} - \sum\limits_{n=k+1}^{k+p} \left(\sum\limits_{m=n+1}^{k+p} R_{zr_m} \cdot L_{n,n+1} \right)}{\sum\limits_{n=k+1}^{k+p} R_{zr_n}}. \tag{2.64}$$

Відстань Δb на яку віддалено центр пружності системи від центру тяжіння багатовісного колісного транспортного засобу можна визначити з виразу (2.65) на основі пружності підвісок встановлених на автомобілі зі схеми (рис. 2.8) повороту кузова багатовісного КТЗ відносно центру пружності системи.

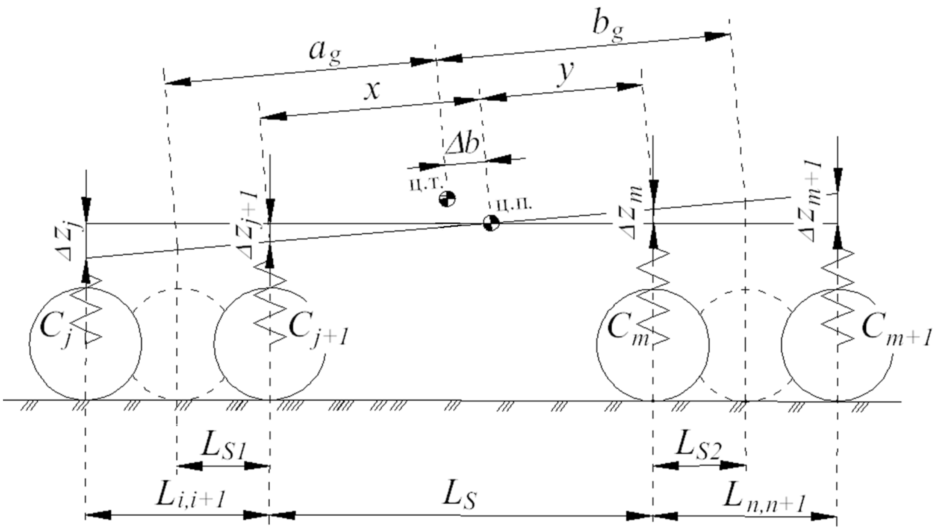


Рисунок 2.8 – Схема повороту кузова багатовісного КТЗ в наслідок деформації його підвісок під час гальмування автомобіля

$$\Delta b = x - \frac{L_S \cdot \sum\limits_{n=k+1}^{k+p} C_n + \sum\limits_{n=k+1}^{k+p-1} \left(L_{n,n+1} \cdot \sum\limits_{m=n+1}^{k+p} C_m \right) - \sum\limits_{i=1}^{k-1} \left(L_{i,i+1} \cdot \sum\limits_{j=1}^{i} C_j \right)}{\sum\limits_{d=1}^{k+p} C_d}, \tag{2.65}$$

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

В рівнянні (2.65) у разі виконання умови $(k-1) < 1$ величина $L_{i,i+1} = 0$, як і у разі виконання умови $(k+p-1) < 2$ величина $L_{n,n+1} = 0$.

В рівняннях (2.40), (2.41), (2.44), (2.50), (2.51), (2.58), (2.60), (2.62) – (2.65) індекси k та p позначають кількість відповідно передніх та задніх вісей багатовісного колісного транспортного засобу.

Таким чином всі складові для визначення прирощення нормального навантаження на вісі КТЗ, а також всі складові для визначення навантаження на відповідних вісях n-вісного автомобіля повністю визначені, якщо врахувати запропоновану концепцію розподілу ваги між суміжними передніми (рівняння (2.41) або рівняння (2.50)) та задніми (рівняння (2.44) або рівняння (2.51)) вісями колісного транспортного засобу.

2.1.4. Метод визначення величини прирощення нормального навантаження до статичного на i-ій вісі причіпного колісного транспортного засобу. Використовуючи концепцію наведену в підрозділі 2.1 метод визначення величини прирощення нормального навантаження до статичного на i-ій вісі причіпного колісного транспортного засобу базуватиметься на геометричних координатах положення його мостів відносно центру тяжіння тягача та причепа у відповідності до схеми зображеної на рисунку 2.9.

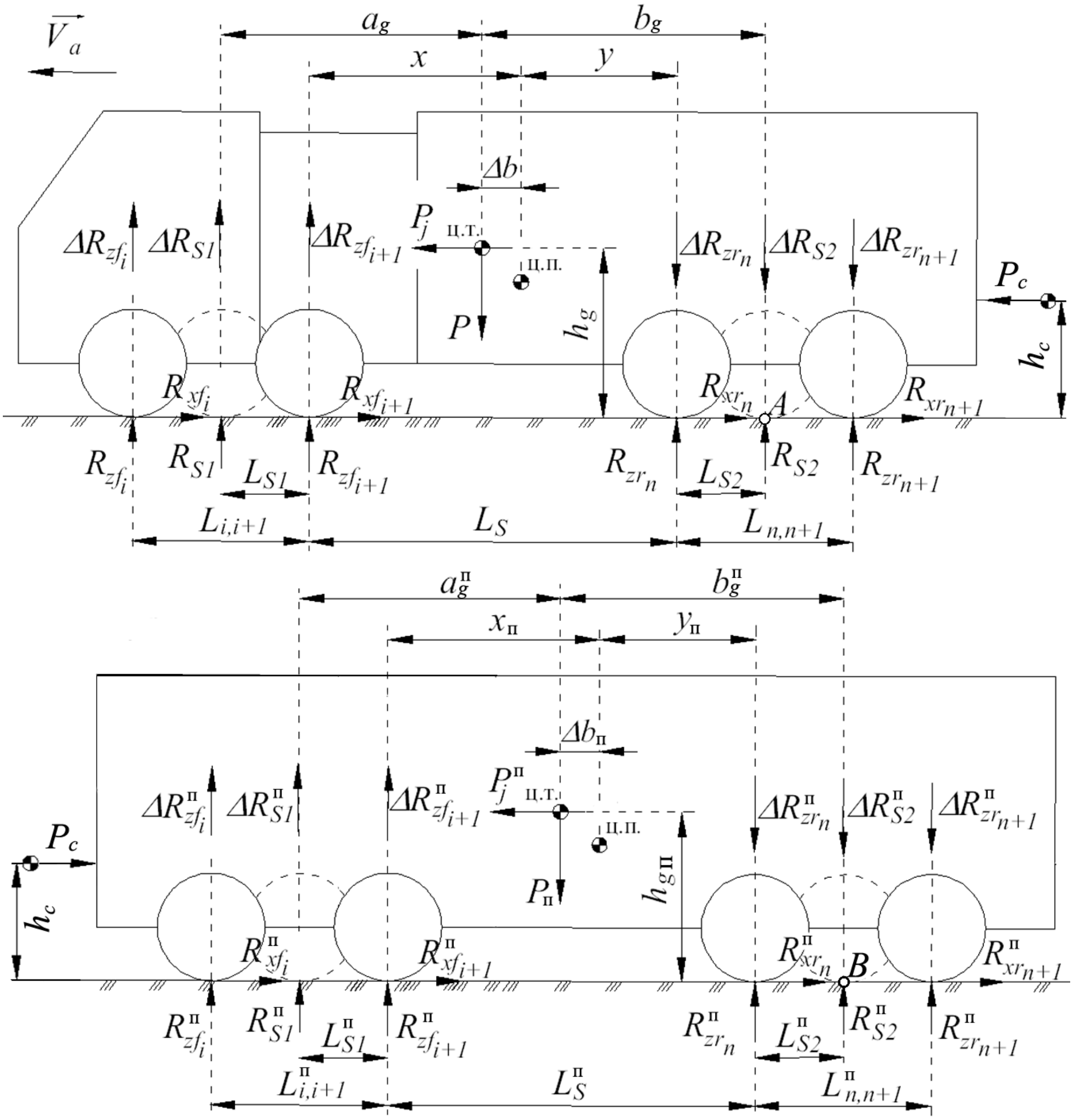


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема сил, що діють на i-ті вісі причіпного КТЗ під час його гальмування

На рисунку 2.9 для автомобіля-тягача прийняті позначення аналогічні позначенням наведеним на рисунку 2.7, а для причепа додатково введено індекс «п», оскільки схема визначення координат розташування мостів відносно центру тяжіння причепа буде аналогічною схемі їх визначення для автомобіля-тягача.

Отже для автомобіля-тягача, склавши рівняння моментів (2.66) відносно точки A (рис. 2.9) запишемо у загальному виді рівняння (2.67) для визначення величини прирощення нормального навантаження ΔR_{zf_i} на відповідних передніх його вісях, якщо припустити тотожність в рівнянні (2.41), як це було зроблено в розділі 2.1.3.

$$\sum \Delta M_A = 0; \qquad \Delta R_{S1} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2}) - z_T \cdot h_g \cdot P - h_c \cdot P_\text{с} = 0, \tag{2.66}$$

$$\Delta R_{zf_i} = \frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_c \cdot P_\text{с}}{\lambda_{fi} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{2.67}$$

де z_T – коефіцієнт гальмування автомобіля-тягача;

h_c – висота розташування тягово-зчіпного пристрою, м;

$P_\text{с}$ – сила, що виникає на тягово-зчіпному пристрою, Н.

Аналогічним чином запишемо й рівняння (2.68) для визначення величини прирощення нормального навантаження ΔR_{zr_n} на задніх вісях багатовісного автомобіля-тягача.

$$\Delta R_{zr_n} = -\frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_c \cdot P_\text{с}}{\lambda_{rn} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}. \tag{2.68}$$

У разі використання в конструкції підвіски балансирного візка прирощення нормального навантаження на вісі автомобіля-тягача, що поєднані у балансирний візок, визначатимуться за аналогією з підходом, що описано в підрозділі 2.1.3, при цьому рівняння (2.67) для передніх вісей КТЗ та рівняння (2.68) для його задніх вісей матиме відповідно вигляд (2.69)– (2.72) в залежності від порядку розташування мостів поєднаних балансирним візком (1 – спереду відносно вісі балансиру або 2 – позаду вісі балансиру).

$$\Delta R^{б}_{zf_1} = \frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_c \cdot P_с}{\lambda^{б}_{f1} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xfi} \cdot \tan\alpha, \tag{2.69}$$

$$\Delta R^{б}_{zf_2} = \frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_c \cdot P_с}{\lambda^{б}_{f2} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} - 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xfi} \cdot \tan\alpha, \tag{2.70}$$

$$\Delta R^{б}_{zr_1} = -\frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_c \cdot P_с}{\lambda^{б}_{r1} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xri} \cdot \tan\alpha, \tag{2.71}$$

$$\Delta R^{б}_{zr_2} = -\frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_c \cdot P_с}{\lambda^{б}_{r2} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} - 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xri} \cdot \tan\alpha, \tag{2.72}$$

Для балансирного візка коефіцієнти $\lambda^{б}_{fi}$ та $\lambda^{б}_{ri}$ розподілу ваги між вісями візка визначаються з залежності (2.50) та (2.51) відповідно.

За аналогією з підходом, який розглянуто у розділі 2.1.3, на основі розрахункової схеми сил (рис. 2.9), що діють на n-вісний багатовісний автомобіль-тягач запишемо рівняння для визначення навантаження на відповідні передні та задні вісі КТЗ, в його статичному стані, у вигляді

$$R^{ст}_{zf_i} = \frac{P \cdot b_g}{\lambda_{fi} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{2.73}$$

$$R^{ст}_{zr_n} = \frac{P \cdot a_g}{\lambda_{ri} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}. \tag{2.74}$$

У разі наявності балансирного візка в конструкції підвіски автомобіля-тягача, рівняння (2.73) та (2.74) матимуть відповідно вигляд

$$R^{ст}_{zf_i} = \frac{P \cdot b_g}{\lambda^{б}_{fi} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{2.75}$$

$$R^{ст}_{zr_n} = \frac{P \cdot a_g}{\lambda^{б}_{rn} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}. \tag{2.76}$$

Координати розташування центру тяжіння автомобіля-тягача (a_g та b_g) визначимо з залежностей (2.62), (2.63), а координати розташування умовних вісей багатовісного автомобіля-тягача (L_{S1} та L_{S2}) з залежності (2.56) та (2.57) врахувавши рівняння (2.61), (2.64) та (2.65).

Таким чином для визначення характеру динамічного перерозподілу ваги між мостами багатовісного автомобіля-тягача залишається визначити тільки величини z_T та $P_с$. Метод визначення першої невідомої z_T розглянемо в підрозділі 2.2, а друга невідома складова $P_с$ може бути визначена виходячи з міжнародних вимог [45] у відповідності до яких необхідно під час проектування КТЗ, створювати його гальмову систему таким чином, щоб коефіцієнт гальмування автомобіля-тягача та коефіцієнт гальмування його причіпної ланки відповідали тиску в магістралі керування для різних станів завантаження автопоїзда (рис. 2.10).

Відомо, що в ідеалізованому випадку гальмування автомобіля-тягача з причіпною ланкою повинна виконуватися умова $z_T = z_п$, тому визначимо складову $P_с$ на основі рівнянь суми сил для автомобіля-тягача та його причіпної ланки.

Отже запишемо

$$\sum F_x^T = 0; \qquad z_T \cdot P + P_c - \sum R_{xf_i} - \sum R_{xr_i} = 0, \tag{2.77}$$

$$\sum F_x^п = 0; \qquad z_п \cdot P_п - P_c - \sum R_{xf_i}^п - \sum R_{xr_i}^п = 0. \tag{2.78}$$

З рівнянь (2.77), (2.78) при умові $z_T = z_п$ очевидно, що

$$P_c = \frac{\left(\sum R_{xf_i} + \sum R_{xr_i}\right) \cdot P_п - \left(\sum R_{xf_i}^п + \sum R_{xr_i}^п\right) \cdot P}{P + P_п} \tag{2.79}$$

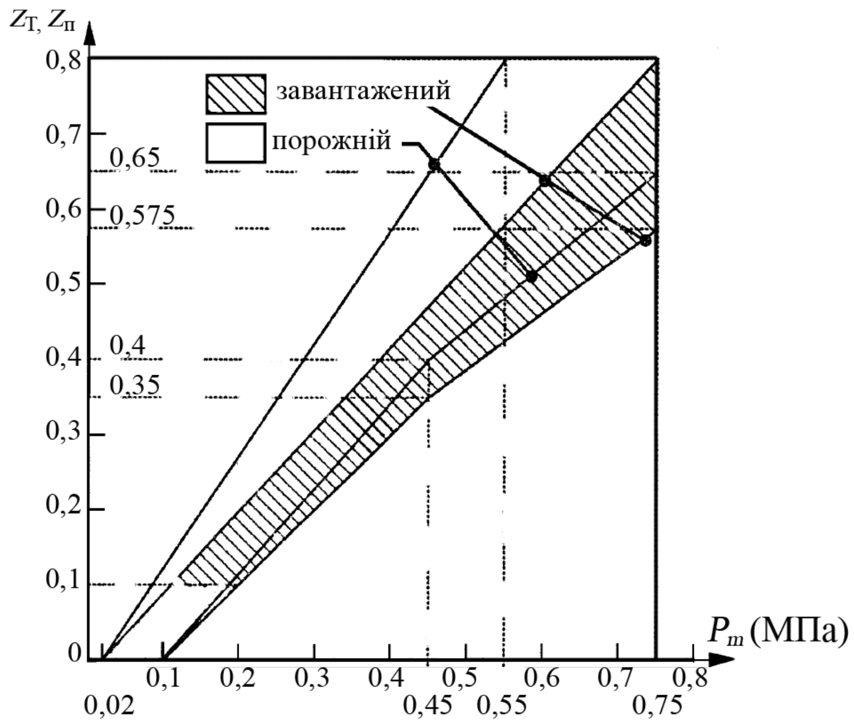


Рисунок 2.10 – Діаграма співвідношень коефіцієнтів гальмування автомобіля-тягача та його причепа в залежності від тиску в магістралі керування гальмами причепа

Аналіз структури рівняння (2.79) показує, що при відсутності гальмових сил на причіпній ланці зусилля P_c матиме позитивний знак, що збільшить перерозподіл навантаження на вісях автомобіля-тягача. Гальмування тільки за рахунок гальмових сил причепа призведе до зменшення величини перерозподілу вертикальних навантажень на вісях автомобіля-тягача, а в разі ідеалізованого співвідношення відповідних добутків гальмових сил на відповідну вагу автомобіля-тягача (P) та причіпної ланки ($P_п$) дозволяє отримати нульове зусилля в тягово-зчіпному пристрої автопоїзда.

Розглядаючи причіпну ланку автопоїзда, з точки зору запропонованої концепції в підрозділі 2.1, метод визначення величини прирощення нормального навантаження до статичного на i-тих її вісях можна визначити з відповідної залежності (2.80) та (2.81) за аналогією з автомобілем-тягачем, якщо скласти рівняння моментів відносно точки B (див. рис. 2.9).

Отже запишемо

$$\Delta R_{zf_i}^{\text{п}} = \frac{z_{\text{п}} \cdot h_{g\text{п}} \cdot P_{\text{п}} - h_c \cdot P_{\text{с}}}{\lambda_{fi}^{\text{п}} \cdot \left(L_{S1}^{\text{п}} + L_S^{\text{п}} + L_{S2}^{\text{п}}\right)}, \tag{2.80}$$

$$\Delta R_{zr_n}^{\text{п}} = -\frac{z_{\text{п}} \cdot h_{g\text{п}} \cdot P_{\text{п}} - h_c \cdot P_{\text{с}}}{\lambda_{rn}^{\text{п}} \cdot \left(L_{S1}^{\text{п}} + L_S^{\text{п}} + L_{S2}^{\text{п}}\right)}, \tag{2.81}$$

де $z_{\text{п}}$ – коефіцієнт гальмування причепа;

$h_{g\text{п}}$ – висота розташування центру тяжіння причепа, м;

$P_{\text{п}}$ – вага причепа, Н;

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

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

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

$L_S^{\text{п}}$ – відстань, на яку віддалена перша задня вісь від останньої передньої вісі багатовісного причепа, м.

У разі використання в конструкції підвіски причіпної ланки балансирного візка прирощення нормального навантаження на його вісі, що поєднані у балансирний візок, визначатимуться за аналогією з рівняннями (2.69)– (2.72) в залежності від порядку розташування мостів причепа поєднаних балансирним візком (1 – спереду відносно вісі балансиру або 2 – позаду вісі балансиру).

$$\Delta R_{zf_1}^{\text{бп}} = \frac{z_{\text{п}} \cdot h_{g\text{п}} \cdot P_{\text{п}} - h_c \cdot P_{\text{с}}}{\lambda_{f1}^{\text{бп}} \cdot \left(L_{S1}^{\text{п}} + L_S^{\text{п}} + L_{S2}^{\text{п}}\right)} + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xfi}^{\text{п}} \cdot \tan\alpha, \tag{2.82}$$

$$\Delta R_{zf_2}^{\text{бп}} = \frac{z_{\text{п}} \cdot h_{g\text{п}} \cdot P_{\text{п}} - h_c \cdot P_{\text{с}}}{\lambda_{f2}^{\text{бп}} \cdot \left(L_{S1}^{\text{п}} + L_S^{\text{п}} + L_{S2}^{\text{п}}\right)} - 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xfi}^{\text{п}} \cdot \tan\alpha, \tag{2.83}$$

$$\Delta R_{zr_1}^{\text{бп}} = -\frac{z_{\text{п}} \cdot h_{g\text{п}} \cdot P_{\text{п}} - h_c \cdot P_{\text{с}}}{\lambda_{r1}^{\text{бп}} \cdot \left(L_{S1}^{\text{п}} + L_S^{\text{п}} + L_{S2}^{\text{п}}\right)} + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xri}^{\text{п}} \cdot \tan\alpha, \tag{2.84}$$

$$\Delta R_{zr_2}^{\text{бп}} = -\frac{z_{\text{п}} \cdot h_{g\text{п}} \cdot P_{\text{п}} - h_c \cdot P_{\text{с}}}{\lambda_{r2}^{\text{бп}} \cdot \left(L_{S1}^{\text{п}} + L_S^{\text{п}} + L_{S2}^{\text{п}}\right)} - 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xri}^{\text{п}} \cdot \tan\alpha, \tag{2.85}$$

Для балансирного візка коефіцієнти $\lambda_{fi}^{\text{бп}}$ та $\lambda_{ri}^{\text{бп}}$ розподілу ваги між вісями візка причепа можна визначити з залежності (2.50) та (2.51) відповідно.

На основі розрахункової схеми сил (рис. 2.10), що діють на n-вісний багатовісний причеп запишемо рівняння для визначення навантаження на відповідні передні та задні його вісі, в його статичному стані, у вигляді, що аналогічний рівнянням (2.73), (2.74).

$$R_{zf_i}^{\text{ст\_п}} = \frac{P_{\text{п}} \cdot b_g^{\text{п}}}{\lambda_{fi}^{\text{п}} \cdot \left(L_{S1}^{\text{п}} + L_S^{\text{п}} + L_{S2}^{\text{п}}\right)}, \tag{2.86}$$

$$R_{zr_n}^{\text{ст}} = \frac{P_{\text{п}} \cdot a_g^{\text{п}}}{\lambda_{ri}^{\text{п}} \cdot \left(L_{S1}^{\text{п}} + L_S^{\text{п}} + L_{S2}^{\text{п}}\right)}. \tag{2.87}$$

У разі наявності балансирного візка в конструкції підвіски причепа, за аналогією з рівняннями (2.75) та (2.76), рівняння (2.86) та (2.87) матимуть відповідно вигляд

$$R_{zf_i}^{\text{ст\_п}} = \frac{P_{\text{п}} \cdot b_g^{\text{п}}}{\lambda_{fi}^{\text{бп}} \cdot \left(L_{S1}^{\text{п}} + L_S^{\text{п}} + L_{S2}^{\text{п}}\right)}, \tag{2.88}$$

$$R_{zr_n}^{\text{ст\_п}} = \frac{P_{\text{п}} \cdot a_g^{\text{п}}}{\lambda_{rn}^{\text{бп}} \cdot \left(L_{S1}^{\text{п}} + L_S^{\text{п}} + L_{S2}^{\text{п}}\right)}. \tag{2.89}$$

Координати розташування центру тяжіння причепа ($a_g^{п}$ та $b_g^{п}$) визначимо з залежностей (2.62), (2.63), а координати розташування його умовних (теоретичних) вісей (L_{S1} та L_{S2}) з залежності (2.56) та (2.57) врахувавши рівняння (2.61), (2.64) та (2.65) замінив в них вісі автомобіля вісями причепа.

2.1.5. Метод визначення величини прирощення нормального навантаження до статичного на i-ій вісі сідельного багатовісного колісного транспортного засобу. Метод визначення величини прирощення нормального навантаження до статичного на i-ій вісі сідельного багатовісного колісного транспортного засобу, як і в попередніх розділах, базуватиметься на геометричних координатах положення його мостів відносно центру тяжіння автомобіля-тягача та напівпричіпа у відповідності до схеми зображеної на рисунку 2.11. Для автомобіля-тягача (рис. 2.11) прийняті позначення аналогічні позначенням наведеним на рисунку 2.7, а для напівпричіпа введено позначення у вигляді індексу «пп».

Склавши рівняння моментів (2.90) відносно точки A (див. рис. 2.11) запишемо у загальному виді рівняння (2.91) для визначення величини прирощення нормального навантаження ΔR_{zf_i} на відповідних передніх вісях сідельного багатовісного автомобіля-тягача, з урахуванням припущення щодо тотожності в рівнянні (2.41).

$$\begin{aligned} \sum \Delta M_A = 0; \qquad \Delta R_{S1} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2}) - z_T \cdot h_g \cdot P - \\ - (L_{S2} - x_T) \cdot \Delta P_{cb} - h_c \cdot P_{сг} = 0, \end{aligned} \tag{2.90}$$

$$\Delta R_{zf_i} = \frac{z_T \cdot h_g \cdot P + (L_{S2} - x_T) \cdot \Delta P_{cb} + h_c \cdot P_{сг}}{\lambda_{fi} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{2.91}$$

де $P_{сг}$ – поздовжня сила в зчіпному пристрою (див. рівняння (2.117)), Н;

ΔP_{cb} – частка вертикальної сили, що виникає в зчіпному пристрою, Н;

x_T – координата розташування зчіпного пристрою відносно першого заднього моста багатовісного КТЗ (див. рис. 2.11);

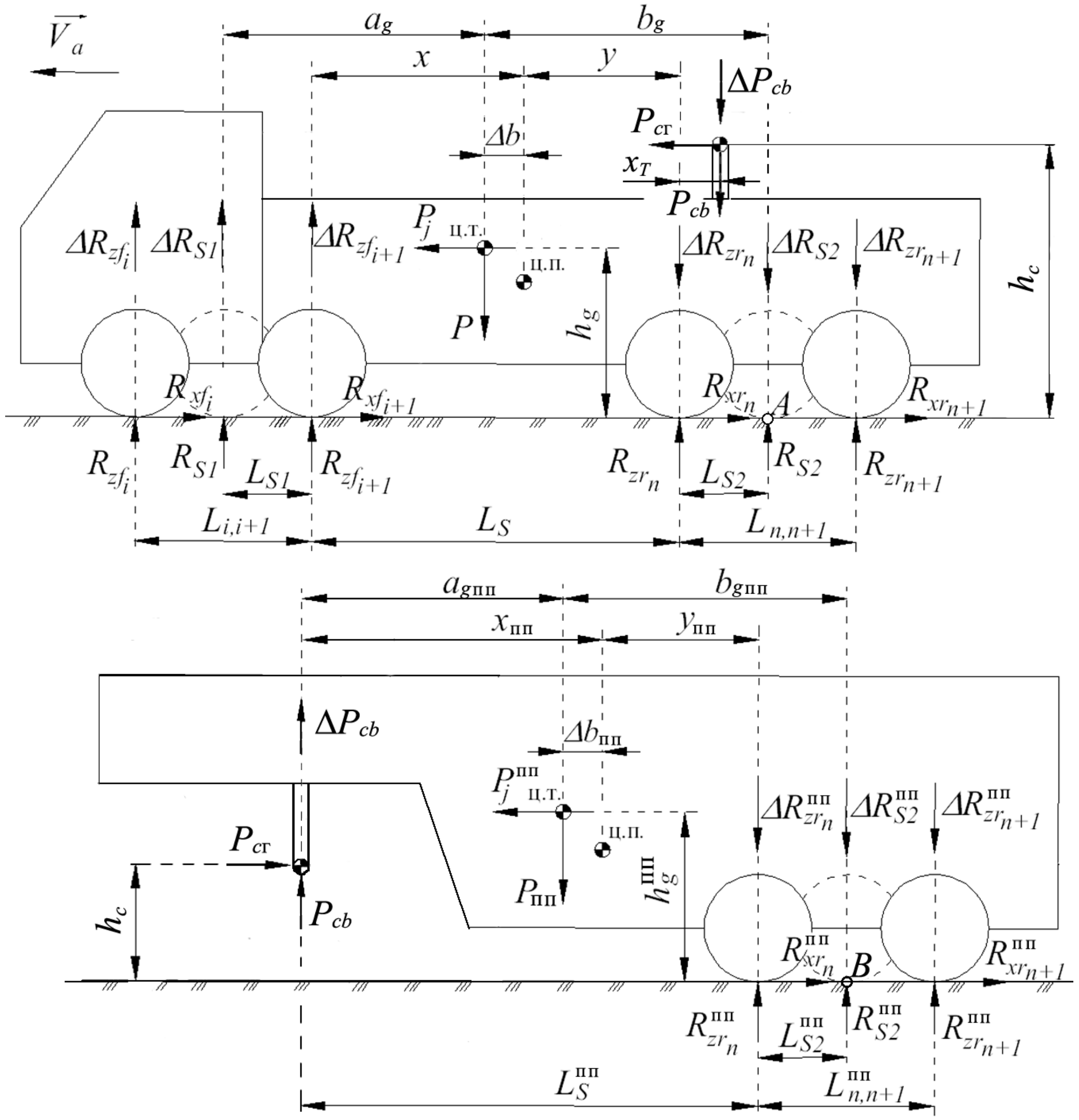


Рисунок 2.11 – Розрахункова схема сил, що діють на i-ті вісі сідельного автопоїзда під час його гальмування

Аналогічним чином запишемо й рівняння (2.92) для визначення величини прирощення нормального навантаження ΔR_{zr_n} на задніх вісях багатовісного сідельного автомобіля-тягача.

$$\Delta R_{zr_n} = -\frac{z_T \cdot h_g \cdot P + (L_{S2} - x_T) \cdot \Delta P_{cb} + h_c \cdot P_{\text{сг}}}{\lambda_{rn} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}. \tag{2.92}$$

Для балансирного візка, у разі наявності його в конструкції підвіски сідельного автомобіля-тягача, прирощення нормального навантаження на його вісі, що поєднані в балансирний візок, визначатимуться за відповідними рівняннями (2.93)– (2.96) в залежності від місця встановлення балансирного візка (спереду або позаду відносно центру тяжіння автомобіля) та порядку розташування мостів поєднаних балансирним візком (1 – спереду відносно вісі балансиру або 2 – позаду вісі балансиру).

$$\Delta R^{б}_{zf_1} = \frac{z_T \cdot h_g \cdot P + (L_{S2} - x_T) \cdot \Delta P_{cb} + h_c \cdot P_{сг}}{\lambda^{б}_{f1} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xfi} \cdot \tan\alpha, \quad (2.93)$$

$$\Delta R^{б}_{zf_2} = \frac{z_T \cdot h_g \cdot P + (L_{S2} - x_T) \cdot \Delta P_{cb} + h_c \cdot P_{сг}}{\lambda^{б}_{f2} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} - 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xfi} \cdot \tan\alpha, \quad (2.94)$$

$$\Delta R^{б}_{zr_1} = -\frac{z_T \cdot h_g \cdot P + (L_{S2} - x_T) \cdot \Delta P_{cb} + h_c \cdot P_{сг}}{\lambda^{б}_{r1} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xri} \cdot \tan\alpha, \quad (2.95)$$

$$\Delta R^{б}_{zr_2} = -\frac{z_T \cdot h_g \cdot P + (L_{S2} - x_T) \cdot \Delta P_{cb} + h_c \cdot P_{сг}}{\lambda^{б}_{r2} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} - 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xri} \cdot \tan\alpha, \quad (2.96)$$

Для балансирного візка коефіцієнти $\lambda^{б}_{fi}$ та $\lambda^{б}_{ri}$ розподілу ваги між вісями візка визначимо, як і в попередніх розділах, з залежності (2.50) та (2.51) відповідно.

Рівняння для визначення навантаження на відповідні передні та задні вісі багатовісного сідельного КТЗ, в його статичному стані, визначимо на основі розрахункової схеми сил (рис. 2.11), що діють на n-вісний КТЗ та запишемо їх у вигляді

$$R^{ст}_{zf_i} = \frac{P \cdot b_g + P_{cb} \cdot (L_{S2} - x_T)}{\lambda_{fi} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \quad (2.97)$$

$$R_{zr_n}^{\text{ст}} = \frac{P \cdot a_g + P_{cb} \cdot (L_{S1} + L_S + x_T)}{\lambda_{ri} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}. \tag{2.98}$$

При наявності балансирного візка в конструкції підвіски сідельного автомобіля-тягача, рівняння (2.97) та (2.98) матимуть відповідно вигляд

$$R_{zf_i}^{\text{ст}} = \frac{P \cdot b_g + P_{cb} \cdot (L_{S2} - x_T)}{\lambda_{fi}^{\text{б}} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{2.99}$$

$$R_{zr_n}^{\text{ст}} = \frac{P \cdot a_g + P_{cb} \cdot (L_{S1} + L_S + x_T)}{\lambda_{rn}^{\text{б}} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}. \tag{2.100}$$

Координати розташування центру тяжіння сідельного автомобіля-тягача (a_g та b_g) визначимо з залежностей (2.62), (2.63), а координати розташування умовних вісей багатовісного сідельного автомобіля-тягача (L_{S1} та L_{S2}) з залежності (2.56) та (2.57) врахувавши рівняння (2.61), (2.64) та (2.65) за аналогією, як це зроблено в попередніх розділах.

Навантаження P_{cb}, що тисне на сідельний пристрій автомобіля-тягача визначимо зі схеми навантаження вісей напівпричіпа (рис. 2.11) склавши рівняння моментів відносно точки B при відсутності динамічних складових перерозподілу ваги між колесами напівпричіпа та сідельним пристроєм автомобіля-тягача.

Отже запишемо

$$\sum M_B = 0; \qquad P_{\text{пп}} \cdot b_{g\text{пп}} - P_{cb} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}}\right) = 0, \tag{2.101}$$

звідки

$$P_{cb} = \frac{P_{\text{пп}} \cdot b_{g\text{пп}}}{L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}}}. \tag{2.102}$$

В умовах, коли замість повної маси напівпричіпа, відома тільки споряджена його маса та маса вантажу, що планується перевозити, величину навантаження P_{cb} можна визначити за залежністю (2.103), шляхом урахування поздовжніх координат розташування вантажу в напівпричіпі.

$$P_{cb} = \frac{P^{c}_{\text{пп}} \cdot b_{g\text{пп}} + \sum_{i=1}^{n} \left(P_{\text{в}i} \cdot \left(L^{\text{пп}}_{S} + L^{\text{пп}}_{S2} - L_{i} \right) \right)}{L^{\text{пп}}_{S} + L^{\text{пп}}_{S2}}, \tag{2.103}$$

де $P^{c}_{\text{пп}}$ – вага напівпричіпа в спорядженому стані, Н;

$P_{\text{в}i}$ – вага i-го вантажу, що розташовано в напівпричіпі, Н;

L_i – поздовжня координата розташування i-го вантажу в напівпричіпі відносно сідельного тягово-зчіпного пристрою КТЗ, м.

Поздовжня координата L_i визначається у відповідності до схеми зображеної на рис. 2.12

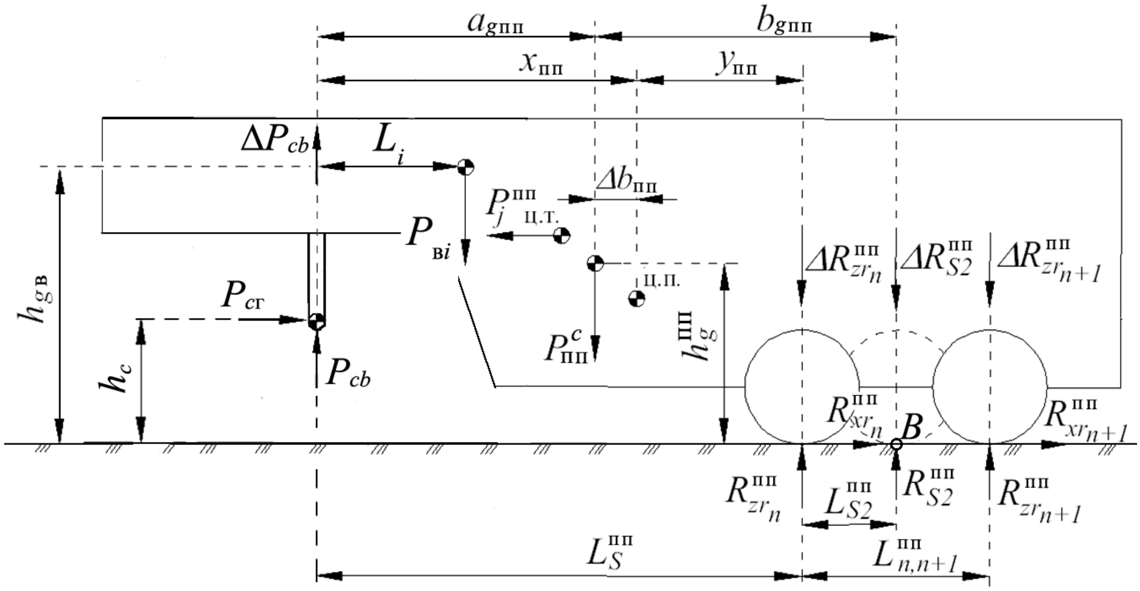


Рисунок 2.12 – Розрахункова схема сил, що діють на i-ті вісі напівпричіпа під час його гальмування з урахуванням координат розташування вантажу в кузові напівпричіпа

Навантаження на відповідні вісі багатовісного напівпричіпа, в його статичному стані, визначимо на основі розрахункової схеми сил (рис. 2.12) за умови використання прийнятої концепції розподілу ваги між мостами багатовісного КТЗ, у вигляді

$$R_{zr_n}^{\text{ст\_пп}} = \frac{P_{\text{пп}}^{c} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}} - b_{g\text{пп}}\right) +}{\lambda_{rn} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}}\right)} \longrightarrow$$
$$\longrightarrow \frac{+ \sum_{i=1}^{n} P_{\text{в}i} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}}\right) - \sum_{i=1}^{n} \left(P_{\text{в}i} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}} - L_i\right)\right)}{\lambda_{rn} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}}\right)}. \tag{2.104}$$

У разі наявності в конструкції підвіски багатовісного напівпричіпа балансирного візка залежність (2.105) прийме вигляд

$$R_{zr_n}^{\text{ст\_пп}} = \frac{P_{\text{пп}}^{c} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}} - b_{g\text{пп}}\right) +}{\lambda_{rn}^{\text{б}} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}}\right)} \longrightarrow$$
$$\longrightarrow \frac{+ \sum_{i=1}^{n} P_{\text{в}i} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}}\right) - \sum_{i=1}^{n} \left(P_{\text{в}i} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}} - L_i\right)\right)}{\lambda_{rn}^{\text{б}} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}}\right)}. \tag{2.105}$$

Відстань розташування умовної вісі ($L_{S2}^{\text{пп}}$) визначимо з залежності (2.106), що аналогічна залежності (2.57).

$$L_{S2}^{\text{пп}} = b_{g\text{пп}} - \left(y_{\text{пп}} + \Delta b_{\text{пп}}\right). \tag{2.106}$$

Координату $b_{g\text{пп}}$ визначимо на основі вагово-геометричних параметрів напівпричіпа за залежністю (2.107), яка аналогічна залежності (2.63) та відрізняється від неї тільки заміною суми вертикальних навантажень передніх вісей $\sum_{i=1}^{k} R_{zfi}$ на навантаження P_{cb}, що припадає на тягово-зчіпний пристрій автомобіля-тягача.

Отже запишемо

$$b_{g\text{пп}} = \frac{P_{cb} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} - \Delta b_{\text{пп}}\right)}{P_{\text{пп}}^{c} + \sum_{i=1}^{n} P_{\text{в}i}} + \frac{P_{cb} \cdot \sum_{n=1}^{p} \left(L_{n,n+1}^{\text{пп}} \cdot \sum_{m=n+1}^{p} R_{zr_m}^{\text{пп}}\right)}{\left(P_{\text{пп}}^{c} + \sum_{i=1}^{n} P_{\text{в}i}\right) \cdot \sum_{n=1}^{p} R_{zr_n}^{\text{пп}}}. \qquad (2.107)$$

Координату $y_{\text{пп}}$, за аналогією з рівнянням (2.61), визначимо з залежності (2.108), якщо врахувати величину координати $x_{\text{пп}}$ через ваговогеометричні параметри напівпричіпа.

Отже запишемо рівняння $y_{\text{пп}}$ у вигляді

$$y_{\text{пп}} = L_S^{\text{пп}} - \frac{a_{g\text{пп}} \cdot P_{cb} - \sum_{n=1}^{p} \left(L_{n,n+1}^{\text{пп}} \cdot \sum_{m=n+1}^{p} R_{zr_m}^{\text{пп}}\right)}{\sum_{n=1}^{p} R_{zr_n}^{\text{пп}}}. \qquad (2.108)$$

Відстань $\Delta b_{\text{пп}}$ на яку віддалено центр пружності системи від центру тяжіння багатовісного напівпричіпа визначимо з виразу (2.109) на основі пружності підвісок встановлених на ньому та використовуючи схему повороту рами напівпричіпа відносно центру пружності системи, що позначений на рисунку 2.13 як "ц.п.".

При визначенні відстані $\Delta b_{\text{пп}}$ слід врахувати пружність $C_j^{\text{пп}}$ опорної системи напівпричіпа, наприклад, тягово-зчіпного пристрою автомобіля-тягача. Якщо вважати, що тягово-зчіпний пристрій буде абсолютно жорстким, то відстань $\Delta b_{\text{пп}}$ матиме найменшу величину, яка буде зсуватися в бік тягово-зчіпного пристрою. При цьому цент тяжіння напівпричіпа буде переміщуватися догори на найменшу величину, намагаючись підняти задню частину напівпричіпа й нахилити її відносно тягово-зчіпного пристрою автомобіля.

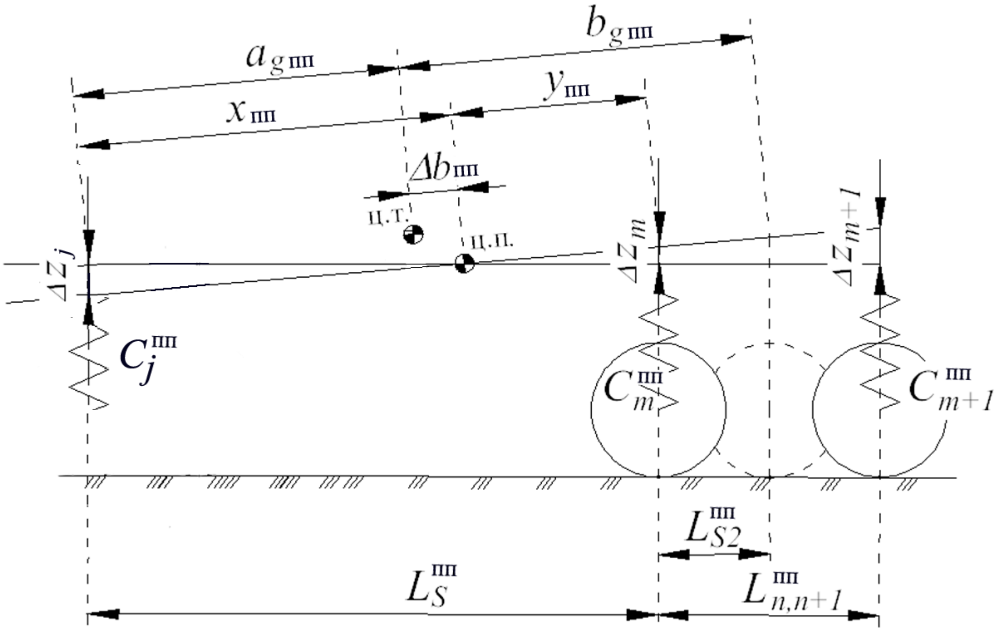


Рисунок 2.13 – Схема повороту рами напівпричіпа в наслідок деформації його підвісок під час гальмування автопоїзда

У разі, якщо прийняти, що пружність $C_j^{пп}$ є середньою величиною пружності задніх підвісок автомобіля-тягача, то відстань зсуву $\Delta b_{пп}$ в бік автомобіля-тягача буде більшою, що призведе до більшого переміщення рами напівпричіпа відносно його мостів догори в наслідок гальмування автопоїзда.

Таким чином, на основі прийнятої в роботі концепції, запишемо рівняння для визначення $\Delta b_{пп}$ у вигляді

$$\Delta b_{пп} = x_{пп} - \frac{L_S^{пп} \cdot \sum\limits_{i=1}^{p} C_i^{пп} + \sum\limits_{n=1}^{p-1} \left(L_{n,n+1}^{пп} \cdot \sum\limits_{m=n+1}^{p} C_m^{пп} \right)}{C_j^{пп} + \sum\limits_{i=1}^{p} C_i^{пп}}, \tag{2.109}$$

де $C_i^{пп}$ та $C_m^{пп}$ – суми пружностей підвісок відповідних мостів напівпричіпа, Н/м;

$C_j^{пп}$ – пружність опорної системи напівпричіпа, Н/м;

p – кількість вісей напівпричіпа.

В рівнянні (2.109) у разі виконання умови $(p-1) < 1$ величина $L_{n,n+1}^{\text{пп}} = 0$.

Таким чином всі складові, що дозволяють розрахувати статичне навантаження на вісі напівпричіпа, повністю визначені. Для моделювання динаміки гальмування сідельного багатовісного КТЗ залишилося визначити тільки величину перерозподілу ваги між тягово-зчіпним пристроєм автомобіля тягача та вісями напівпричіпа.

Для визначення динамічного перерозподілу вертикального навантаження між осями напівпричіпа та тягово-зчіпним пристроєм автомобіля-тягача використаємо аналогічний підхід, як і в попередніх розділах. Склавши рівняння моментів величин перерозподілу ваги відносно точки B (див. рис. 2.12)

$$\sum \Delta M_B = 0; \qquad \begin{aligned} &\Delta R_{cb} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}}\right) + h_c \cdot P_{\text{сг}} - \\ &- z_{\text{пп}} \cdot 0,5 \cdot \left(h_g^{\text{пп}} + h_{g\text{в}}\right) \cdot P_{\text{пп}} = 0, \end{aligned} \tag{2.110}$$

$$\Delta R_{cb} = \frac{z_{\text{пп}} \cdot \left(h_g^{\text{пп}} + h_{g\text{в}}\right) \cdot \left(P_{\text{пп}}^c + P_{\text{в}i}\right) - h_c \cdot P_{\text{сг}}}{2 \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}}\right)}, \tag{2.111}$$

де $z_{\text{пп}}$ – коефіцієнт гальмування напівпричіпа;

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

$P_{\text{пп}} = \left(P_{\text{пп}}^c + P_{\text{в}i}\right)$ – вага завантаженого напівпричіпа, Н.

Динамічний перерозподіл вертикального навантаження на відповідних вісях напівпричіпа визначимо з рівняння (2.112) через рівняння (2.111) та коефіцієнт перерозподілу ваги $\lambda_{rn}^{\text{пп}}$ між суміжними мостами напівпричіпа.

$$\Delta R_{zr_n}^{\text{пп}} = -\frac{\Delta R_{cb}}{\lambda_{rn}^{\text{пп}}} = -\frac{z_{\text{пп}} \cdot \left(h_g^{\text{пп}} + h_{g\text{в}}\right) \cdot \left(P_{\text{пп}}^c + P_{\text{в}i}\right) - h_c \cdot P_{\text{сг}}}{2 \cdot \lambda_{rn}^{\text{пп}} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}}\right)}. \tag{2.112}$$

Коефіцієнт перерозподілу ваги $\lambda_{ri}^{\text{пп}}$ між суміжними мостами напівпричіпа не складно визначити, якщо використати принцип подібності щодо рівняння (2.44).

У разі використання балансирного візка в конструкції підвіски напівпричіпа коефіцієнт перерозподілу ваги $\lambda_{ri}^{\text{б\_пп}}$ визначатиметься аналогічно рівнянню (2.51), при цьому рівняння (2.112) для моста, що розташовано попереду балансиру прийме вигляд (2.113), а для моста, що розташовано позаду балансиру прийме вигляд (2.114).

$$\Delta R_{zr_1}^{\text{б\_пп}} = -\frac{z_{\text{пп}} \cdot \left(h_g^{\text{пп}} + h_{g\text{в}}\right) \cdot \left(P_{\text{пп}}^{c} + P_{\text{в}i}\right) - h_c \cdot P_{\text{сг}}}{2 \cdot \lambda_{r1}^{\text{б\_пп}} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}}\right)} + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xri} \cdot \tan\alpha, \quad (2.113)$$

$$\Delta R_{zr_2}^{\text{б\_пп}} = -\frac{z_{\text{пп}} \cdot \left(h_g^{\text{пп}} + h_{g\text{в}}\right) \cdot \left(P_{\text{пп}}^{c} + P_{\text{в}i}\right) - h_c \cdot P_{\text{сг}}}{2 \cdot \lambda_{r2}^{\text{б\_пп}} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}}\right)} - 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xri} \cdot \tan\alpha, \quad (2.114)$$

де $\lambda_{ri}^{\text{б\_пп}}$ – коефіцієнти розподілу ваги на i-ту вісь балансирного візка напівпричіпа.

Частка поздовжньої сили $P_{\text{сг}}$, що виникає в зчіпному пристрою визначимо за аналогією з розділом 2.1.4 на основі міжнародних вимог [45] у відповідності до яких необхідно під час проектування гальмової системи напівпричіпа узгоджувати (див. рис. 2.14) коефіцієнт його гальмування ($z_{\text{пп}}$) із коефіцієнтом гальмування сідельного автомобіля-тягача (z_T).

Для ідеального випадку гальмування багатовісного сідельного автопоїзду при умові виконання співвідношення $z_{\text{пп}} = z_T$ запишемо суму поздовжніх сил для автомобіля-тягача та напівпричіпа відповідно у вигляді

$$\sum F_x^T = 0; \qquad z_T \cdot P + P_{\text{сг}} - \sum R_{xf_i} - \sum R_{xr_i} = 0, \quad (2.115)$$

$$\sum F_x^{\text{пп}} = 0; \qquad z_{\text{пп}} \cdot P_{\text{пп}} - P_{\text{сг}} - \sum R_{xr_i}^{\text{пп}} = 0. \quad (2.116)$$

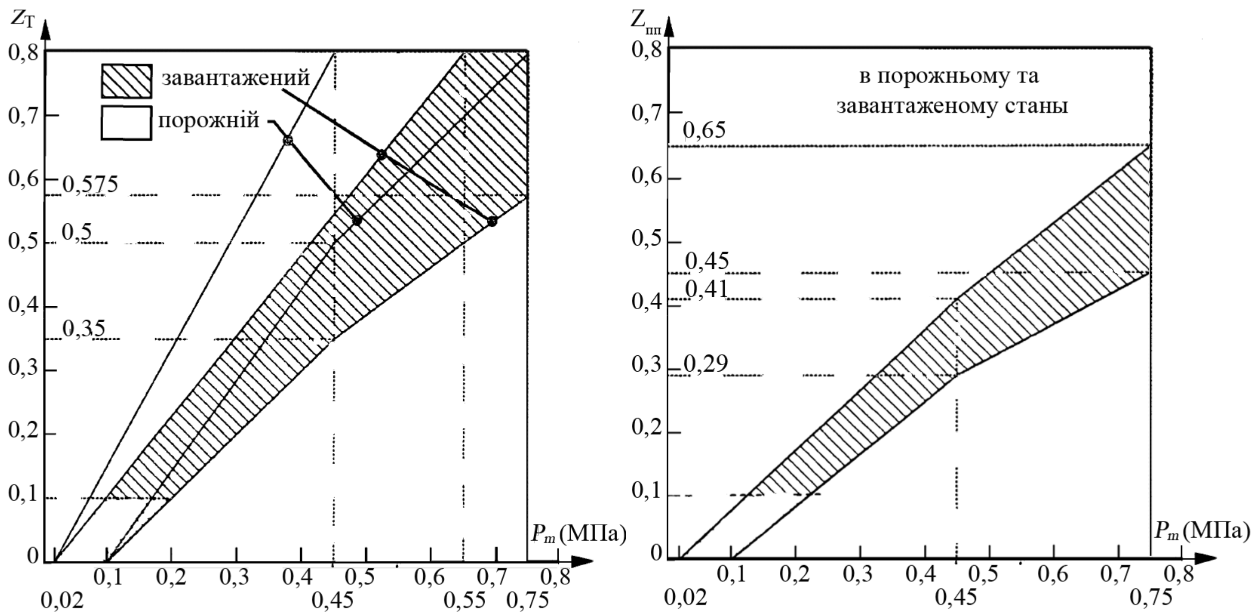


Рисунок 2.14 – Діаграма співвідношень коефіцієнтів гальмування автомобіля-тягача та напівпричіпа в залежності від тиску в магістралі керування гальмами напівпричіпа: а) для автомобіля-тягача; б) для напівпричіпа

Якщо прирівняти рівняння (2.115) до (2.116) не складно отримати залежність для визначення поздовжньої сили $P_{cг}$.

Отже запишемо

$$P_{cг} = \frac{\left(\sum R_{xf_i} + \sum R_{xr_n}\right) \cdot \left(P^c_{пп} + P_{вi}\right) - \sum R^{пп}_{xr_n} \cdot P}{P + P^c_{пп} + P_{вi}}. \qquad (2.117)$$

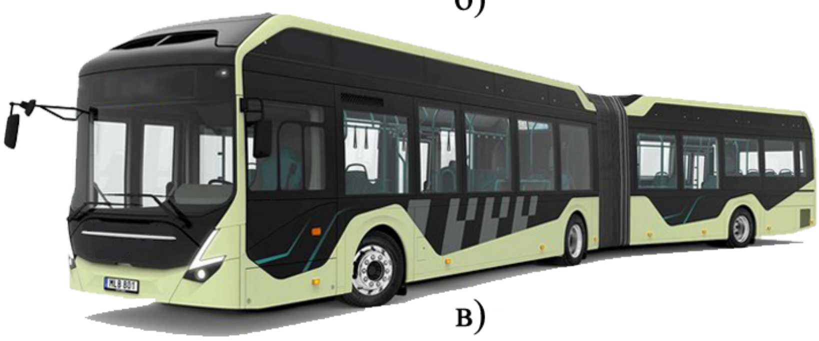
Аналіз структури рівняння (2.117) показує, що при відсутності гальмових сил на колесах напівпричіпа зусилля $P_{cг}$ матиме позитивний знак, що збільшить перерозподіл навантаження на вісях сідельного автомобіля-тягача.

Гальмування тільки за рахунок гальмових сил на колесах напівпричіпа призведе до зменшення величини перерозподілу вертикальних навантажень на вісях автомобіля-тягача, а в разі ідеалізованого співвідношення відповідних добутків гальмових сил на відповідну вагу автомобіля-тягача (P) та напівпричіпа ($P_{\text{пп}} = P^{c}_{\text{пп}} + P_{\text{в}i}$) дозволяє отримати нульове зусилля в тягово-зчіпному пристрої сідельного автопоїзда.

2.1.6. Метод визначення величини прирощення нормального навантаження до статичного на i-ій вісі зчленованого колісного транспортного засобу. Зчленовані колісні транспортні засоби з жорстким дишлом причепа (центральними осями) часто використовуються в багатьох країнах світу, під час міжміських перевезень вантажів (рис. 2.15 а та б) або в межах міста під час пасажирських перевезень (рис. 2.15 в).

а)

б)



в)

Рисунок 2.15 – Приклади використання зчленованих КТЗ з великою кількістю вісей: а) для перевезення автомобілів; б) для перевезення товарів господарського значення; в) для перевезення пасажирів

Для таких транспортних засобів величина прирощення нормального навантаження до статичного, на відповідних його вісях, може бути визначена на основі схеми зображеної на рисунку 2.16.

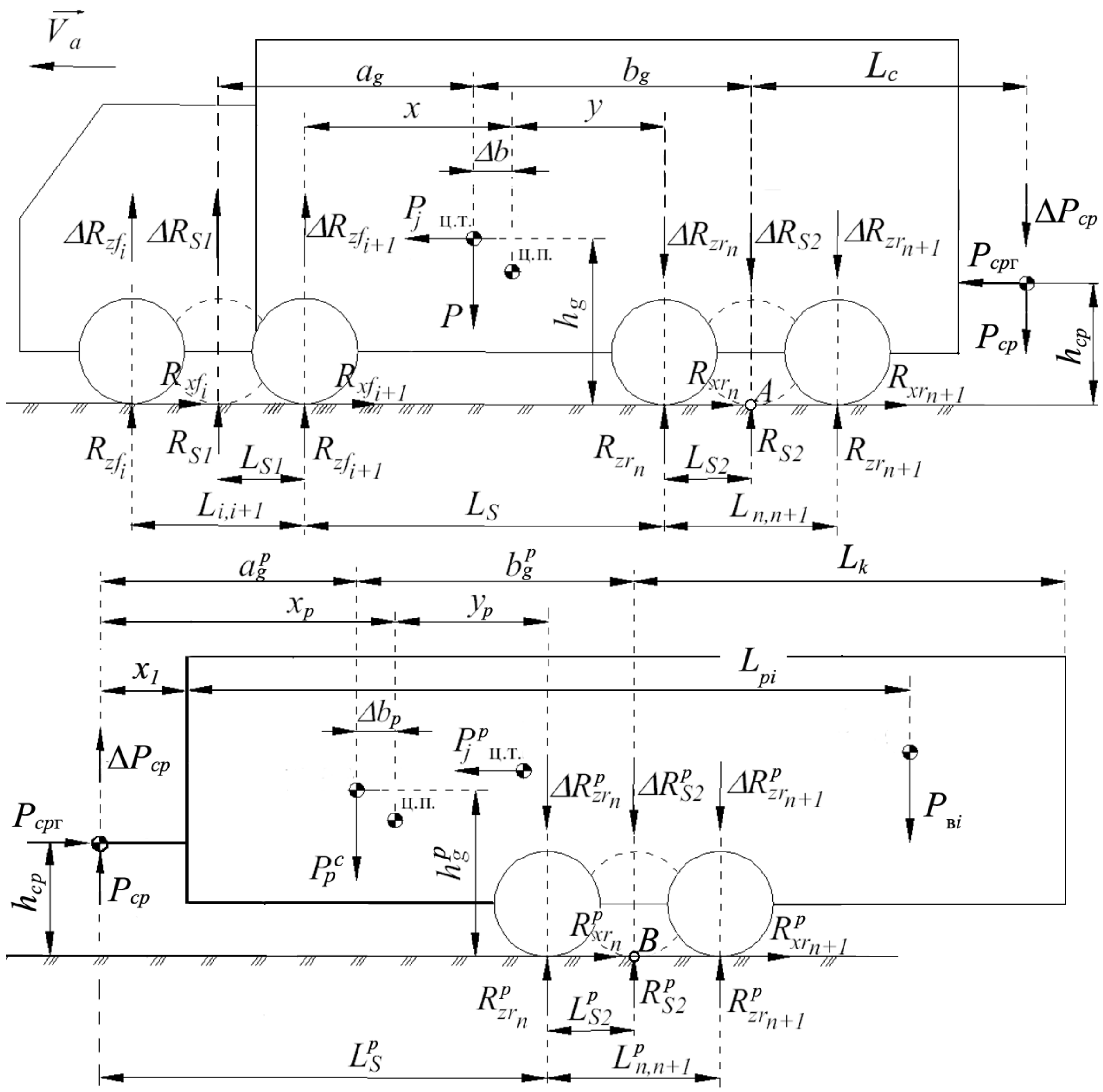


Рисунок 2.16 – Розрахункова схема сил, що діють на i-ті вісі зчленованого колісного транспортного засобу під час його гальмування з урахуванням координат розташування вантажу в кузові причепа з центральними вісями

Для автомобіля-тягача позначення на схемі приймемо аналогічні позначенням наведеним в розділі 2.1.3, а для причепа з центральними вісями введемо в геометричні розміри індекс "p".

Склавши рівняння моментів (2.118) відносно точки A (рис. 2.16) запишемо рівняння (2.119) у загальному вигляді для визначення величини прирощення нормального навантаження ΔR_{zf_i} на відповідних передніх вісях автомобіля-тягача, якщо припустити тотожність в рівнянні (2.41), аналогічно тому, як це зроблено в розділі 2.1.3.

$$\begin{aligned} \sum \Delta M_A = 0; \quad & \Delta R_{S1} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2}) - z_T \cdot h_g \cdot P - \\ & -h_{cp} \cdot P_{cp\text{г}} + L_c \cdot \Delta P_{cp} = 0, \end{aligned} \tag{2.118}$$

$$\Delta R_{zf_i} = \frac{\Delta R_{S1}}{\lambda_{fi}} = \frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_{cp} \cdot P_{cp\text{г}} - L_c \cdot \Delta P_{cp}}{\lambda_{fi} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{2.119}$$

де z_T – коефіцієнт гальмування автомобіля-тягача;

h_{cp} – висота розташування тягово-зчіпного пристрою, м;

L_c – відстань від умовної задньої вісі автомобіля тягача до місця розташування тягово-зчіпного пристрою, м;

$P_{cp\text{г}}$ – поздовжня сила, що виникає в тягово-зчіпному пристрою, Н;

ΔP_{cp} – вертикальна сила, що виникає в тягово-зчіпному пристрою, Н;

P – вага автомобіля тягача з урахуванням ваги причепа з центральними вісями, Н.

Аналогічним чином запишемо й рівняння (2.120) для визначення величини прирощення нормального навантаження ΔR_{zr_n} на задніх вісях зчленованого багатовісного колісного транспортного засобу.

$$\Delta R_{zr_n} = -\frac{\Delta R_{S1}}{\lambda_{rn}} = -\frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_{cp} \cdot P_{cp\text{г}} - L_c \cdot \Delta P_{cp}}{\lambda_{rn} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}. \tag{2.120}$$

У разі використання в конструкції підвіски балансирного візка прирощення нормального навантаження на вісі автомобіля-тягача, що поєднані у балансирний візок, визначатимуться за аналогією з підходом, що описано в підрозділі 2.1.3, при цьому рівняння (2.67) для передніх вісей КТЗ та рівняння (2.68) для його задніх вісей матиме відповідно вигляд (2.121)– (2.124) в залежності від порядку розташування мостів поєднаних балансирним візком (1 – спереду відносно вісі балансиру або 2 – позаду вісі балансиру).

$$\Delta R^{б}_{zf_1} = \frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_{cp} \cdot P_{cpг} - L_c \cdot \Delta P_{cp}}{\lambda^{б}_{f1} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xfi} \cdot \tan\alpha, \tag{2.121}$$

$$\Delta R^{б}_{zf_2} = \frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_{cp} \cdot P_{cpг} - L_c \cdot \Delta P_{cp}}{\lambda^{б}_{f2} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} - 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xfi} \cdot \tan\alpha, \tag{2.122}$$

$$\Delta R^{б}_{zr_1} = -\frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_{cp} \cdot P_{cpг} - L_c \cdot \Delta P_{cp}}{\lambda^{б}_{r1} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xri} \cdot \tan\alpha, \tag{2.123}$$

$$\Delta R^{б}_{zr_2} = -\frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_{cp} \cdot P_{cpг} - L_c \cdot \Delta P_{cp}}{\lambda^{б}_{r2} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})} - 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xri} \cdot \tan\alpha, \tag{2.124}$$

Для балансирного візка коефіцієнти $\lambda^{б}_{fi}$ та $\lambda^{б}_{ri}$ розподілу ваги між вісями візка визначаються, як і в попередніх розділах з залежності (2.50) та (2.51) відповідно.

На основі розрахункової схеми сил (див. рис. 2.16), що діють на n-вісний зчленований багатовісний автопоїзд запишемо рівняння для визначення навантаження на відповідні передні та задні вісі автомобіля-тягача, в його статичному стані, у вигляді

$$R^{ст}_{zf_i} = \frac{P \cdot b_g - P_{cp} \cdot L_c}{\lambda_{fi} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{2.125}$$

$$R^{ст}_{zr_n} = \frac{P \cdot a_g + P_{cp} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2} + L_c)}{\lambda_{ri} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}. \tag{2.126}$$

У разі наявності балансирного візка в конструкції підвіски автомобіля-тягача, рівняння (2.125) та (2.126) матимуть відповідно вигляд

$$R_{zf_i}^{\text{ст}} = \frac{P \cdot b_g - P_{cp} \cdot L_c}{\lambda_{fi}^{\text{б}} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{2.127}$$

$$R_{zr_n}^{\text{ст}} = \frac{P \cdot a_g + P_{cp} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2} + L_c)}{\lambda_{rn}^{\text{б}} \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}. \tag{2.128}$$

Координати розташування центру тяжіння автомобіля-тягача (a_g та b_g) визначимо з залежностей (2.62), (2.63), а координати розташування умовних вісей зчленованого багатовісного автомобіля-тягача (L_{S1} та L_{S2}) з залежності (2.56) та (2.57) врахувавши рівняння (2.61), (2.64) та (2.65), аналогічно тому, як це зроблено в розділі 2.1.3.

Розглядаючи причіпну ланку зчленованого КТЗ окремо від автомобіля-тягача (див. рис. 2.17) можна побачити, що схема дії сил на причеп з центральними вісями еквівалентна схемі дії сил на напівпричіп (див. рис. 2.12) та відрізняється від неї тільки обмеженнями щодо розташування вантажу в межах кузова причепа (вантаж в причепі з центральними вісями можна розташувати від тягово-зчіпного пристрою на відстані не ближче ніж x_1).

Навантаження P_{cp}, що тисне на тягово-зчіпний пристрій автомобіля-тягача визначимо зі схеми навантаження вісей причепа з центральними вісями (див. рис. 2.17) склавши рівняння моментів відносно точки B при відсутності динамічних складових перерозподілу ваги між колесами причіпної ланки та тягово-зчіпним пристроєм автомобіля-тягача.

Отже для спорядженого причепа запишемо

$$\sum M_B = 0; \qquad P_p^c \cdot b_g^p - P_{cp} \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p\right) = 0. \tag{2.129}$$

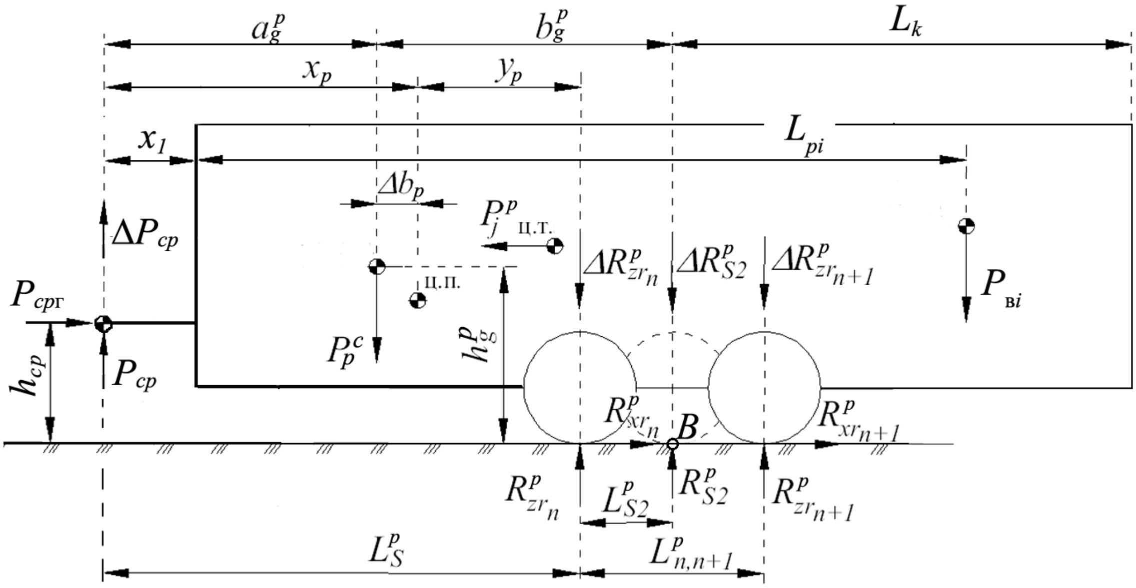


Рисунок 2.17 – Розрахункова схема сил, що діють на i-ті вісі причепа з центральними вісями під час його гальмування

З рівняння (2.129) отримаємо

$$P_{cp} = \frac{P_p^c \cdot b_g^p}{L_S^p + L_{S2}^p}, \tag{2.130}$$

де P_p^c – вага причепа з центральними вісями в спорядженому стані, Н;

b_g^p – умовна координата розташування центру тяжіння причіпної ланки (позначено на рис. 2.17), м;

L_S^p – відстань, між тягово-зчіпним пристроєм та першою віссю причепа (позначено на рис. 2.17), м;

L_{S2}^p – відстань, між першою віссю причепа та його умовною віссю (позначено на рис. 2.17), м.

В умовах, коли причіп завантажено вантажем вагою $P_{вi}$, величина навантаження P_{cp} може бути визначена за залежністю (2.131), шляхом урахування поздовжніх координат L_{pi} розташування вантажу в кузові причепа.

$$P_{cp} = \frac{P_p^c \cdot b_g^p + \sum_{i=1}^{n} \left(P_{\text{в}i} \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p - L_{pi} - x_1 \right) \right)}{L_S^p + L_{S2}^p}, \tag{2.131}$$

де $P_{\text{в}i}$ – вага i-го вантажу, що розташовано в кузові причепа, Н;

L_{pi} – поздовжня координата розташування i-го вантажу в кузові причепа відносно передньої стінки кузова (позначено на рис. 2.17), м;

x_1 – відстань між передньою стінкою кузова причепа та тягово-зчіпним пристроєм (позначено на рис. 2.17), м.

Навантаження на відповідні вісі причепа, в його статичному стані, визначимо на основі розрахункової схеми сил (див. рис. 2.17) у вигляді

$$R_{S2}^p = P_p^c + \sum_{i=1}^{n} P_{\text{в}i} - P_{cp}. \tag{2.132}$$

звідки, на основі концепції прийнятої в підрозділі 2.1.3, отримаємо в загальному вигляді рівняння

$$R_{zr_n}^{\text{ст\_р}} = \frac{R_{S2}^p}{\lambda_{rn}^p} = \frac{P_p^c \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p - b_g^p \right) +}{\lambda_{rn}^p \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p \right)} \longrightarrow$$
$$\longrightarrow \frac{+ \sum_{i=1}^{n} P_{\text{в}i} \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p \right) - \sum_{i=1}^{n} \left(P_{\text{в}i} \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p - L_{pi} - x_1 \right) \right)}{\lambda_{rn}^p \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p \right)}. \tag{2.133}$$

У разі наявності в конструкції підвіски причепа з центральними вісями балансирного візка залежність (2.133) прийме вигляд (2.134) та буде відрізнятися віз залежності (2.133) тільки коефіцієнтом розподілу ваги $\lambda_{rn}^{\text{б\_}p}$ між мостами поєднаними у балансирний візок.

$$R_{zr_n}^{\text{ст\_р}} = \frac{R_{S2}^{p}}{\lambda_{rn}^{\text{б}\_p}} = \frac{P_p^c \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p - b_g^p\right) +}{\lambda_{rn}^{\text{б}\_p} \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p\right)} \longrightarrow$$
$$\longrightarrow \frac{+\sum\limits_{i=1}^{n} P_{\text{в}i} \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p\right) - \sum\limits_{i=1}^{n}\left(P_{\text{в}i} \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p - L_i - x_1\right)\right)}{\lambda_{rn}^{\text{б}\_p} \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p\right)}. \tag{2.134}$$

Відстань розташування умовної вісі (L_{S2}^p) визначимо з залежності (2.135), що аналогічна залежності (2.106) та (2.57).

$$L_{S2}^p = b_g^p - \left(y_p + \Delta b_p\right). \tag{2.135}$$

Координату b_g^p, як і в попередніх розділах, визначимо на основі ваговогеометричних параметрів причепа з b-ою кількістю вісей, за залежністю (2.136), яка аналогічна залежності (2.63) та відрізняється від неї тільки заміною суми вертикальних навантажень передніх вісей $\sum\limits_{i=1}^{k} R_{zfi} = R_{S1}$ на навантаження P_{cp}, що припадає на тягово-зчіпний пристрій зчленованого автомобіля-тягача.

$$b_g^p = \frac{P_{cp} \cdot \left(L_S^p - \Delta b_p\right)}{P_p^c + \sum\limits_{i=1}^{n} P_{\text{в}i}} + \frac{P_{cp} \cdot \sum\limits_{n=1}^{b}\left(L_{n,n+1}^p \cdot \sum\limits_{m=n+1}^{b} R_{zr_m}^p\right)}{\left(P_p^c + \sum\limits_{i=1}^{n} P_{\text{в}i}\right) \cdot \sum\limits_{n=1}^{b} R_{zr_n}^p}. \tag{2.136}$$

Координату y_p, визначимо з залежності (2.137), яка за структурою аналогічна залежності (2.108).

$$y_p = L_S^p - \frac{a_g^p \cdot P_{cp} - \sum\limits_{n=1}^{b}\left(L_{n,n+1}^p \cdot \sum\limits_{m=n+1}^{b} R_{zr_m}^p\right)}{\sum\limits_{n=1}^{b} R_{zr_n}^p}. \tag{2.137}$$

Відстань Δb_p на яку віддалено центр пружності системи від центру тяжіння причепа з центральними вісями визначимо на основі пружності підвісок встановлених на ньому з виразу (2.138), що за структурою аналогічний виразу (2.109).

$$\Delta b_p = x_p - \frac{L_S^p \cdot \sum\limits_{i=1}^{b} C_i^p + \sum\limits_{n=1}^{b-1} \left(L_{n,n+1}^p \cdot \sum\limits_{m=n+1}^{b} C_m^p \right)}{C_j^p + \sum\limits_{i=1}^{b} C_i^p}, \tag{2.138}$$

де C_i^p та C_m^p – суми пружностей підвісок розташованих на відповідних мостах причепа з центральними вісями, Н/м;

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

В рівнянні (2.138) у разі виконання умови $(b-1) < 1$ величина $L_{n,n+1}^p = 0$.

У разі, якщо прийняти, що пружність C_j^p дорівнює середній величині пружності задніх підвісок зчленованого автомобіля-тягача, то відстань зсуву Δb_p в бік автомобіля-тягача буде найбільшою ніж у випадку коли $C_j^p = 0$.

Таким чином всі складові для розрахунку статичних навантажень вісей причепа з жорстким дишлом, повністю визначені.

Величину динамічного перерозподілу вертикального навантаження, яке буде навантажувати тягово-зчіпний пристрій зчленованого автомобіля-тягача визначимо склавши рівняння моментів величин перерозподілу ваги відносно точки B (див. рис. 2.17)

$$\begin{aligned} \sum \Delta M_B = 0; \quad \Delta R_{cp} \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p \right) + h_{cp} \cdot P_{cp\text{г}} - \\ - z_p \cdot 0,5 \cdot \left(h_g^p + h_{g\text{в}} \right) \cdot P_p = 0, \end{aligned} \tag{2.139}$$

$$\Delta R_{cp} = \frac{z_p \cdot \left(h_g^p + h_{g\text{в}} \right) \cdot \left(P_p^c + P_{\text{в}i} \right) - h_{cp} \cdot P_{cp\text{г}}}{2 \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p \right)}, \tag{2.140}$$

де z_p – коефіцієнт гальмування причепа з центральними вісями;

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

$P_p = \left(P_p^c + P_{\text{в}i}\right)$ – вага завантаженого причепа з жорстким дишлом, Н.

Динамічний перерозподіл вертикального навантаження на відповідних вісях причепа з центральними вісями визначимо з рівняння (2.141) через рівняння (2.140) та коефіцієнт перерозподілу ваги λ_{rn}^p між суміжними мостами напівпричіпа.

$$\Delta R_{zr_n}^p = -\frac{\Delta R_{cp}}{\lambda_{rn}^p} = -\frac{z_p \cdot \left(h_g^p + h_{g\text{в}}\right) \cdot \left(P_p^c + P_{\text{в}i}\right) - h_{cp} \cdot P_{cp\text{г}}}{2 \cdot \lambda_{rn}^p \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p\right)}. \qquad (2.141)$$

Коефіцієнт перерозподілу ваги λ_{rn}^p між суміжними мостами причепа на основі подібності рівняння (2.44).

У разі використання балансирного візка, в конструкції підвіски причепа з центральними вісями, коефіцієнт перерозподілу ваги$\lambda_{rn}^{\text{б_р}}$ визначатиметься аналогічно рівнянню (2.51), при цьому рівняння (2.141) для моста, що розташовано попереду балансиру прийме вигляд (2.142), а для моста, що розташовано позаду балансиру прийме вигляд (2.143).

$$\Delta R_{zr_1}^{\text{б\_р}} = -\frac{z_p \cdot \left(h_g^p + h_{g\text{в}}\right) \cdot \left(P_p^c + P_{\text{в}i}\right) - h_{cp} \cdot P_{cp\text{г}}}{2 \cdot \lambda_{r1}^{\text{б\_р}} \cdot \left(L_S^{\text{пп}} + L_{S2}^{\text{пп}}\right)} + 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xri} \cdot \tan\alpha, \quad (2.142)$$

$$\Delta R_{zr_2}^{\text{б\_р}} = -\frac{z_p \cdot \left(h_g^p + h_{g\text{в}}\right) \cdot \left(P_p^c + P_{\text{в}i}\right) - h_{cp} \cdot P_{cp\text{г}}}{2 \cdot \lambda_{r2}^{\text{б\_р}} \cdot \left(L_S^p + L_{S2}^p\right)} - 0,5 \cdot \sum_{i=1}^{2} R_{xri} \cdot \tan\alpha, \quad (2.143)$$

де $\lambda_{ri}^{\text{б\_р}}$ – коефіцієнти розподілу ваги на i-ту вісь балансирного візка причепа.

Частка поздовжньої сили $P_{cp\text{г}}$, що виникає в тягово-зчіпному пристрою визначимо за аналогією з розділом 2.1.5 на основі міжнародних вимог [45] у відповідності до яких необхідно під час проектування гальмової системи причепа узгоджувати (див. рис. 2.10) коефіцієнт його гальмування (z_p) із коефіцієнтом гальмування автомобіля-тягача (z_T).

Для ідеалізованого випадку гальмування багатовісного зчленованого автопоїзду при умові виконання співвідношення $z_p = z_T$ запишемо суму поздовжніх сил для автомобіля-тягача та причепа відповідно у вигляді (2.144) та (2.145) використовуючи схему сил зображену на рисунку 2.16.

$$\sum F_x^T = 0; \qquad z_T \cdot P + P_{cp\text{г}} - \sum R_{xf_i} - \sum R_{xr_i} = 0, \tag{2.144}$$

$$\sum F_x^p = 0; \qquad z_p \cdot P_p - P_{cp\text{г}} - \sum R_{xr_i}^p = 0. \tag{2.145}$$

Якщо прирівняти рівняння (2.144) до (2.145) не складно отримати залежність для визначення поздовжньої сили $P_{cp\text{г}}$.

Отже запишемо

$$P_{cp\text{г}} = \frac{\left(\sum R_{xf_i} + \sum R_{xr_i}\right) \cdot \left(P_p^c + P_{\text{в}i}\right) - \sum R_{xr_i}^p \cdot P}{P + P_p^c + P_{\text{в}i}}. \tag{2.146}$$

Аналіз структури рівняння (2.146) показує, що при відсутності гальмових сил на колесах причепа зусилля $P_{cp\text{г}}$ матиме позитивний знак, що збільшить перерозподіл навантаження на вісях зчленованого автомобіля-тягача.

Гальмування тільки за рахунок гальмових сил на колесах причепа призведе до зменшення величини перерозподілу вертикальних навантажень на вісях автомобіля-тягача, а в разі ідеалізованого співвідношення відповідних добутків гальмових сил на відповідну вагу автомобіля-тягача (P) та причепа ($P_p = P_p^c + P_{\text{в}i}$) дозволяє отримати нульове зусилля в тягово-зчіпному пристрої зчленованого автопоїзда.

2.2. Концепція визначення коефіцієнта гальмування багатовісного колісного транспортного засобу

Спираючись на висновки та аналіз виконаний у першому розділі даної роботи за робочу гіпотезу, щодо порядку визначення уповільнення автомобіля з великою кількістю вісей приймемо, що реалізовані зчеплення шин його коліс не дорівнюють один одному та не дорівнюють коефіцієнту гальмування транспортного засобу. У такому разі задача, щодо визначення уповільнення багатовісної машини зводиться до визначення ваго-геометричних параметрів транспортного засобу [9–11, 16, 19, 24, 28, 29, 33, 41, 53] та величин реалізованого зчеплення [6, 12, 31, 34, 35, 40] окремих його коліс.

2.2.1. Метод визначення коефіцієнта гальмування багатовісного колісного транспортного засобу у разі плоскої моделі його руху. Відомо, що основною характеристикою розподілу гальмових сил між вісями колісного транспортного засобу прийнято вважати коефіцієнт розподілу гальмових сил (β), який уявляє собою відношення гальмових сил на передніх вісях багатовісного автомобіля до загальної (сумарної) гальмової сили

$$\beta = \frac{\sum\limits_{i=1}^{k} R_{xf_i}}{\sum\limits_{i=1}^{k} R_{xf_i} + \sum\limits_{n=1}^{p} R_{xr_n}}. \tag{2.147}$$

При відсутності в приводі гальм регулюючих пристроїв (наприклад, регуляторів гальмових сил, антиблокувальних модуляторів тиску або інших) коефіцієнт β є постійною величиною. Вибір його значення це одна з основних задач, яка вирішується під час проектування гальмових систем автомобілів, оскільки саме вона визначає, чи буде спроектований КТЗ задовольняти (чи не задовольняти) вимогам міжнародних нормативних документів [45] в частині розподілу гальмових сил між його вісями.

Відомо [24], що співвідношення між сумарною гальмовою силою та гальмовими силами на передній та задній вісі у двовісного КТЗ (див. рис. 2.3) мають вигляд

$$R_{x1} = \beta \cdot \sum_{i=1}^{n} R_{xi}, \tag{2.148}$$

$$R_{x2} = (1-\beta) \cdot \sum_{i=1}^{n} R_{xi}, \tag{2.149}$$

або

$$R_{x2} = \frac{(1-\beta) \cdot R_{x1}}{\beta}. \tag{2.150}$$

Для багатовісних транспортних засобів рівняння (2.148) – (2.150), з урахуванням концепції прийнятої в підрозділі 2.1.3 можна переписати у вигляді

$$R_{xf_i} = \frac{\sum\limits_{j=1}^{k} R_{xf_j}}{\lambda_{fi}} = \frac{\beta}{\lambda_{fi}} \cdot \left(\sum_{j=1}^{k} R_{xf_j} + \sum_{j=1}^{p} R_{xr_j} \right), \tag{2.151}$$

$$R_{xr_n} = \frac{\sum\limits_{j=1}^{p} R_{xr_j}}{\lambda_{rn}} = \frac{(1-\beta)}{\lambda_{rn}} \cdot \left(\sum_{j=1}^{k} R_{xf_j} + \sum_{j=1}^{p} R_{xr_j} \right), \tag{2.152}$$

або

$$\sum_{j=1}^{p} R_{xr_j} = \frac{(1-\beta)}{\beta} \cdot \sum_{j=1}^{k} R_{xf_j}. \tag{2.153}$$

Якщо виразити в рівняннях (2.151) та (2.152) гальмові сили через рівняння (1.2), а вертикальні навантаження, в рівнянні (1.2), через геометричні параметри розташування мостів на багатовісному транспортному засобі відносно центру його тяжіння (рис. 2.18), то коефіцієнт гальмування автомобіля можна представити у вигляді функції (2.154), яка залежить від реалізованого зчеплення шин відповідних автомобільних коліс (див. підрозділ 1.2) та вагово-геометричних параметрів транспортного засобу (див. підрозділ 2.1).

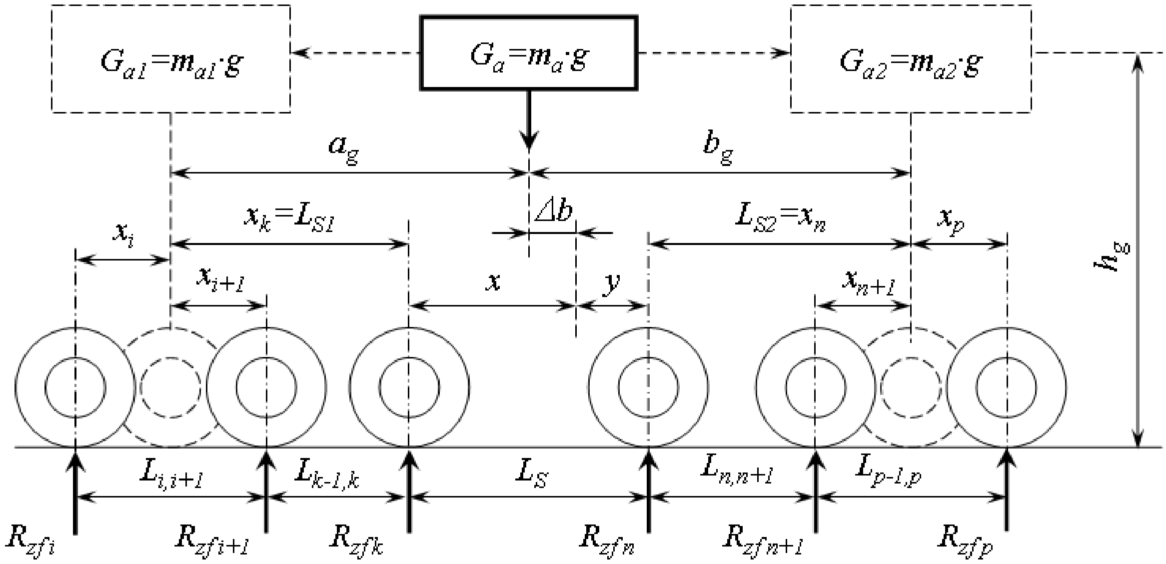


Рисунок 2.18 – Геометричне положення центру тяжіння багатовісного КТЗ відносно розташування передніх та задніх його вісей

У загальному виді запишемо

$$z=\frac{b_g\cdot\sum\limits_{i=1}^{k}\left(\dfrac{f_{x_i}}{\lambda_{fi}\cdot\left(a_g+b_g+x_i\right)}\right)+a_g\cdot\sum\limits_{n=k+1}^{k+p}\left(\dfrac{f_{x_n}}{\lambda_{rn}\cdot\left(a_g+b_g+x_n\right)}\right)}{1-h_g\cdot\left(\sum\limits_{i=1}^{k}\left(\dfrac{f_{x_i}}{\lambda_{fi}\cdot\left(a_g+b_g+x_i\right)}\right)-\sum\limits_{n=k+1}^{k+p}\left(\dfrac{f_{x_n}}{\lambda_{rn}\cdot\left(a_g+b_g+x_n\right)}\right)\right)},\quad(2.154)$$

де a_g та b_g – поздовжні координати розташування центру тяжіння відносно умовних вісей багатовісного транспортного засобу, м;

f_{xi} та f_{xn} – реалізовані зчеплення шин відповідно передніх та задніх автомобільних коліс багатовісного транспортного засобу;

λ_{fi} та λ_{rn} – відповідно коефіцієнти перерозподілу ваги між передніми та задніми мостами багатовісного колісного транспортного засобу;

x_i та x_n – координати розташування передніх та задніх мостів КТЗ відносно умовної ваги G_{a1} та G_{a2} відповідно, м.

Координати a_g та b_g повністю визначені відповідно в рівнянні (2.62) та (2.63). Як показує аналіз структури цих рівнянь, запропонований підхід, щодо визначення координат a_g та b_g, може бути розповсюджений на будь який n вісний транспортний засіб про що свідчать моделі наведені в рівнянні (2.107) й (2.136) .

Реалізовані зчеплення шин відповідних передніх f_{xi} та задніх f_{xn} автомобільних коліс багатовісного транспортного засобу, можуть бути визначені на основі рівняння (1.15), якщо його прирівняти до рівняння (1.12). При цьому значення R_z буде не що інше, як відповідна нормальна реакція дороги R_{zi} визначена з рівняння (2.1).

Коефіцієнти перерозподілу ваги між передніми λ_{fi} та задніми λ_{rn} мостами багатовісного колісного транспортного засобу не складно визначити з рівнянь (2.41) та (2.44) відповідно. У разі використання в підвісці транспортного засобу балансирних візків коефіцієнти перерозподілу ваги визначатимуться відповідно за залежністю (2.50) та (2.51).

Координати розташування передніх x_i та задніх x_n мостів багатовісного КТЗ відносно умовної ваги G_{a1} та G_{a2} відповідно (рис. 2.18) визначимо з алгебраїчних залежностей при початкових умовах $i = 1$ та $n = k + 1$

$$x_i = \sum_{i=1}^{k} L_{i,i+1} - L_{S1}, \tag{2.155}$$

$$x_n = \sum_{m=k+p+2-n}^{k+p} L_{m,m+1} - L_{S2}. \tag{2.156}$$

У разі коли в рівнянні (2.155) відбуватиметься умова $i = k$ величина $L_{i,i+1} = 0$, аналогічно як і в рівнянні (2.156) при виконанні умови $(k + p + 2 - n) = (k + p)$ величина $L_{m,m+1} = 0$. Координати L_{S1} та L_{S2} можна визначити з рівняння (2.56) та (2.57) відповідно.

На основі прийнятої робочої гіпотези для кожної з чотирьох груп багатовісних транспортних засобів (див. рис. 2.1), запишемо рівняння (2.154) у відповідному вигляді:

1. Для першої групи (одиночний багатовісний транспортний засіб) величина коефіцієнта гальмування z повністю відповідає залежності (2.154), що очевидно виходячи зі схем зображених на рисунку 2.18 та рисунку 2.7;

2. Для другої групи (причіпний багатовісний транспортний засіб), як показав аналіз схем зображених на рисунку 2.10 та рисунку 2.18 величини коефіцієнта гальмування можуть бути визначені для автомобіля-тягача та його причепа за залежністю (2.154), якщо використати додаткові індекси в позначенні координат розташування центру тяжіння причіпної ланки автопоїзда, а також врахувати частку дії коефіцієнта гальмування причепа, що рухається за автомобілем-тягачем.

Отже запишемо для автомобіля-тягача

$$z_T = \frac{b_g \cdot \sum\limits_{i=1}^{k}\left(\dfrac{f_{x_i}}{\lambda_{fi}\cdot\left(a_g+b_g+x_i\right)}\right) + a_g \cdot \sum\limits_{n=k+1}^{k+p}\left(\dfrac{f_{x_n}}{\lambda_{rn}\cdot\left(a_g+b_g+x_n\right)}\right)}{1-h_g\cdot\left(\sum\limits_{i=1}^{k}\left(\dfrac{f_{x_i}}{\lambda_{fi}\cdot\left(a_g+b_g+x_i\right)}\right) - \sum\limits_{n=k+1}^{k+p}\left(\dfrac{f_{x_n}}{\lambda_{rn}\cdot\left(a_g+b_g+x_n\right)}\right)\right)} + \frac{P_c}{P}, \tag{2.157}$$

а для його причепа

$$z_п = \frac{b_{gп} \cdot \sum\limits_{i=1}^{k}\left(\dfrac{f^{п}_{x_i}}{\lambda^{п}_{fi}\cdot\left(a_{gп}+b_{gп}+x^{п}_i\right)}\right) + a_{gп} \cdot \sum\limits_{n=k+1}^{k+p}\left(\dfrac{f^{п}_{x_n}}{\lambda^{п}_{rn}\cdot\left(a_{gп}+b_{gп}+x^{п}_n\right)}\right)}{1-h_{gп}\cdot\left(\sum\limits_{i=1}^{k}\left(\dfrac{f^{п}_{x_i}}{\lambda^{п}_{fi}\cdot\left(a_{gп}+b_{gп}+x^{п}_i\right)}\right) - \sum\limits_{n=k+1}^{k+p}\left(\dfrac{f^{п}_{x_n}}{\lambda^{п}_{rn}\cdot\left(a_{gп}+b_{gп}+x^{п}_n\right)}\right)\right)} - \frac{P_c}{P_п}. \tag{2.158}$$

Координати розташування передніх $x^{п}_i$ та задніх $x^{п}_n$ мостів багатовісного причепа визначимо за подібними залежностями (2.155), (2.156) відповідно;

3. Для третьої групи (сідельний багатовісний транспортний засіб) на основі співставлення схем зображених на рисунку 2.18, 2.11 та 2.12 рівняння для визначення коефіцієнта гальмування автомобіля-тягача матимуть вигляд

$$z_{\text{тс}} = \frac{b_g \cdot \sum\limits_{i=1}^{k} \left(\dfrac{f_{x_i}}{\lambda_{fi} \cdot (a_g + b_g + x_i)} \right) + a_g \cdot \sum\limits_{n=k+1}^{k+p} \left(\dfrac{f_{x_n}}{\lambda_{rn} \cdot (a_g + b_g + x_n)} \right)}{1 - h_g \cdot \left(\sum\limits_{i=1}^{k} \left(\dfrac{f_{x_i}}{\lambda_{fi} \cdot (a_g + b_g + x_i)} \right) - \sum\limits_{n=k+1}^{k+p} \left(\dfrac{f_{x_n}}{\lambda_{rn} \cdot (a_g + b_g + x_n)} \right) \right)} +$$

$$+ \frac{\left(\sum R_{xf_i} + \sum R_{xr_n} \right) \cdot \left(P_{\text{пп}}^{c} + P_{\text{в}i} \right) - \sum R_{xr_n}^{\text{пп}} \cdot P}{(P + P_{\text{пп}}^{c} + P_{\text{в}i}) \cdot (P + P_{cb} + \Delta P_{cb})}, \tag{2.159}$$

Для напівпричіпа залежність (2.154) прийме вигляд

$$z_{\text{пп}} = \frac{b_{g\text{пп}} \cdot \left(\dfrac{z_{\text{тс}}}{a_{g\text{пп}} + b_{g\text{пп}}} \right) + a_{g\text{пп}} \cdot \sum\limits_{n=1}^{p} \left(\dfrac{f_{x_n}^{\text{пп}}}{\lambda_{rn}^{\text{пп}} \cdot (a_{g\text{пп}} + b_{g\text{пп}} + x_n^{\text{пп}})} \right)}{1 - h_{g\text{пп}} \cdot \left(\left(\dfrac{z_T}{a_{g\text{пп}} + b_{g\text{пп}}} \right) - \sum\limits_{n=1}^{p} \left(\dfrac{f_{x_n}^{\text{пп}}}{\lambda_{rn}^{\text{пп}} \cdot (a_{g\text{пп}} + b_{g\text{пп}} + x_n^{\text{пп}})} \right) \right)} - \tag{2.160}$$

$$- \frac{\left(\sum R_{xf_i} + \sum R_{xr_n} \right) \cdot \left(P_{\text{пп}}^{c} + P_{\text{в}i} \right) - \sum R_{xr_n}^{\text{пп}} \cdot P}{(P + P_{\text{пп}}^{c} + P_{\text{в}i}) \cdot (P_{\text{пп}} - P_{cb} - \Delta P_{cb})}.$$

Координати розташування передніх x_i та задніх x_n мостів багатовісного сідельного автомобіля-тягача визначимо з залежностей (2.155), (2.156) відповідно, а координати розташування $x_n^{\text{п}}$ мостів напівпричіпа за принципом подібності з залежності (2.156);

4. Для четвертої групи (багатовісний зчленований транспортний засіб) рівняння для визначення коефіцієнта гальмування автомобіля-тягача та його причепа з центральними вісями матиме структуру аналогічну рівнянням (2.159) та (2.160), оскільки схеми розташування координат центра тяжіння для цих транспортних засобів схожі.

Отже, для зчленованого автомобіля-тягача, залежність (2.154) запишемо у вигляді

$$z_{\text{тр}} = \frac{b_g \cdot \sum\limits_{i=1}^{k} \left(\frac{f_{x_i}}{\lambda_{fi} \cdot (a_g + b_g + x_i)} \right) + a_g \cdot \sum\limits_{n=k+1}^{k+p} \left(\frac{f_{x_n}}{\lambda_{rn} \cdot (a_g + b_g + x_n)} \right)}{1 - h_g \cdot \left(\sum\limits_{i=1}^{k} \left(\frac{f_{x_i}}{\lambda_{fi} \cdot (a_g + b_g + x_i)} \right) - \sum\limits_{n=k+1}^{k+p} \left(\frac{f_{x_n}}{\lambda_{rn} \cdot (a_g + b_g + x_n)} \right) \right)} +$$

$$+ \frac{\left(\sum R_{xf_i} + \sum R_{xr_n} \right) \cdot \left(P_p^c + P_{\text{в}i} \right) - \sum R_{xr_n}^p \cdot P}{\left(P + P_p^c + P_{\text{в}i} \right) \cdot \left(P + P_{cp} + \Delta P_{cp} \right)}, \tag{2.161}$$

Для причепа з центральними вісями залежність (2.154) прийме вигляд

$$z_p = \frac{b_g^p \cdot \left(\frac{z_{\text{тр}}}{a_g^p + b_g^p} \right) + a_g^p \cdot \sum\limits_{n=1}^{b} \left(\frac{f_{x_n}^p}{\lambda_{rn}^p \cdot (a_g^p + b_g^p + x_n^p)} \right)}{1 - h_g^p \cdot \left(\left(\frac{z_T}{a_g^p + b_g^p} \right) - \sum\limits_{n=1}^{b} \left(\frac{f_{x_n}^p}{\lambda_{rn}^p \cdot (a_g^p + b_g^p + x_n^p)} \right) \right)} - \tag{2.162}$$

$$- \frac{\left(\sum R_{xf_i} + \sum R_{xr_n} \right) \cdot \left(P_p^c + P_{\text{в}i} \right) - \sum R_{xr_n}^p \cdot P}{\left(P + P_p^c + P_{\text{в}i} \right) \cdot \left(P_p - P_{cp} - \Delta P_{cp} \right)}.$$

Координати розташування передніх x_i та задніх x_n мостів багатовісного зчленованого автомобіля-тягача визначимо з залежностей (2.155), (2.156) відповідно, а координати розташування x_n^p мостів причепа за принципом подібності з залежності (2.156), як і для напівпричіпа;

2.2.2. Розрахунковий спосіб визначення вертикальної координати центра тяжіння колісного транспортного засобу. З курсу теорія автомобіля відомо, що сила тяжіння завжди прикладена до центру тяжіння колісного транспортного засобу. Цей центр розміщеного в межах автомобіля на якійсь висоті від рівня дороги. Визначення ймовірного місця розташування центра тяжіння КТЗ є непростою задачею, яка вирішується за рахунок зважування нахиленого автомобіля під різними кутами відносно поверхні дорожнього покриття, тому виникає питання: чи можливо визначити приблизно координату центру тяжіння КТЗ, використовуючи тільки розрахункові методи? Тому на основі аналізу особливостей розташування центру тяжіння елементів транспортного засобу спробуємо відповісти на це питання.

Відомо, що розташування центру тяжіння спорядженого автомобіля в більшій мірі залежить від його комплектації та компонувальної схеми, тобто від взаємного розташування двигуна, трансмісії, рами (кузова), кабіни, вантажної платформи, а навантаженого автомобіля – ще й від розміщення та виду вантажу.

Залежно від призначення транспортного засобу його двигун може бути розміщений відносно рами декількома способами: вздовж або поперек. Також двигун може бути розташований в передній частині рами, посередині та в задній її частині. При цьому спосіб встановлення двигуна на раму по вертикалі може відрізнятися: так, центр тяжіння двигуна може бути розміщений над рамою, в межах рами та нижче центру тяжіння рами в межах розташування підвіски або рушіїв автомобіля.

Кожен сучасний автомобіль має трансмісію, яка за характером передачі крутного моменту може бути механічною, гідрооб’ємною, електричною й комбінованою. Найбільш розповсюдженою є механічна трансмісія, яка передає крутний момент на одну або більше вісей колісного транспортного засобу. Центр тяжіння значної кількості елементів трансмісії знаходиться нижче центру тяжіння рами або кузова автомобіля (винятком є спортивні автомобілі, центр тяжіння кузова яких знаходиться в межах їх підвіски та рушіїв).

Рама або кузов транспортного засобу є елементом, на який закріплюються всі основні агрегати, системи та інше навісне обладнання. Центр тяжіння рами, як і кузова, знаходиться над центром тяжіння підвіски та рушіїв (виключенням може бути тільки рами та кузови тих самих спортивних автомобілів).

Кабіна як частина структури автомобіля теж має свій центр тяжіння та може розміщатися, як над рівнем рами, так і в її межах, змінюючи центр тяжіння всього колісного транспортного засобу. В легкових автомобілях кабіни як такої немає тому її функції виконує кузов, що дозволяє знизити центр тяжіння КТЗ та підвищити їх стійкість за більш високих швидкостей руху.

Наявність вантажної платформи в комплектації теж вносить свої корективи в положення центру тяжіння автомобіля. Так, розташування вантажної платформи в задній частині транспортного засобу переміщує центр тяжіння ближче до задніх коліс КТЗ, а в передній відповідно до передніх.

Залежно від типу вантажу, що транспортується на колісному транспортному засобі, та його об'єму, центр тяжіння автомобіля буде міняти своє положення. За умовою, що вантаж низький, але важкий, він буде сильніше змінювати центр тяжіння автомобіля, аніж високий та легкий вантаж. Якщо центр тяжіння вантажу розмістити не в центрі тяжіння спорядженого автомобіля, то навантаження від вантажу буде розподілено нерівномірно, що призведе до зміщення центру тяжіння транспортного засобу.

Зазвичай для визначення координати центру тяжіння колісного транспортного засобу використовується відома залежність

$$h_g = \frac{\left(a_g + b_g\right) \cdot \left(\sum\limits_{i=n}^{p} R'_{z_n} - \sum\limits_{i=n}^{p} R_{z_n}\right)}{P \cdot \tan \alpha_h} + r_{\text{ст}}, \tag{2.163}$$

де α_h – кут нахилу колісного транспортного засобу відносно площині поверхні дорожнього покриття, град;

$r_{\text{ст}}$ – статичний радіус автомобільного колеса, м;

$\sum\limits_{i=n}^{p} R_{z_n}$ – сума навантажень на задні вісі колісного транспортного засобу при горизонтальному його положенні на поверхні дорожнього покриття, Н;

$\sum\limits_{i=n}^{p} R'_{z_n}$ – навантаження на задні вісі колісного транспортного засобу, який нахилено відносно поверхні дорожнього покриття, Н.

При визначенні вертикальної координати центру тяжіння за залежністю (2.163) необхідно знати навантаження на відповідні задні вісі колісного транспортного засобу, під час його встановлення під кутом α_h до поверхні дорожнього покриття.

Наприклад для тривісного колісного транспортного засобу задні вісі якого поєднані в балансирний візок величину $\sum_{i=2}^{3} R'_{z_n} = R'_S$ легко визначити експериментальним шляхом встановивши його на ваги, як це зображено на рисунку 2.19 .

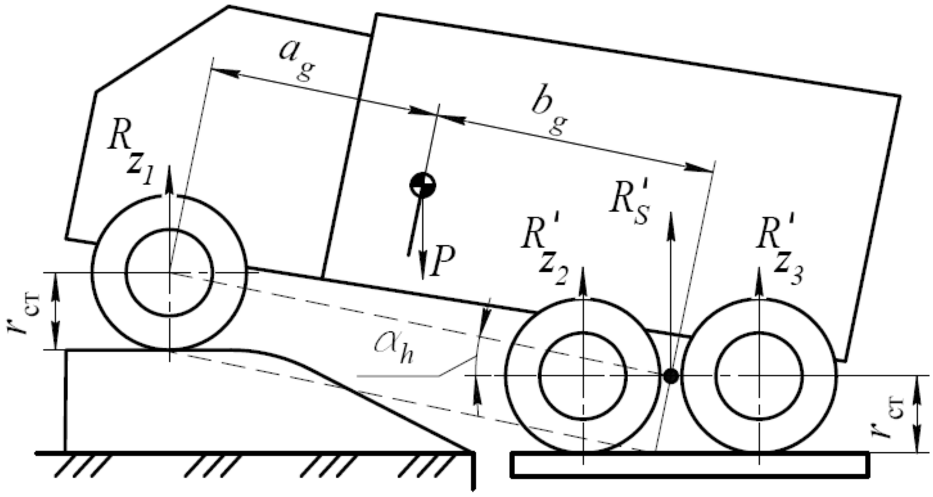


Рисунок 2.19 – Схема визначення положення висоти центра тяжіння тривісного колісного транспортного засобу задні вісі якого поєднані у балансирний візок

Але для більшості багатовісних колісних транспортних засобів такий метод не підходить, оскільки їх задні вісі можуть мати незалежні пневматичні підвіски або кількість вісей може бути такою, що обмежить можливість одночасного їх зважування. У такому разі залежність (2.163) може бути трансформована у залежність (2.164), якщо інші вісі, окрім першої передньої, зафіксувати відносно кузова багатовісного колісного транспортного засобу.

$$h_g = \frac{\left(\sum_{i=1}^{k-1} L_{i,i+1} + \sum_{n=k+1}^{p-1} L_{n,n+1} + L_S\right) \cdot \left(R'_{z_p} - R_{z_p}\right)}{P \cdot \tan\alpha_h} + r_{\text{ст}}, \tag{2.164}$$

де R_{z_p} – навантаження на останню вісь багатовісного колісного транспортного засобу, Н;

R'_{z_p} – навантаження на останню вісь багатовісного колісного транспортного засобу при його нахилі відносно поверхні дорожнього покриття (рис. 2.20), Н

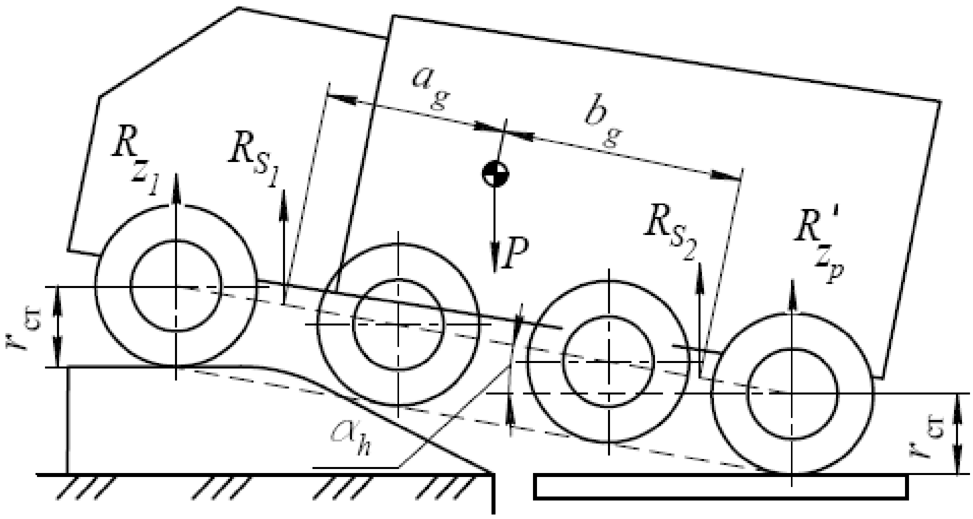


Рисунок 2.20 – Схема визначення положення висоти центра тяжіння багатовісного колісного транспортного засобу

Аналіз методу зважування, що наведено на рисунку 2.20, має свої обмеження.

По-перше кут нахилу α_h такого транспортного засобу не може бути дуже великим, оскільки при зростанні кута нахилу автомобіля відносно поверхні дорожнього покриття, може бути перевищене допустиме навантаження на останню вісь багатовісного транспортного засобу.

По-друге, у звязку з тим, що кут нахилу багатовісного транспортного засобу не може бути дуже великим то вимоги, до вимірювального вагового комплексу зростають, його точність вимірювання повинна дозволяти визначати невеликі зміни в навантаженні вісей КТЗ.

Точної аналітичної залежності мабуть не існує, але якщо взяти до уваги деякі припущення, можна записати емпіричну залежність, яка б з достатньою точністю визначала характер зміни навантаження на осі КТЗ при зміні кута нахилу поверхні дорожнього покриття.

Така залежність повинна відображати характер зміни навантаження на вісі багатовісного колісного транспортного засобу при його нахилі відносно горизонтальної площини. В роботі як припущення приймемо залежності (2.165), яку отримано на основі аналізу теоретичних та експериментальних даних [9] отриманих особисто автором.

$$R''_{z_p} = R_{z_p} \sin \frac{\alpha_h}{K_f}, \tag{2.165}$$

де K_f – коефіцієнт, який залежить від геометричних параметрів транспортного засобу.

Коефіцієнт K_f, як показали дослідження, можна визначити за емпіричною залежністю

$$K_f = 1 - \cos\left(\frac{1}{\arctan\left(\dfrac{H}{a_g + b_g}\right)}\right), \tag{2.166}$$

де H – середнє значення розташування крайніх верхніх частин елементів транспортного засобу (за відсутніх даних про розташування крайніх верхніх частин елементів транспортного засобу можна прийняти значення H рівним висоті колісного транспортного засобу).

На основі припущення (2.165), яка включає емпіричну залежність (2.166) та склавши рівняння моментів відносно переднього колеса транспортного засобу з використанням залежності (2.163), отримаємо залежність виду

$$R'_{z_p} = R_{z_p}\left(2 - \cos\frac{\alpha_h}{K_f} + \frac{r_{\text{ст}}}{a_g}\cdot\tan\alpha_h\right), \tag{2.167}$$

де $r_{\text{ст}}$ – статичний радіус автомобільного колеса, м.

Залежність (2.167) характеризує зміну навантаження на задні колеса колісного транспортного засобу в залежності від кута нахилу автомобіля відносно горизонтальної поверхні дорожнього покриття (рис. 2.20).

Отримана залежність дозволяє розрахувати центр тяжіння автомобіля, не вдаючись до зважування вісей колісного транспортного засобу при його нахилі відносно поверхні дорожнього покриття.

Для того щоб довести працездатність способу знаходження вертикальної координати центру тяжіння КТЗ за допомогою залежності (2.167), було проведено стендові дослідження на макетних зразках (див. рис. 2.22) в лабораторії кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету та натурні дослідження на автомобілях (рис. 2.21) лабораторії швидкісних автомобілів ХНАДУ.

Рисунок 2.21 – Зовнішній вигляд макетних зразків колісних транспортних засобів, що досліджувалися

Також на основі аналізу науково-технічної літератури було співставлено розрахункові дані, отримані за допомогою залежності (2.167), зі значеннями координати центру тяжіння, наведені в науково-технічній літературі [116, 290, 300] для окремих автомобілів.

Під час проведення стендових досліджень в лабораторії кафедри автомобілів на ваги було встановлено два різних макетних зразка транспортних засобів (рис. 2.22) (вантажний автомобіль вагою 60 кг та легковий автомобіль вагою 0,44 кг), було визначено навантаження на їх осі та всі геометричні параметри. Після чого передні вісі траспортних засобів були по черзі встановлені на підставки та за допомогою ваг були зафіксовані навантаження на задні вісі цих автомобілів відповідно до схеми зображеної на рисунку 2.20.

Рисунок 2.22 – Зовнішній вигляд макетних зразків колісних транспортних засобів, що досліджувалися

Макет вантажного автомобіля був також зважений в завантаженому стані. Координата центру тяжіння макетних автомобілів розраховувалась за залежністю (2.163). Після визначення координати центра тяжіння класичним методом, за залежністю (2.163), були виконані дослідження розрахунковим способом з використанням залежність (2.167).

Аналіз результатів розрахунку показав, що при визначенні ваги, яка діє на задню вісь колісного транспортного засобу похибка розрахунку вертикальної координати центру тяжіння розрахунковим способом у порівнянні з реальним його значенням не перевищує в середньому 10 % для споряджених транспортних засобів та 9 % для завантажених.

Причому менша похибка розрахунків спостерігається в даних, які надані заводом виробником сучасних колісних транспортних засобів (8 % у спорядженому стані колісного транспортного засобу, 3 % у завантаженому) аніж наведених даних в науково-технічній літературі (середня похибка розрахунків склала 12 % для спорядженого стану колісного транспортного засобу та 11 % для завантаженого КТЗ).

Отримані результати експериментальних досліджень щодо визначення вертикальної координати центра тяжіння швидкісних автомобілів у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті також показали не велику похибку в розрахунках (5 % у спорядженому стані автомобіля, 7 % – разом із пілотом швидкісного автомобіля).

Порівнянні результатів визначення висоти розташування координати центра тяжіння макетних зразків колісних транспортних засобів, із результатами розрахунків за формулою (2.167) показала найкращі результати, похибка для спорядженого стану транспортного засобу не перевищує 3 %, а для завантаженого – 4 %.

2.2.3. Особливості визначення коефіцієнту гальмування багатовісного транспортного засобу у разі просторової моделі його руху. У разі вирішення просторової задачі визначення коефіцієнту гальмування багатовісного транспортного засобу вона зводитиметься до уточнення складових чисельника та знаменника залежності (2.154) шляхом введення в рівняння величини колії транспортного засобу B_g.

Отже запишемо рівняння (2.154) для просторової моделі руху багатовісного транспортного засобу у вигляді

$$z = \frac{D_0\left(b_g \cdot A_1^{left} + a_g \cdot A_2^{left}\right) + D_1\left(b_g \cdot A_1^{right} + a_g \cdot A_2^{right}\right)}{2 \cdot B_g - h_g \cdot \left(2 \cdot B_g \cdot D_2 \cdot \left(A_1^{left} - A_2^{left}\right) + D_3 \cdot \left(A_1^{right} - A_2^{right}\right)\right)}, \quad (2.168)$$

де B_g – колія колісного транспортного засобу, м;

D_0, D_1, D_2 та D_3 – складові рівняння, що визначають характер розподілу ваги КТЗ між передніми (A_1) та задніми (A_2), лівими (індекс "$left$") та правими (індекс "$right$") його колесами в залежності від нахилу поверхні дорожнього покриття в бік узбіччя [24].

Величини A_1 та A_2 в рівнянні (2.168) визначаються відповідно за залежностями

$$A_1^{right} = \sum_{i=1}^{k}\left(\frac{f_{x_i}^{right}}{\lambda_{fi} \cdot \left(a_g + b_g + x_i\right)}\right), \quad (2.169)$$

$$A_1^{left} = \sum_{i=1}^{k}\left(\frac{f_{x_i}^{left}}{\lambda_{fi} \cdot \left(a_g + b_g + x_i\right)}\right), \quad (2.170)$$

$$A_2^{right} = \sum_{n=k+1}^{k+p}\left(\frac{f_{x_n}^{right}}{\lambda_{rn} \cdot \left(a_g + b_g + x_n\right)}\right), \quad (2.171)$$

$$A_2^{left} = \sum_{n=k+1}^{k+p}\left(\frac{f_{x_n}^{left}}{\lambda_{rn} \cdot \left(a_g + b_g + x_n\right)}\right). \quad (2.172)$$

Аналіз структури рівняння (2.168) говорить, про те, що рівняння отримане для просторової моделі руху багатовісного КТЗ може бути перетворено на рівняння (2.154) у разі, коли кут нахилу поверхні дорожнього покриття в бік узбіччя задати рівним нулю.

2.2.4. Особливості визначення кутової швидкості обертання коліс багатовісного автомобіля під час його гальмування. Відомо, що під час гальмування автомобільного колеса (рис. 1.4) кутова швидкість його обертання залежить від величини підведеного гальмового моменту (M_T), моменту інерції колеса (I_k), сили опору коченню (R_{f_R}) та реалізованої сили зчеплення (R_x) між шиною та поверхнею дорожнього покриття та може бути визначена з залежності (1.11), якщо переписати її через ($\frac{d\omega_к}{dt}$).

$$-\frac{d\omega_к}{dt} = \frac{M_T + R_{f_R} \cdot r_д - R_x \cdot r_д}{I_к}. \tag{2.173}$$

або з урахуванням рівняння (1.15) та (1.19) кутову швидкість обертання автомобільного колеса можна представити у вигляді

$$\frac{d\omega_к}{dt} = \frac{C_\xi \cdot \left(\xi_x - \xi_f\right) - M_T}{I_к}. \tag{2.174}$$

У разі якщо переписати ξ_x в рівнянні (2.174) через проковзування шини S відносно поверхні дорожнього покриття [24] то можна записати

$$\frac{d\omega_к}{dt} = \frac{C_\xi \cdot \left(\dfrac{a_0^\xi \cdot S}{S_{кр}^2 + b_0^\xi \cdot S + S^2} - \xi_f\right) - M_T}{I_к}. \tag{2.175}$$

де a_0^ξ та b_0^ξ – коефіцієнти, які визначаються з відповідних залежностей (2.176), (2.177), що визначають форму кривої зміни кута закручування шини ξ_x від проковзування шини S відносно поверхні дорожнього покриття на основі максимального кута закручування шини $\xi_x^{\max}$ й кута закручування шини ξ_{xb} при блокованих колесах.

$$a_0^\xi = \frac{\xi_x^{\max} \cdot \xi_{xb} \cdot \left(1 - S_{кр}\right)^2}{\xi_x^{\max} - \xi_{xb}}, \tag{2.176}$$

$$b_0^{\xi} = \frac{\xi_{xb} \cdot \left(1 + S_{\text{кр}}^2\right) - 2 \cdot \xi_x^{\max} \cdot S_{\text{кр}}}{\xi_x^{\max} - \xi_{xb}}. \tag{2.177}$$

З рівняння (2.174) очевидно, що при $M_T = 0$ різниця $(\xi_x - \xi_f) \rightarrow 0$ (див. рис. 2.23) за умови, що кінетична енергія автомобіля буде також прагнути досягти нуля. Слід відзначити, що кут ξ_f на який деформується шина автомобільного колеса обумовлений наявністю кінетичної енергії у КТЗ, а кут закручування шини ξ_x є результатом реалізації зчіпних властивостей шини в наслідок наявності ковзання між шиною та поверхнею дорожнього покриття.

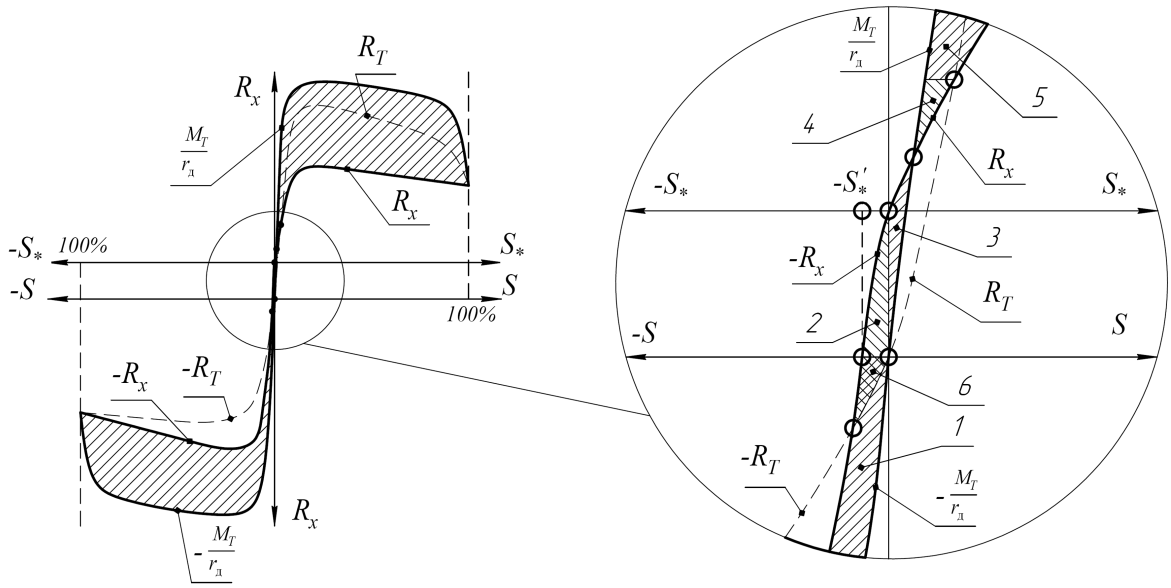


Рисунок 2.23 – Особливості перебігу процесу реалізації зчеплення поблизу нульового значення ковзання шини відносно поверхні дорожнього покриття

На рисунку 2.23 позначено: S_* – проковзування шини відносно поверхні дорожнього покриття з урахування пружних деформацій в наслідок реалізації сили опору коченню автомобільного колеса; S – проковзування шини відносно поверхні дорожнього покриття, яке виникає в наслідок дії гальмового $(-M_T)$ або тягового моментів $(+M_T)$; $-R_x$ та $+R_x$ – відповідно реалізована сила зчеплення в гальмовому та тяговому режимі кочення автомобільного колеса; $-R_T$ та $+R_T$ – відповідно сила, яка виникає в гальмовому механізмі в наслідок дії гальмового ($-M_T$) або тягового моментів ($+M_T$); 1 – інерційний момент обумовлений дією гальмового моменту ($-M_T$); 2 – інерційний момент обумовлений дією сили опору коченню ($-R_{f_R}$) автомобільного колеса; 3 – інерційний момент, який необхідно утворити тяговим моментом ($+M_T$) для долання сили опору коченню ($-R_{f_R}$) автомобільного колеса; 4 – інерційний момент, який необхідно утворити тяговим моментом ($+M_T$) для долання сили опору повітря; 5 – інерційний момент, який виникає в наслідок дії тягового моменту ($+M_T$) під час розгону автомобіля; 6 – інерційний момент обумовлений гістерезисними втратами в гальмовому механізмі.

Як відзначається в науково-технічної літературі [301] тангенційна деформація шини (закручування шини відносно поверхні дорожнього покриття) є не що інше, як сума зсувів елементів шини на різних рівнях (див. рис. 2.24 а).

Наявність зсувів елементів шини відносно поверхні дорожнього покриття свідчить про те, що на різних висотах шина рухається (зминається) під дією різних кутових швидкостей (див. рис. 2.24 б) в зоні робочого сектору [301], який відповідає зоні контакту шини з поверхнею дорожнього покриття.

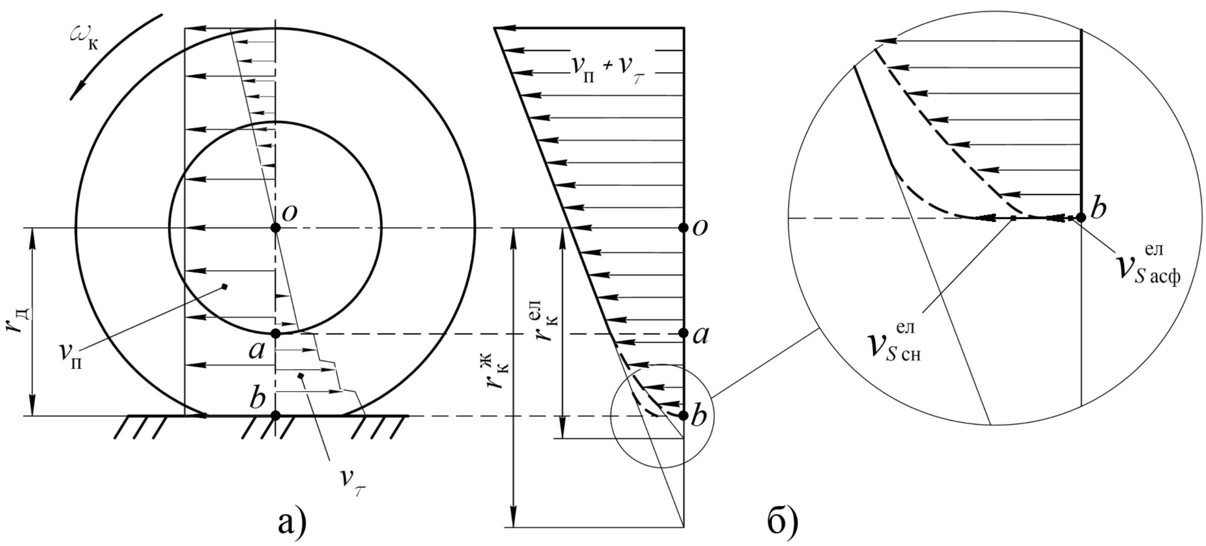


Рисунок 2.24 – Кінематична схема гальмування еластичного колеса

У відповідності до плану швидкостей, який зображено на рисунку 2.24 б) проковзування шини ($S_{\text{ел}}$) відносно поверхні дорожнього покриття в точці b з урахуванням пружних деформацій шини в наслідок реалізації сили опору коченню автомобільного колеса визначатиметься рівнянням

$$S_{\text{ел}} = \frac{v_S^{\text{ел}}}{\omega_{\text{к}} \cdot r_{\text{к}}^{\text{ел}}}, \tag{2.178}$$

яке схоже на рівняння (2.179) (для жорсткого колеса), що також відповідає точці b на рисунку 2.24 б), але в чисельному вираженні залежність (2.178) дає дещо менше значення ковзання шини відносно поверхні дорожнього покриття, оскільки абсолютні швидкості в точці b суттєво відрізняються одне від одного, для еластичного та жорсткого колеса, в наслідок ефекту реалізації сили опору коченню $(-R_{f_R})$ еластичного автомобільного колеса.

$$S_{\text{ж}} = \frac{v_S^{\text{ж}}}{\omega_{\text{к}} \cdot r_{\text{к}}^{\text{ж}}}. \tag{2.179}$$

де $v_S^{\text{ел}}$ – швидкість ковзання еластичного колеса, м/с;

$v_S^{\text{ж}}$ – швидкість ковзання жорсткого колеса, м/с;

$r_{\text{к}}^{\text{ел}}$ – радіус кочення еластичного автомобільного колеса, м/рад;

$r_{\text{к}}^{\text{ж}}$ – радіус кочення жорсткого колеса, м/рад;

Слід відзначити, що із зміною стану поверхні дорожнього покриття, наприклад з асфальтового на засніжену або ожеледицю, швидкість ковзання $v_{S\,\text{сн}}^{\text{ел}}$ на засніженому покритті у порівнянні зі швидкістю ковзання $v_{S\,\text{асф}}^{\text{ел}}$ на асфальтовому покритті дещо зросте оскільки більша кількість елементів протектора шини буде ковзати відносно поверхні дорожнього покриття. Відомо [137, 141, 166, 168], що на автомобільних дорогах з добрими зчіпними властивостями в наслідок фізичних перетворень, що відбуваються в шині, величина швидкості ковзання $v_S^{\text{ел}}$ знижується майже до нуля, у зв'язку з чим спостерігається невідповідність (рис. 2.24 б) в співвідношенні (2.180) під час співставлення моделей жорсткого та еластичного колеса в умовах постійного зниження кінетичної енергії руху автомобіля.

$$r_{\text{к}}^{\text{ж}} > r_{\text{к}}^{\text{ел}}. \tag{2.180}$$

Така невідповідність призводить до того, що, під час кочення автомобільного колеса ковзання, в плямі контакту шини з поверхнею дорожнього покриття відповідає залежності (2.181), якщо прирівняти кутову швидкість в рівнянні (2.178) до кутової швидкості в рівнянні (2.179).

$$S_{\text{ел}} = \frac{v_S^{\text{ел}} \cdot r_{\text{к}}^{\text{ж}} \cdot S_{\text{ж}}}{r_{\text{к}}^{\text{ел}} \cdot v_S^{\text{ж}}} = 1 - \frac{r_{\text{д}}}{r_{\text{к}}^{\text{ел}}}. \tag{2.181}$$

Оскільки швидкість переміщення точки a, яка відповідає ковзанню $v_S^{\text{ж}}$ жорсткого колеса в точці b, співпадає зі швидкістю переміщення точкою a – еластичного колеса, то можна записати що швидкість ковзання при реалізації сили опору коченню $(-R_{f_R})$ відповідає рівнянню

$$v'_{S_*} = \frac{v_S^{\text{ж}} + v_S^{\text{ел}}}{2}. \tag{2.182}$$

У такому разі коли $v_S^{\text{ел}} \to 0$ буде спостерігатися наявність псевдоковзання $S'_* = \dfrac{0,5 \cdot v_S^{\text{ж}}}{v_{\text{п}}}$, яке й зображене на рисунку 2.23, під час реалізації сили опору коченню $(-R_{f_R})$ автомобільного колеса.

У разі коли $v_S^{\text{ж}} = v_S^{\text{ел}}$ швидкість псевдоковзання $v'_{S_*} = v_S^{\text{ж}} = v_S^{\text{ел}}$, а величина ковзання пневматичної шини буде відповідати ковзанню жорсткого автомобільного колеса $S_* = S_{\text{ж}} = S_{\text{ел}}$.

2.2.5. Особливості впливу характеру роботи автоматизованих пристроїв регулювання гальмового зусилля на ефективність гальмування автомобіля. Суспільство постійно використовує колісний транспортний засіб, у тому числі й багатовісний, в повсякденному житті, що безпосередньо впливає на безпеку дорожнього руху під час його експлуатації. З метою підвищення безпеки дорожнього руху на КТЗ з середини XX століття почали встановлювати автоматизовані системи регулювання гальмового зусилля, але незважаючи на появу електронних пристроїв керування аварійність на дорогах залишається на досить високому рівні, у зв'язку з чим виникає ряд питань, які пов'язані з визначенням об'єктивних параметрів руху транспортного засобу під час спрацьовування автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля на інженерному рівні без використання складного математичного апарату розглянутого в попередніх розділах.

З експертно-криміналістичної практики відомо, що однією з основних умов забезпечення безпеки дорожнього руху під час експлуатації колісного транспортного засобу є справність його гальмового керування. Відповідно до міжнародних вимог [45] гальмове керування сучасного транспортного засобу складається мінімум трьох гальмових систем: робоча, запасна (аварійна) та стоянкова.

Підвищення ефективності дії [4, 5, 27, 40, 41, 302] наведених гальмових систем забезпечується автоматизованими системами (наприклад: антиблокувальна система, система розподілу гальмового зусилля, електропневматична система регулювання гальмового зусилля). Але не дивлячись на те, які автоматизовані пристрої встановлені в гальмовій системі колісного транспортного засобу процес його гальмування займає деякий час, а шлях гальмування, залежить від початкової швидкості руху КТЗ в момент початку його гальмування, реакції водія на виникнення небезпеки та швидкості на якій гальмування транспортного засобу припиняється (див. рис. 2.25).

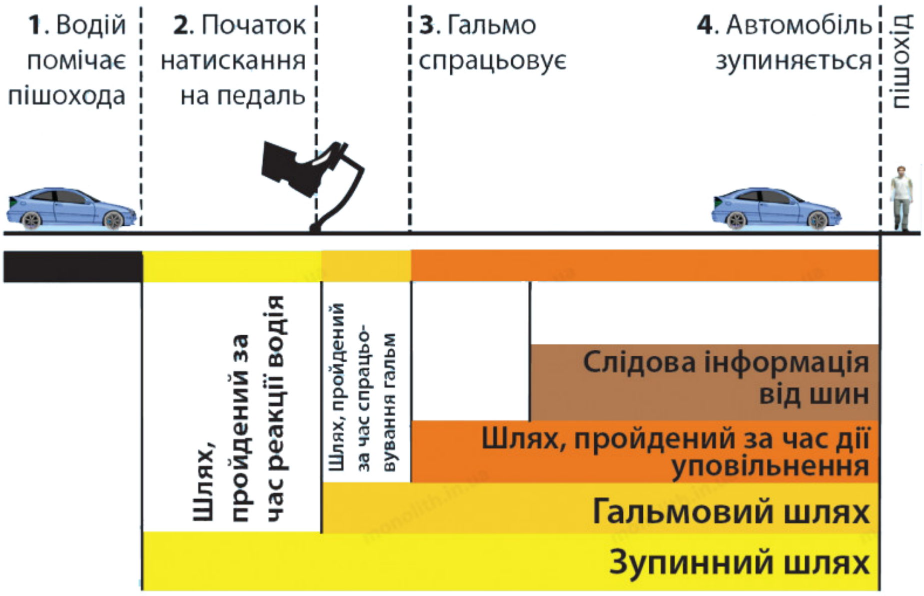


Рисунок 2.25 – Залежність пройденого шляху транспортного засобу від стадій його гальмування [303]

Якщо на проїжджій частині залишився слід від протектора шини автомобільного колеса, то досить точно зупинковий шлях ($S_{зуп}$) може бути визначений з залежності (2.183) [24, 111, 244, 290, 304].

$$S_{зуп} \approx (t_р + t_с + 0,5 \cdot t_з) \cdot \frac{(V_п - V_{кон})}{3,6} + \frac{(V_п - V_{кон})^2}{25,92 \cdot g \cdot f_{xb}}, \tag{2.183}$$

де $t_р$ – час реакції водія, с;

$t_с$ – час спрацьовування гальмового привода автомобіля (час запізнення гальмування автомобіля), с;

$t_з$ – час зростання уповільнення КТЗ, с;

$V_п$ – швидкість КТЗ при якій розпочато гальмування, км/год;

$V_{кон}$ – швидкість КТЗ при якій закінчено гальмування, км/год.

З огляду на те, що більшість транспортних засобів обладнані автоматизованими системами, які не допускають блокування коліс транспортного засобу використання залежності (2.183) не дозволяє об’єктивно оцінити обставини виникнення ДТП, оскільки автоматичні системи в залежності від режиму руху транспортного засобу по різному можуть використовувати зчіпні властивості що реалізуються між шиною та поверхнею дорожнього покриття [24].

Для визначення зупинного шляху транспортного засобу, у випадку коли його колеса обертаються, а не заблоковані, залежність (2.183) матиме дещо інший вигляд (2.184). Така форма представлення залежності (2.184) дозволяє врахувати вплив автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля на процес зупинки транспортного засобу.

$$S_{\text{зуп}} \approx (t_{\text{р}} + t_{\text{с}} + 0,5 \cdot t_{\text{з}}) \cdot \frac{(V_{\text{п}} - V_{\text{кон}})}{3,6} + \frac{(V_{\text{п}} - V_{\text{кон}})^2}{25,92 \cdot \varepsilon \cdot z_{\max} \cdot g}, \qquad (2.184)$$

де ε – коефіцієнт використання сили зчеплення автоматизованою системою регулювання гальмового моменту;

$z_{\max}$ – максимальний коефіцієнт гальмування транспортного засобу.

Максимальний коефіцієнт гальмування $z_{\max}$ колісного транспортного засобу є функцією від максимальних реалізованих зчеплень $f_x^{\max}$ та координат розташування центру тяжіння КТЗ відносно мостів багатовісному автомобіля, який може бути визначений для відповідних груп транспортних засобів за залежностями (2.154), (2.157)– (2.162)

Коефіцієнт використання сили зчеплення автоматизованою системою визначається експериментальним шляхом на сертифікаційних полігонах для кожної серії транспортних засобів, які обладнані системами регулювання гальмового зусилля.

Так, наприклад, у відповідності до міжнародного стандарту [45] транспортні засоби обладнані антиблокувальною системою допускаються до експлуатації на дорогах загального користування, тільки за умови, що коефіцієнт використання сили зчеплення автоматизованою системою не виходить за діапазон $0,75 \ldots 1$ для будь-яких погодно-кліматичних умов експлуатації транспортного засобу.

Для розуміння фізичної сутності коефіцієнта використання сили зчеплення автоматизованою системою регулювання гальмового зусилля, розглянемо різні процеси гальмування колісного транспортного засобу з однакової початкової швидкості $V_п$ до повної його зупинки $V_{кон} = 0$ (рис. 2.26) при заблокованих колесах (індекс ”бл”), при ідеалізованому гальмуванні (індекс ”*id*”) та при гальмуванні з антиблокувальною системою (індекс ”з АБС”).

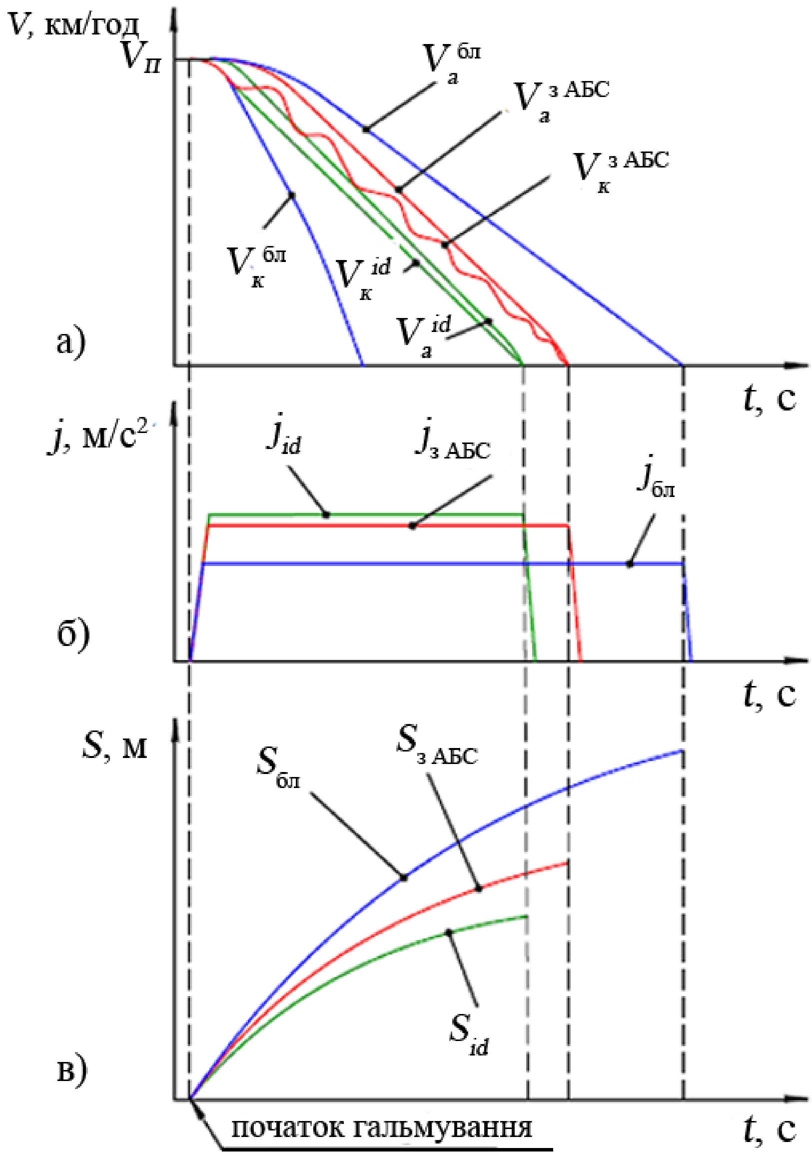


Рисунок 2.26 – Різновиди процесів гальмування транспортного засобу з однакової початкової швидкості $V_п$ до повної його зупинки $V_{кон} = 0$

На рисунку 2.26 прийняті наступні позначення: $V_a^{\text{бл}}$ та $V_{\text{к}}^{\text{бл}}$ – відповідно швидкості автомобіля та одного з коліс КТЗ у режимі гальмування з заблокованими колесами; V_a^{id} та $V_{\text{к}}^{id}$ – відповідно швидкості КТЗ та одного з його коліс у режимі ідеалізованого гальмування; $V_a^{\text{з АБС}}$ та $V_{\text{к}}^{\text{з АБС}}$ – відповідно швидкості транспортного засобу та одного з коліс КТЗ у режимі гальмування з автоматизованою системою (наприклад антиблокувальною системою).

Аналізуючи процеси гальмування зображені на рисунку 2.26 б) можна зробити декілька висновків: по перше – використання автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля погіршує якість гальмування в порівнянні з ідеалізованим процесом гальмування; по друге – у порівнянні з гальмуванням при заблокованих колесах, автоматизована система покращує процес гальмування транспортного засобу, але порівняння таких процесів є не зовсім коректним, оскільки між шинами коліс КТЗ та поверхнею дорожнього одягу реалізуються різні за своєю сутністю зчіпні властивості; по третє – максимальне значення уповільнення транспортного засобу яке гальмується за рахунок використання автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля дещо нижче ніж уповільнення транспортного засобу, що може бути досягнуто на межі зчіпних властивостей шин автомобільних коліс та поверхнею дорожнього покриття.

Третій висновок пояснюється тим, що автоматизована система регулювання гальмового зусилля витрачає час на розгальмовування автомобільного колеса, тим самим знижує ефективність гальмування КТЗ в порівнянні з ідеалізованими процесом гальмування.

З графіка прискорення (рис. 2.26 б), очевидно, що відношення $j_{\text{з АБС}}$ до j_{id} це і є ніщо інше, як коефіцієнт використання сили зчеплення (ε).

В математичному виразенні воно може бути представлено як

$$\varepsilon \approx \frac{j_{\text{з АБС}}}{j_{id}}, \qquad (2.185)$$

за умови, що на всіх колесах транспортного засобу реалізуються однакове зчеплення між шинами автомобільних коліс та поверхнею дорожнього покриття.

Якщо теоретично припустити, що зростання уповільнення транспортного засобу під час його гальмування з включеною автоматизованою системою регулювання гальмового зусилля ідентичне зростанню уповільнення КТЗ при ідеалізованому процесі гальмування, то можна записати

$$\varepsilon \approx \frac{t_{id}}{t_{\text{з АБС}}}, \tag{2.186}$$

t_{id} – проміжок часу гальмування транспортного засобу при зниженні його швидкості з $V_{\text{п}}$ до нуля на межі зчіпних властивостей між усіма шинами КТЗ та поверхнею дорожнього покриття, без використання автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля, с;

$t_{\text{з АБС}}$ – проміжок часу гальмування транспортного засобу при зниженні його швидкості з $V_{\text{п}}$ до нуля при роботі автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля, с.

Відомо, що відтворення умов процесу гальмування (тем паче ідеальних) є практично складною задачею, на яку можуть вплинути різні фактори, тому в міжнародному стандарті [45] пропонується визначати коефіцієнт використання сили зчеплення за залежністю (2.187) з урахуванням впливу величини опору кочення шин автомобільних коліс передніх та задніх вісей транспортного засобу та особливостей роботи автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля.

$$\varepsilon = \frac{j_{\text{АБС}}}{g \cdot f_x^M}, \tag{2.187}$$

де $j_{\text{АБС}}$ – середнє уповільнення транспортного засобу, яке гальмувалося з використання автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля, м/с^2;

f_x^M – середнє з максимальних реалізованих зчеплень шин автомобільних коліс транспортного засобу.

Середнє з максимальних реалізованих зчеплень (f_x^M) шин автомобільних коліс транспортного засобу можна визначити шляхом почергового загальмовування передніх та задніх коліс автомобіля на межі їх блокування за залежністю

$$f_x^M = \frac{\sum\limits_{i=1}^{k} \frac{f_{xi}^{\max}}{\lambda_{fi}} \cdot \left(b_g + h_g \cdot z_{\text{АБС}}^e\right) + \sum\limits_{n=k+1}^{k+p} \frac{f_{xn}^{\max}}{\lambda_{rn}} \cdot \left(a_g - h_g \cdot z_{\text{АБС}}^e\right)}{a_g + b_g}, \qquad (2.188)$$

де $f_{xi}^{\max}$ та $f_{xn}^{\max}$ – максимальні реалізовані зчеплення відповідних передніх та задніх шин автомобільних коліс встановлених на вісях КТЗ;

$z_{\text{АБС}}^e$ – коефіцієнт гальмування КТЗ отриманий в умовах, коли система регулювання гальмового зусилля контролює стан кочення автомобільного колеса.

Максимальні реалізовані зчеплення відповідних передніх та задніх шин автомобільних коліс транспортного засобу можна визначити з залежностей відповідно

$$\sum_{i=1}^{k} \frac{f_{xi}^{\max}}{\lambda_{fi}} = \frac{z_{id}^e \cdot \left(a_g + b_g\right) - 0,015 \cdot a_g}{b_g + h_g \cdot z_{id}^e}, \qquad (2.189)$$

$$\sum_{n=k+1}^{k+p} \frac{f_{xn}^{\max}}{\lambda_{rn}} = \frac{z_{id}^e \cdot \left(a_g + b_g\right) - 0,010 \cdot b_g}{a_g - h_g \cdot z_{id}^e}, \qquad (2.190)$$

де z_{id}^e – коефіцієнт гальмування КТЗ отриманий при коченні його коліс на межі зчіпних властивостей шин автомобільних коліс із поверхнею дорожнього покриття.

В залежностях (2.188)– (2.189) використано такий універсальний параметр, як коефіцієнт гальмування (z), який дозволяє оцінити інтенсивність зупинки транспортного засобу, як при ідеальному процесі гальмування, так і в процесі гальмування КТЗ під час роботи автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля.

Коефіцієнти гальмування під час експериментальних досліджень при ідеалізованому гальмуванні та гальмуванні колісного транспортного засобу під впливом автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля можна визначити [45] з відповідних залежностей (2.191) (2.192) (див. рис. 2.27)

$$z_{id}^{e} = \frac{0,566}{t_{id}^{e}}, \tag{2.191}$$

$$z_{\text{АБС}}^{e} = \frac{0,849}{t_{\text{АБС}}^{e}}, \tag{2.192}$$

де t_{id}^{e} – проміжок часу гальмування транспортного засобу при зниженні його швидкості з 40 до 20 км/год на межі зчіпних властивостей між шинами i-ої вісі КТЗ та поверхнею дорожнього покриття, без використання автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля;

$t_{\text{АБС}}^{e}$ – проміжок часу гальмування транспортного засобу при зниженні його швидкості з 45 до 15 км/год при роботі автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля встановленої на всіх осях автомобіля.

В рівнянні (2.191) та рівнянні (2.192) відповідно, коефіцієнти $0,566$ та $0,849$ є не що інше, як інтервали зниження швидкостей (див. рис. 2.27) віднесені до прискорення вільного падіння за умови гальмування автомобільних коліс на межі їх блокування та за умови роботи автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля.

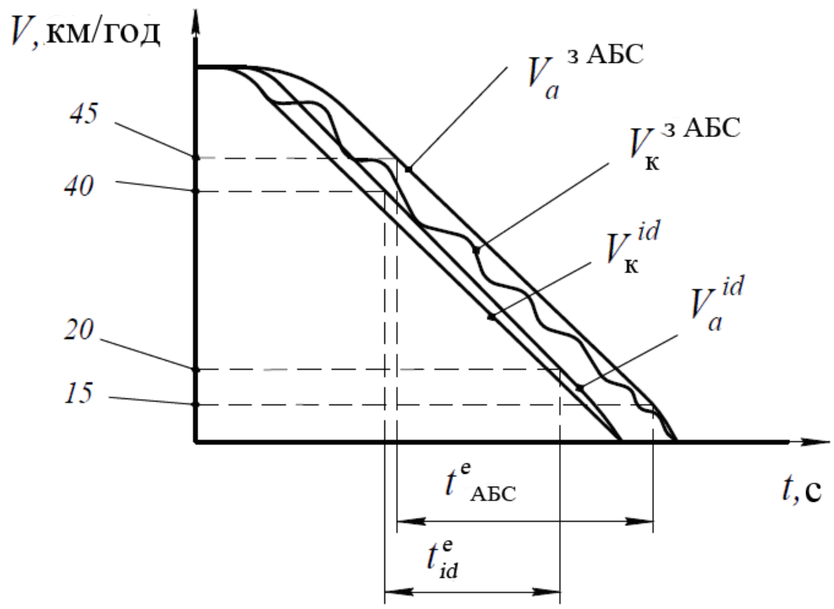


Рисунок 2.27 – Порівняння ідеалізованого процесу гальмування та процесу гальмування КТЗ під впливом автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля

Відомо, що автоматизована система регулювання гальмового зусилля може бути встановлена тільки на окремих осях транспортного засобу, тому слід відзначити, що залежність (2.187) у таких випадках трансформується, для систем, що встановлені тільки на передніх осях автомобіля, в залежність (2.193), а для систем, що встановлені тільки на задніх осях КТЗ – в залежність (2.194).

$$\varepsilon_f = \frac{z^e_{\text{АБС}} \cdot L - 0,015 \cdot a_g}{\sum\limits_{i=1}^{k} \frac{f^{\max}_{xi}}{\lambda_{fi}} \cdot \left(b_g + h_g \cdot z^e_{\text{АБС}}\right)}, \tag{2.193}$$

$$\varepsilon_r = \frac{z^e_{\text{АБС}} \cdot L - 0,01 \cdot b_g}{\sum\limits_{n=k+1}^{k+p} \frac{f^{\max}_{xn}}{\lambda_{rn}} \cdot \left(a_g - h_g \cdot z^e_{\text{АБС}}\right)}, \tag{2.194}$$

Якщо виразити залежності (2.187), (2.193) (2.194) через залежність (2.191) та (2.192), а також врахувати, що $j_{\text{АБС}} = z^e_{\text{АБС}} \cdot g$, то можна записати вирази для визначення коефіцієнту використання сили зчеплення автоматизованою системою, що встановлена на усіх осях колісного транспортного засобу – у вигляді (2.195), встановлена тільки на передніх осях транспортного засобу у вигляді (2.196), встановлена тільки на задніх осях КТЗ – у вигляді (2.197).

$$\varepsilon = \frac{0,849\left(a_g + b_g\right)}{\dfrac{\left(t^e_{\text{АБС}} \cdot b_g + 0,849 h_g\right)\left(0,566\left(a_g + b_g\right) - 0,015 \cdot a_g \cdot t^e_{id\,1}\right)}{t^e_{id\,1} \cdot b_g + 0,566 h_g} +} \to$$

$$\to \frac{0,849\left(a_g + b_g\right)}{+\dfrac{\left(t^e_{\text{АБС}} \cdot a_g - 0,849 h_g\right)\left(0,566\left(a_g + b_g\right) - 0,01 \cdot b_g \cdot t^e_{id\,2}\right)}{t^e_{id\,2} \cdot a_g - 0,566 h_g}}, \tag{2.195}$$

$$\varepsilon_f = \frac{\left(0,849 \cdot \left(a_g + b_g\right) - 0,015 \cdot a_g \cdot t^{e1}_{\text{АБС}}\right) \cdot \left(b_g \cdot t^{e1}_{id} + 0,566 \cdot h_g\right)}{\left(0,566 \cdot \left(a_g + b_g\right) - 0,015 \cdot a_g \cdot t^{e1}_{id}\right) \cdot \left(b_g \cdot t^{e1}_{\text{АБС}} + 0,849 \cdot h_g\right)}, \tag{2.196}$$

$$\varepsilon_r = \frac{\left(0,849 \cdot \left(a_g + b_g\right) - 0,01 \cdot b_g \cdot t^{e2}_{\text{АБС}}\right) \cdot \left(a_g \cdot t^{e2}_{id} - 0,566 \cdot h_g\right)}{\left(0,566 \cdot \left(a_g + b_g\right) - 0,01 \cdot b_g \cdot t^{e2}_{id}\right) \cdot \left(a_g \cdot t^{e2}_{\text{АБС}} - 0,849 \cdot h_g\right)}, \tag{2.197}$$

Якщо знехтувати опором коченням автомобільних коліс, то відповідні залежності (2.195) – (2.197) приймуть вигляд

$$\varepsilon = 1,5 \cdot \left(\frac{t^e_{\text{АБС}} \cdot b_g + 0,849 \cdot h_g}{t^e_{id\,1} \cdot b_g + 0,566 \cdot h_g} + \frac{t^e_{\text{АБС}} \cdot a_g - 0,849 \cdot h_g}{t^e_{id\,2} \cdot a_g - 0,566 \cdot h_g}\right)^{-1}. \tag{2.198}$$

$$\varepsilon_f = \frac{1,5 \cdot t_{id}^{e1} \cdot \left(b_g \cdot t_{id}^{e1} + 0,566 \cdot h_g\right)}{t_{\text{АБС}}^{e1} \cdot \left(b_g \cdot t_{\text{АБС}}^{e1} + 0,849 \cdot h_g\right)}, \tag{2.199}$$

$$\varepsilon_r = \frac{1,5 \cdot t_{id}^{e2} \cdot \left(a_g \cdot t_{id}^{e2} - 0,566 \cdot h_g\right)}{t_{\text{АБС}}^{e2} \cdot \left(a_g \cdot t_{\text{АБС}}^{e2} - 0,849 \cdot h_g\right)}, \tag{2.200}$$

В рівняннях (2.195) – (2.200) позначено: t_{id}^{e1} – проміжок часу гальмування транспортного засобу при зниженні його швидкості з 40 до 20 км/год на межі зчіпних властивостей між шинами передніх вісей КТЗ та поверхнею дорожнього покриття, без використання автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля встановленої тільки на передніх осях автомобіля; t_{id}^{e2} – проміжок часу гальмування транспортного засобу при зниженні його швидкості з 40 до 20 км/год на межі зчіпних властивостей між шинами задніх вісей КТЗ та поверхнею дорожнього покриття, без використання автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля встановленої тільки на задніх осях автомобіля; t_{id1}^{e} – проміжок часу гальмування транспортного засобу при зниженні його швидкості з 40 до 20 км/год на межі зчіпних властивостей між шинами передніх вісей КТЗ та поверхнею дорожнього покриття, без використання автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля встановленої на всіх осях автомобіля; t_{id2}^{e} – проміжок часу гальмування транспортного засобу при зниженні його швидкості з 40 до 20 км/год на межі зчіпних властивостей між шинами задніх вісей КТЗ та поверхнею дорожнього покриття, без використання автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля встановленої на всіх осях автомобіля; $t_{\text{АБС}}^{e1}$ – проміжок часу гальмування транспортного засобу при зниженні його швидкості з 45 до 15 км/год при роботі автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля встановленої тільки на передніх осях автомобіля; $t_{\text{АБС}}^{e2}$ – проміжок часу гальмування транспортного засобу при зниженні його швидкості з 45 до 15 км/год при роботі автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля встановленої тільки на задніх осях автомобіля.

Для підтвердження теоретичних розсудів виконаємо розрахунки коефіцієнту використання сили зчеплення при роботі серійної антиблокувальної системи виробництва ОАО «Екран» та антиблокувальної системи розробленої в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті (ХНАДУ) у складі автобуса МАЗ – 256200 за методикою, яка регламентована міжнародним стандартом [45].

Антиблокувальна система виробництва ОАО «Екран» [305] має індивідуальний принцип керування пневматичними модуляторами тиску, який враховує особливості осьового керування та особливості керування за найбільш нестійким колесом. Антиблокувальна система розроблена в ХНАДУ має індивідуальний принцип керування для задньої вісі та осьовий принцип керування для передньої вісі транспортного засобу [24].

Експериментальні дослідження були виконані в умовах гальмування на сухому асфальтовому покритті при температурі навколишнього середовища плюс 30 °С та на накатаному сніжному покритті при температурі навколишнього середовища мінус 5 °С. Під час проведення експериментальних досліджень було використано вимірювальне обладнання, яке розроблено на кафедрі автомобілів ім. А. Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. Вимірювальне обладнання було протороване на спеціальних торувальних стендах.

Результати експериментальних досліджень процесу гальмування автобуса МАЗ – 256200 обладнаного серійною антиблокувальною системою виробництва ОАО «Екран» та експериментальним зразком антиблокувальної системи розробленої в ХНАДУ для зручності виконання порівняльного аналізу зведені до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Результати експериментальних досліджень процесу гальмування автобуса МАЗ – 256200 обладнаного різними автоматизованими системами регулювання гальмового зусилля

Позначення		b_g	a_g	h_g	$t^e_{АБС}$	t^e_{id1}	t^e_{id2}	$t_{з\ АБС}$	t_{id}
споряджений (АБС ОАО "Екран")	сухий асфальт	1,93	2,27	0,9	1,11	1,23	0,8	1,63	0,79
	накатанний сніг				3,85	4,1	2,39	3,57	1,98
завантажений (АБС ОАО "Екран")	сухий асфальт	1,59	2,61	0,98	1,86	1,83	1,14	1,93	0,91
	накатаний сніг				3,59	3,92	2,29	3,3	1,8
Споряджений (АБС розроблена в ХНАДУ)	сухий асфальт	1,93	2,27	0,9	1,1	1,23	0,795	1,63	0,79
	накатаний сніг				3,76	4,1	2,2	3,57	1,98
Завантажений (АБС розроблена в ХНАДУ)	сухий асфальт	1,59	2,61	0,98	1,82	1,83	1,09	1,93	0,91
	накатаний сніг				3,56	3,92	2,19	3,3	1,8

Результати визначення коефіцієнту використання сили зчеплення досліджуваних антиблокувальних систем за залежностями (2.186), (2.195) та (2.198) зведені для зручності аналізу в таблицю 2.2.

Порівняння результатів дослідження за залежністю (2.186) та (2.198) з результатами розрахунку за залежністю (2.195) має відповідно середню похибку розрахунків не більше $\Delta_1 = 4,5$ % та $\Delta_2 = 7,5$ %.

Похибки розрахунків Δ_1 та Δ_2 для різних станів дорожнього покриття та різних автоматизованих систем регулювання гальмового зусилля наведені в таблиці 2.2.

Для визначення похибки розрахунків Δ_1 та Δ_2 була використана відома залежність

$$\Delta_i = \frac{\max(\varepsilon_i;\ \varepsilon_3) - \min(\varepsilon_i;\ \varepsilon_3)}{\max(\varepsilon_i;\ \varepsilon_3)} \cdot 100\ \%. \tag{2.201}$$

де ε_i – коефіцієнт використання сили зчеплення автоматизованою системою регулювання гальмового зусилля відповідно визначений за залежністю (2.186) (при $i = 1$) та (2.198) (при $i = 2$);

Таблиця 2.2

Результати розрахунку коефіцієнту використання сили зчеплення автоматизованою системою регулювання гальмового зусилля в умовах сухого асфальтового покриття та накатаного снігу

Позначення		Номер залежності			Похибка в розрахунках, %	
		ε_1	ε_2	ε_3	Δ_1	Δ_2
споряджений (АБС ОАО "Екран")	сухий асфальт	0,988	0,962	0,978	1,0%	2,6%
	накатанний сніг	0,828	0,741	0,775	6,4%	10,5%
завантажений (АБС ОАО "Екран")	сухий асфальт	0,798	0,753	0,771	3,4%	5,6%
	накатаний сніг	0,786	0,741	0,774	1,5%	5,7%
споряджений (АБС розроблена в ХНАДУ)	сухий асфальт	0,994	0,971	0,987	0,7%	2,3%
	накатаний сніг	0,900	0,759	0,794	11,8%	15,7%
Завантажений (АБС розроблена в ХНАДУ)	сухий асфальт	0,835	0,769	0,787	5,7%	7,9%
	накатаний сніг	0,822	0,748	0,781	5,0%	9,0%

ε_3 – коефіцієнт використання сили зчеплення автоматизованою системою регулювання гальмового зусилля визначений за залежністю (2.195).

Аналіз похибок розрахунків коефіцієнта використання сили зчеплення автоматизованими системами дозволив встановити, що розрахунки за залежністю (2.186) є більш точнішими ніж розрахунки за залежністю (2.198), яка не враховує опір кочення автомобільних коліс під час гальмування транспортного засобу. Різниця між похибками розрахунків за залежністю (2.186) та (2.198) відрізняються одна від одної майже в 2 рази.

Таким чином можна стверджувати, що для використання в автотехнічній практиці під час розрахунків гальмового шляху колісного транспортного засобу, який обладнано автоматизованою системою регулювання гальмового зусилля, за залежністю (2.184) з метою встановлення об’єктивної оцінки обставин виникнення дорожньо-транспортної події слід використовувати залежності (2.195) – (2.197), які враховують вплив опору кочення коліс транспортного засобу під час роботи автоматизованої системи регулювання гальмівного зусилля, або теоретичну залежність (2.186), яка дає трохи гірший результат розрахунків ніж залежність (2.195), але має простішу форму запису й потребує проведення меншої кількості експериментальних досліджень під час відтворення обставин дорожньо-транспортної події.

Висновки по розділу 2

1. Використана концепція визначення зміни вертикального навантаження на осях багатовісних транспортних засобів, які відноситься до відповідної групи КТЗ (див. рис. 2.1), дозволила створити універсальні методи розрахунку перерозподілу навантаження між мостами відповідних багатовісних транспортних засобів під час їх гальмування;

2. Запропонований метод визначення поздовжніх координат розташування центру тяжіння багатовісного колісного транспортного засобу на основі координат розташування його мостів та статичних навантажень на вісі автомобіля або причіпної ланки, дозволяє визначити характер впливу геометричного положення центру тяжіння багатовісного КТЗ на перерозподіл ваги між його мостами під час гальмування, використовуючи прості алгебраїчні рівняння та методи імітаційного моделювання;

3. Запропоновані залежності, для визначення коефіцієнта гальмування КТЗ для плоскої або просторової моделі руху транспортного засобу, дозволяють визначити його ефективність гальмування на основі особливостей реалізації зчіпних властивостей між шинами відповідних мостів багатовісного автомобіля або автомобіля-тягача з причіпною ланкою. Використання цих залежностей в автотехнічній експертизі дозволяють уточнити особливості впливу координат розташування центру тяжіння багатовісного КТЗ та реалізованого зчеплення між шинами відповідних мостів автомобіля на величину його уповільнення під час гальмування у тому числі й при виході з ладу окремих контурів гальмового приводу транспортного засобу;

4. На основі визначених особливостей реалізації зчіпних властивостей пневматичної шини з поверхнею дорожнього покриття уточнена модель розрахунку кутової швидкості обертання автомобільного колеса в частині впливу на неї кута закручування пневматичної шини відносно поверхні дорожнього покриття;

5. Запропоновані залежності (2.186), (2.195) – (2.200) дозволяють оцінити вплив автоматизованої системи регулювання гальмового зусилля на процес гальмування колісного транспортного засобу з середньою похибкою не більше ніж 7,5 %.

Розрахунки за залежністю (2.186) мають меншу похибку визначення величини ε ніж за залежностями (2.198) – (2.200) оскільки останні не враховують вплив сил опору коченню автомобільних коліс транспортного засобу на ефективність його гальмування.

У випадку відсутності інформації щодо часу гальмування КТЗ в експертно-криміналістичній практиці з автотехнічної експертизи з достатньою точністю можна використовувати значення коефіцієнту використання сили зчеплення рівне 0,8 для спорядженого та завантаженого транспортного засобу в різних погодно-кліматичні умовах його експлуатації.

Основні результати дослідження з даного розділу опубліковані в наукових роботах [1, 6, 9–12, 15–17, 19, 20, 23, 24, 28, 29, 31, 33, 34, 37–40, 43, 44].

РОЗДІЛ 3
ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОРГАНІЗАЦІЇ ЗАПАСНОЇ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНОГО ГАЛЬМОВОГО ПРИВОДА БАГАТОВІСНИХ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

У відповідності до міжнародних вимог [45] кожний колісний транспортний засіб повинен у складі його гальмового керування обов'язково мати, крім робочої й стоянкової гальмової системи, також запасну гальмову систему (систему аварійного гальмування). Міжнародним стандартом [45] оговорена мінімальна ефективність дії такої системи на рівні забезпечення уповільнення КТЗ не нижче ніж $2,2$ м/с^2 для транспортних засобів категорії N_2 та N_3, а також $2,5$ м/с^2 для транспортних засобів категорій M_2 та M_3. Цим стандартом також оговорено, що при наявності в пневматичному контурі гальмового привода будь-якої несправності, залишкова ефективність дії його робочої гальмової системи повинна бути на рівні забезпечення уповільнення колісного транспортного засобу не нижче ніж:

– для завантажених транспортних засобів категорій M_2 та M_3 – $1,5$ м/с^2;

– для завантажених транспортних засобів категорій N_2 та N_3 – $1,3$ м/с^2;

– для споряджених транспортних засобів категорій M_2 та M_3 – $1,3$ м/с^2;

– для спорядженого транспортного засобу категорії M_3 – $1,5$ м/с^2;

– для спорядженого транспортного засобу категорії N_2 – $1,1$ м/с^2.

Що в процентному вираженні від повної ефективності дії робочої гальмової системи (системи робочого гальмування) складає:

– для завантажених транспортних засобів категорій M_2 та M_3 – 30 %;

– для завантажених транспортних засобів категорій N_2 та N_3 – 26 %;

– для споряджених транспортних засобів категорій M_2 та M_3 – 26 %;

– для спорядженого транспортного засобу категорії M_3 – 30 %;

– для спорядженого транспортного засобу категорії N_2 – 22 %.

Відомо що повна ефективність дії робочої гальмової системи, в справному її стані, повинна забезпечувати уповільнення транспортного засобу категорій N_2, N_3, M_2 або M_3 на рівні не нижче 5 м/с^2, а ефективність дії системи аварійного гальмування КТЗ, в процентному вираженні від повної ефективності дії системи робочого гальмування, повинна складати не менше ніж:

– для транспортних засобів категорії N_2 та N_3 – 44 %;

– для транспортних засобів категорії M_2 та M_3 – 50 %.

Таким чином, очевидно, що якщо забезпечити для транспортних засобів категорій N_2, N_3, M_2 та M_3 роботу їх запасної гальмової системи на рівні не нижче ніж 50 % від повної ефективності дії системи робочого гальмування, то будуть задоволені всі вимоги міжнародного стандарту [45] щодо ефективності гальмування колісного транспортного засобу, як при використанні запасної гальмової системи, так і при використанні робочої гальмової системи у разі виходу з ладу, будь-яких складових гальмового привода в тому числі й електропневматичних.

3.1. Концепція реалізації електропневматичного гальмового привода на багатовісному колісному транспортному засобі

Однією з основних вимог, що висувається до колісного транспортного засобу, є забезпечення його стійкого гальмування, без виникнення заносу. У зв'язку з цим не будемо розглядати, так звану «діагональну» схему ділення контурів гальмового привода робочої або запасної гальмової системи КТЗ, а основну увагу приділимо діленню контурів гальмового привода по осям автомобіля з метою організації запасної гальмової системи на базі робочої. Такий спосіб компонування контурів гальмового привода не заперечений міжнародним стандартом [45] та найбільш часто використовується в гальмовому керуванні сучасних колісних транспортних засобах категорій N_2, N_3, M_2 та M_3.

В якості прикладу розглянемо гальмову систему двовісного транспортного засобу, яку виконано на базі робочої гальмової системи з двоконтурним гальмовим приводом (рис. 3.1).

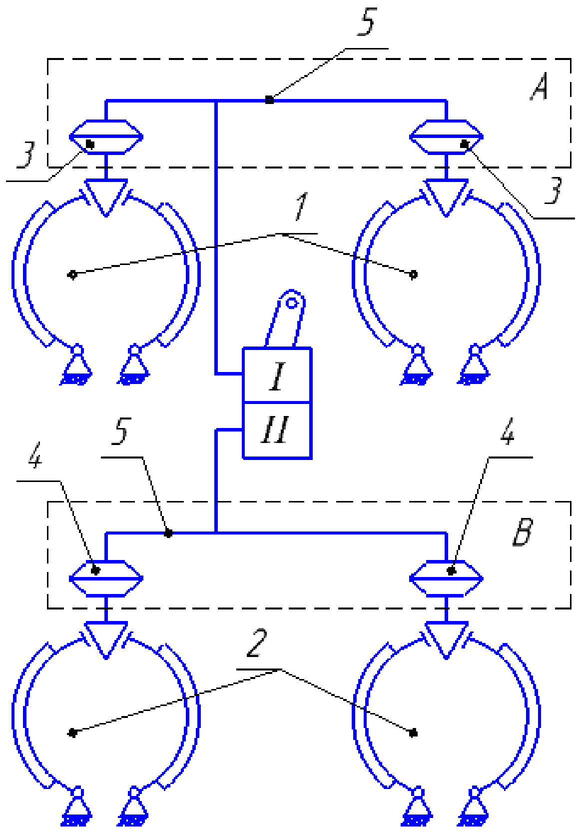


Рисунок 3.1 – Схема двоконтурного гальмового привода робочої гальмівної системи двовісного колісного транспортного засобу з гальмовими механізмами типу «симплекс»

На рисунку 3.1 зображено: 1 та 2 – відповідно передні та задні гальмові механізми типу «симплекс»; 3 та 4 – відповідно гальмові камери передньої та задньої вісі транспортного засобу; 5 – трубопроводи; *I* – секція гальмового крана пов’язана з місцем *A* під’єднання гальмового контуру до відповідних гальмових камер моста; *II* – секція гальмового крана пов’язана з місцем *B* під’єднання гальмового контуру до відповідних гальмових камер моста; *A* та *B* – порядкові місця під’єднання відповідного контуру до відповідних гальмових камер 3 та 4 переднього й заднього моста КТЗ.

У загальному випадку ефективність дії робочої гальмової системи (рис. 3.1), такого транспортного засобу, повинна задовольняти умові

$$j_{\text{e}} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{4} R_{xi}}{m_a} \geqslant [j]\,, \tag{3.1}$$

де j_{e} – уповільнення транспортного засобу, що досягається при його гальмуванні зі справним гальмовим приводом, м/с^2;

i – порядковий номер автомобільного колеса КТЗ (здвоєні або строєні колеса вважаються одним автомобільним колесом);

R_{xi} – поздовжня реакція, що реалізується між i-тою шиною КТЗ та поверхнею дорожнього покриття з яким вона контактує, Н;

m_a – маса транспортного засобу, кг;

$[j]$ = 5 м/с^2 – мінімально допустиме уповільнення колісного транспортного засобу, встановлене міжнародним стандартом [45], під час гальмування автомобіля у разі використання його робочої гальмової системи.

В такому випадку, для забезпечення 50 % ефективності дії системи аварійного гальмування, при виході з ладу будь-якого апарату в контурі привода гальм передньої або задньої вісі (рис. 3.1) колісного транспортного засобу, ефективність дії його переднього ($j_{\text{e}1}$) або заднього ($j_{\text{e}2}$) контуру повинна відповідати умовам

$$j_{\text{e}1} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{2} R_{xi}}{m_a} \geqslant 2,5 \text{ м/с}^2, \tag{3.2}$$

$$j_{\text{e}2} = \frac{\sum\limits_{i=3}^{4} R_{xi}}{m_a} \geqslant 2,5 \text{ м/с}^2. \tag{3.3}$$

З виразів (3.2), (3.3) можна побачити, що в загальному випадку уповільнення j_{e1} та j_{e2}, які досягаються при гальмуванні колісного транспортного засобу з гальмовим приводом що зображено на рисунку 3.1, можуть бути не рівні один одному

$$j_{e1} \neq j_{e2}, \tag{3.4}$$

а значить якщо врахувати вираз (3.1) то можна записати

$$j_{ei} = n_{ei} \cdot j_e \geqslant 2,5 \text{ м/с}^2. \tag{3.5}$$

де n_{ei} – так званий коефіцієнт ефективності i-го контуру гальмового привода колісного транспортного засобу.

З виразу (3.5) очевидно, що, наприклад, для двовісного транспортного засобу в загальному випадку значення коефіцієнтів ефективності дії його i-го контуру (рис. 3.1) можуть бути не рівними, тобто дотримуватиметься нерівність

$$n_{e1} \neq n_{e2}, \tag{3.6}$$

при цьому в окремому випадку, якщо $j_e = 5$ м/с^2, з виразів (3.1) – (3.3) очевидно, що має задовольнятися умова

$$n_{e1} \geqslant 0,5 \leqslant n_{e2}, \tag{3.7}$$

тому надалі під ефективністю дії запасної гальмової системи (системи аварійного гальмування) будемо розуміти мінімальне з значень коефіцієнтів ефективності n_{ei} й відповідне йому уповільнення j_{ei}.

Практика проектування гальмового керування транспортних засобів категорій N_2, N_3, M_2 та M_3, наприклад, спеціального призначення або спеціалізованих, показує, що далеко не завжди є можливість виконати умову (3.7). Як правило, це пов’язано з суперечливістю вимог, викладених в Додатку 4 та 10 міжнародного стандарту [45].

Так, наприклад, у автомобіля сільськогосподарського призначення КАЗ-4540 [306], відповідно до розрахунків, дотримується співвідношення коефіцієнтів ефективності дії його контурів гальмівного привода:

$$\begin{aligned} n_{e1} &= 0,6; \\ n_{e2} &= 0,4, \end{aligned} \tag{3.8}$$

пов'язаних з відповідними передніми (індекс 1) та задніми (індекс 2) вісями автомобіля.

Очевидно, що умова (3.7) у такого транспортного засобу не виконується.

Як показує аналіз досліджень [225], проведених на кафедрі автомобілів ім. А. Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, в разі коли дотримується співвідношення, наприклад (3.8), для виконання вимоги (3.5) необхідно забезпечувати ефективність дії робочої гальмівної системи на рівні не нижче $j_e = 6,25$ м/с^2 за рахунок використання конструктивних рішень (рис. 3.2), пов'язаних найчастіше з ускладненням й подорожчанням гальмової системи, як це зроблено в конструкції робочої гальмової системи автобуса ЛіАЗ-5256 [307], зображеної на рисунку 3.3.

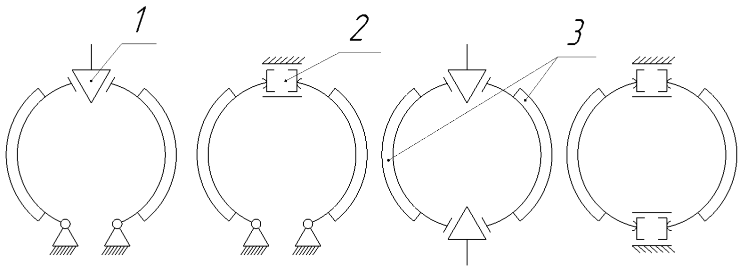


Рисунок 3.2 – Схеми барабанних гальмових механізмів: а) - схема «симплекс» з пневматичним приводом та клиновим механізмом розтискання; б) - схема «симплекс» з гідравлічним приводом; в) - схема «дуо-дуплекс» з пневматичним приводом та клиновим механізмом розтискання; г) - схема «дуо-дуплекс» з гідравлічним приводом; 1 - клиновий механізмом розтискання; 2 - робочий гальмовий циліндр; 3 - колодка гальмового механізму

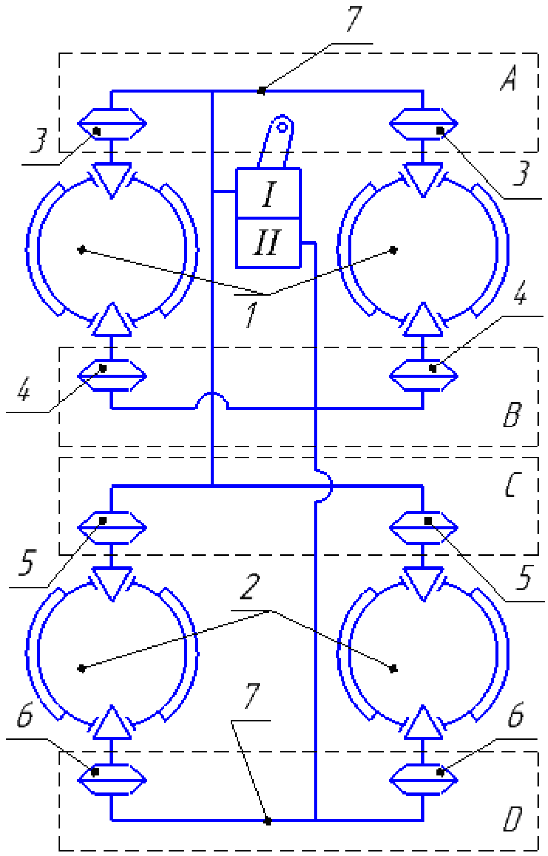


Рисунок 3.3 – Схема двоконтурного гальмового привода робочої гальмівної системи двовісного колісного транспортного засобу з гальмовими механізмами типу «дуо-дуплекс»

На рисунку 3.3 зображено: 1 і 2 – відповідно передні та задні гальмові механізми типу «дуо-дуплекс»; 3, 4, 5 і 6 – відповідно гальмові камери передньої та задньої вісі транспортного засобу; 7 – трубопроводи; *I* – секція гальмового крана пов'язана з місцями *A* та *C* під'єднання гальмового контуру до відповідних гальмових камер переднього та заднього моста; *II* – секція гальмового крана пов'язана з місцями *B* та *D* під'єднання гальмового контуру до відповідних гальмових камер переднього та заднього моста; *A*, *B*, *C* та *D* – порядкові місця під'єднання відповідного контуру до відповідних гальмових камер 3, 4, 5 і 6 переднього та заднього моста транспортного засобу.

Як видно з рисунку 3.3, при відключенні одного з двох контурів такої робочої гальмової системи, гальмові механізми колісного транспортного засобу починають працювати за схемою «симплекс» замість схеми «дуо-дуплекс» і тим самим забезпечується ефективність гальмування автомобіля на рівні не нижче 68 % від повної ефективності дії системи робочого гальмування.

При цьому умова (3.5) виконується з запасом, оскільки коефіцієнти ефективності дорівнюють один одному $n_{\text{e}1} = n_{\text{e}2} = 0,68$.

Ще одним підходом для підвищення ефективності дії системи робочого гальмування, є збільшення кількості контурів гальмового привода, наприклад, з двох (рис. 3.4) до трьох (рис. 3.5).

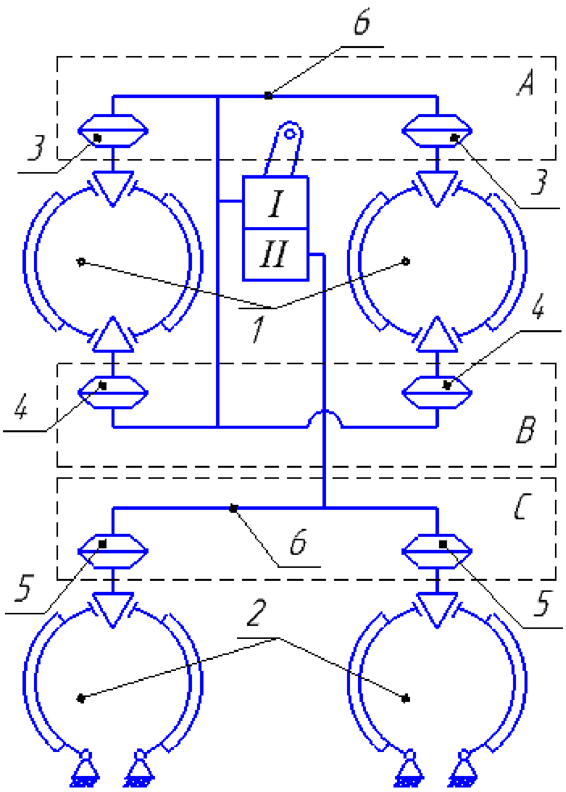


Рисунок 3.4 – Схема двоконтурного гальмового привода робочої гальмівної системи двовісного колісного транспортного засобу з гальмовими механізмами на передній вісі типу «дуо-дуплекс», а на задній вісі типу «симплекс»

На рисунку 3.4 зображено: 1 – передній гальмовий механізм типу «дуо-дуплекс»; 2 – задній гальмовий механізм типу «симплекс»; 3, 4 та 5 – відповідно гальмові камери передньої та задньої вісі транспортного засобу; 6 – трубопроводи; *I* – секція гальмового крана пов’язана з місцями *A* та *B* під'єднання гальмового контуру до відповідних гальмових камер переднього моста; *II* – секція гальмового крана пов'язана з місцем під'єднання гальмового контуру до відповідних гальмових камер заднього моста; *A*, *B* та *C* – порядкові місця під'єднання відповідного контуру до відповідних гальмових камер 3, 4 та 5 переднього й заднього моста автомобіля.

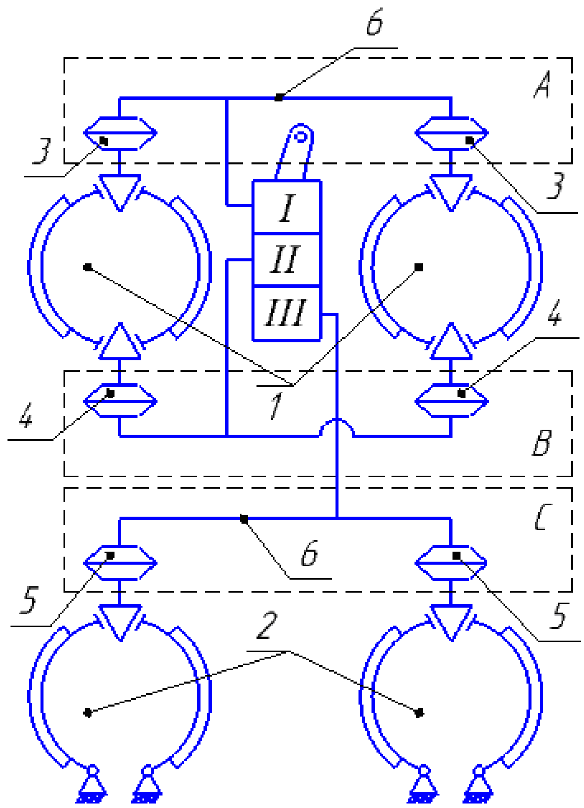
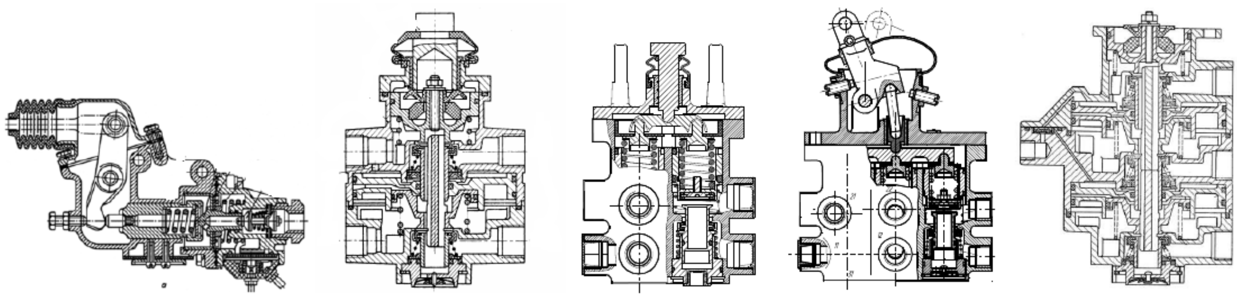


Рисунок 3.5 – Схема триконтурного гальмового привода робочої гальмівної системи двовісного колісного транспортного засобу з гальмовими механізмами на передній вісі типу «дуо-дуплекс», а на задній вісі типу «симплекс»

На рисунку 3.5 зображено: 1 – передній гальмовий механізм типу «дуо-дуплекс»; 2 – задній гальмовий механізм типу «симплекс»; 3, 4 та 5 – відповідно гальмові камери передньої та задньої вісі транспортного засобу; 6 – трубопроводи; *I* – секція гальмового крана пов'язана з місцем під'єднання гальмового контуру до відповідних гальмових камер переднього моста; *II* – секція гальмового крана пов'язана з місцем *B* під'єднання гальмового контуру до відповідних гальмових камер переднього моста; *III* – секція гальмового крана пов'язана з місцем *C* під'єднання гальмового контуру до відповідних гальмових камер заднього моста; *A*, *B* та *C* – порядкові місця під'єднання відповідного контуру до відповідних гальмових камер 3, 4 та 5 переднього й заднього моста КТЗ.

Очевидно, що реалізація триконтурної робочої гальмової системи доцільна на транспортних засобах, які мають не менше трьох мостів або не менше трьох місць приєднання відповідних контурів до відповідних гальмових камер (рис. 3.5).

Як показав аналіз науково-технічної літератури [225, 226, 306], триконтурна гальмова система стала можливою після освоєння в серійному виробництві ПАТ «Вовчанський агрегатний завод» (м. Вовчанськ, Україна, Харківська обл.) трисекційного гальмового крана (рис. 3.6 г), який було розроблено колективом науково виробничого підприємства «Автоагрегат» (м.Харків, Україна).



а) б) в) г) д)

Рисунок 3.6 – Переріз гальмових кранів різної конструкції: а) – односекційний; б) – двосекційний з послідовними секціями; в) – двосекційний з паралельними секціями; г) – трисекційний з паралельними секціями; д) – трисекційний з послідовними секціями

Зрозуміло, що використання більшої кількості контурів в гальмовому приводі колісного транспортного засобу, дозволяє підвищити ефективність дії системи аварійного гальмування автомобіля в цілому, за рахунок використання одночасно двох з трьох контурів гальмового привода, які знаходяться в працездатному стані, у разі несправності робочої гальмової системи транспортного засобу.

Розрахунки показують, що для схеми, зображеної на рисунку 3.5 коефіцієнт ефективності дії гальмового керування КТЗ у разі виходу з ладу 1-го контуру гальмового привода становить $(n_{e2} + n_{e3}) = 0,86$, як і у разі виходу з ладу 2-го контуру – також $(n_{e1} + n_{e3}) = 0,86$, а в разі виходу з ладу 3-го контуру ефективність дії гальмової системи автомобіля становить $(n_{e1} + n_{e2}) = 0,38$ від повної ефективності дії ($j_e = 6,659$ м/с^2) робочої гальмової системи завантаженого автомобіля, що рухався перед початком гальмування в межах до 50 км/год.

Таким чином, якщо припустити, що під час виникнення аварійної ситуації вийде з ладу тільки один з контурів гальмового привода робочої гальмової системи КТЗ, який має ефективність дії на рівні не нижче ніж $j_e = 6,659$ м/с^2 то два контури, що залишилися, забезпечать ефективність дії несправної гальмової системи автомобіля на рівні не нижче ніж $j_e = 2,5$ м/с^2, що становить 50 % від мінімально допустимої ефективності дії робочої гальмової системи $j_e = 5$ м/с^2 встановленої міжнародним стандартом [45].

Виходячи з вище викладеного для формування основ організації гальмового привода з електропневматичними пристроями регулювання гальмового зусилля на колесах багатовісного автомобіля необхідно визначити закономірності зміни ефективності системи аварійного гальмування транспортних засобів відповідних категорій N_2, N_3, M_2 та M_3 при варіюванні такими параметрами, як: кількість контурів (два, три або більше) з яких складається робоча гальмова система КТЗ, кількість вісей у колісного транспортного засобу, а також від типу гальмових механізмів встановлених на осі автомобіля («симплекс» або «дуо-дуплекс»).

3.1.1. Методика з'єднання органу керування гальмового привода з гальмовими механізмами вісей колісного транспортного засобу. Для визначення кількості найбільш раціональних варіантів компонування контурів системи аварійного гальмування багатовісного колісного транспортного засобу можна скористатися теорією планування експерименту та методами комбінаторики на основі яких, найбільш загальна кількість раціональних варіантів компонування контурів гальмового привода із гальмовими механізмами автомобіля підпорядковується залежності

$$N_p = k^{m-k}, \tag{3.9}$$

де k – кількість контурів гальмового привода робочої гальмівної системи колісного транспортного засобу (на рис. 3.1, рис. 3.3 – 3.5 позначені римськими цифрами $I - III$);

m – кількість можливих точок підключення контурів до гальмових механізмів на відповідних вісях КТЗ (на рис. 3.1, рис. 3.3 – 3.5 позначені буквами латинського алфавіту $A, B, C, D...$).

Для подальшого аналізу можливих варіантів комбінації підключення контурів гальмового привода до гальмових камер відповідних мостів колісного транспортного засобу приймемо наступну схему позначень:

– для двоконтурної гальмової системи

$$I - II; \tag{3.10}$$

– для триконтурної гальмової системи

$$I - II - III; \tag{3.11}$$

і так далі, для будь якої кількості контурів K

$$I - II - III - ... - K. \tag{3.12}$$

Сутність запропонованого позначення схем полягає в тому, щоб підпорядкувати точки підключення контурів до гальмових механізмів відповідних вісей багатовісного транспортного засобу. Так, наприклад, кожна секція гальмового крана (електропневматичного модулятору тиску), яка утворює окремий контур привода, може бути під'єднана до кількох мостів КТЗ (місць з'єднання A, B, C, D і так далі із гальмовими камерами), тому в рамках одного контуру гальмового привода (I, II або III) позначимо їх через дріб, наприклад, позначення контуру I може мати відповідно до рисунку 3.4 запис

$$I \to A/B, \tag{3.13}$$

$$II \to C. \tag{3.14}$$

Тобто у відповідності до рівняння (3.10) отримаємо

$$A/B - C. \tag{3.15}$$

Для схеми зображеної на рисунку 3.5 з більшою кількістю контурів будемо мати запис (3.11) у вигляді

$$A - B - C, \tag{3.16}$$

а для схеми зображеної на рисунку 3.3 запис (3.10) прийме вигляд

$$A/C - B/D. \tag{3.17}$$

Очевидно, що зі збільшенням кількості контурів або точок під'єднання до мостів багатовісного транспортного засобу їх схеми (3.10) – (3.12) будуть ускладнюватися, тому для зручності обчислень ефективності дії відповідної схеми гальмового привода та підбору найбільш ефективної схеми гальмового привода з точки зору забезпечення найвищої ефективності гальмування КТЗ саме такий запис є зручним та раціональним.

Для визначення кількості можливих комбінацій під'єднання контурів гальмового привода до мостів багатовісного транспортного засобу з відповідними механізмами типа «симплекс» або «дуо-дуплекс» використаємо так звану математичну формулу «включень-виключень» (3.18), яка у графічному вигляді представляє собою діаграму Венна [308]. В якості прикладу наведемо діаграму Венна для тривісного КТЗ з триконтурним гальмовим приводом та механізмами типу «дуо-дуплекс» яка має вигляд зображений на рисунку 3.7.

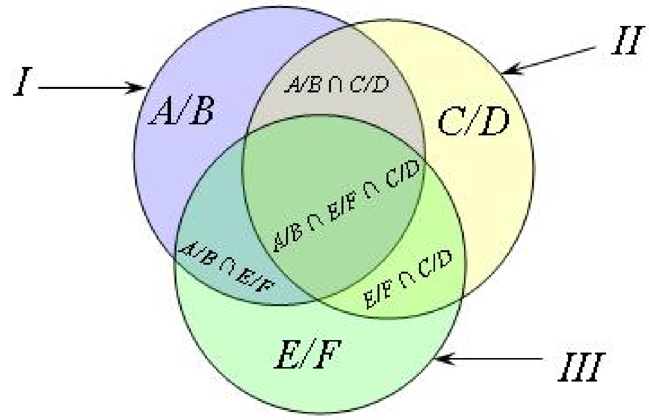


Рисунок 3.7 – Діаграма Венна для тривісного КТЗ з триконтурним гальмовим приводом та гальмовими механізмами типа «дуо-дуплекс»

В загальному вигляді формула «включень-виключень» для будь якого КТЗ матиме вигляд

$$\left|\bigcup_{i=1}^{m} A_i\right| = \sum_{i=1}^{m} |A_i| - \sum_{\substack{i,j:\\ 1\leqslant i<j\leqslant m}} \left|A_i \cap A_j\right| + \tag{3.18}$$

$$+ \sum_{\substack{i,j,n:\\ 1\leqslant i<j<n\leqslant m}} \left|A_i \cap A_j \cap A_n\right| - \ldots + (-1)^{m-1} |A_1 \cap \ldots \cap A_m| .$$

Використовуючи залежність (3.18) для робочої гальмової системи з двоконтурним гальмовим приводом ($k = 2$) та механізмами типа «симплекс» (рис. 3.1) кількість можливих комбінацій під’єднання контурів до гальмових механізмів визначатиметься залежністю

$$N = \left| \bigcup_{i=1}^{2} A_i \right| = k^m - k = 2^2 - 2 = 2. \tag{3.19}$$

У разі визначення кількості можливих комбінацій під’єднання контурів ($k = 2$) до гальмових механізмів у відповідності до схеми зображеної на рисунку 3.3 рівняння (3.18) прийме вигляд

$$N = \left| \bigcup_{i=1}^{4} A_i \right| = k^m - k = 2^4 - 2 = 14. \tag{3.20}$$

Для схеми зображеної на рисунку 3.4 рівняння (3.18) матиме вигляд

$$N = \left| \bigcup_{i=1}^{3} A_i \right| = k^m - k = 2^3 - 2 = 6, \tag{3.21}$$

а для схеми зображеної на рисунку 3.5

$$N = \left| \bigcup_{i=1}^{3} A_i \right| = k^m - k \cdot (k-1)^m + k = 3^3 - 3 \cdot 2^3 + 3 = 6. \tag{3.22}$$

Для чотириконтурного гальмового привода та, наприклад, чотиривісного КТЗ з гальмовими механізмами типа «симплекс» рівняння (3.18) стане ще більшим й прийме вигляд

$$\begin{gathered} N = \left| \bigcup_{i=1}^{4} A_i \right| = k^m - k\,(k-1)^m + C_k^2\,(k-2)^m - k = \\ = 4^4 - 4 \cdot 3^4 + \frac{4!}{2!2!} \cdot 2^4 - 4 = 24. \end{gathered} \tag{3.23}$$

де $C_k^2 = \dfrac{k!}{(k-2)!2!}$ – біноміальний коефіцієнт з k по 2 (або як його ще називають «число поєднань варіантів k по 2»).

Очевидно, що результат розв'язання залежності (3.18) є не що інше, як числа Стірлінга другого роду, тому у загальному вигляді рівняння (3.18) для визначення кількості можливих комбінацій з'єднання контуру гальмового привода КТЗ з точками під'єднання до гальмових механізмів відповідних мостів багатовісного транспортного засобу можна записати у вигляді (3.24) за умови, що $m \geqslant k$.

$$\begin{gathered} N(m;k) = k^m - k\,(k-1)^m + C_k^2\,(k-2)^m - \\ -C_k^3\,(k-3)^m + \ldots \mp C_k^{k-1} = \sum_{T=0}^{k-1} (-1)^T\, C_k^T\,(k-T)^m\,. \end{gathered} \qquad (3.24)$$

де $C_k^3 = \dfrac{k!}{(k-3)!3!}$ та $C_k^{k-1} = k = \dfrac{k!}{1!(k-1)!}$ – біноміальні коефіцієнти з k по 3 та з k по $(k-1)$ відповідно;

$C_k^T = \dfrac{k!}{(k-T)!T!}$ – біноміальний коефіцієнт з k по T у загальному вигляді.

Для зручності аналізу кількості раціональних варіантів компонування контурів гальмового привода системи, яка забезпечуватиме аварійне гальмування багатовісного колісного транспортного засобу, а також кількості можливих комбінацій з'єднання контуру гальмового привода з точками під'єднання до гальмових механізмів типа «симплекс» або «дуо-дуплекс», зведемо в таблицю 3.1 та таблицю 3.2.

З таблиці можна побачити, що при $N_p = 1$ всі варіанти N є рівноцінними та взаємозамінними оскільки кількість контурів гальмового привода відповідає кількості точок під'єднання до гальмових механізмів. При цьому відбувається перестановка контурів між собою, що не впливатиме на середню ефективність гальмування КТЗ під час виходу з ладу одного з контурів його гальмового привода.

На практиці застосування запропонованої методики може бути представлено в наступному вигляді: припустимо, що є транспортний засіб для якого треба підібрати раціональну схему гальмового привода, для цього за залежністю (3.9) визначимо кількість раціональних варіантів компонування

Таблиця 3.1

Кількість раціональних варіантів компонування двоконтурних та триконтурних гальмових приводів та кількість можливих комбінацій їх з’єднання з гальмовими механізмами КТЗ

Кількість осей на КТЗ	Кількість варіантів компонування							
	2-х контурний гальмовий привод				3-х контурний гальмовий привод			
	Тип гальмового механізму «симплекс»		Тип гальмового механізму «дуо-дуплекс»		Тип гальмового механізму «симплекс»		Тип гальмового механізму «дуо-дуплекс»	
	N_p	N	N_p	N	N_p	N	N_p	N
Дві	1	2	4	14	---	---	3	36
Три	2	6	16	62	1	6	27	540
Чотири	4	14	64	254	3	36	243	5796
П’ять	8	30	256	1022	9	150	2187	55980
Шість	16	62	1024	4094	27	540	19683	519156
Сім	32	126	4096	16382	81	1806	177147	4733820
Вісім	64	254	16384	65534	243	5796	1594323	42850116
Дев’ять	128	510	65536	262142	729	18150	14348907	386634060
Десять	256	1022	262144	1048574	2187	55980	129140163	3483638676
Одинадцять	512	2046	1048576	4194302	6561	171006	1162261467	31368476700
Двонадцять	1024	4094	4194304	16777214	19683	519156	10460353203	282379204836

Таблиця 3.2

Кількість раціональних варіантів компонування чотириконтурних та п’ятиконтурних гальмових приводів та кількість можливих комбінацій їх з’єднання з гальмовими механізмами КТЗ

Кількість осей на КТЗ	Кількість варіантів компонування							
	4-х контурний гальмовий привод				5-ти контурний гальмовий привод			
	Тип гальмового механізму «симплекс»		Тип гальмового механізму «дуо-дуплекс»		Тип гальмового механізму «симплекс»		Тип гальмового механізму «дуо-дуплекс»	
	N_p	N	N_p	N	N_p	N	N_p	N
2	---	---	1	24	---	---	---	---
3	---	---	16	1560	---	---	5	1800
4	1	24	256	40824	---	---	125	126000
5	4	240	4096	818520	1	120	3125	5103000
6	16	1560	65536	14676024	5	1800	78125	165528000
7	64	8400	1048576	249401880	25	16800	1953125	4809004200
8	256	40824	16777216	4123173624	125	126000	48828125	131542866000
9	1024	186480	268435456	67171367640	625	834120	1220703125	3474971465400
10	4096	818520	4294967296	1085570781624	3125	5103000	30517578125	89904730860000
11	16384	3498000	68719476736	17466686971800	15625	29607600	762939453125	2296538629446600
12	65536	14676024	1099511627776	280345359228024	78125	165528000	19073486328125	58200094019430000

контурів гальмового привода системи, після чого визначимо за залежністю (3.24) кількість можливих комбінацій з’єднання контуру гальмового привода з точками під’єднання до гальмових механізмів.

Для схеми зображеної на рисунку 3.1 отримаємо: $N_p = 1$, $N = 2$, тобто один можливий раціональний варіант компонування контурів гальмового привода має дві можливі комбінації підключення, а саме, відповідно до виразу (3.10) запишемо A-B або B-A.

Для схеми зображеної на рисунку 3.3: $N_p = 4$, $N = 14$, тобто варіантів раціонального компонування контурів гальмового привода виходить чотири, а комбінацій з'єднання чотирнадцять:

1) A/B-C/D або C/D-A/B;

2) $A/B/C$-D або D-$A/B/C$ або взаємно еквівалентні варіанти виконання ($A/B/D$-C або C-$A/B/D$);

3) $A/C/D$-B або B-$A/C/D$ або взаємно еквівалентні варіанти виконання ($B/C/D$-A або A-$B/C/D$);

4) A/C-B/D або B/D-A/C або взаємно еквівалентні варіанти виконання (A/D-B/C або B/C-A/D).

Решта варіантів для схеми, зображеної на рисунку 3.3 не мають сенсу, оскільки точки приєднання A та B належать одному й тому же гальмову механізму типу «дуо-дуплекс» встановленому на передній вісі КТЗ, як і точки C та D, які належать механізму «дуо-дуплекс» встановленому на задній вісі транспортного засобу.

У аналогічному вигляді для схеми зображеної на рисунку 3.4 також запишемо: $N_p = 2$, $N = 6$, тобто варіантів раціонального компонування контурів – два, а комбінацій з'єднання – шість, а саме:

1) A-B/C або B/C-A або взаємно еквівалентні варіанти виконання (A-C/B або C/B-A);

2) A/B-C або C-A/B.

Аналогічний результат отримаємо й при підключенні двоконтурного гальмового привода тривісного КТЗ до гальмових механізмів типу «симплекс», тобто отримаємо $N_p = 2$ та $N = 6$, як і в прикладі вище.

Для триконтурного гальмового привода двовісного КТЗ, який має на передній вісі гальмовий механізм типа «дуо-дуплекс», а на задній вісі механізм типа «симплекс» (рис. 3.5) відповідно також отримаємо: $N_p = 2$, $N = 6$.

Не дивлячись на те, що схеми під'єднання до гальмових механізмів можуть бути схожими, ефективність дії гальмової системи КТЗ буде відрізнятися одна від одної, в наслідок не ідентичності вагово-геометричних параметрів автомобіля. Оцінка ефективності гальмування відповідних транспортних засобів розглянута в розділі 4 даної роботи.

Переходячи від двоконтурних гальмових приводів до триконтурних, відповідно до виразів (3.9) та (3.24), для тривісного транспортного засобу з гальмовими механізмами типа «симплекс» отримаємо: $N_p = 1$, $N = 6$. Отже варіантів раціонального компонування контурів гальмового привода виявляється тільки 1, а схем під'єднання мостів до відповідних контурів гальмового привода – 6:

1) A-B-C або A-C-B або B-A-C або B-C-A або C-B-A або C-A-B.

При наявності чотирьох точок підключення гальмових механізмів типу «симплекс» до триконтурної гальмової системи автомобіля, кількість N_p зросте до 3, а N – до 36. Збільшення точок підключення до п'яти - збільшить кількість раціональних комбінацій з'єднання контурів гальмового привода з гальмовими механізмами «симплекс» до $N_p = 9$ при кількості ймовірних комбінацій $N = 150$.

Таким чином, з таблиці 3.1 та таблиці 3.2 можна помітити, що зі збільшенням кількості контурів гальмового привода та кількості мостів на колісному транспортному засобі збільшується кількість комбінацій варіантів організації гальмового керування КТЗ, при цьому це збільшує трудомісткість обчислень, тому необхідно розглянути критерії визначення раціональних схем серед великої кількості їх можливих комбінацій на основі підходів програмної обробки інформації та аналізу результатів обчислення.

3.1.2. Алгоритм визначення раціональних схем реалізації електропневматичного гальмового привода на багатовісному колісному транспортному засобі. Процес визначення раціональних схем реалізації електропневматичного гальмового привода на багатовісному колісному транспортному засобі є не простим технічним завданням. Для його реалізації необхідно насамперед визначити алгоритм послідовного виконання дій з використанням методів програмування, які спрямовані на досягнення бажаного результату. Отже для його реалізації спочатку складемо схему функціювання такого алгоритму у вигляді сукупності взаємопов'язаних блоків (див. рис. 3.8).

На рисунку 3.8 у вигляді скорочень Бл.1 – Бл.14 позначено блоки покрокового функціювання програми [309–311] задавання параметрів гальмового керування транспортного засобу, формування вхідних даних для розрахунку характеристик гальмування багатовісних КТЗ та перебору варіантів під'єднання контурів гальмового привода до гальмових механізмів відповідних вісей багатовісного автомобіля.

Запуск програми, представлений у вигляді Бл.1, вирішує задачу ініціалізації усіх даних, необхідних для виконання процедури підбору раціонального (пневматичного або електропневматичного) гальмового привода багатовісного транспортного засобу. Після ініціалізації відбувається зчитування початкових даних, завдяки яким вирішуються наступні завдання:

– перевірка наявності файлу з початковими даними;

– перевірка наявності даних у файлі;

– зчитування даних з файлу в пам'ять комп'ютера.

У разі позитивного вирішення цих завдань необхідно виконати перетворення сформованих початкових даних (Бл.3) у масиви, які містять інформацію, щодо вагово-геометричних параметрі багатовісних колісних транспортних засобів та виконати візуалізацію (Бл.4) масивів в табличній формі, використовуючи зручний інтерфейс користувача (див. рис. 3.9).

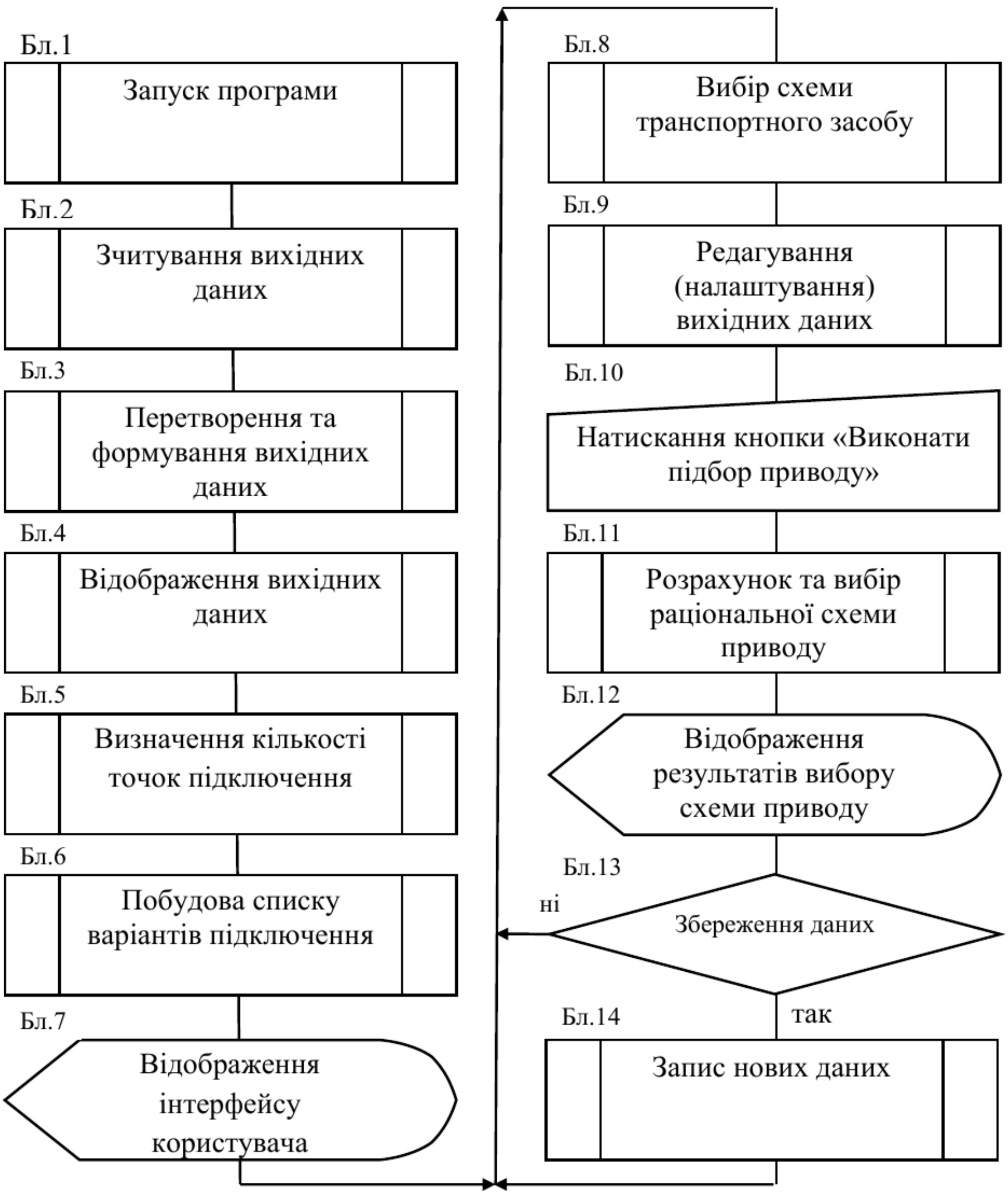


Рисунок 3.8 – Структурно-логічна схема функціювання алгоритму визначення раціональних схем реалізації електропневматичного гальмового привода багатовісного колісного транспортного засобу

Слід відзначити, що масиви даних в табличній формі можуть бути скореговані (Бл.7 – Бл.9) користувачем в залежності від потреб, які обумовлені особливостями реалізації пневматичного або електропневматичного гальмового привода на багатовісному КТЗ.

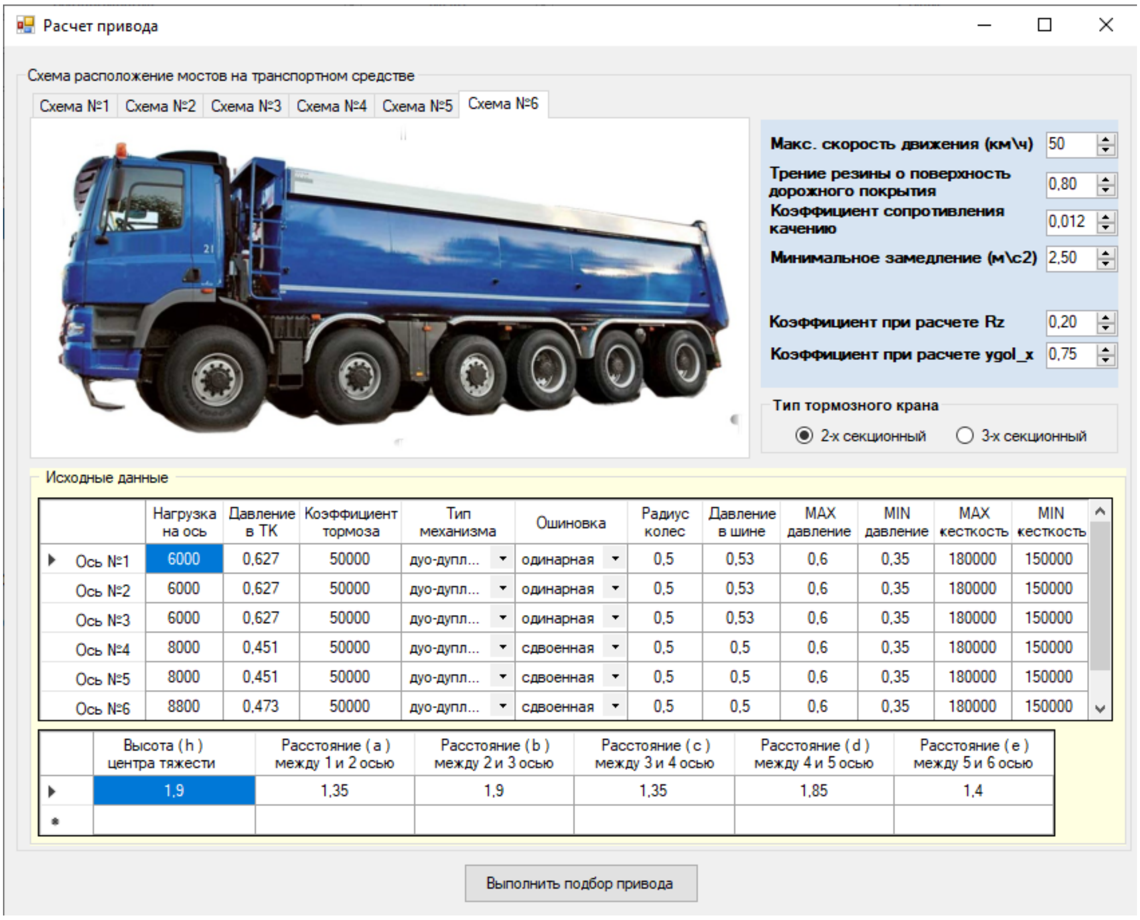


Рисунок 3.9 – Ілюстрація в табличній формі сформованого, на основі початкових даних, масиву для шестивісного транспортного засобу

Оскільки компонування гальмового привода безпосередньо пов'язана з ефективністю гальмування багатовісного транспортного засобу то в алгоритмі підбору слід вирішити задачу визначення одночасної дії відповідних гальмових механізмів в залежності від їх типу та кількості точок під'єднання, для виконання цієї складової алгоритму й призначений елемент структурно-логічної схеми – Бл.5. Кількість гальмових механізмів, що одночасно працюють, визначається на основі інформації масиву даних – типу гальмового механізму «симплекс» або «дуо-дуплекс», тобто саме ці дані надають інформацію щодо кількості точок підключення відповідних контурів гальмового привода до гальмових механізмів відповідних мостів багатовісного транспортного засобу.

Після визначення кількості точок підключення контурів гальмового привода до гальмових механізмів, необхідно сформувати список варіантів організації гальмового привода (величина N за залежністю (3.24)), за що відповідає Бл.6 (рис. 3.10), при цьому необхідно вирішити наступні завдання:

– визначити кількості контурів залежно від типу апарату розподілення стиснутого повітря (гальмового крану або електропневматичного модулятору тиску);

– сформувати масив усіх можливих комбінацій підключень контуру гальмового привода до гальмових механізмів;

– відібрати комбінації організації гальмового привода при яких використовуються одночасно всі контури (справний гальмовий привід);

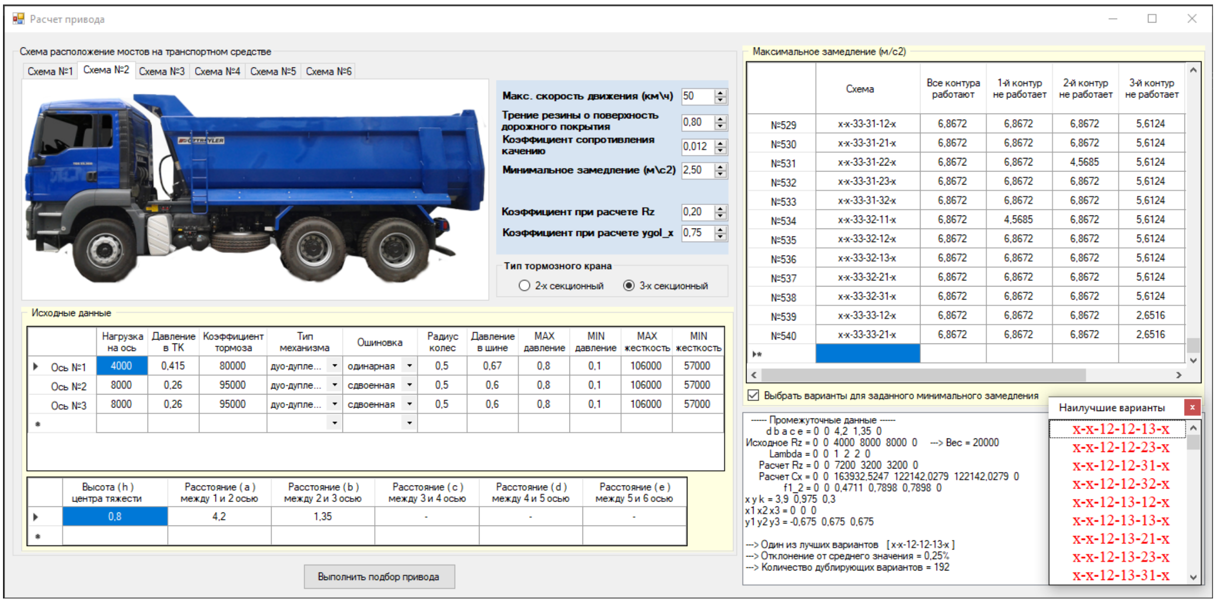


Рисунок 3.10 – Ілюстрація результату підбору раціональних варіантів реалізації гальмового привода для тривісного КТЗ з гальмовими механізмами типа «дуо-дуплекс»

Після вирішення цих завдань необхідно виконати підбір компонувальних схем гальмового привода (Бл.10 та Бл.11), а також вивести результати підбору (Бл.12) на екран (рис. 3.10) для подальшого їх аналізу та прийняття рішення, щодо задоволення вимог міжнародного стандарту [45].

При підборі компонувальних схем гальмового привода необхідно виконати розрахунки ефективності гальмування багатовісного транспортного засобу за методиками наведеними в другому розділі даної роботи. Під час розрахунків необхідно вирішити наступні завдання:

– визначити навантаження на вісях багатовісного колісного транспортного засобу з урахуванням перерозподілу ваги між мостами автомобіля в наслідок його гальмування;

– обчислити координати розташування центру тяжіння багатовісного колісного транспортного засобу;

– виконати розрахунок величини реалізованого зчеплення між шинами відповідних коліс багатовісного транспортного засобу;

– сформувати дані для розрахунку значення коефіцієнта гальмування колісного транспортного засобу;

– методом перебору обрати раціональні варіанти підключення контурів гальмового привода КТЗ до гальмових механізмів на основі розрахунку коефіцієнта гальмування колісного транспортного засобу з урахуванням швидкості руху автомобіля перед початком його гальмування.

Пошук найкращих варіантів підключення відбувається по значенню мінімального відхилення коефіцієнта гальмування багатовісного КТЗ від його середнього значення отриманого в наслідок виходу з ладу одного з контурів гальмового привода. Під час пошуку раціональних варіантів реалізації пневматичного або електропневматичного гальмового привода можливі комбінації, що дублюють одна одну, оскільки від перестановки контурів місцями ефективність гальмування КТЗ залишається незмінною. Раціональні варіанти відмічаються червоним кольором та наводяться в окремому вікні інтерфейсу користувача (див. рис. 3.10).

У разі отримання, для відповідних КТЗ, раціональних варіантів компонування пневматичного або електропневматичного гальмового привода, елемент алгоритму Бл.13 дозволяє зберегти дані в окремий файл.

Завершення алгоритму закінчується елементом Бл.14, який дозволяє повернутися до вхідних даних та виконати наступний підбір раціональних компонувальних схем гальмового привода для іншого багатовісного транспортного засобу.

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

За перший критерій, приймемо 50 % від мінімальної ефективності ($j_{\min} = 5$ м/с^2) гальмування транспортних засобів категорій M_2 та M_3 при їх справних робочих гальмових системах.

Такий критерій дозволить задовольнити вимоги міжнародного стандарту [45] щодо спрацювання системи аварійного гальмування на транспортних засобах категорій N_2, N_3, M_2 та M_3, а також вимоги щодо ефективності дії їх запасної гальмової системи.

Очевидно, що при використанні першого критерію, всі варіанти компонування контурів гальмового привода з гальмовими механізмами встановленими на відповідних вісях багатовісного транспортного засобу, будуть забезпечувати ефективність дії запасної гальмової системи на рівні не нижче ніж $j_e = 2,5$ м/с^2 (рис. 3.11) але й не вище максимальної ефективності дії робочої гальмової системи багатовісного автомобіля.

Тобто буде виконуватися умова

$$2,5 \leqslant j_e \leqslant j_{\max}. \tag{3.25}$$

де $j_{\max}$ – максимальне уповільнення відповідного КТЗ.

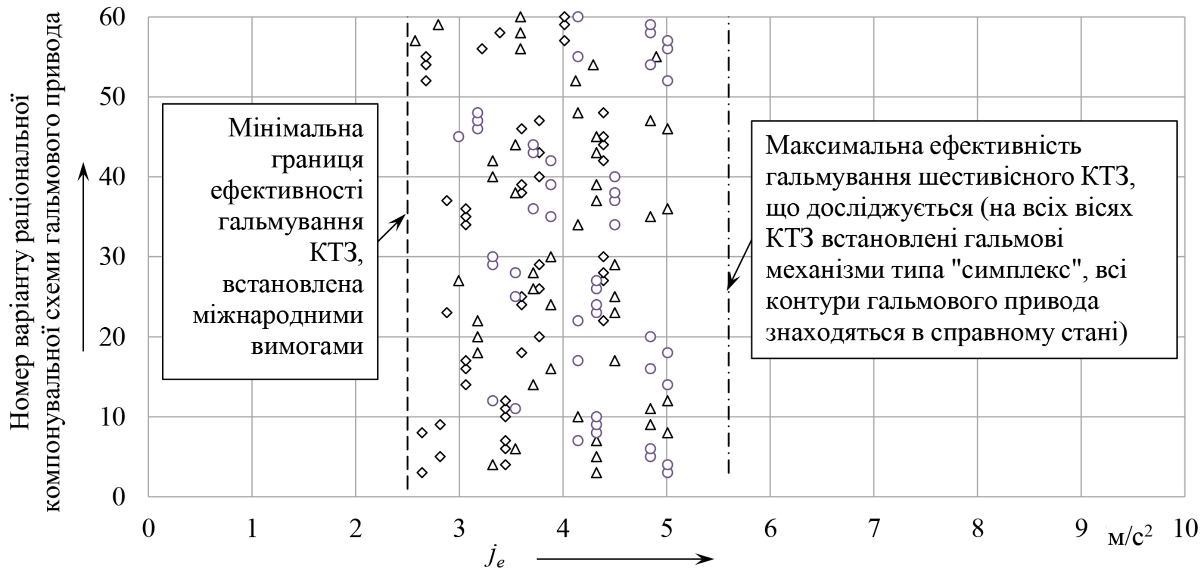


Рисунок 3.11 – Ефективність гальмування шестивісного КТЗ ($V_п$ = 14 м/с) з триконтурним гальмовим приводом: ◇ – працює другий та третій контур гальмового привода; △ – працює перший та третій контур гальмового привода; ○ –працює перший та другий контур гальмового привода

З умови (3.25) можна побачити (рис. 3.11 та рис. 3.12), що ефективність дії запасної гальмової системи не завжди знаходиться ближче до максимальної ефективності дії робочої гальмової системи КТЗ. У багатьох випадках організації запасної гальмової системи, ефективність її дії може бути близькою до мінімальної ефективності гальмування КТЗ – $j_e = 2,5$ м/с^2. Слід відзначити, що ефективність дії запасної гальмової системи, яка має три контури дещо вища ніж та, що має два контури. Триконтурний гальмовий привід, також має більшу кількість ймовірних комбінацій з'єднання контурів гальмового привода з відповідними гальмовими механізмами мостів КТЗ під час організації запасної гальмової системи автомобіля, так наприклад, для шестивісного транспортного засобу, що досліджувався, при використанні триконтурного гальмового привода можна отримати 414 комбінацій (на рис. 3.11 показано 20 % комбінацій), що задовольняють умові (3.25), а при використанні двоконтурного гальмового привода тільки 20.

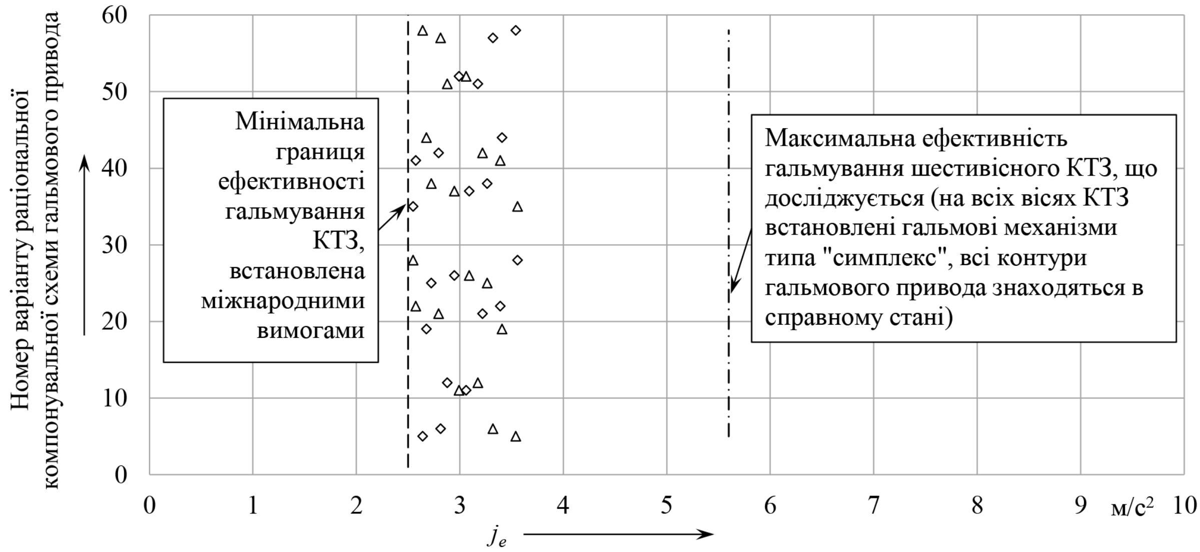


Рисунок 3.12 – Ефективність гальмування шестивісного КТЗ ($V_п$ = 14 м/с) з двоконтурним гальмовим приводом: ◇ – працює тільки другий контур гальмового привода; △ – працює тільки перший контур гальмового привода

За другий критерій приймемо мінімальну ефективність ($j_{\min}$ = 5 м/с^2) гальмування транспортних засобів категорій N_2, N_3, M_2 та M_3 при їх справних робочих гальмових системах. Так під час підбору раціональних схем реалізації гальмового привода на багатовісному колісному транспортному засобі необхідно перевірити умову задоволення міжнародних вимог [45], щодо дії робочої гальмової системи. Дослідження показали, що не завжди для багатовісного транспортного засобу може бути досягнута мінімальна ефективність його гальмування при справному гальмовому приводі на рівні вище ніж 5 м/с^2 на дорогах з коефіцієнтом тертя-ковзання близьким до 0,8.

У зв'язку з цим приймемо за третій критерій допустиму швидкість руху багатовісного транспортного засобу на дорогах загального користування, оскільки в залежності від швидкості руху КТЗ зчіпні властивості його шин дещо зменшуються, що необхідно врахувати під час визначення раціональної схеми реалізації запасної гальмової системи автомобіля. Так у відповідності до правил дорожнього руху України [303, 312], цей критерій становитиме:

– для транспортних засобів категорії N_2, N_3, M_2 та N_3 за межами населеного пункту на дорогах без розділової смуги – 90 км/год;

– для транспортних засобів категорії N_2, N_3, M_2 та N_3 за межами населеного пункту на дорогах з розділовою смугою – 110 км/год;

– для транспортних засобів категорії M_2 та M_3, які здійснюють перевезення дітей, на будь яких дорогах за межами населеного пункту – 80 км/год.

Як показали дослідження (рис. 3.13), не дивлячись на те, що перший критерій може виконуватися у разі невиконання третього критерію (початкова швидкість гальмування КТЗ), для реалізації запасної гальмової системи, необхідно рекомендувати або знижувати масу багатовісного транспортного засобу, або обмежувати швидкість його руху за межами населеного пункту.

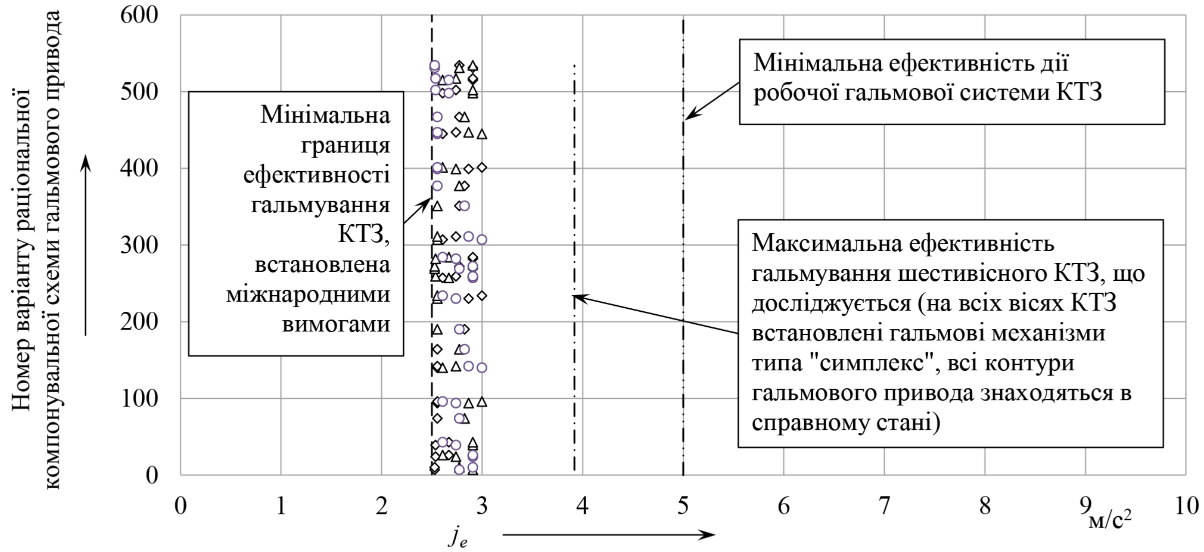


Рисунок 3.13 – Ефективність гальмування шестивісного КТЗ ($V_п = 30,5$ м/с) з триконтурним гальмовим приводом: ◇ – працює другий та третій контур гальмового привода; △ – працює перший та третій контур гальмового привода; ○ –працює перший та другий контур гальмового привода

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

$V_п = 30,5$ м/с кількість схем реалізації його запасної гальмової системи зменшується з 414 до 36, тобто зі збільшенням швидкості в два рази кількість схем реалізації запасної гальмової системи КТЗ зменшується майже в десять разів.

Для шестивісного транспортного засобу, що досліджувався, у разі його обладнання двуконтурним гальмовим приводом, взагалі то відсутні варіанти раціональної реалізації запасної гальмової системи на швидкостях вище ніж 18 – 19 м/с (≅ 65 – 70 км/год) при загальній масі КТЗ – 42800 кг (R_{z1} = 6000 кг, R_{z2} = 6000 кг, R_{z3} = 6000 кг, R_{z4} = 8000 кг, R_{z5} = 8000 кг, R_{z6} = 8800 кг).

У якості останнього критерію підбору раціональних схем реалізації запасної гальмової системи багатовісного транспортного засобу приймемо відхилення величини уповільнення КТЗ від середнього значення уповільнення автомобіля (рис. 3.14), яке визначається за залежністю (3.26). На рисунку 3.14 зображено тільки 20 % раціональних комбінацій.

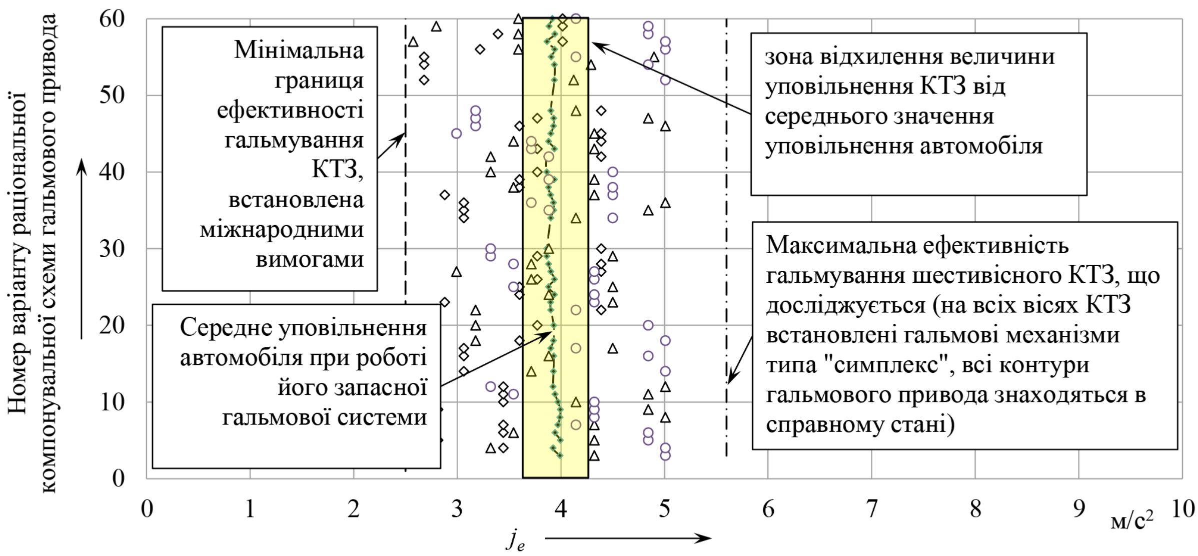


Рисунок 3.14 – Найкраща ефективність гальмування шестивісного КТЗ ($V_п$ = 14 м/с) з триконтурним гальмовим приводом: ◇ – працює другий та третій контур гальмового привода; △ – працює перший та третій контур гальмового привода; ○ –працює перший та другий контур гальмового привода

$$j_e^{\text{ср}} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{k} j_{ei}}{k}. \tag{3.26}$$

Приклад розрахунку відхилення величини уповільнення КТЗ від середнього значення величини уповільнення чотиривісного колісного транспортного засобу отриманого в наслідок почергової відмови контурів триконтурного гальмового привода, наведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Раціональні варіанти компонування триконтуного гальмового привода, які задовольняють всім критеріям відбору при умові обмеження швидкості 14 м/с, для чотиривісного автомобіля (рис. 3.15) з гальмовими механізмами типа «симплекс»

№ раціонального варіанту з 36 комбінацій	схема підключення контуру до гальмового механізму	Всі контури гальмового привода КТЗ в справному стані ($j_{\max}$)	1-й контур гальмового привода не працює (j_{e1})	2-й контур гальмового привода не працює (j_{e2})	3-й контур гальмового привода не працює (j_{e3})	Середнє значення уповільнення ($j_e^{\text{ср}}$)	Середнє відхилення уповільненнь j_{ei} від $j_e^{\text{ср}}$
№1	**х-1-1-2-3-х**	**5,6437**	**3,6724**	**3,7151**	**4,2578**	**3,8817**	**6,17%**
№2	**х-1-1-3-2-х**	**5,6437**	**3,6724**	**4,2578**	**3,7151**	**3,8817**	**6,17%**
№3	х-1-2-1-3-х	5,6437	2,883	4,4292	4,2578	3,8566	15,87%
№5	х-1-2-3-1-х	5,6437	3,4256	4,4292	3,7151	3,8566	9,26%
№6	х-1-2-3-2-х	5,6437	4,8152	3,039	3,7151	3,8564	14,92%
№8	х-1-3-1-2-х	5,6437	2,883	4,2578	4,4292	3,8566	15,87%
№9	х-1-3-2-1-х	5,6437	3,4256	3,7151	4,4292	3,8566	9,26%
№11	х-1-3-2-3-х	5,6437	4,8152	3,7151	3,039	3,8564	14,92%
№14	х-2-1-2-3-х	5,6437	4,4292	2,883	4,2578	3,8566	15,87%
№15	х-2-1-3-1-х	5,6437	3,039	4,8152	3,7151	3,8564	14,92%
№16	х-2-1-3-2-х	5,6437	4,4292	3,4256	3,7151	3,8566	9,26%
№18	**х-2-2-1-3-х**	**5,6437**	**3,7151**	**3,6724**	**4,2578**	**3,8817**	**6,17%**
№19	**х-2-2-3-1-х**	**5,6437**	**4,2578**	**3,6724**	**3,7151**	**3,8817**	**6,17%**
№21	х-2-3-1-2-х	5,6437	3,7151	3,4256	4,4292	3,8566	9,26%
№22	х-2-3-1-3-х	5,6437	3,7151	4,8152	3,039	3,8564	14,92%
№23	х-2-3-2-1-х	5,6437	4,2578	2,883	4,4292	3,8566	15,87%
№26	х-3-1-2-1-х	5,6437	3,039	3,7151	4,8152	3,8564	14,92%
№28	х-3-1-2-3-х	5,6437	4,4292	3,7151	3,4256	3,8566	9,26%
№29	х-3-1-3-2-х	5,6437	4,4292	4,2578	2,883	3,8566	15,87%
№31	х-3-2-1-2-х	5,6437	3,7151	3,039	4,8152	3,8564	14,92%
№32	х-3-2-1-3-х	5,6437	3,7151	4,4292	3,4256	3,8566	9,26%
№34	х-3-2-3-1-х	5,6437	4,2578	4,4292	2,883	3,8566	15,87%
№35	**х-3-3-1-2-х**	**5,6437**	**3,7151**	**4,2578**	**3,6724**	**3,8817**	**6,17%**
№36	**х-3-3-2-1-х**	**5,6437**	**4,2578**	**3,7151**	**3,6724**	**3,8817**	**6,17%**

Рисунок 3.15 – Зовнішній вигляд чотиривісного колісного транспортного засобу для якого проводились розрахунки в таблиці 3.3

Такий критерій дозволяє визначити найкращі з раціональних схем реалізації запасної гальмової системи багатовісного транспортного засобу, серед багатьох схем під’єднання контурів гальмового приводу до відповідних гальмових механізмів встановлених на мостах багатовісного автомобіля, які задовольняють міжнародним вимогам [45], що висуваються до запасної гальмової системи КТЗ або висуваються до робочої гальмової системи щодо її дії під час аварійного гальмування автомобіля.

3.2. Оцінка ефективності гальмування багатовісного колісного транспортного засобу на основі реалізації раціональних компонувальних схем його запасної гальмової системи

Збільшення кількості контурів в електропневматичному приводі гальм обумовлена зростанням кількості вісей на колісному транспортному засобі, адже відомо, що із зростанням кількості вісей та виході з ладу будь-якого контуру гальмової системи багатовісного КТЗ знижується безпека його дорожнього руху.

На сьогодення багатовісні колісні транспортні засоби використовуються не тільки у військових цілях (рис. 3.16 а), а й в галузі будівництва (рис. 3.16 в, г) або в сфері перевезення пасажирів (рис. 3.17), як найбільш раціональна техніка, яка при достатньо низьких паливо-економічних показниках здатна виконувати більшу транспортну роботу. Така техніка може мати різні схеми реалізації гальмового привода (див. рис. 3.18).


а


б


в


г

Рисунок 3.16 – Вантажні багатовісні колісні транспортні засоби: а – чотиривісний автомобіль військового призначення; б – чотиривісний автомобіль для гасіння пожеж; в – шестивісний автомобіль для будівництва (самоскид); г – п’ятивісний автомобіль з бетононасосом


а


б


в

Рисунок 3.17 – Багатовісні колісні транспортні засоби для перевезення пасажирів (автобуси): а – тривісний автобус; б – чотиривісний автобус; в – п’ятивісний автобус

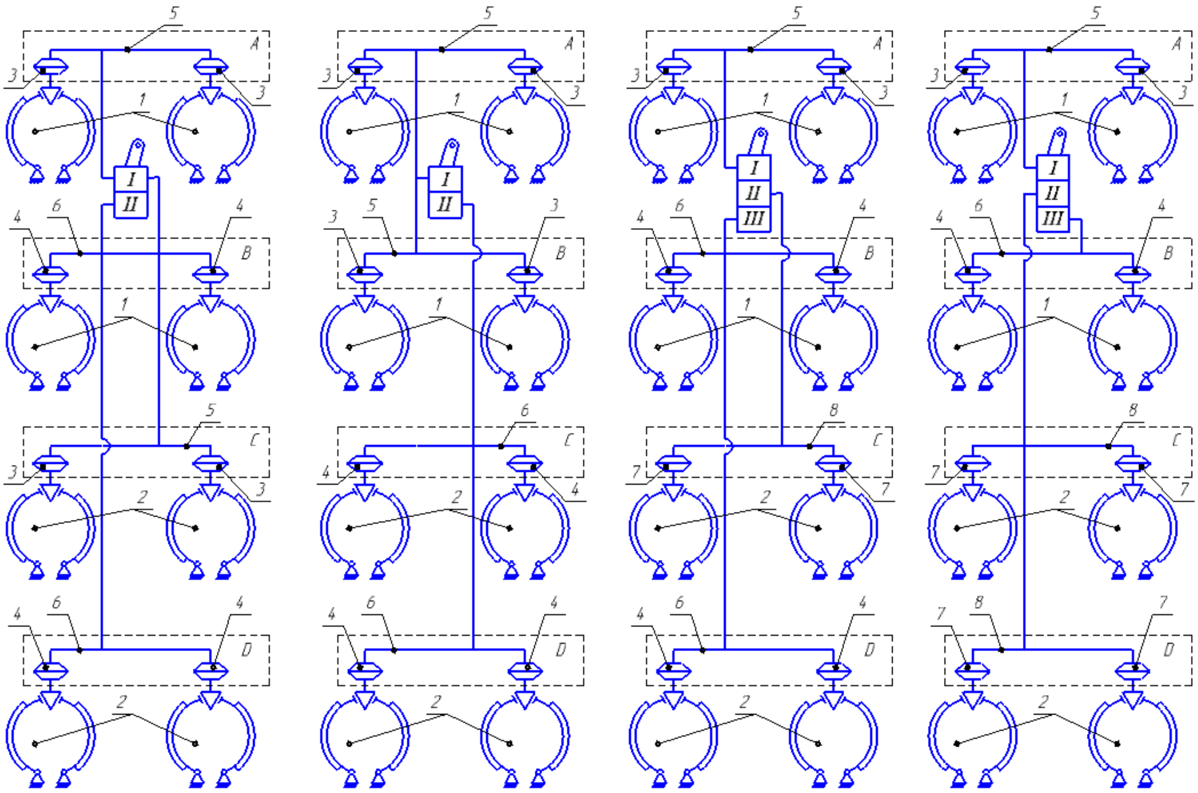


Рисунок 3.18 – Схема розділення гальмового привода чотиривісного колісного транспортного засобу на контури

На рисунку 3.18 зображено: а та б – схеми підключення двосекційного апарату регулювання до відповідних гальмових механізмів чотиривісного колісного транспортного засобу; в та г – схеми підключення трисекційного апарату регулювання до відповідних гальмових механізмів чотиривісного колісного транспортного засобу; 1 – передні гальмові механізми типу «симплекс»; 2 – задні гальмові механізми типу «симплекс»; 3, 4 та 7 – гальмові камери встановлені на відповідних осях колісного транспортного засобу; 5, 6 та 8 – відповідні контури гальмового приводу робочої гальмової системи колісного транспортного засобу; *I*, *II* та *III* – номер секцій апарату регулювання тиску, які з’єднуються з відповідними місцями *A*, *B*, *C*, *D* гальмового контуру в яких встановлено гальмові камери 3, 4 або 7 відповідно.

Проведені теоретичні дослідження можливих схем розділення приводу гальм чотиривісного колісного транспортного засобу показали, що в залежності від схеми підключення контурів до гальмових механізмів та схеми розташування мостів (рис. 3.19) на колісному транспортному засобі ефективність дії запасної (аварійної) гальмової системи такого автомобіля буде відрізнятися одна від одної. Отримані в наслідок імітаційного моделювання результати дослідження ефективності гальмування чотиривісного колісного транспортного засобу для зручності аналізу зведені до таблиці 3.4 та таблиці 3.5.

а б

Рисунок 3.19 – Схеми розміщення мостів чотиривісного транспортного засобу: а – два моста передніх та два задніх; б – один міст передній та три задніх

Під час дослідження задавалися параметри чотиривісного автомобіля MAN TGS 41.360 8X4 BB H02 та Scania R 580 8x8*4 *Zetterbergs*.

Аналіз результатів розрахунків показав, що при використанні двосекційного апарату регулювання тиску при схемі розташування вісей дві спереду та дві позаду (рис. 3.19 а), коефіцієнт гальмування транспортного засобу відповідає вимогам стандартів тільки у двох випадках: $A/C - B/D$ та $B/D - A/C$, які рівноцінні один одному.

При виході з ладу будь якого контуру підключеного до мостів по схемі $A/C - B/D$ та $B/D - A/C$ забезпечується 50 % ефективність гальмування при початковій швидкості гальмування 288 м/с (80 км/год) на дорозі з коефіцієнтом тертя-ковзання $0,95$.

Таблиця 3.4

Дослідження ефективності гальмування чотирьохвісного КТЗ при використанні двосекційного гальмового крану (раціональні варіанти – виділені жирним шрифтом)

Точка підключення (*A, B, C, D*) до секції апарату регулювання (*I* та *II*)				Коефіцієнт гальмування під час спрацьовування запасної (аварійної) гальмової системи *MAN TGS* 41.360 8X4 (рис. 9 а) / *Scania R* 580 8x8*4 (рис. 9 б)	
				При виході з ладу 1-го контуру	При виході з ладу 2-го контуру
A	*B*	*C*	*D*		
I	*II*	*II*	*II*	0,432 / 0,450	0,084 / 0,077
II	*I*	*II*	*II*	0,394 / 0,333	0,122 / 0,216
II	*II*	*I*	*II*	0,343 / 0,374	0,198 / 0,176
II	*II*	*II*	*I*	0,391 / 0,450	0,151 / 0,098
I	***I***	***II***	***II***	0,320 / **0,258**	0,202 / **0,289**
II	*I*	*I*	*II*	0,225 / 0,167	0,310 / 0,372
II	***II***	***I***	***I***	0,202 / **0,289**	0,320 / **0,258**
I	***II***	***I***	***II***	**0,262 / 0,304**	**0,272 / 0,258**
II	***I***	***II***	***I***	**0,272 / 0,258**	**0,262 / 0,304**
I	*II*	*II*	*I*	0,310 / 0,372	0,225 / 0,167
I	*I*	*I*	*II*	0,151 / 0,098	0,391 / 0,450
II	*I*	*I*	*I*	0,084 / 0,077	0,432 / 0,450
I	*I*	*II*	*I*	0,198 / 0,176	0,343 / 0,374
I	*II*	*I*	*I*	0,122 / 0,216	0,394 / 0,333

У разі ж використання схеми розташування мостів зображеної на рисунку 3.19 б) кількість варіантів підключення двосекційного апарату тиску до мостів збільшується ($A/C-B/D$, $B/D-A/C$, $A/B-C/D$ та $C/D-A/B$), але при цьому загальна вага транспортного засобу для забезпечення вимог правил дорожнього руху України повинна бути зменшена на 2600 кг у порівнянні із колісним транспортним засобом, який має схему розташування мостів зображену на рисунку 3.19 а), щоб не перевищити під час гальмування допустимі навантаження на вісі.

При використанні трисекційного апарату регулювання тиску кількість варіантів комбінування контурів із місцями підключення до мостів чотиривісного транспортного засобу збільшується майже в два рази до 36, при цьому раціональними варіантами є тільки 24 з 36 для схеми розташування мостів зображеної на рис. 3.19 а), та 30 варіантів – для схеми розташування мостів зображеної на рис. 3.19 б).

Таблиця 3.5

Дослідження ефективності гальмування чотирьохвісного КТЗ при використанні трисекційного гальмового крану (тільки раціональні варіанти)

Точка підключення (*A, B, C, D*) до секції апарату регулювання (*I, II* та *III*)				Коефіцієнт гальмування під час спрацьовування запасної (аварійної) гальмової системи *MAN TGS* 41.360 8X4 / *Scania R* 580 8x8*4		
A	*B*	*C*	*D*	При виході з ладу 1-го контуру	При виході з ладу 2-го контуру	При виході з ладу 3-го контуру
I	*II*	*III*	*I*	0,310 / 0,390	0,394 / 0,349	0,343 / 0,392
I	*II*	*I*	*III*	0,262 / 0,306	0,394 / 0,349	0,391 / 0,478
I	*III*	*II*	*I*	0,310 / 0,390	0,343 / 0,392	0,394 / 0,349
I	*III*	*I*	*II*	0,262 / 0,306	0,391 / 0,478	0,394 / 0,349
I	*I*	*II*	*III*	0,320 / 0,265	0,343 / 0,392	0,391 / 0,478
I	*I*	*III*	*II*	0,320 / 0,265	0,391 / 0,478	0,343 / 0,392
II	*I*	*III*	*I*	0,272 / 0,266	0,432 / 0,466	0,343 / 0,392
III	*I*	*II*	*I*	0,272 / 0,266	0,343 / 0,392	0,432 / 0,466
I	*II*	*III*	*II*	0,432 / 0,466	0,272 / 0,266	0,343 / 0,392
II	*I*	*III*	*II*	0,394 / 0,349	0,310 / 0,390	0,343 / 0,392
II	*I*	*II*	*III*	0,394 / 0,349	0,262 / 0,306	0,391 / 0,478
II	*III*	*I*	*II*	0,343 / 0,392	0,310 / 0,390	0,394 / 0,349
II	*III*	*II*	*I*	0,391 / 0,478	0,262 / 0,306	0,394 / 0,349
II	*II*	*I*	*III*	0,343 / 0,392	0,320 / 0,265	0,391 / 0,478
II	*II*	*III*	*I*	0,391 / 0,478	0,320 / 0,265	0,343 / 0,392
I	*III*	*II*	*III*	0,432 / 0,466	0,343 / 0,392	0,272 / 0,266
II	*III*	*I*	*III*	0,343 / 0,392	0,432 / 0,466	0,272 / 0,266
III	*I*	*II*	*III*	0,394 / 0,349	0,343 / 0,392	0,310 / 0,390
III	*I*	*III*	*II*	0,394 / 0,349	0,391 / 0,478	0,262 / 0,306
III	*II*	*I*	*III*	0,343 / 0,392	0,394 / 0,349	0,310 / 0,390
III	*II*	*III*	*I*	0,391 / 0,478	0,394 / 0,349	0,262 / 0,306
III	*III*	*I*	*II*	0,343 / 0,392	0,391 / 0,478	0,320 / 0,265
III	*III*	*II*	*I*	0,391 / 0,478	0,343 / 0,392	0,320 / 0,265

Наведені у таблиці 3.5 варіанти компонування секцій апарату регулювання тиску з точками підключення їх до мостів КТЗ дозволяють у разі виходу з ладу будь-якого елементу будь-якого з контурів гальмового привода забезпечити 50 % ефективність гальмування колісного транспортного засобу від мінімально допустимої. Слід зазначити що найкраще гальмування КТЗ із втратою ефективності досягається для транспортного засобу MAN TGS 41.360 8X4 BB H02 при наступних схемах підключення трисекційного апарату регулювання тиску до мостів колісного транспортного засобу: $A/B-C-D$, $A/B-D-C$, $C-A/B-D$, $D-A/B-C$, $C-D-A/B$, $D-C-A/B$.

Найкраща ж ефективність гальмування транспортного засобу Scania R 580 8x8*4 *Zetterbergs tippdumper* може бути досягнута при використанні схеми підключення трисекційного гальмового крану до мостів КТЗ у такий спосіб: $A/D-B-C, A/D-C-B, B-A/D-C, C-A/D-B, B-C-A/D, C-B-A/D$. Як можна побачити з наведених схем, вони є варіантами перестановки секцій апарату регулювання тиску і є повністю взаємозамінними.

Співставлення результатів визначення ефективності гальмування багатовісного колісного транспортного засобу при використанні двосекційного та трисекційного апарату регулювання тиску дозволяє зробити висновок, що використання останнього на порядок збільшує ефективність дії запасної гальмової системи колісного транспортного засобу та в цілому підвищує надійність його робочої гальмової системи.

Результати розрахунків показують, що під час спрацьовування запасної гальмової системи та зменшенні ваги автомобіля Scania R 580 8x8*4 (31000 кг) по відношенню до автомобіля MAN TGS 41.360 8X4 BB H02 (28400 кг) на 2600 кг (на 8 %), при використанні схеми розташування мостів зображеної на рисунку 3.19 б), його ефективність гальмування збільшується в середньому на 7 %. Слід зазначити, що виконані дослідження не враховують особливості маневреності наведених автомобілів, а висновки зроблені тільки на основі ефективності дії гальмової системи чотиривісного колісного транспортного засобу.

Розглядаючи транспортні засоби з більшою кількістю вісей та гальмовими механізмами типа «симплекс» можна побачити, що із збільшенням кількості вісей та реалізації двоконтурного гальмового привода ефективність дії запасної гальмової системи знижується (табл. 3.6). У разі використання гальмових механізмів типа «дуо-дуплекс» можна підвищити ефективність дії запасної гальмової системи КТЗ на 30 % (табл. 3.7) але все одно із збільшенням кількості вісей ефективність гальмування при використанні запасної гальмової системи буде знижуватися.

Таблиця 3.6

Варіанти коефіцієнтів ефективності гальмування КТЗ при використанні запасної гальмової системи на основі двоконтурної робочої гальмової системи з механізмами типа «симплекс»

Кількість вісей у КТЗ	Схема підключення контурів привода до гальмових механізмів	Коефіцієнт ефективності дії запасної (аварийної) гальмової системи	
		Вихід з ладу першого контуру	Вихід з ладу першого контуру
Дві вісі	*x-x-I-II-x-x*	0,517	0,362
	x-x-II-I-x-x	0,362	0,517
Три вісі	*x-x-I-II-I-x*	0,411	0,533
	x-x-II-I-II-x	0,533	0,411
Чотири вісі	*x-I-II-I-II-x*	0,276	0,292
	x-II-I-II-I-x	0,292	0,276
	x-x-I-I-II-II	0,298	0,323
	x-x-I-II-I-II	0,344	0,275
	x-x-II-I-II-I	0,275	0,344
	x-x-II-II-I-I	0,323	0,298
Пьять вісей	*x-I-I-II-II-I*	0,269	0,271
	x-II-II-I-I-II	0,271	0,269
Шість вісей	*I-I-I-II-II-I*	0,269	0,310
	I-I-II-I-II-II	0,294	0,279
	I-I-II-II-I-I	0,282	0,291
	I-II-I-II-I-II	0,302	0,268
	I-II-II-I-I-II	0,258	0,309
	I-II-II-I-II-I	0,281	0,291
	II-I-I-II-I-II	0,291	0,281
	II-I-I-II-II-I	0,309	0,258
	II-I-II-I-II-I	0,268	0,302
	II-II-I-I-II-II	0,291	0,282
	II-II-I-II-I-I	0,279	0,294
	II-II-II-I-I-II	0,310	0,269

З результатів моделювання, наведених в таблиці 3.6 та таблиці 3.7 встановлено, що збільшення кількості вісей КТЗ призводить до зниження середньої ефективність дії запасної гальмової системи КТЗ у звязку з тим що зростає вага транспортних засобів, а також із-за обмеженої кількості контурів гальмового привода.

Як показали дослідження гальмування багатовісних КТЗ в умовах міста, при початковій швидкості їх руху 50 км/ч, з якої відбувалося гальмування, з підвищенням ваги колісного транспортного засобу ефективність дії його

Таблиця 3.7

Варіанти коефіцієнтів ефективності гальмування КТЗ при використанні запасної гальмової системи на основі двоконтурної робочої гальмової системи з механізмами типа «дуо-дуплекс»

Кількість вісей у КТЗ	Схема підключення контурів привода до гальмових механізмів	Коефіцієнт ефективності дії запасної (аварійної) гальмової системи	
		Вихід з ладу першого контуру	Вихід з ладу другого контуру
Дві вісі	*I/II-I/II*	0,752	0,752
	I/II-II/I	0,752	0,752
	II/I-I/II	0,752	0,752
	II/I-II/I	0,752	0,752
Три вісі	*I/I-I/II-I/II*	0,688	0,910
	I/I-I/II-II/I	0,688	0,910
	I/I-I/II-II/II	0,688	0,640
	I/I-II/I-I/II	0,688	0,910
	I/I-II/I-II/I	0,688	0,910
	I/I-II/I-II/II	0,688	0,640
	I/I-II/II-I/I	0,425	0,544
	I/I-II/II-I/II	0,688	0,544
	I/I-II/II-II/I	0,688	0,544
	I/II-I/I-II/II	0,544	0,640
	I/II-I/II-I/I	0,640	0,9I0
	I/II-I/II-I/II	0,9I0	0,9I0
	I/II-I/II-II/I	0,9I0	0,9I0
	I/II-I/II-II/II	0,9I0	0,640
	I/II-II/I-I/I	0,640	0,9I0
	I/II-II/I-I/II	0,9I0	0,9I0
	I/II-II/I-II/I	0,9I0	0,9I0
	I/II-II/I-II/II	0,9I0	0,640
	I/II-II/II-I/I	0,640	0,544
	II/I-I/I-II/II	0,540	0,640
	II/I-I/II-I/I	0,640	0,9I0
	II/I-I/II-I/II	0,9I0	0,9I0
	II/II-I/I-II/I	0,544	0,688
	II/II-I/I-II/II	0,544	0,425
	II/II-I/II-I/I	0,640	0,688
	II/II-I/II-I/II	0,9I0	0,688
	II/II-I/II-II/I	0,9I0	0,688
	II/II-II/I-I/I	0,640	0,688
	II/II-II/I-I/II	0,9I0	0,688
	II/II-II/I-II/I	0,9I0	0,688

запасної (аварійної) гальмової системи знижується на I5-20 % в наслідок зниження зчіпних властивостей між шинами коліс автомобіля та поверхнею дорожнього покриття.

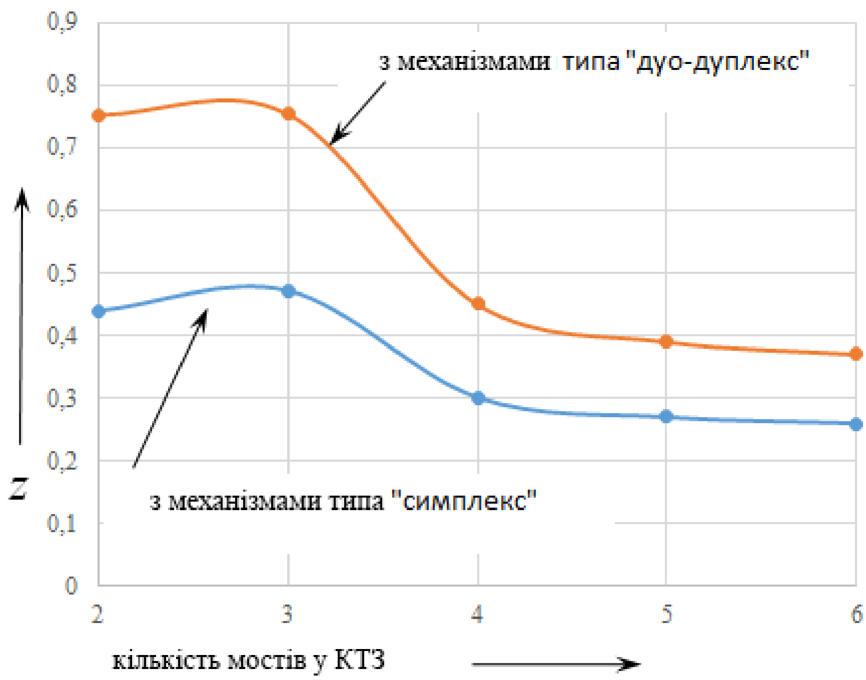


Рисунок 3.20 – Усереднена ефективність дії запасної двоконтурної гальмової системи КТЗ в залежності від кількості мостів та типа гальмових механізмів коліс, які встановлені на них

Таким чином встановлено, що схема підключення гальмового привода до гальмових механізмів («симплекс» або «дуо-дуплекс») суттєво впливає на ефективність дії запасної (аварійної) гальмової системи, тому при організації робочої гальмової системи необхідно враховувати особливості будови не тільки гальмових механізмів коліс, а й кількість вісей якими обладнано багатовісний колісний транспортний засіб.

3.3. Реалізація адаптивних властивостей електропневматичного гальмового привода в разі спрацьовування запасної гальмової системи багатовісного колісного транспортного засобу

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

Визначення меж використання адаптивної гальмової системи на транспортних засобах з багатьма осями в науково-технічній літературі майже не розкривається, тому питання використання такої системи на КТЗ з великою кількістю осей потребує додаткових досліджень.

Пошуковий аналіз в міжнародних базах даних, показав, що питанню використання адаптивної гальмової системи на КТЗ присвячено низка наукових робіт [313–323]. На основі цих досліджень встановлено, що визначення ефективності гальмування багатовісних транспортних засобів є складною задачею, оскільки гальмова система таких автомобілів поділяється на декілька незалежних контурів [45], які можуть по різному спрацьовувати в наслідок реалізації алгоритмів адаптивного керування модуляторами тиску пневматичного гальмового привода автомобіля.

Аналіз наукових робіт [317–321, 323] показав, що більшість авторів розглядають питання адаптивного гальмування з точки зору реалізації постійних зчіпних властивостей між шиною автомобільного колеса та поверхнею дорожнього покриття. В той же час, в наукових роботах [126–128, 130–134, 136, 139, 141, 144, 149, 151, 152, 154, 155, 169–172] відзначається, що зчіпні властивості між шиною та поверхнею дорожньою покриття постійно змінюються в залежності від поєднання різних факторів (див. підрозділ 1.2), тому при дослідженні питання адаптивного гальмування КТЗ окрім питання вибору методу формування величини гальмового моменту (див. підрозділ 1.3) при моделюванні динамічних властивостей взаємодії автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття слід враховувати особливості зміни зчіпних властивостей шин автомобільних коліс з поверхнею дорожнього покриття (див. підрозділ 1.2 та 2.2.3).

Імітаційну модель адаптивного керування гальмуванням багатовісного транспортного засобу при використанні запасної (аварійної) гальмової системи з урахуванням особливостей моделювання динаміки приводу та мінливості зчіпних властивостей між шиною автомобільного колеса та поверхнею дорожнього покриття можна створити при виконанні декількох ключових задач:

– сформувати імітаційну модель роботи гальмового привода в адаптивному режимі;

– реалізувати модель взаємодії шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття, яка буде базуватися на непостійності величини реалізованого зчеплення;

– реалізувати модель зростання уповільнення КТЗ в залежності від реалізованих зчеплень шин автомобільних коліс та координат розташування центра тяжіння багатовісного автомобіля.

Першу задачу вирішимо на основі диференційних рівнянь, що описують перебіг робочих процесів в ДЄ-ланках пневматичного або електропневматичного гальмового привода (див. підрозділ 1.3). В якості критерію (K_p) для зміни прохідних перетинів дроселів f_m в електропневматичних модуляторах тиску, на адаптивний впуск або випуск повітря, приймемо відношення текучого значення реалізованої сили зчеплення, отриманого з рівняння (1.11), до граничного значення сили зчеплення, яке можна визначити на основі крутильної жорсткості (C_ξ) пневматичної шини та максимального кута закручування шини ($\xi_x^{\max}$) відносно поверхні дорожнього покриття з рівняння (1.15), тобто

$$K_p = \frac{M_T + R_{f_R} \cdot r_{\text{д}} - M_{j\text{к}}}{C_\xi \cdot \xi_x^{\max}}. \tag{3.27}$$

Критерій (K_p) визначає, окрім величини прохідного перетину (f_m) дроселю, також початкові умови (тиск в магістралі (p_m) або атмосферний тиск p_a = 101325 Па) під час визначення робочого процесу перетікання стисненого повітря в електропневматичному модуляторі тиску (див. підрозділ 1.3).

Блок-схема реалізації такого підходу зображена на рисунку 3.21.

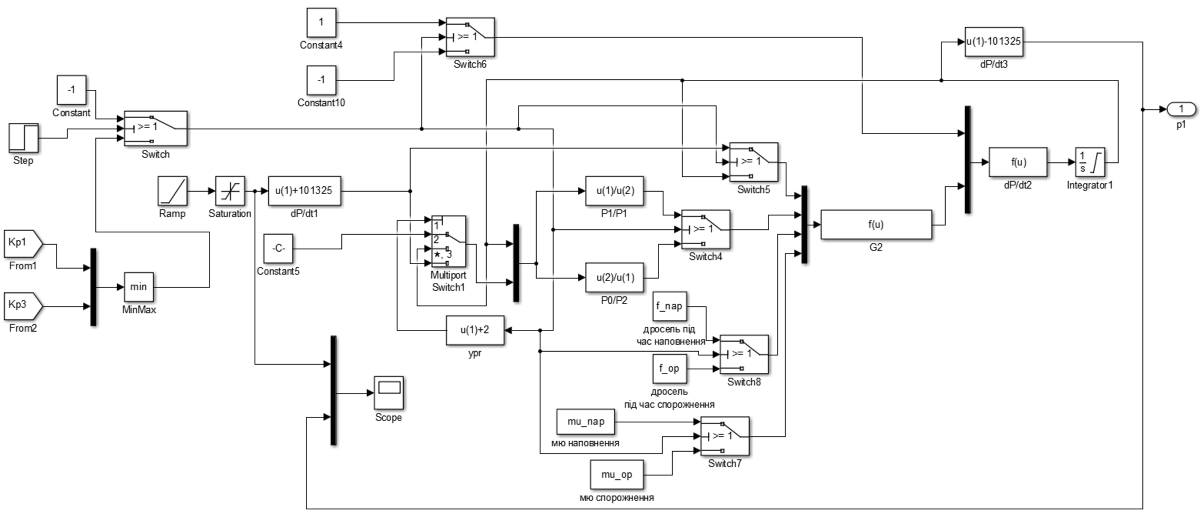


Рисунок 3.21 – Блок-схема імітаційної моделі наповнення/спорожнення гальмової камери привода з урахуванням адаптивних властивостей гальмової системи КТЗ

Реалізація двох інших задач, необхідних для створення імітаційної моделі адаптивного керування процесом гальмування багатовісного транспортного засобу (див. рис. 3.22), може бути виконана на основі теоретичних положень наведених в розділі 2 з урахуванням особливостей взаємодії шин автомобільних коліс, наведених в підрозділі 1.2 .

На рисунку 3.23 наведено приклад результату імітаційного моделювання зміни тиску в I-му, II-му та III-му контурі електропневматичного гальмового привода під час їх послідовного виходу з ладу (I-й контур вийшов з ладу в момент часу 1 с, II-й – в момент часу 2 с, а III-й в момент часу 3 с).

Розрахунки зображені на рисунку 3.23 та рисунку 3.24 виконані для схеми підключення контурів $I - II - III \rightarrow A/B - C - D$ до гальмових механізмів типа «симплекс» з одинарним ошинуванням коліс.

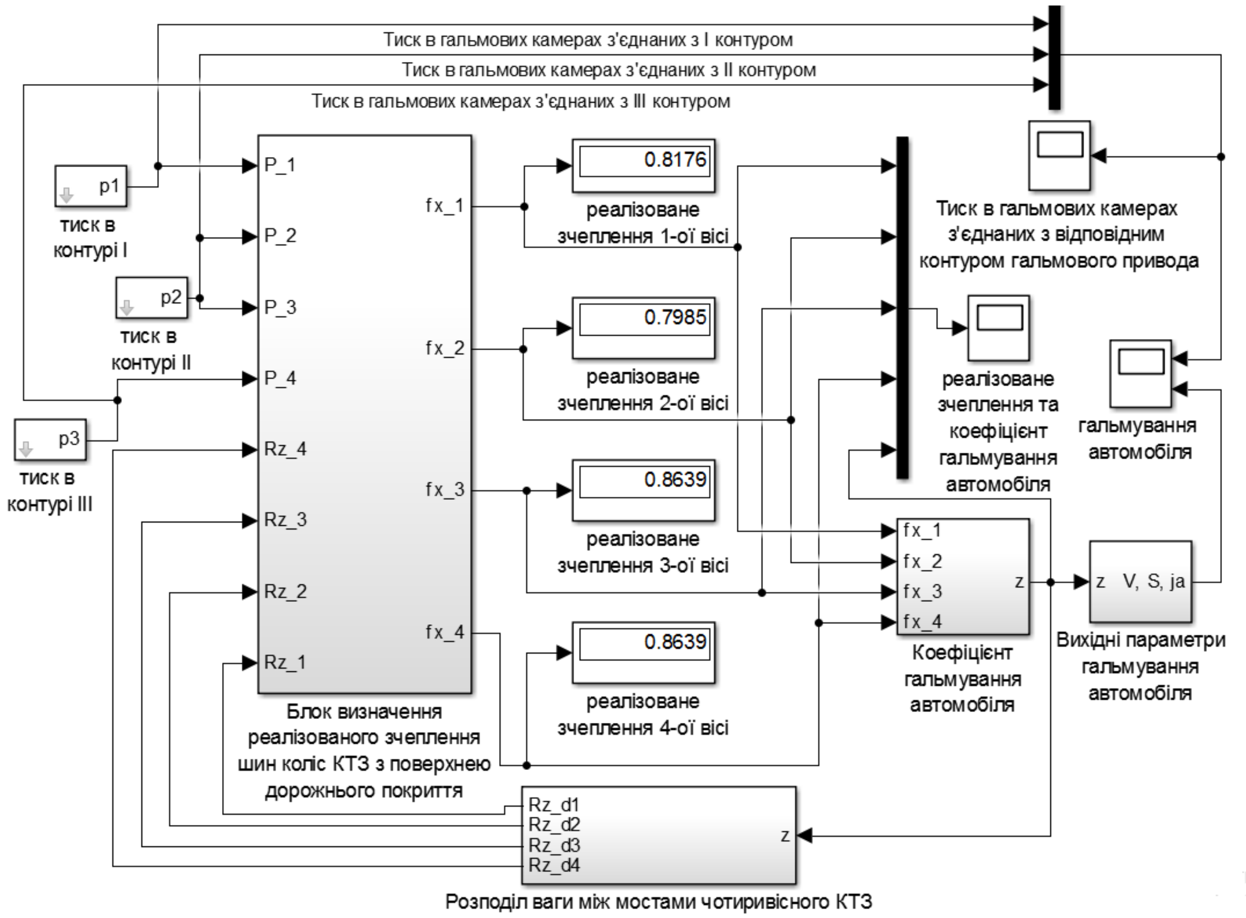


Рисунок 3.22 – Блок-схема імітаційної моделі адаптивного керування процесом гальмування чотиривісного КТЗ

З прикладу (див. рис. 3.23) можна побачити, що зростання тиску в II-му та III-му контурі гальмового привода при виході з ладу I-го контура відбувається пропорційно зниженню величини реалізованого зчеплення між шинами відповідних коліс транспортного засобу та поверхнею дорожнього покриття (див. рис. 3.24).

Падіння реалізованого зчеплення між шинами автомобільних коліс та поверхнею дорожнього покриття на третій та четвертій вісі колісного транспортного засобу, в діапазоні часу від 1 с до 2 с, пояснюється зростанням вертикального навантаження на цих осях при виході з ладу першого контуру гальмового приводу та зниженням величини уповільнення автомобіля.

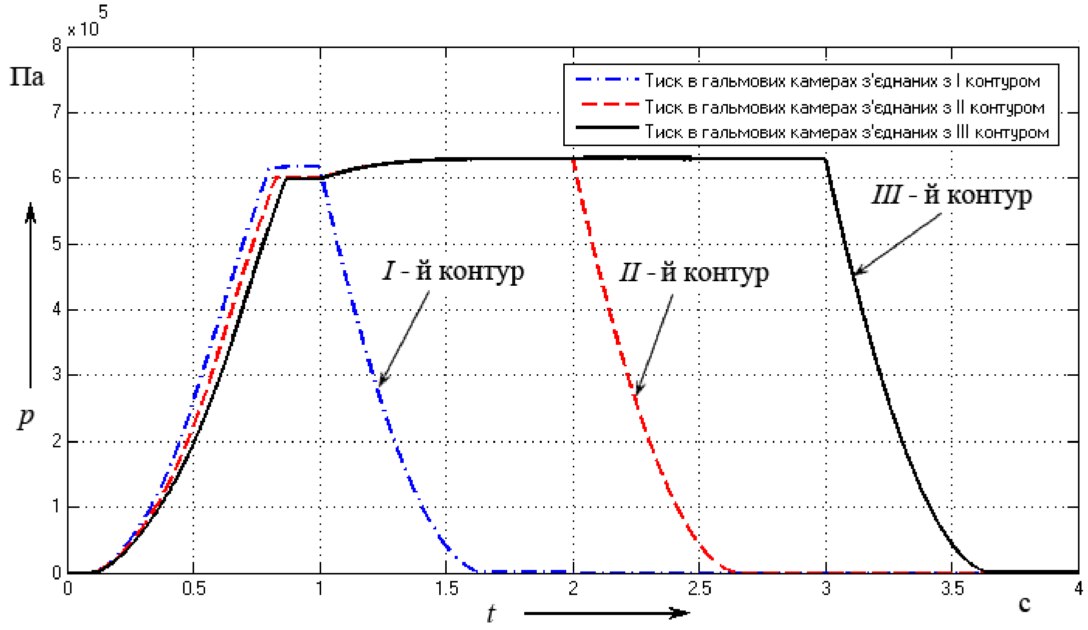


Рисунок 3.23 – Результат імітаційного моделювання зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі з урахуванням адаптивних властивостей гальмової системи КТЗ (схема позначення $A/B-C-D$)

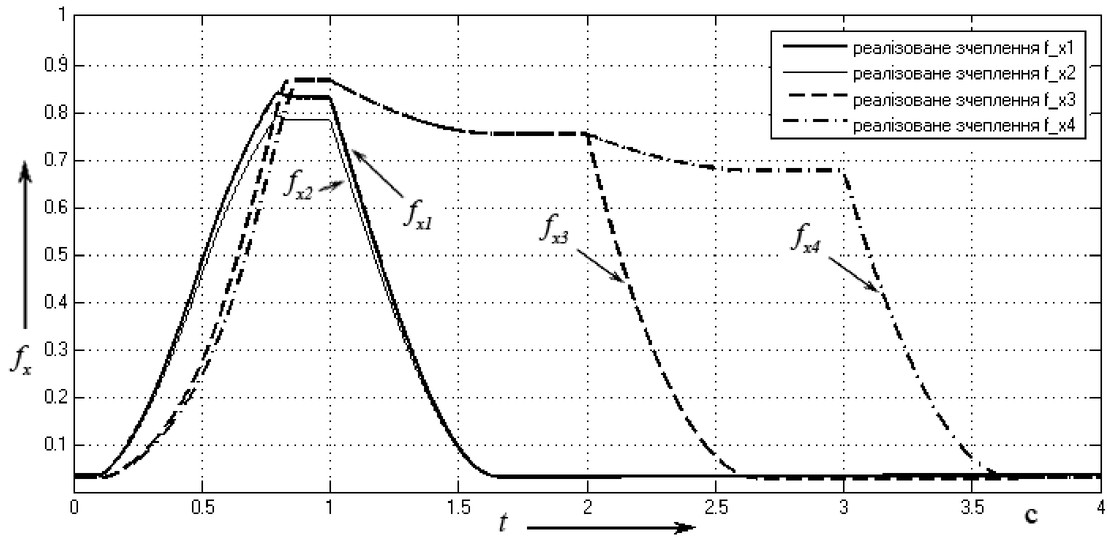


Рисунок 3.24 – Імітаційне моделювання зміни реалізованого зчеплення між шинами відповідних коліс КТЗ (схема позначення $A/B-C-D$)

Падіння реалізованого зчеплення на четвертій вісі КТЗ (рис. 3.24), в діапазоні часу від 2 с до 3 с також пов’язане зі збільшенням навантаження на вісь та додатковим зниженням уповільнення транспортного засобу в наслідок виходу з ладу другого контуру гальмового привода після 2 с (рис. 3.23).

Відповідність реалізованого зчеплення f_{x3} реалізованому зчепленню f_{x4} впродовж часу моделювання від 1 с до 2 с (див. рис. 3.24) пояснюється тим, що третя та четверта вісь транспортного засобу, що моделювався, поєднані між собою балансирним візком, який рівномірно розподіляє вагу між вісями 3 та 4 чотиривісного колісного транспортного засобу.

Виконані розрахунки для іншої компонувальної схеми з'єднання контурів ($I - II - III \rightarrow A - B - C/D$) з гальмовими механізмами типа «симплекс» при одинарному ошинуванні всіх коліс автомобіля показують (рис. 3.25 та 3.26), що зробити суттєве підвищення тиску в електропневматичному гальмовому приводі, під час адаптивного керування запасною гальмовою системою, не вдасться.

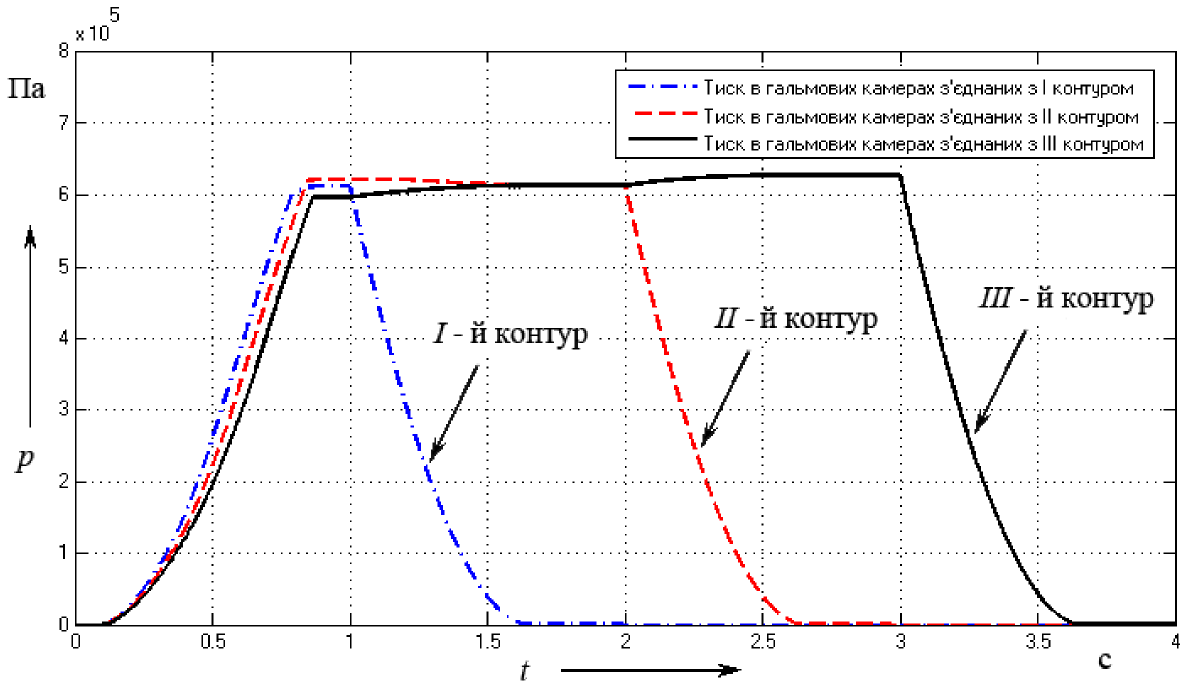


Рисунок 3.25 – Результат імітаційного моделювання зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі з урахуванням адаптивних властивостей гальмової системи КТЗ (схема позначення $A - B - C/D$)

На основі імітаційних досліджень встановлено, що максимальна величина, на яку можна підвищити тиск в справних контурах електропневматичного гальмового приводу з адаптивними властивостями становить величину не більшу ніж 0, 04 МПа при зміні реалізованого зчеплення до двох десятих одиниць (рис. 3.26).

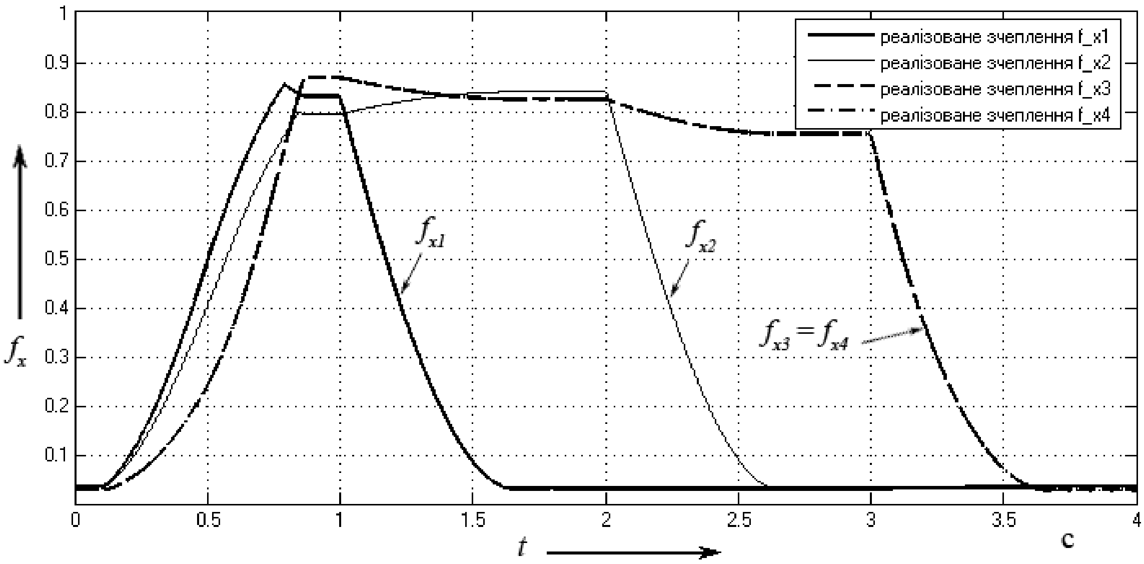


Рисунок 3.26 – Імітаційне моделювання зміни реалізованого зчеплення між шинами відповідних коліс КТЗ (схема позначення $A - B - C/D$)

Слід також відзначити, що зростання реалізованого зчеплення під час виконання адаптивних функцій гальмової системи КТЗ змушує знижувати величину тиску в гальмовому приводі та навпаки, при зниженні зчеплення дозволяє підвищити тиск в приводі, що явно можна побачити на рисунку 3.27 та 3.28. Це пов'язано із коченням автомобільного колеса на межі його блокування з уповільненням, яке забезпечує не більше ніж 20 % ковзання автомобільної шини відносно поверхні дорожнього покриття.

Підвищити тиск (див. рис. 3.29) в електропневматичному гальмовому приводі при зростанні реалізованого зчеплення можна за умови, якщо організувати під'єднання контурів привода до гальмових механізмів таким чином (схема позначення $A - B/C - D$ для транспортного засобу, що досліджувався), щоб під час реалізації зчіпних властивостей між шинами автомобільних коліс, встановлених на відповідних мостах КТЗ, та поверхнею дорожнього покриття, відбувалося одночасне зростання та зниження зчіпних властивостей, наприклад, як це показано на рисунку 3.30 для другого та третього моста,

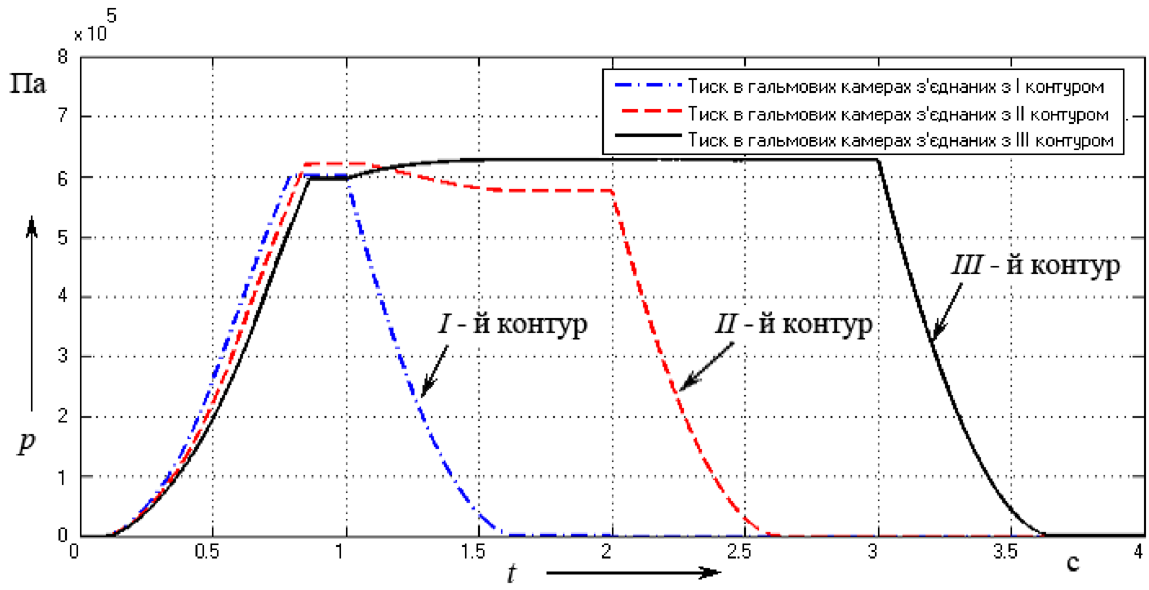


Рисунок 3.27 – Результат імітаційного моделювання зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі з урахуванням адаптивних властивостей гальмової системи КТЗ (схема позначення $A/C-B-D$)

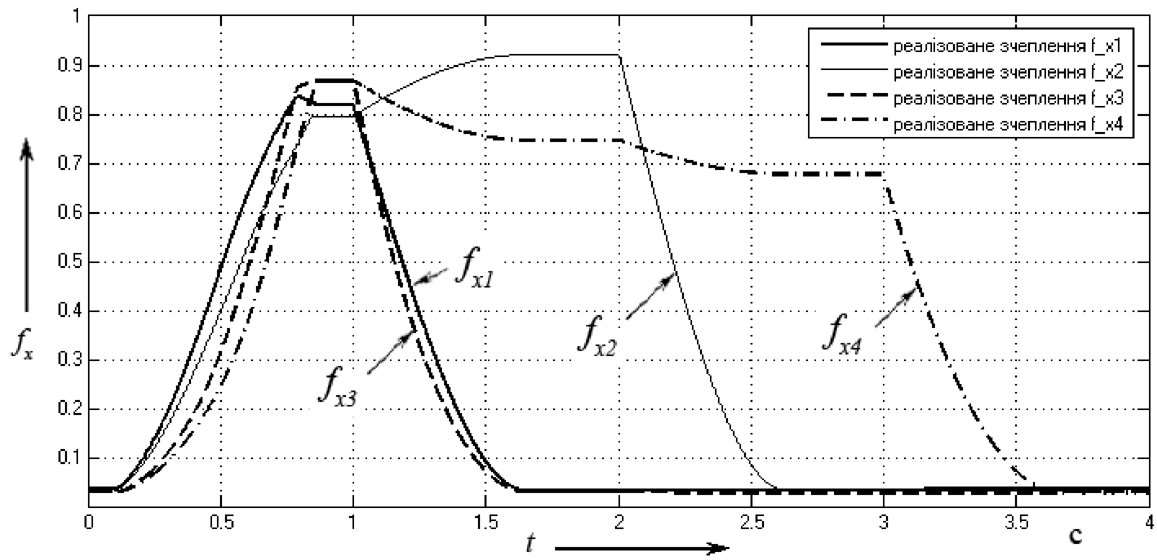


Рисунок 3.28 – Імітаційне моделювання зміни реалізованого зчеплення між шинами відповідних коліс КТЗ (схема позначення $A/C-B-D$)

гальмові механізми якого під'єднано до II-го контуру електропневматичного гальмового привода, що реалізує адаптивні властивості гальмової системи чотиривісного автомобіля з одинарним ошинуванням автомобільних коліс та гальмовими механізмами типа «симплекс».

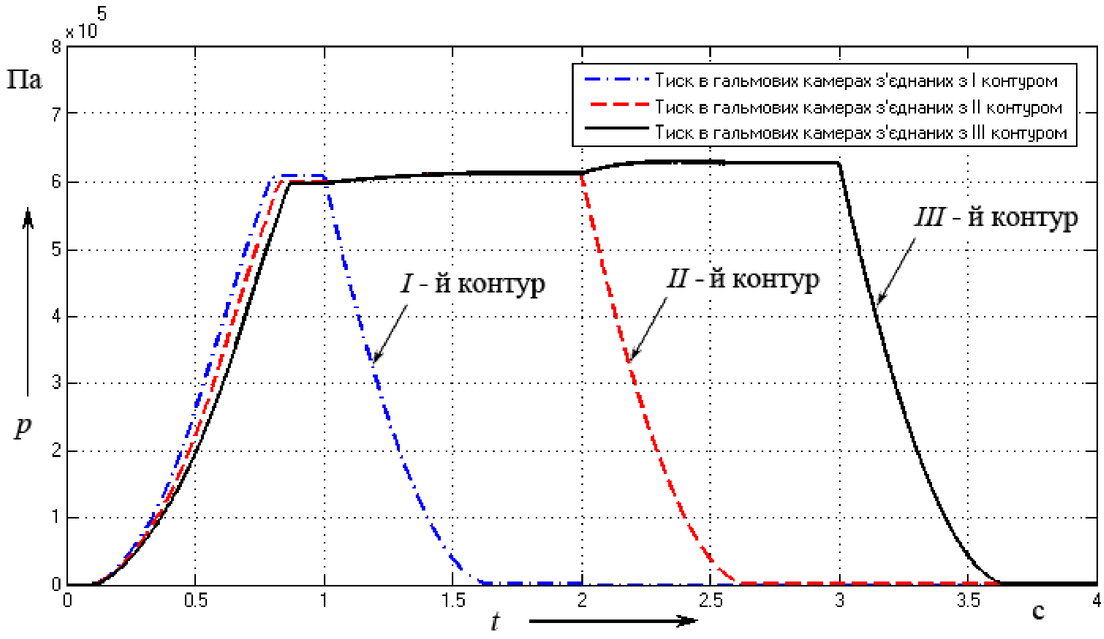


Рисунок 3.29 – Результат імітаційного моделювання зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі з урахуванням адаптивних властивостей гальмової системи КТЗ (схема позначення $A - B/C - D$)

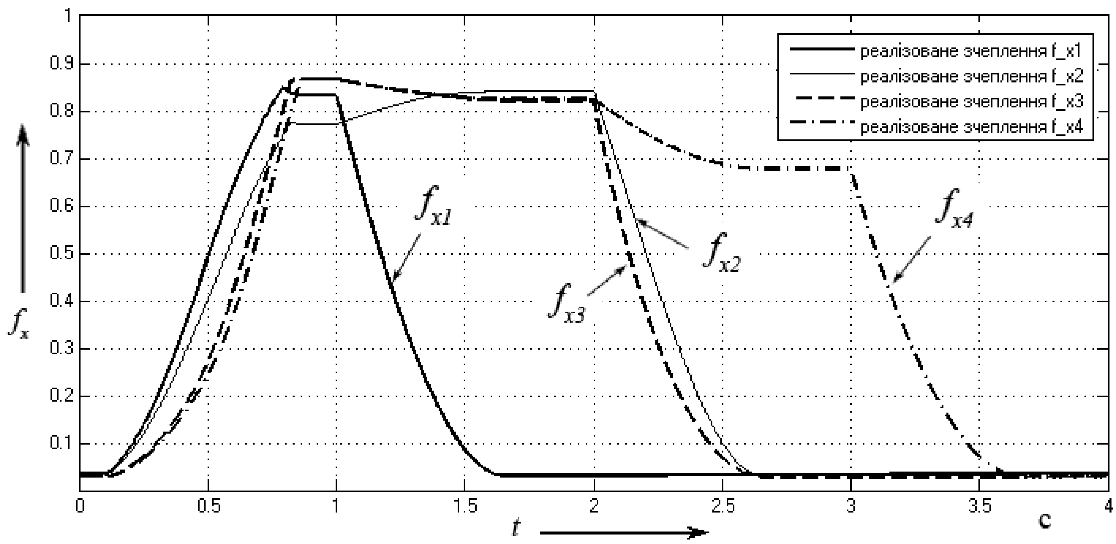


Рисунок 3.30 – Імітаційне моделювання зміни реалізованого зчеплення між шинами відповідних коліс КТЗ (схема позначення $A - B/C - D$)

Слід звернути увагу на те, що під час організації електропневматичного гальмового привода, який забезпечує умови реалізації зчеплення (рис. 3.30) між шинами автомобільних коліс, на відповідних осях КТЗ, та поверхнею дорожнього покриття, тиск в приводі можна підвищити на величину не більше ніж $0,025$ МПа.

Проведені дослідження для службових гальмувань колісного транспортного засобу показали, що при обмеженні водієм тиску в гальмовому приводі на рівні, наприклад 0,4 МПа (див. рис. 3.31), та за умови не перевищення меж блокування автомобільних коліс (див. рис. 3.32), можливість підвищення тиску в приводі відсутня для реалізації адаптивних властивостей гальмової системи, оскільки відсутній надлишковий тиск в електропневматичному гальмовому приводі необхідний для регулювання гальмових сил на колесах транспортного засобу.

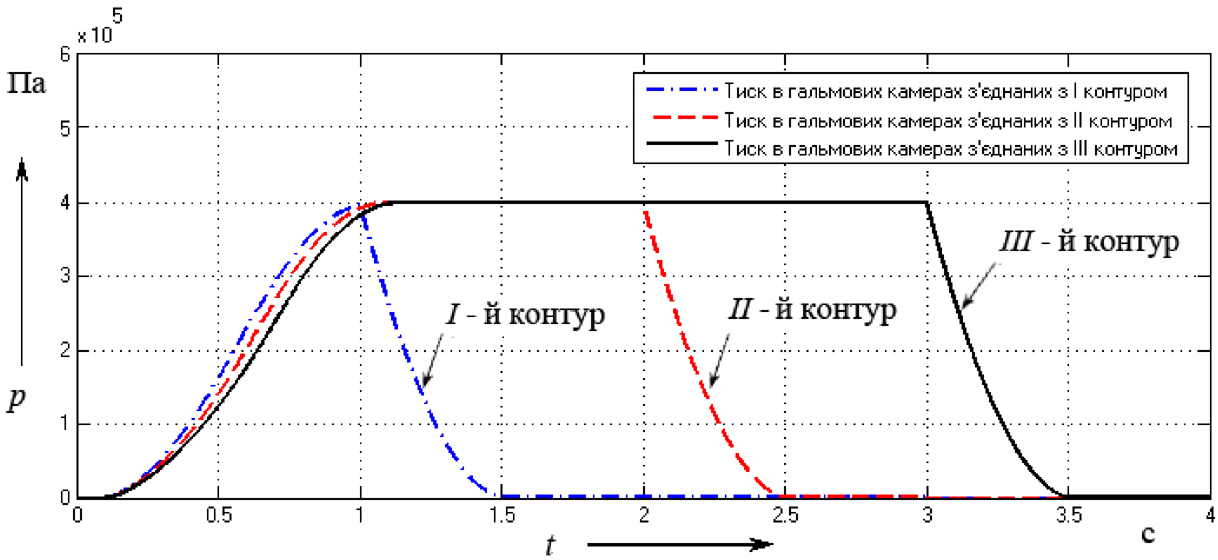


Рисунок 3.31 – Результат імітаційного моделювання зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі при службовому гальмуванні КТЗ (будь яка схема підключення гальмового привода до гальмових механізмів встановлених на мостах КТЗ)

Хотілось би відзначити, що для реалізації адаптивних властивостей гальмової системи КТЗ під час службових гальмувань необхідно свідомо порушити слідкувальну дію між натисканням на педаль гальма та величиною тиску в приводі, що не допустимо з точки зору експлуатації автомобіля.

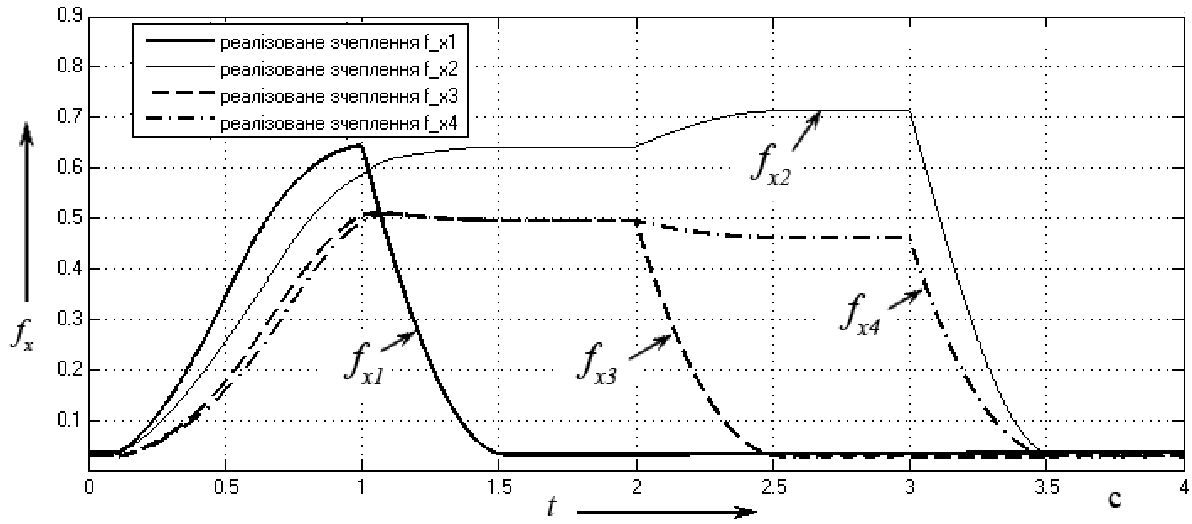


Рисунок 3.32 – Імітаційне моделювання зміни реалізованого зчеплення між шинами відповідних коліс КТЗ при його службовому гальмуванні (схема позначення $A - C - B/D$)

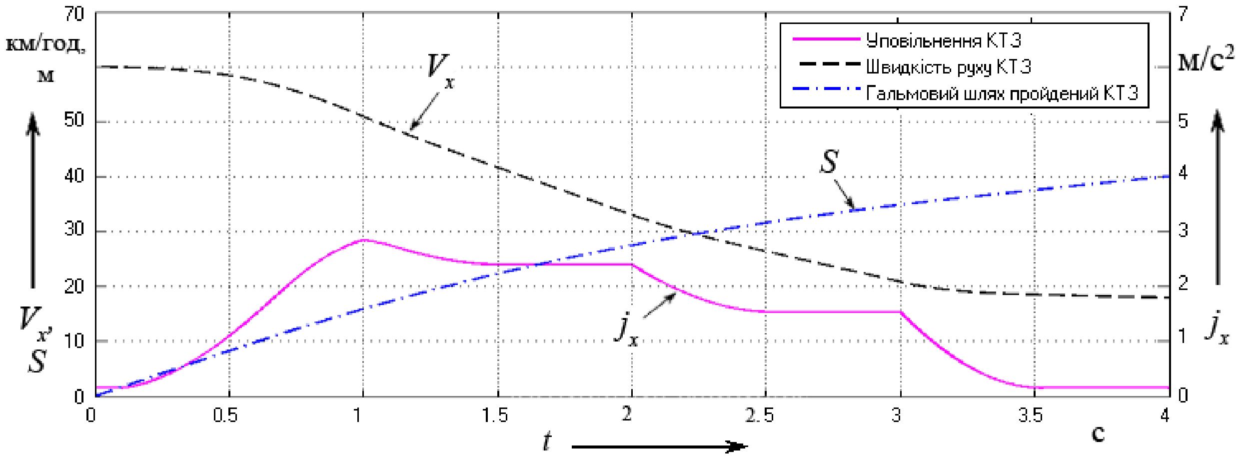


Рисунок 3.33 – Імітаційне моделювання зміни вихідних параметрів транспортного засобу під час його службового гальмування (схема позначення $A - C - B/D$)

Можна припустити, що у разі аварійного зниження тиску в гальмовому приводі можна тимчасово порушити слідкувальну дію між натисканням на педаль гальма та зростанням величиною тиску в приводі гальм колісного транспортного засобу, але у такому разі повинні бути встановлені спеціальні інформаційні системи в кабіні автомобіля, які б інформували водія про вихід з ладу робочої гальмової системи транспортного засобу, а також обмежували його швидкість руху з метою недопущення виникнення дорожньо-транспортних подій, оскільки ефективність гальмування автомобіля може залишитися незмінною доки хоча б колеса однієї з осей КТЗ не досягнуть меж блокування під час їх гальмування. У такому разі слідкувальна дія, під час гальмування автомобіля, повинна реалізовуватися за рахунок збереження пропорційності між зусиллям на педалі гальма та величиною уповільнення транспортного засобу [316–323].

Висновки по розділу 3

1. Запропонована концепція реалізації електропневматичного гальмового привода на багатовісному колісному транспортному засобі, яка базується на формуванні раціональних схем підключення контурів гальмового привода до гальмових механізмів автомобільних коліс відповідних його мостів, показала, що досягнення нормативних та експлуатаційних показників під час дії запасної гальмової системи КТЗ можливе, якщо, при визначенні ефективності гальмування автомобіля, врахувати особливості розташування координат центру тяжіння автомобіля та характер реалізації зчіпних властивостей між шинами відповідних автомобільних коліс та поверхнею дорожнього покриття.

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

Моделювання процесу гальмування багатовісних колісних транспортних засобів дозволило встановити що використання гальмових механізмів типа «дуо-дуплекс» на відміну від гальмових механізмів типа «симплекс» дозволяють підвищити ефективність гальмування таких транспортних засобів на 30 %. Моделювання також показало, що із збільшенням кількості вісей у колісного транспортного засобу та збільшенням його ваги ефективність дії запасної гальмової системи знижується, як при використанні гальмових механізмів типа «симплекс» так і при використанні гальмових механізмів типа «дуо-дуплекс», тому єдиним шляхом підвищення ефективності дії запасної гальмової системи на транспортних засобах з кількістю вісей більше чотирьох є збільшення кількості контурів гальмового привода за рахунок використання багатосекційних апаратів регулювання тиску.

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

4. Запропонований критерій (K_p) для зміни прохідних перетинів дроселів в електропневматичних модуляторів тиску, які забезпечують адаптивний впуск або випуск повітря з відповідних гальмових камер привода, під час імітаційного моделювання, дозволив визначити межі реалізації адаптивних властивостей робочої гальмової системи транспортного засобу під час виходу з ладу контурів його гальмового привода.

Встановлено, що в залежності від потенційних можливостей реалізації зчеплення між шинами автомобільних коліс та поверхнею дорожнього покриття, тиск в електропневматичному гальмовому приводі, при адаптивному його регулюванні, може бути підвищений на величину не більшу ніж 0,04 МПа.

5. Аналіз характеру зміни тиску в справних контурах електропневматичного гальмового приводу під час виходу з ладу одного з контурів показав, що при адаптивному керуванні гальмовою системою колісного транспортного засобу відсутня можливість суттєвого підвищення тиску в приводі оскільки відсутня можливість реалізації зчіпних властивостей між шинами відповідних коліс КТЗ та поверхнею дорожнього покриття.

Встановлено, що під час організації електропневматичного гальмового привода, який забезпечує при одночасному зростанні реалізованого зчеплення на одних вісях КТЗ зниження реалізованого зчеплення на інших, тиск в приводі може бути підвищено на величину не більшу ніж 0,025 МПа.

Основні результати дослідження з даного розділу опубліковані в наукових роботах [1–3, 5, 10, 11, 14–18, 20, 33, 34, 36, 37, 40, 41].

РОЗДІЛ 4
ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ГАЛЬМУВАННЯ БАГАТОВІСНОГО КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З ЕЛЕКТРОПНЕВМАТИЧНИМ ГАЛЬМОВИМ ПРИВОДОМ

Під час моделювання динаміки гальмування колісного транспортного засобу з електропневматичним гальмовим приводом, перед дослідником стає питання щодо обрання математичної моделі, що описує робочий процес перетікання стисненого повітря в ДЄ-ланках привода, тому для визначення потенційних можливостей кожної з моделей, виконаємо порівняльне імітаційне моделювання наповнення та спорожнення привода, при однакових початкових умовах, які наближені до реального процесу наповнення гальмової камери привода через електропневматичний модулятор тиску.

4.1. Моделювання робочого процесу в гальмовому приводі при використанні різних витратних функцій

Для реалізації математичної моделі приводу використаємо, так званий метод припасовування ДЄ-ланок привода (рис. 4.1), який дозволяє на основі результату моделювання зміни тиску в наступній ДЄ-ланці визначити характер зміни тиску в ДЄ-ланці привода, що розглядається.

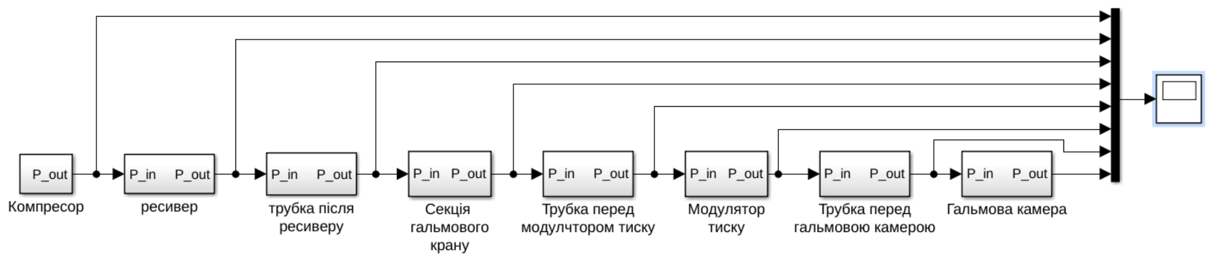


Рисунок 4.1 – Блок-схема реалізації методу припасовування ДЄ-ланок привода обладнаного електропневматичним модулятором тиску

У такому разі кожна ДЄ-ланка повинна враховувати витрату стисненого повітря в наступній ланці, що можна реалізувати шляхом її передачі через віртуальну пам'ять обчислювальної техніки.

Розглянемо детальніше процес реалізації різних моделей ДЄ-ланок привода на прикладі типових ланок зображених на рисунку 4.1.

Так, наприклад, реалізація моделі гальмової камери матиме вигляд зображений на рисунку 4.2. Оскільки гальмова камера є кінцевою ДЄ-ланкою то вона не потребує врахування додаткових витрат повітря під час зміни тиску в ній, тому під час визначення dp/dt враховується тільки витрата G_k_1.

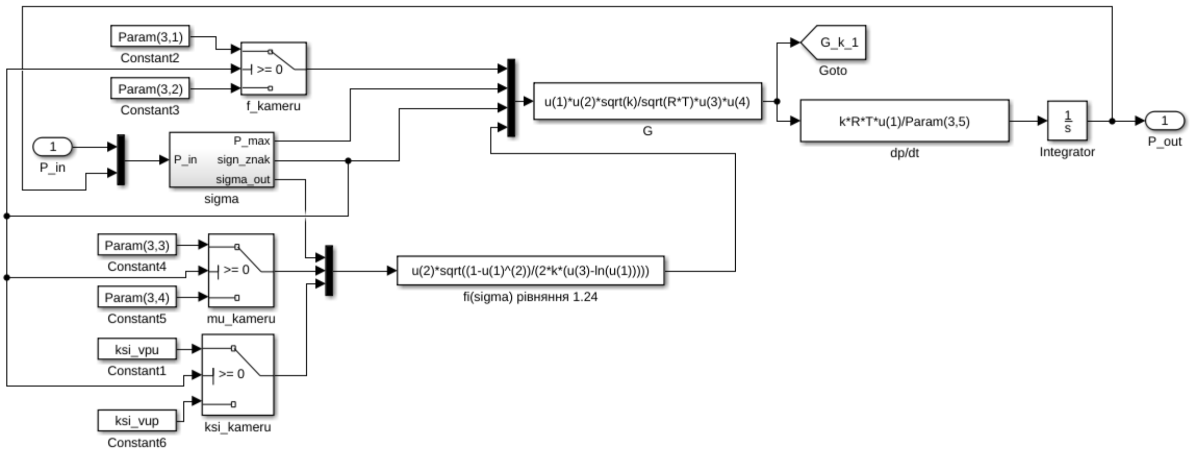


Рисунок 4.2 – Блок-схема реалізації моделі „гальмова камера"

У разі моделювання прохідної трубки, що встановлено перед гальмовою камерою, зміна тиску (dp/dt) в ній визначатиметься не тільки на основі витрати (G_t_1) в трубці, а й з урахуванням витрати (G_k_1) в гальмовій камері (рис. 4.3).

Прохідна трубка зображена на рисунку 4.3 не має обмеження щодо перетікання стисненого повітря, як в прямому, так й в зворотньому напрямку, тому модель ДЄ-ланок такого типу, як показав аналіз наведений в підрозділі 1.3.3, ідентична моделі ресивера.

Модель модулятору тиску, як показав аналіз наведений в підрозділі 1.3.2, наприклад для апаратів з прямим перетіканням повітря може бути реалізовано у вигляді зображеному на рисунку 4.4.

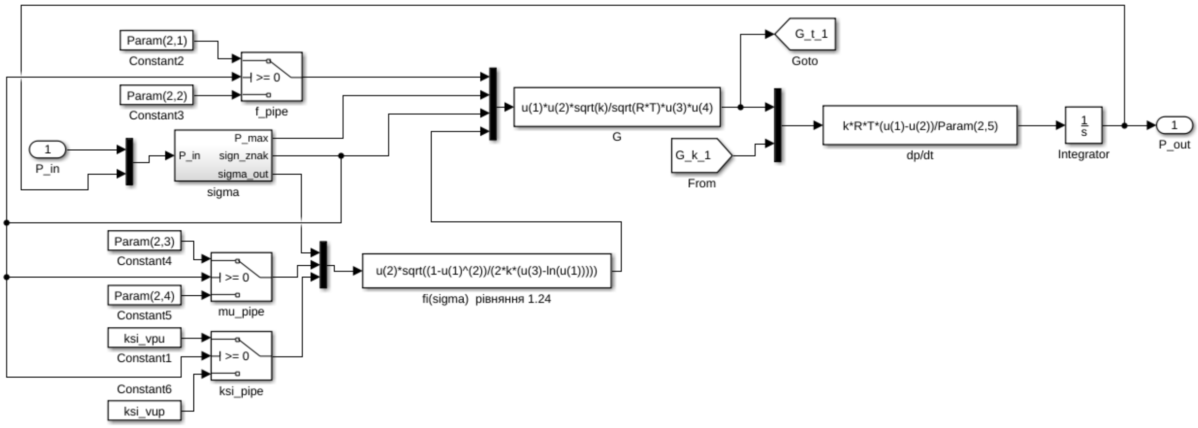


Рисунок 4.3 – Блок-схема реалізації прохідної ДЄ-ланки привода „прохідна трубка без обмежень щодо перетікання повітря через неї“(або ресивер)

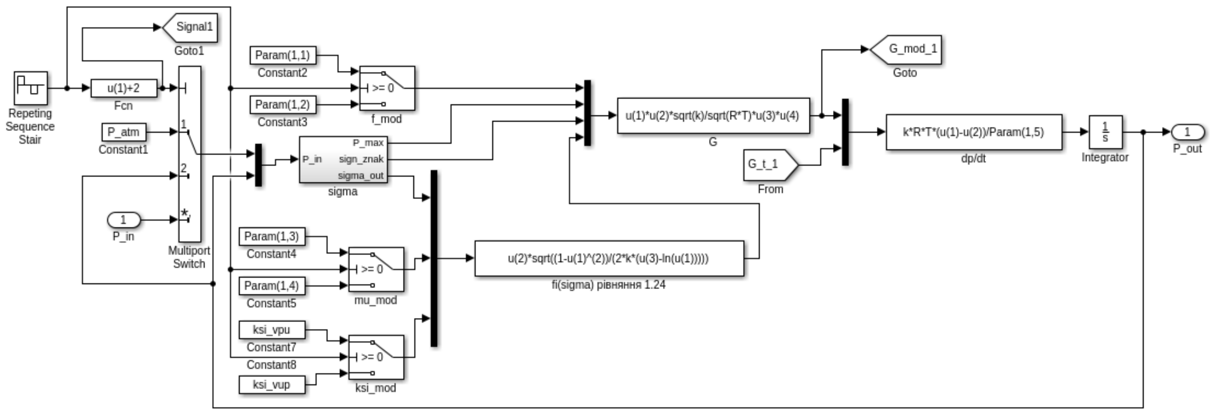


Рисунок 4.4 – Блок-схема реалізації моделі модулятора з прямим перетіканням повітря

Оскільки під час роботи електропневматичного модулятора тиску є необхідність в перекриванні впускного отвору в модуляторі та відкриванні випускного отвору (сполучення з атмосферою) необхідно передати інформацію, до ДЄ-ланки розташованої перед модулятором, щодо функціювання відповідного дроселю на впуск або випуск повітря через ДЄ-ланку такого типа. На рисунку 4.4 таким сигналом слугує $Signal1$ на основі якого також відбувається переключення дроселів модулятора на впуск або випуск повітря під час його перетікання через порожнини модулятора.

Прохідна ДЄ-ланка з обмеженнями на перетікання повітря через неї може бути реалізована у вигляді зображеному на рисунку 4.5. Обмеження для такої ланки полягає в тому, що під час моделювання зміни тиску в ній, витрата повітря (G_mod_1) у разі перекривання вхідного дроселю в модуляторі тиску може приймати значення рівне нулю, а ДЄ-ланка, у такому разі, стає кінцевою й може наповнюватися окремо від ланки розташованої після неї.

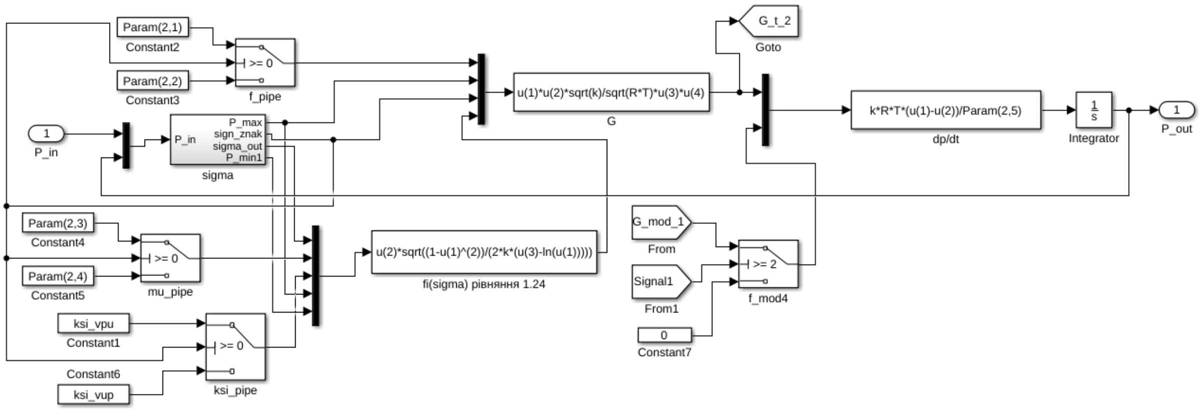


Рисунок 4.5 – Блок-схема реалізації прохідної ДЄ-ланки привода „прохідна трубка з обмеженням щодо перетікання повітря через неї“

Моделювання ДЄ-ланки органу керування, наприклад секції гальмового крана, може бути реалізоване (рис. 4.6) у вигляді аналогічному моделі модулятора тиску з прямим перетіканням повітря.

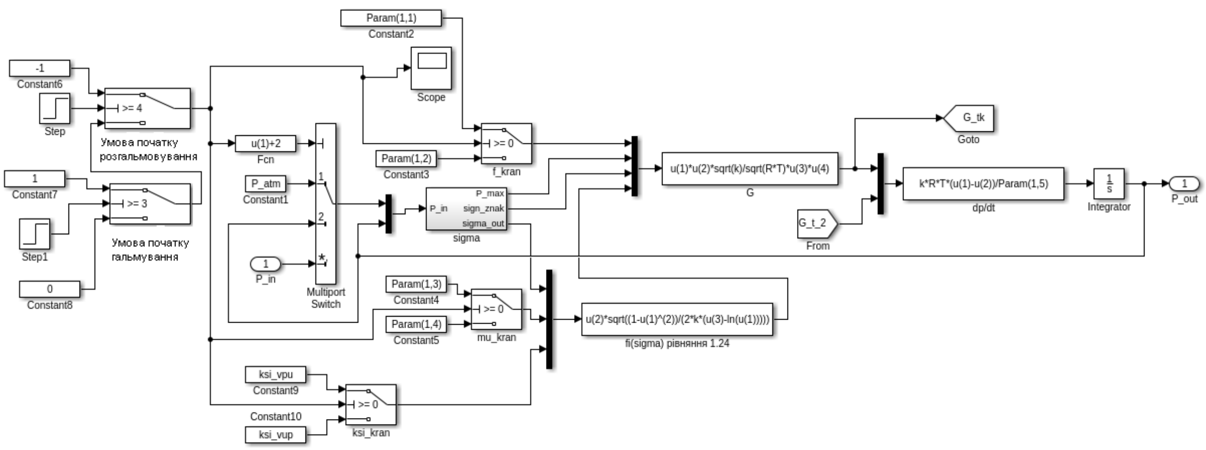


Рисунок 4.6 – Блок-схема реалізації прохідної ДЄ-ланки привода „секція гальмового крану“

Для такої ланки умовами початку наповнення привода та його спорожнення будуть інтервали часу, під час яких відбувається гальмування колісного транспортного засобу.

Результат імітаційного моделювання типового перетікання стисненого повітря між відповідними ДЄ-ланками привода (рис. 4.1), матиме вигляд зображений на рисунку 4.7.

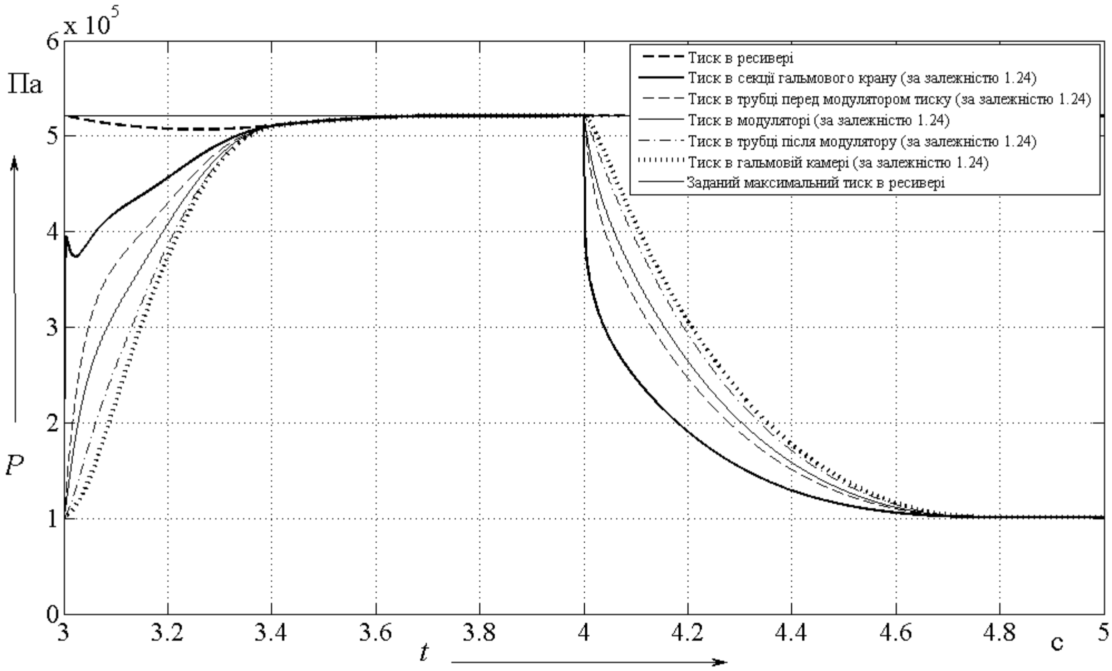


Рисунок 4.7 – Результат моделювання робочих процесів, які відбуваються під час наповнення та спорожнення ДЄ-ланок привода блок-схема якого зображена на рисунку 4.1 у разі використання функції витрати (1.24)

З рисунку 4.7 можна побачити, що при моделюванні функція витрати (1.24) забезпечує зростання тиску в гальмовій камері до рівня 75 % від максимального значення тиску за $0,22$ с, а спорожнення гальмової камери до рівня 25 % – за $0,35$ с.

Використання витратної функції (1.25), при початкових умовах імітаційного моделювання прийнятих в моделі привода з витратною функцією (1.24), дещо збільшує час ($0,25$ с) зростання тиску в гальмовій камері до 75 % від максимального значення тиску (див. рис. 4.8).

Аналогічним чином збільшується й час (0, 39 с) спорожнення гальмової камери привода до рівня 25 % від максимального значення тиску, що можна побачити на рисунку 4.8.

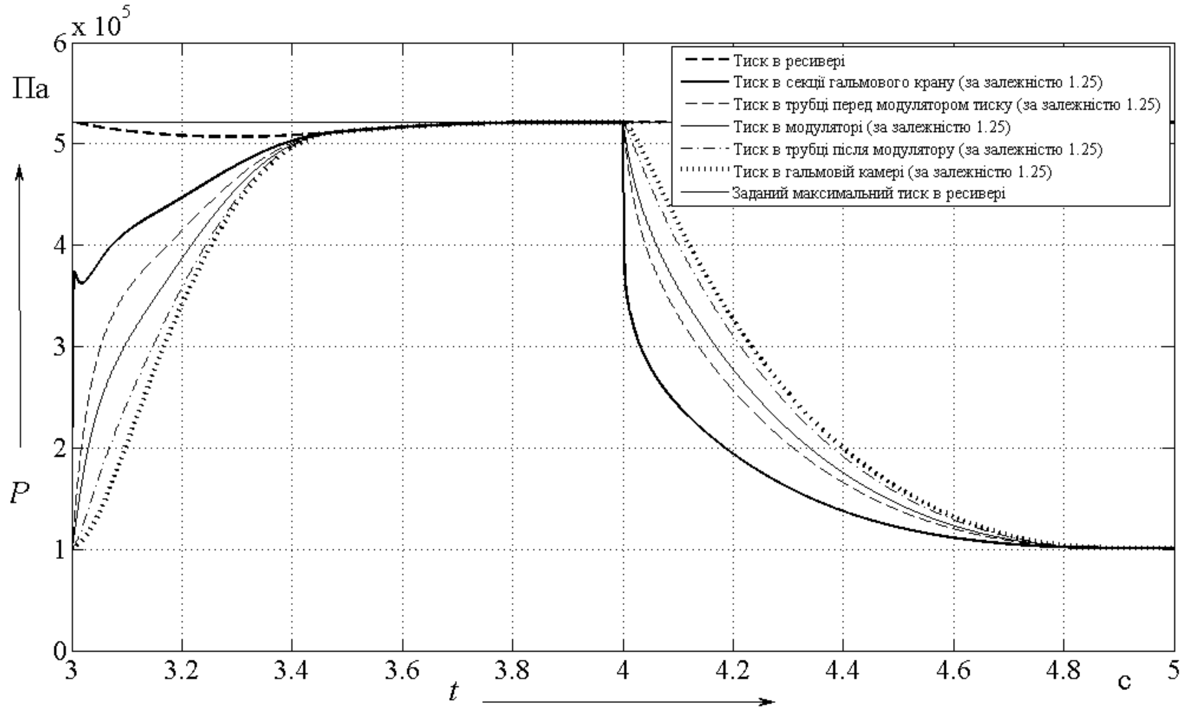


Рисунок 4.8 – Результат моделювання робочих процесів, які відбуваються під час наповнення та спорожнення ДЄ-ланок привода блок-схема якого зображена на рисунку 4.1 у разі використання функції витрати (1.25)

Функція витрати (1.26) в порівнянні з функціями (1.24) та (1.25), при однакових початкових умовах моделювання, швидше наповнює та спорожнює ДЄ-ланки привода (рис. 4.9) .

Моделювання показало, що при використанні функції витрати (1.26) гальмовий привід колісного транспортного засобу наповнюється до 75 % від максимального тиску за 0, 15 с, а спорожнюється до 25 % від максимального значення тиску за 0, 13 с, що відповідно в середньому на 36 % та 65 % відрізняється від результатів розрахунків отриманих за залежностями (1.24) та (1.25).

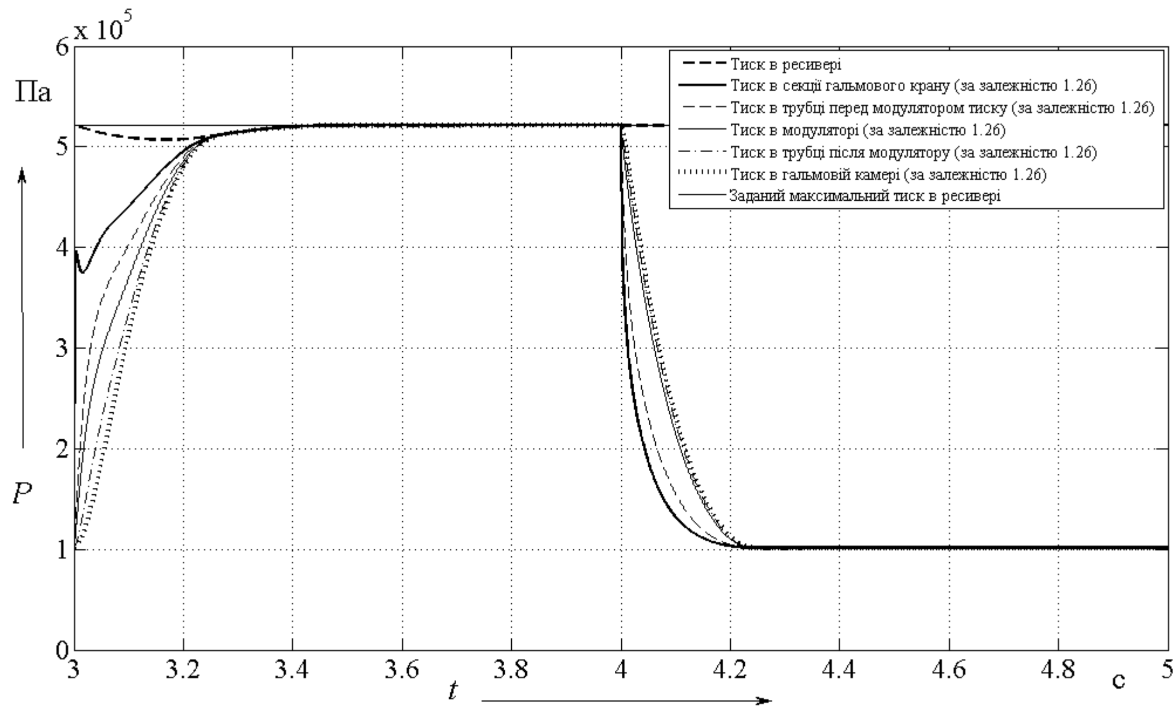


Рисунок 4.9 – Результат моделювання робочих процесів, які відбуваються під час наповнення та спорожнення ДЄ-ланок привода блок-схема якого зображена на рисунку 4.1 у разі використання функції витрати (1.26)

Дві наступні функції витрати (1.27) та (1.28), як показало імітаційне моделювання (див. рис. 4.10 та 4.11), формують схожі робочі процеси під час спорожнення ланок привода але суттєво відрізняють один від одного робочий процес наповнення ДЄ-ланок привода з малим об'ємом порожнин ланок.

Порівняння характеру перебігу робочого процесу в ДЄ-ланках привода при використанні функції (1.28), з іншими витратними функціями показало, що функція (1.28) близька до функції (1.26) (див. відповідний рис. 4.9 та рис. 4.11) за інтенсивністю зростання тиску, але тільки в межах наповнення великих об'ємів, наприклад довгих трубопроводів або гальмових камер.

При наповненні маленьких об'ємів функція витрати (1.28) дозволяє змоделювати дещо інтенсивніше зростання тиску в об'ємі ніж інші витратні функції (сплеск зростання тиску до 500000 Па в початковий момент часу на рисунку 4.11).

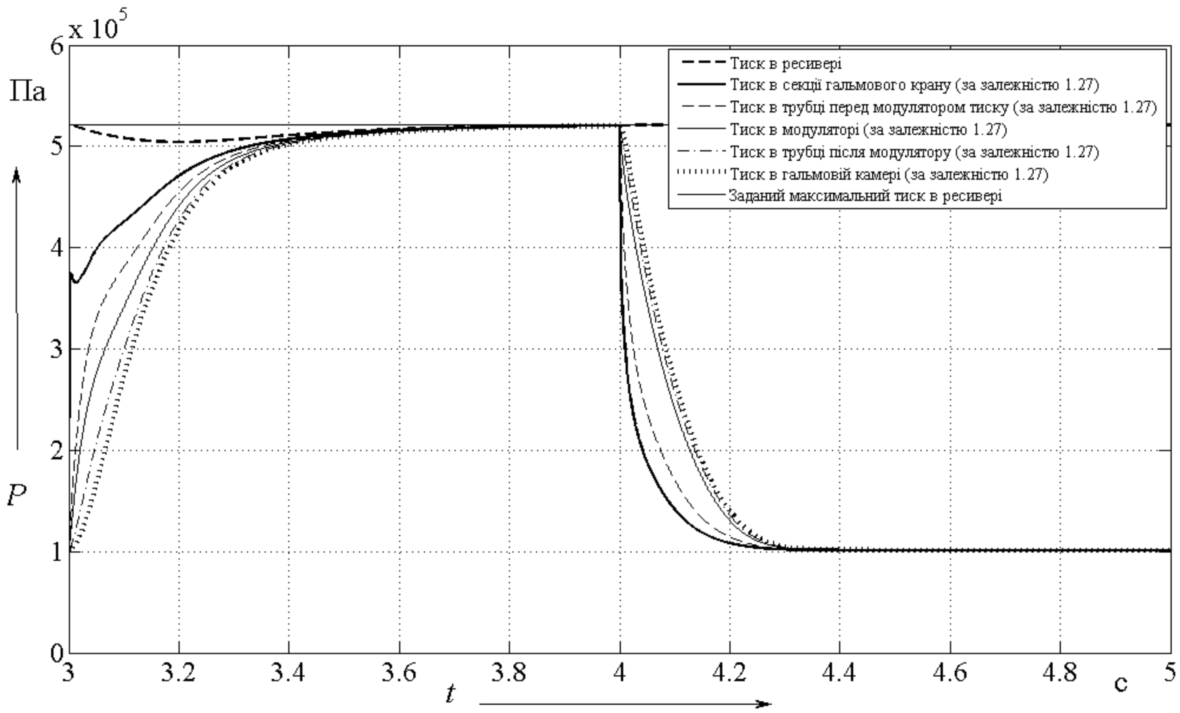


Рисунок 4.10 – Результат моделювання робочих процесів, які відбуваються під час наповнення та спорожнення ДЄ-ланок привода блок-схема якого зображена на рисунку 4.1 у разі використання функції витрати (1.27)

Аналіз характеру спорожнення ДЄ-ланок гальмового привода, робочий процес яких зображено на рисунку 4.10 та 4.11, показав, що функція витрати (1.27) на відміну від функції витрати (1.28) швидше спорожнює ланки привода в початковий момент часу спорожнення, в наслідок чого виникає хибне уявлення про те, що перетікання повітря через випускний отвір апарата регулювання тиску не впливає на процес спорожнення гальмової камери. Насправді дроселювання в апараті регулювання тиску впливатиме на процес спорожнення гальмової камери привода й тиск буде знижуватися в апараті регулювання не так швидко, як це показано на рисунку 4.10. Більш правдивий характер зниження тиску в ДЄ-ланках привода відтворює залежність (1.28) результати моделювання за якою зображено на рисунку 4.11, що підтверджується експериментальними дослідженнями, які зображені на рисунку 4.15 .

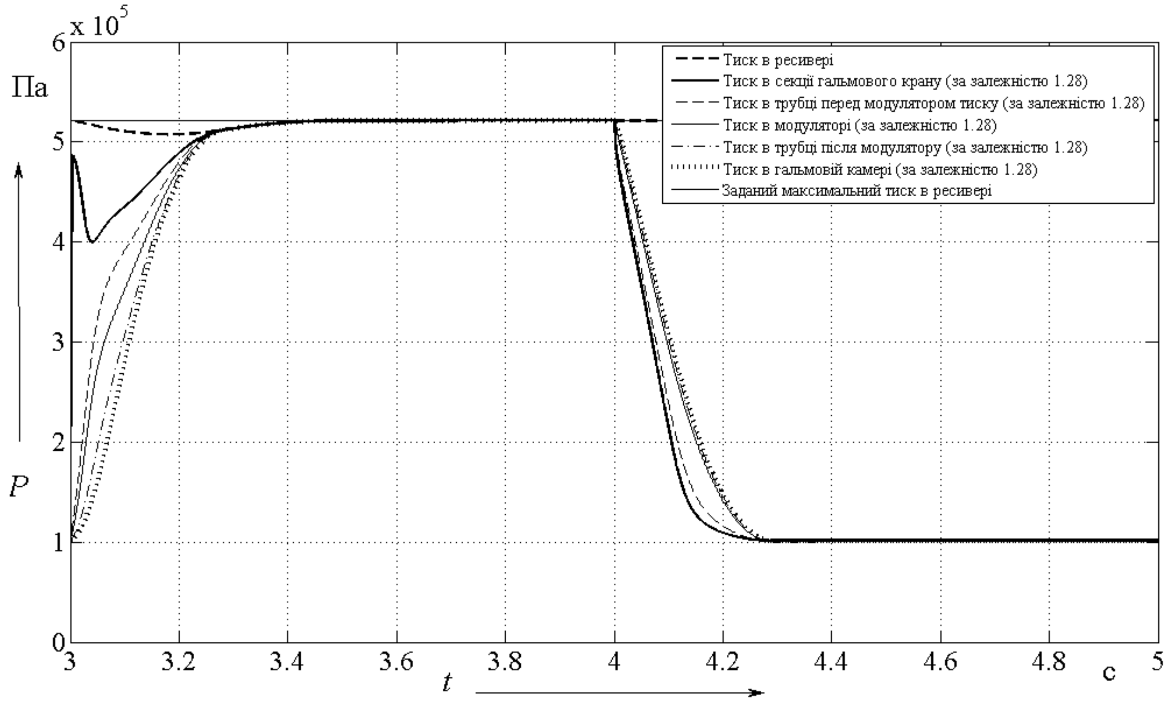


Рисунок 4.11 – Результат моделювання робочих процесів, які відбуваються під час наповнення та спорожнення ДЄ-ланок привода блок-схема якого зображена на рисунку 4.1 у разі використання функції витрати (1.28)

Дослідження показують (див. рис. 4.10 та 4.11), що при інтенсивному зростанні тиску в апараті з невеликим об’ємом, в ДЄ-ланках розташованих після такого апарата зростання тиску до 350000 Па відбувається на $0,02$ с швидше, що майже в 2 рази скорочує наповнення гальмової камери пневматичного (електропневматичного) гальмового привода до величини тиску встановленого в ресивері.

Порівняння робочих процесів, які відбуваються в ДЄ-ланках швидкодіючого пневматичного гальмового привода, між собою в однакових координатах часу та тиску (див. рис. 4.12 та 4.13) показує, що для моделювання такого типу привода, краще використовувати функцію витрати (1.28), оскільки при невеликих обємах електропневматичних апаратів тиску вона дозволяє точніше відтворити перебір робочих процесів в них ніж інші витратні функції наведені в даній роботі.

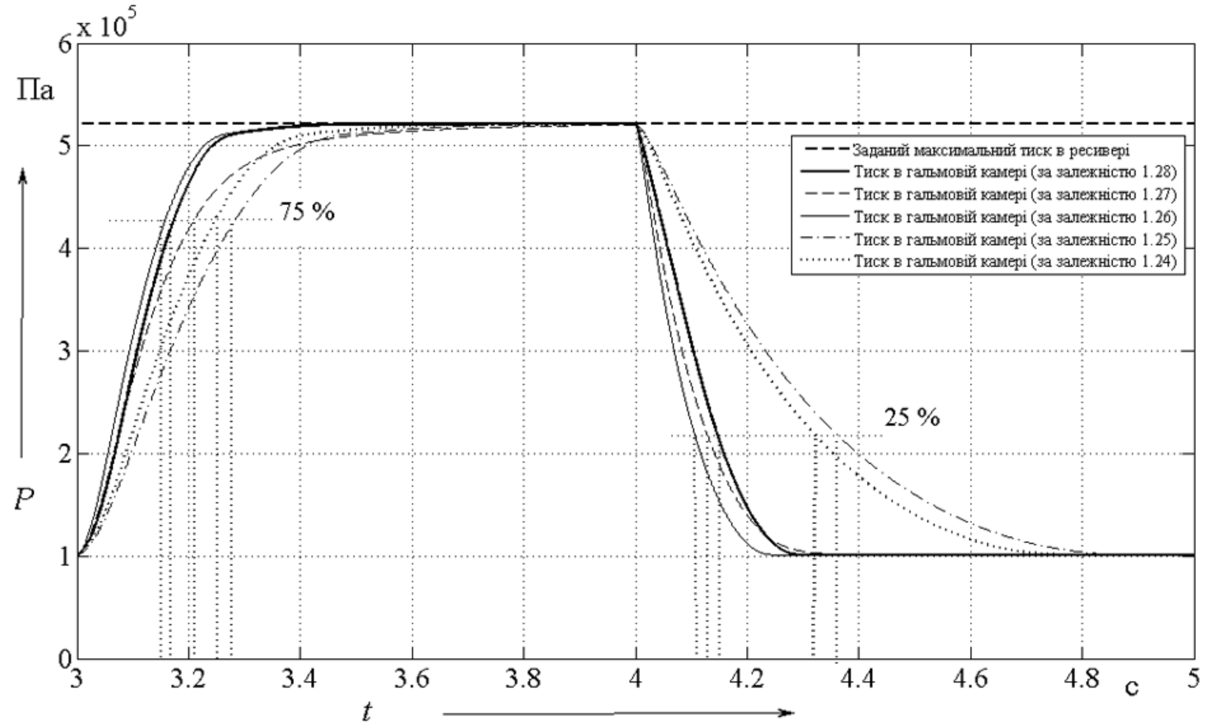


Рисунок 4.12 – Результат моделювання робочих процесів, які відбуваються під час наповнення та спорожнення гальмової камери привода у разі використання різних витратних функцій

Експериментальні дослідження швидкодіючого пневматичного гальмового привода також показали, що із зменшенням об'ємів електропневматичних апаратів або із зменшенням довжини привода динамічність робочого процесу в них зростає.

Порівняння динамічності характеру перебігу робочого процесу в ДЄ-ланках привода (рис. 4.13) при використанні різних витратних функцій в моделі швидкодіючого пневматичного гальмового привода показало , що в залежності від отриманого часу моделювання та величини тиску в приводі залежатиме вихідні параметри, що впливатимуть на робочий процес реалізації сили зчеплення автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття, тому реалістичність зростання тиску в ланках привода відіграватиме важливу роль під час моделювання динаміки гальмування колісного транспортного засобу, особливо багатовісного.

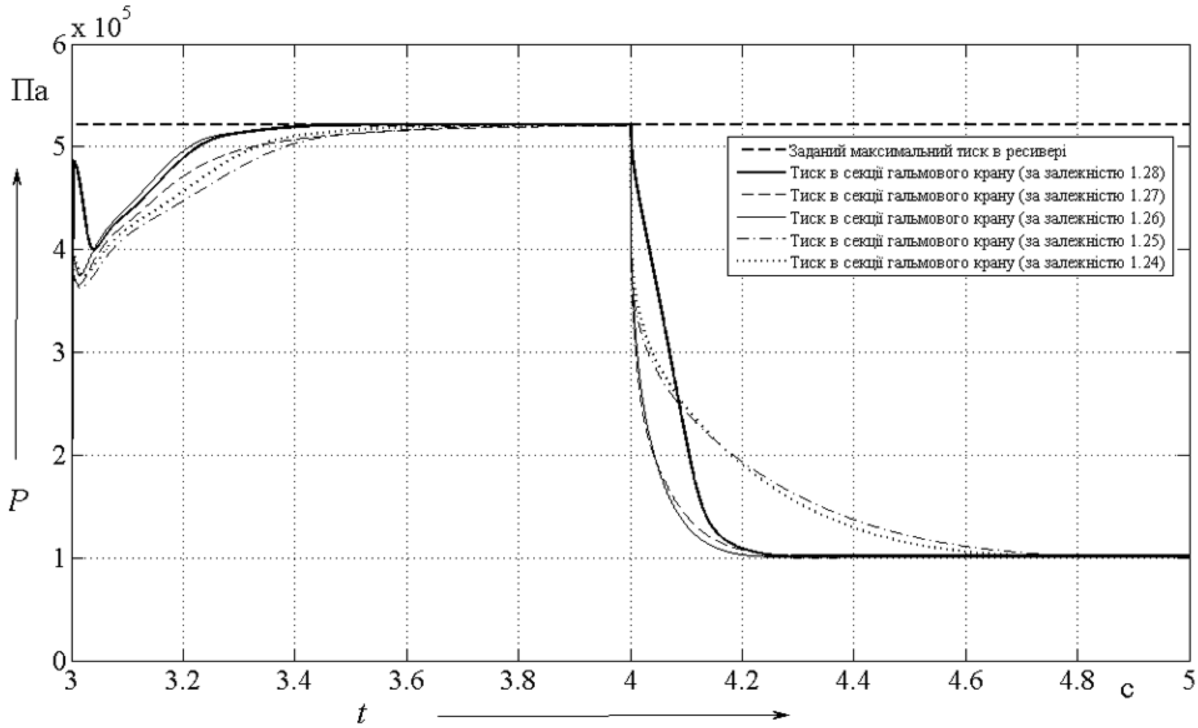


Рисунок 4.13 – Результат моделювання робочих процесів, які відбуваються під час наповнення та спорожнення ДЄ-ланки привода з малим об’ємом у разі використання різних витратних функцій

Порівняння результатів імітаційного моделювання (див. рис. 4.11) наповнення гальмової камери привода тип 16 з робочим процесом (див. рис. 4.14) отриманим для реального контуру швидкодіючого гальмового привода колісного транспортного засобу (використано аналогічний тип гальмової камери «тип 16») показало, що похибка розрахунків у порівнянні з результатами експериментальних досліджень не перевищує 5 %.

Отже на основі проведеного теоретичного та експериментального дослідження наповнення гальмової камери швидкодіючого пневматичного гальмового привода можна стверджувати, що з достатньою точністю робочий процес під час моделювання електропневматичного гальмового привода може бути описаний тільки при використанні залежності (1.26) або (1.28).

Рисунок 4.14 – Осцилограми робочих процесів наповнення гальмових камер швидкодіючого гальмового привода колісного транспортного засобу отримана експериментальним шляхом

Проведений аналіз результатів моделювання також показав, що залежність (1.27) та (1.26) можуть бути використані під час моделювання швидкодіючого пневматичного гальмового привода, якщо відсутня необхідність в розгляданні робочих процесів в електропневматичних апаратах регулювання тиску.

Інші витратні функції, що розглянуті в даній роботі, не задовольняють критеріям швидкого наповнення або спорожнення електропневматичного гальмового привода, а їх використання в імітаційних моделях привода може призводити до значних похибок в розрахунках.

Порівняння результатів імітаційного моделювання спорожнення швидкодіючого пневматичного гальмового привода з робочим процесом (див. рис. 4.15), який отримано для реального контура швидкодіючого

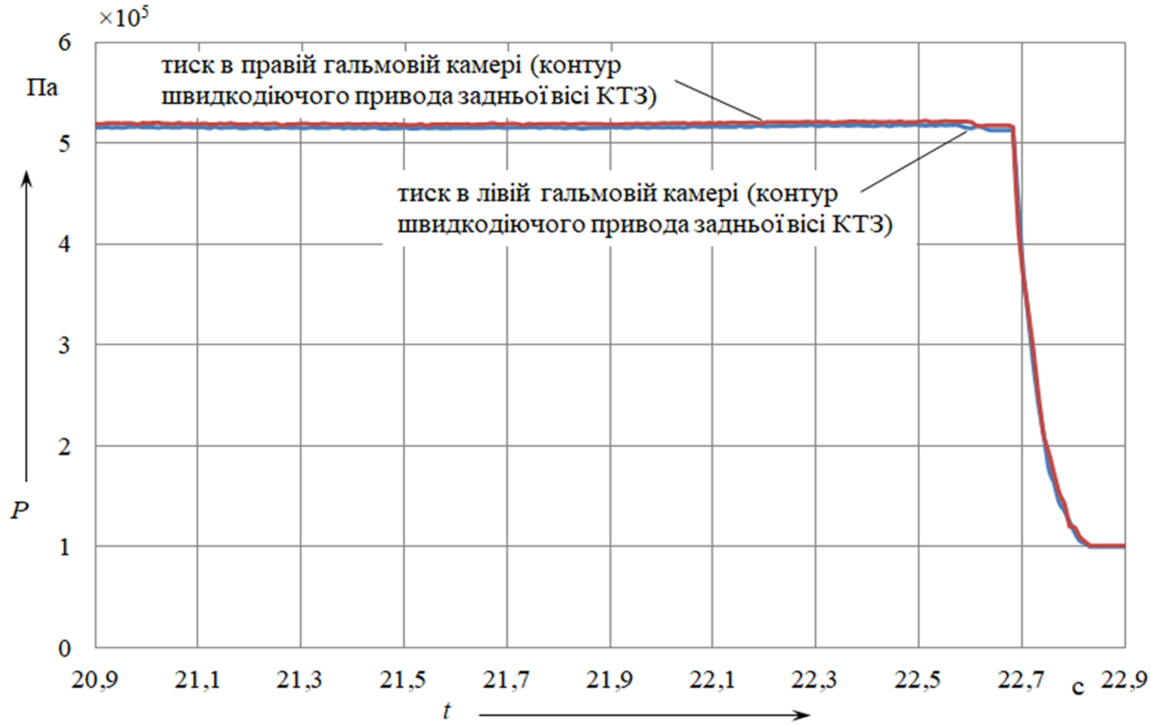


Рисунок 4.15 – Осцилограми робочих процесів спорожнення гальмових камер швидкодіючого гальмового привода колісного транспортного засобу отримана експериментальним шляхом

гальмового привода в режимі його спорожнення показало, що похибка розрахунків у порівнянні з результатами експериментальних досліджень також не перевищує 5 %.

4.2. Моделювання робочого процесу електропневматичного апарата з прямим перетіканням повітря

Відомо, що електропневматичний модулятор тиску може втручатися в робочий процес гальмового привода шляхом перекриття отворів на впуск повітря, та відкриття отворів на випуск повітря до атмосфери.

Для модуляторів тиску з прямим перетіканням повітря цей процес можна відтворити реалізував схему модулятора у вигляді, що зображений на рисунку 4.4 .

У якості вхідного сигналу на відкривання/закривання впускних або випускних отворів в модуляторі тиску слугують зовнішні умови будь то переміщення педалі гальма, зростання проковзування автомобільних коліс відносно поверхні дорожнього покриття або інше. При цьому схема процесу керування модулятором тиску може бути різною в залежності від потреб дослідника та форми реалізації його математичної моделі.

На практиці, більшість електропневматичних апаратів з прямим перетіканням повітря мають трифазний режим регулювання тиску:

– наповнення;

– витримка;

– спорожнення.

Позначив ці режими цифрами „ один “ , „ нуль “ та „ мінус один “ можна інтерпретувати їх, як маркери визначення початкових умов для перетікання повітря в електропневматичному модуляторі тиску, через перемикач $MultiportSwitch$ (див. рис. 4.4) зсунувши шкалу режимів регулювання на дві одиниці відносно нуля з метою отримання необхідного номеру вхідного порту.

Таким чином на основі запропонованої концепції реалізації електропневматичного модулятора тиску з прямим перетіканням повітря можна отримати наступні робочі процеси зображені на рисунку 4.16, в разі наповнення або спорожнення електропневматичного гальмового привода колісного транспортного засобу, при цьому обраний інтервал часу закритого стану отворів модулятора було прийнято рівним часу блокування автомобільного колеса ($t \approx 0.1$ с). Прийняте допущення показало, що кількість циклів спрацьовування модулятора на впуск та випуск (див. рис. 4.16) повітря з гальмової камери дещо відрізняється.

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

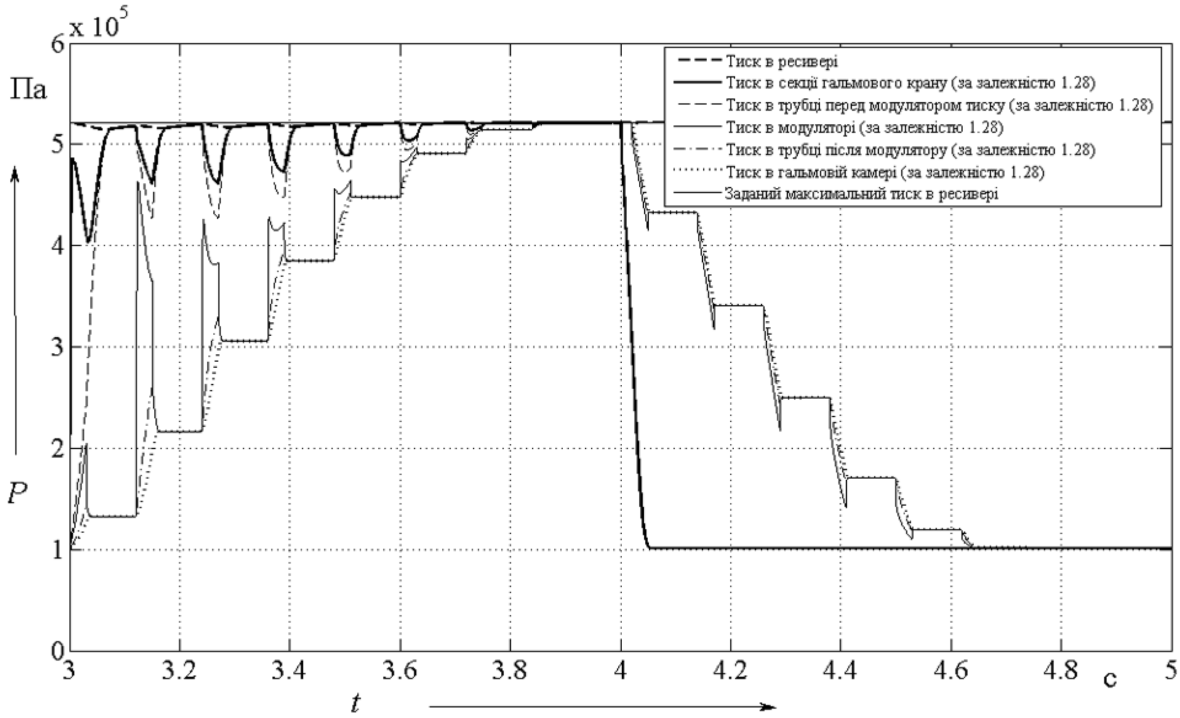


Рисунок 4.16 – Моделювання робочого процесу в електропневматичному гальмовому приводі колісного транспортного засобу у разі регульованого зростання та зниження тиску

Порівняння результатів імітаційного моделювання з реальним робочим процесом (див. рис. 4.17) роботи модулятора тиску з прямим перетіканням повітря показав збіжність результатів імітаційного моделювання з експериментальними даними з похибкою не більше 6 %.

З рисунку 4.16 можна побачити, що під час обмеження тиску в модуляторі тиск в ДЄ-ланках розташованих після модулятора вирівнюється. Так, тиск в гальмовій камері зростає, а тиск в трубці розташованої перед гальмовою камерою після модулятору знижується, як і в самому модуляторі тиску.

З часом, після закриття впускного отвору, тиск в ланках привода, що розташовані після модулятора тиску вирівнюється і стає сталим, доки не відбувається наступний етап регулювання шляхом відкривання впускного або випускного отвору модулятора відповідно для підвищення або зниження тиску в приводі (див. рис. 4.18).

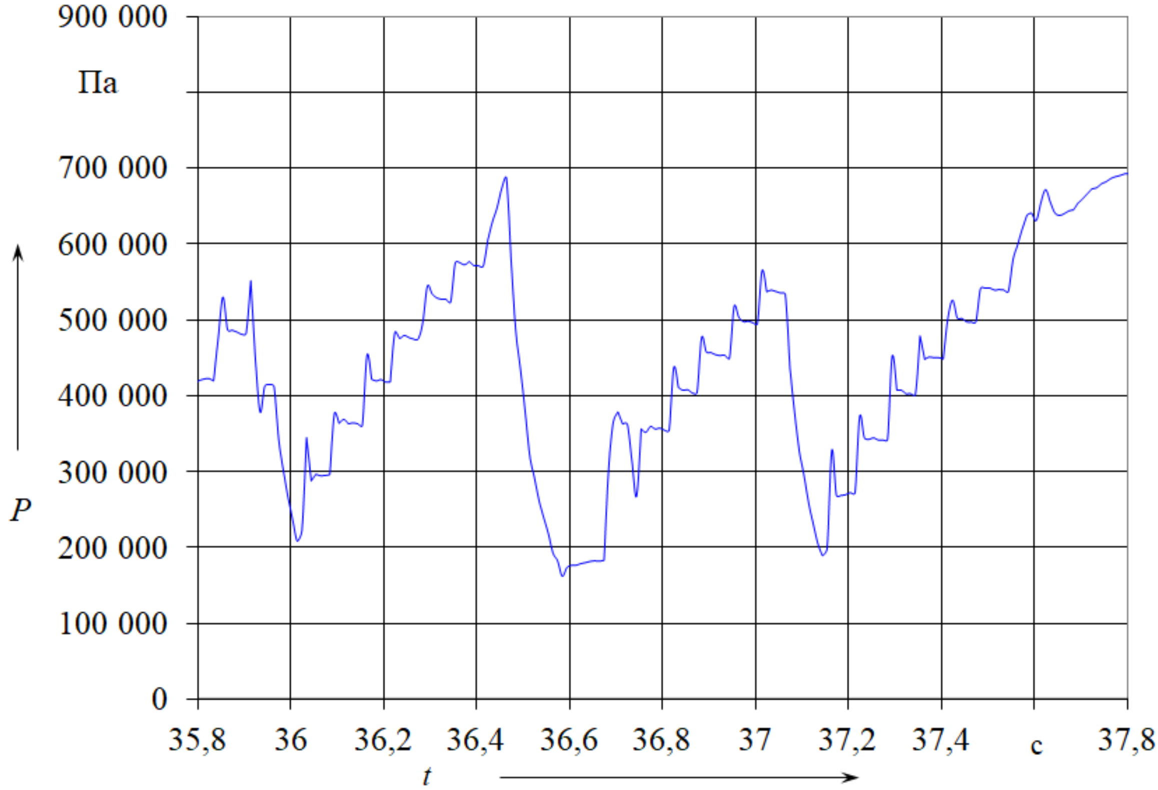


Рисунок 4.17 – Осцилограма експериментального дослідження наповнення гальмової камери швидкодіючого гальмового привода колісного транспортного засобу

Також з моделювання очевидно, що у разі відкривання випускного отвору, впускний закривається і спорожнення модулятора відбувається не в ланки розташовані перед модулятором, а в атмосферу.

Під час регулювання процесу випуску повітря з ДЄ-ланок, розташованих після модулятора тиску, відбувається аналогічні процеси, як і при наповненні. У разі короткочасного відкривання випускного отвору тиск в модуляторі швидко знижується, що призводить до витікання повітря з гальмової камери через трубку привода. У разі закриття випускного отвору тиск в усіх ДЄ-ланках, від модулятора до гальмової камери, вирівнюється (див. рис. 4.18).

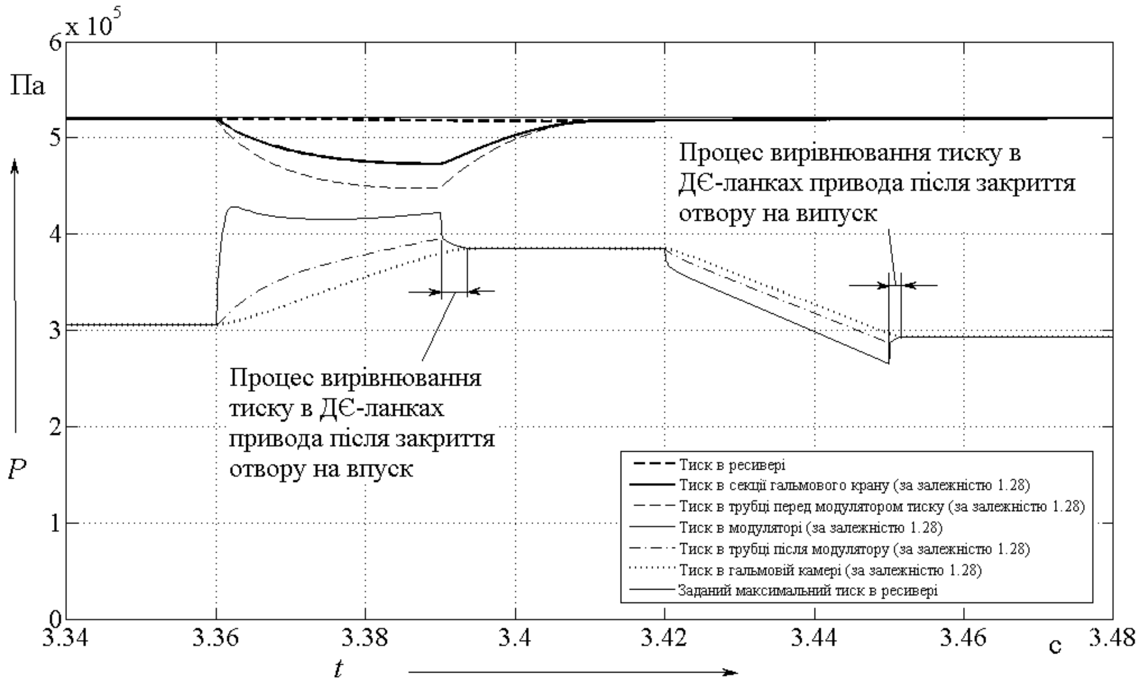


Рисунок 4.18 – Моделювання трифазного режиму регулювання тиску в модуляторі з прямим перетіканням повітря

В наслідок роботи електропневматичного модулятора може статися, що тиск в ДЄ-ланках перед модулятором почне знижуватися, у такому разі модулятор під час реалізації режиму наповнення не зможе виконувати свою функцію та буде вимушений перепускати стиснене повітря через впускний отвір в зворотньому напрямку, тим самим знижуючи тиск в ланках розташованих після модулятора (див. рис. 4.19).

Такий режим роботи електропневматичного гальмового привода може бути реалізовано, під час моделювання, через формування так званого сигналу $Signal1$ (див. рис. 4.4) та передачу його до ланки (див. рис. 4.5) встановленої перед модулятором тиску.

Слід відзначити, що у такому режимі роботи електропневматичного модулятора в ДЄ-ланках привода, що розташовані перед модулятором тиску, буде зростати тиск (див. рис. 4.19) доки впускний отвір в модуляторі буде відкрито.

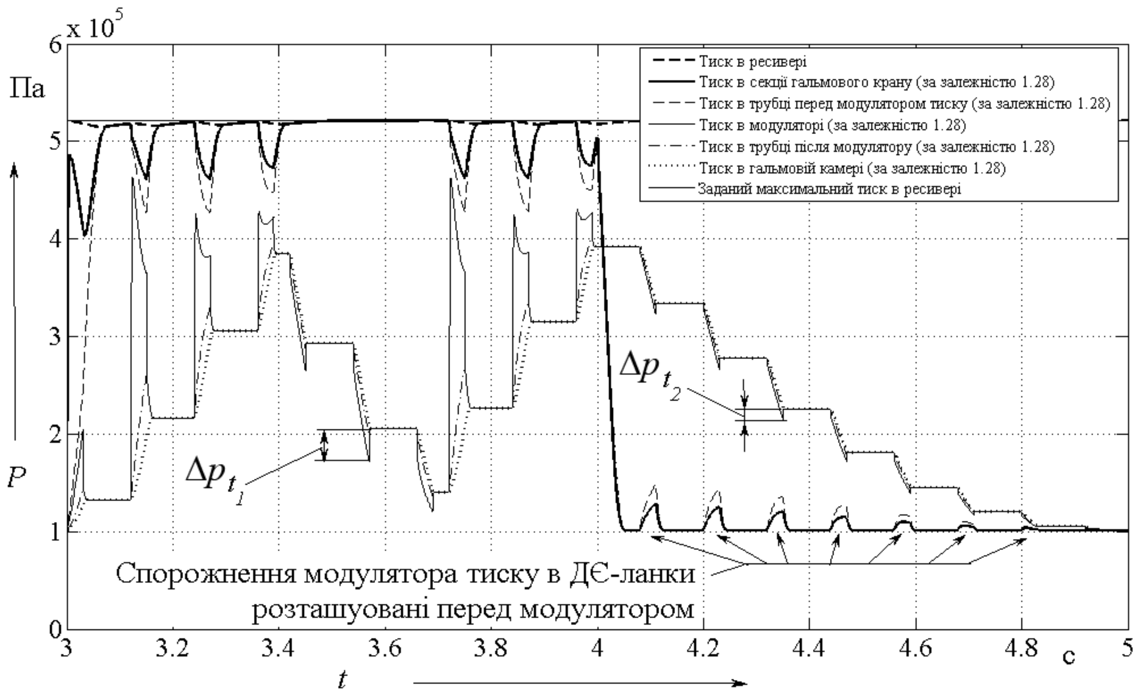


Рисунок 4.19 – Моделювання режиму роботи модулятора у разі відсутності тиску в ДЄ-ланці встановленій перед модулятором тиску

Після закривання впускного отвору модулятора тиск за модулятором знову вирівнюється (рис. 4.19), а тиск перед модулятором падає до атмосферного тиску (p_a = 101325 Па).

Порівняння результатів моделювання процесу випуску стисненого повітря через модулятор тиску до атмосфери та ланок привода розташованих перед модулятором показало, що рівень Δp_{t_1} зниження тиску в ланках розташованих після модулятора тиску, вищій на 60 % ніж рівень Δp_{t_2} у разі прямого випуску стисненого повітря до атмосфери.

Таке явище пояснюється тим, що в ДЄ-ланках розташованих перед електропневматичним модулятором тиску наявний опір ланок, які заважають перетіканню повітря. У разі ж прямого перетікання повітря до атмосфери, через модулятор тиску, такий опір відсутній, тому тиск в ДЄ-ланках привода, що розташовані після модулятора тиску, знижується більш інтенсивніше ніж у випадку спорожнення ланок встановлених після електропневматичного модулятора тиску в ДЄ-ланки розташовані перед таким модулятором.

Дослідження показують, що чим довше відкритий впускний отвір модулятора тиску, при відсутності тиску перед модулятором, тим вище зростає тиск в ДЄ-ланках перед модулятором в наслідок перетікання повітря з порожнин ланок розташованих за модулятором.

4.3. Моделювання робочого процесу електропневматичного апарата з не прямим перетіканням повітря

На відміну від модуляторів тиску з прямим перетіканням повітря, модулятори з не прямим перетіканням повітря мають складнішу структуру (див. рис. 4.20), оскільки вони складаються з двох ДЄ-ланок, які пов'язані між собою статичною характеристикою електропневматичного апарата.

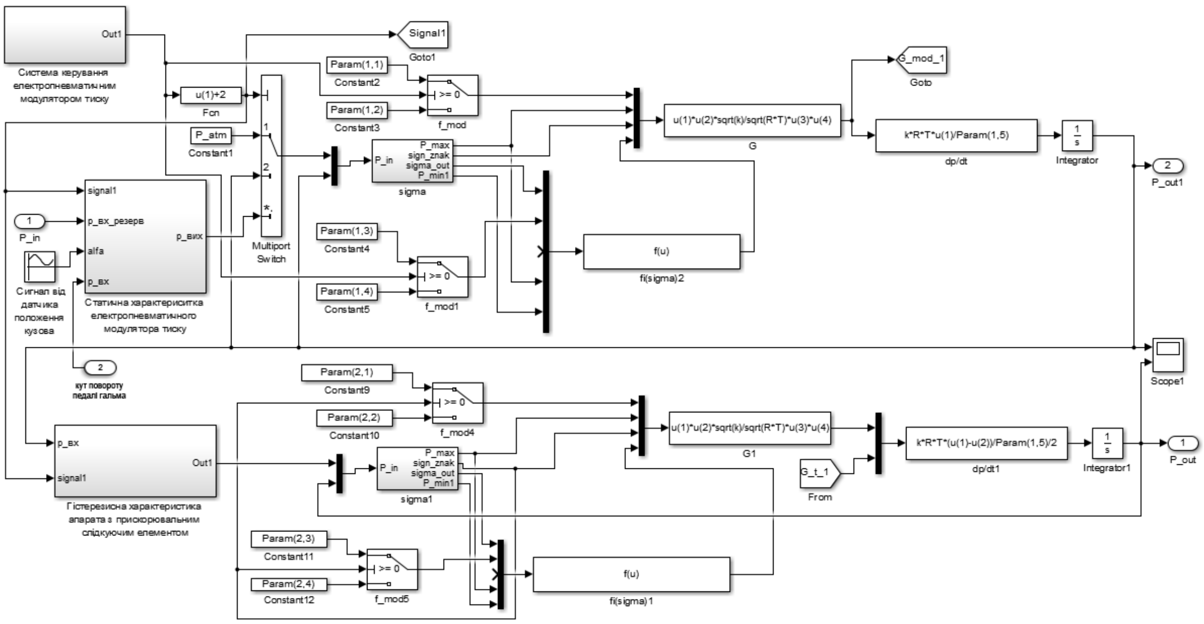


Рисунок 4.20 – Блок-схема реалізації моделі модулятора з не прямим перетіканням повітря

Слід зазначити, що аналогічну структуру мають будь які апарати прискорювальної дії (наприклад: гальмовий кран, прискорювальний клапан, регулятор гальмових сил з механічним керуванням від підвіски, регулятор гальмових сил з пневматичним керуванням від підвіски, та інші). Вони відрізнятимуться від модулятора з не прямим перетіканням повітря тільки відсутністю автоматизованої системи керування електропневматичним модулятором тиску та способом коригування статичної характеристики у разі наявності функції такого коригування.

Статична характеристика є ключовою ланкою для електропневматичного модулятора з не прямим перетіканням повітря, тому її вигляд визначатиме не тільки робочий процес модулятора, а й робочий процес автоматизованої системи, яка керує цим модулятором. Аналіз апаратів з не прямим перетіканням повітря, виконаний в підрозділі 1.3.2 показав, що під час коригування вихідних характеристик таких апаратів статична характеристика, як правило, приймає вигляд тривимірної поверхні, форма якої залежатиме не тільки від тиску на вході в апарат, а й від параметра коригування, що позначено на рисунку 4.20, як параметр $alfa$.

Для модулятора електропневматичної гальмової системи параметр $alfa$ може бути багатопараметричним і змінюватися в залежності від багатьох факторів: заданої інтенсивності гальмування, положення кузова колісного транспортного засобу відносно його мостів, сигналів отриманих від датчиків радарного типу, тощо.

В прийнятій імітаційній моделі використана тривимірна статична характеристика зображена на рисунку 4.21.

Для даної характеристики в якості параметру коригування прийнято кут повороту важеля датчика переміщення кузова колісного транспортного засобу відносно його мостів, а тиск ($p_{вх}$) в керувальній порожнині апарату визначається у відповідності до сигналу з датчику переміщення педалі гальма.

Співвідношення між переміщенням педалі гальма та необхідною величиною тиску в електропневматичному приводі для досягнення необхідного уповільнення автомобіля, наприклад може бути заданою у такі способи, як

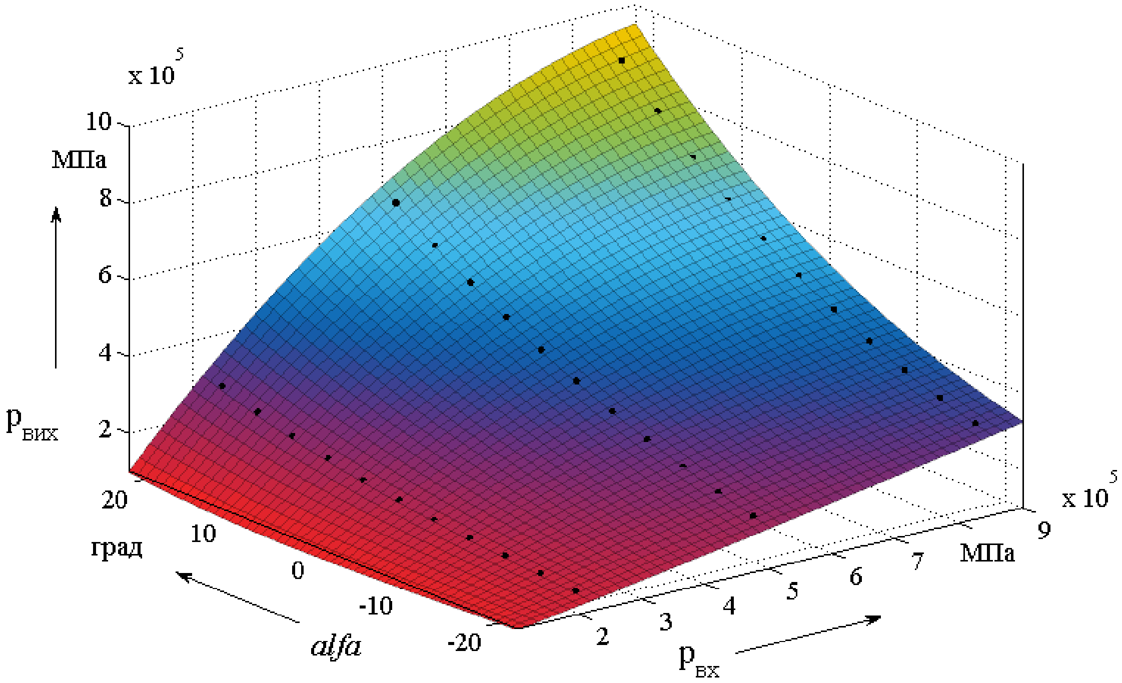


Рисунок 4.21 – Нелінійна статична характеристика прискорювального клапана електропневматичного модулятора тиску

зображено на рисунку 4.22 . Причому слід відзначити, що в залежності від режиму натискання педалі гальма вигляд співвідношення, між переміщенням педалі гальма та необхідною величиною тиску в електропневматичному приводі, може суттєво змінюватися.

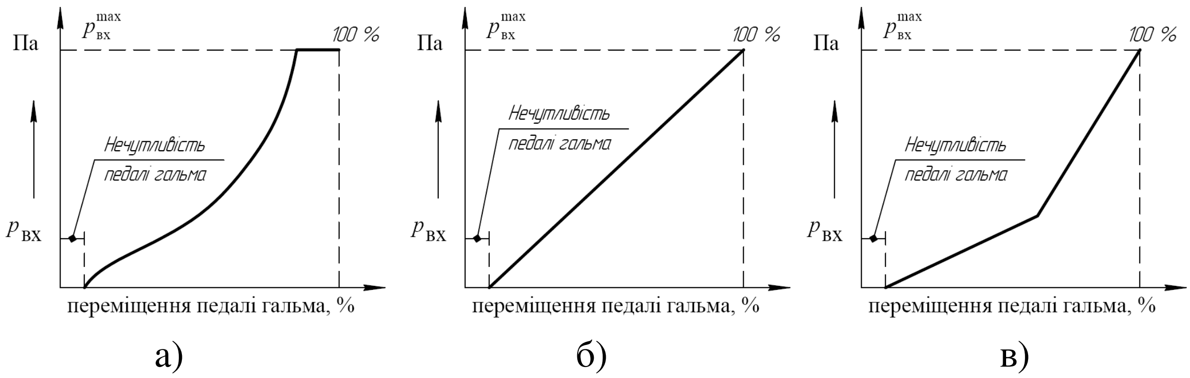


Рисунок 4.22 – Приклади реалізації співвідношення між величиною бажаного зростання тиску на вході в апарат та переміщенням педалі гальма: а) нелінійне співвідношення; б) лінійне співвідношення; в) лінійно прогресивне співвідношення

У математичному вигляді поверхню, яка зображена на рисунку 4.21, можна представити використовуючи поліноміальну залежність в якій тиск ($p_{вих}$) на виході з апарату залежатиме в квадратичній залежності від бажаного тиску ($p_{вх}$) на вході в апарат та квадратичній залежності від кута повороту важеля датчика переміщення кузова колісного транспортного засобу відносно його мостів.

$$\begin{aligned} p_{вих} = 0,95 \cdot p_{вх} - 4 \cdot 10^{-7} \cdot p_{вх}^2 + 0,04 \cdot p_{вх} \cdot alfa - \\ -2 \cdot 10^{-8} \cdot p_{вх}^2 \cdot alfa + 2,6 \cdot 10^{-4} \cdot p_{вх} \cdot alfa^2 \end{aligned} \quad (4.1)$$

Слід зазначити, що при використанні залежності (4.1) необхідно лінеаризувати тиск на виході ($p_{вих}$) з апарата в діапазоні абсолютних тисків від 101325 Па до 200000 Па, прийнявши за максимальний лінеаризований тиск значення тиску на виході ($p_{вих}$), що відповідає тиску на вході рівному 200000 Па, при відповідному куті повороту важеля датчика переміщення підвіски.

Одним з найважливіших питань, яке необхідно вирішити та врахувати, під час моделювання апаратів з не прямим перетіканням повітря, це гістерезисні явища, що виникають в наслідок реалізації сил тертя ущільнювальних елементів апарата.

Оскільки будь які прискорювальні пристрої регулювання тиску мають гістерезис то його можна врахувати шляхом задавання, для режиму наповнення та спорожнення привода, окремих нелінійних характеристик апарата, які відрізняються одна від одної на величину гістерезису. Таку невідповідність характеристики апарату на впуск та випуск можна врахувати, якщо петлю гістерезису представити у вигляді, що зображено на рисунку 4.23.

Такий підхід (рис. 4.23), прийнятий при імітаційному моделюванні, наприклад для різних робочих процесів (див. рис. 4.24 та рис. 4.25) одного й того ж електропневматичного модулятора тиску, дозволяє отримати

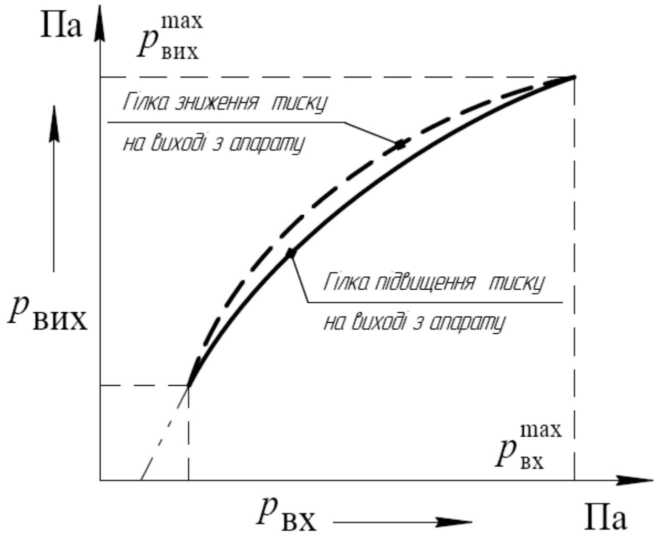


Рисунок 4.23 – Зовнішній вигляд прийнятої моделі петлі гістерезису під час моделювання робочих процесів апаратів з не прямим перетіканням повітря

відповідні гістерезисні криві (див. рис. 4.26 та рис. 4.27) з урахуванням особливостей наповнення та спорожнення ДЄ-ланок гальмового привода колісного транспортного засобу.

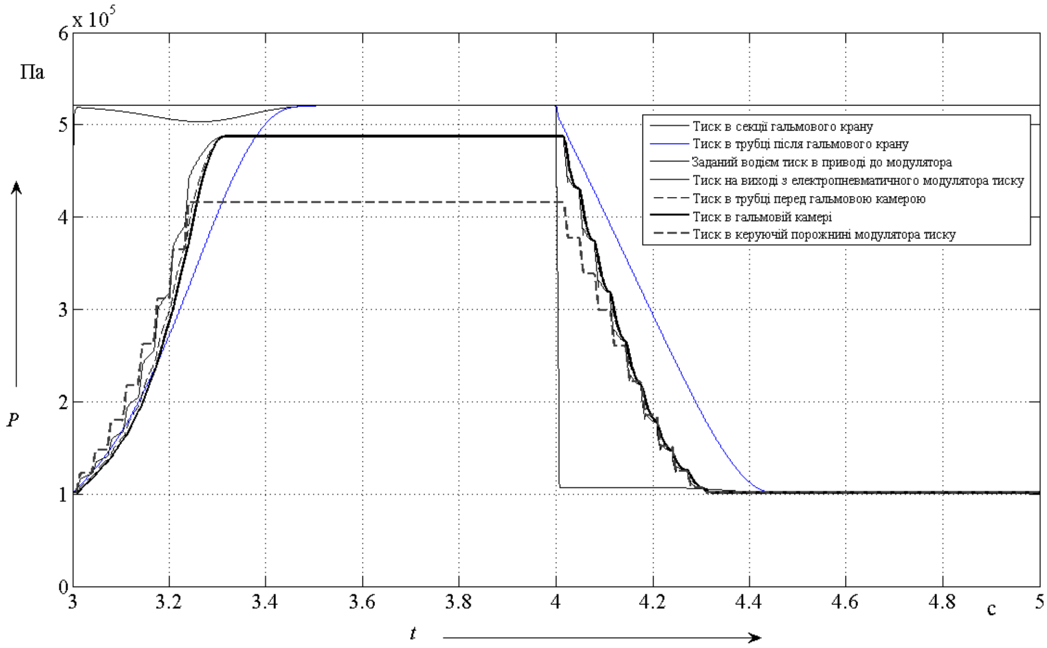


Рисунок 4.24 – Робочий процес підвищення та зниження тиску в електропневматичному приводі гальм при рівні тиску на виході з модулятора, що відповідає кутам повороту важеля датчика підвіски менше нуля

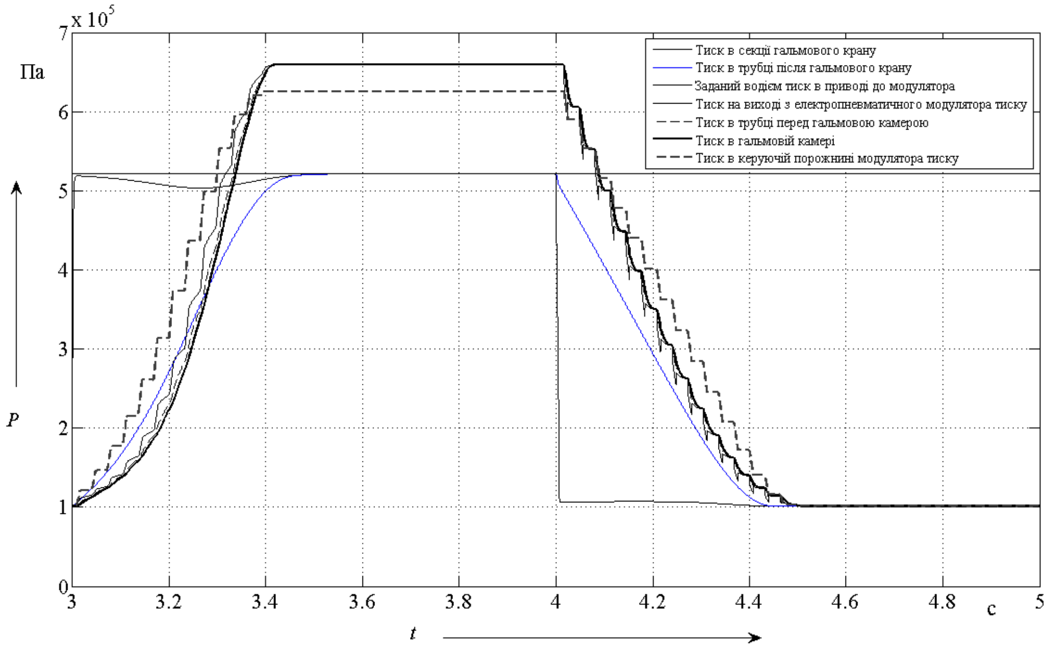


Рисунок 4.25 – Робочий процес підвищення та зниження тиску в електропневматичному приводі гальм при рівні тиску на виході з модулятора, що відповідає кутам повороту важеля датчика підвіски більше нуля

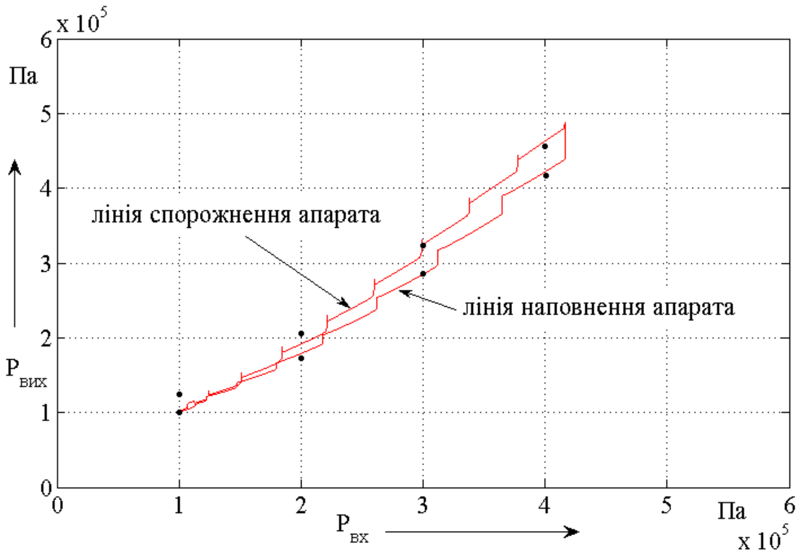


Рисунок 4.26 – Петля гістерезису робочого процесу електропневматичного модулятора тиску, що зображено на рис. 4.24: ● – експериментальні дані

Як показав аналіз результатів моделювання наявність гістерезисних явищ дещо затягує процес спорожнення ланок привода, що сприяє підвищенню точності імітаційного моделювання в порівнянні з експериментальними дослідженнями робочих процесів, які відбуваються в апаратах з не прямим перетіканням повітря.

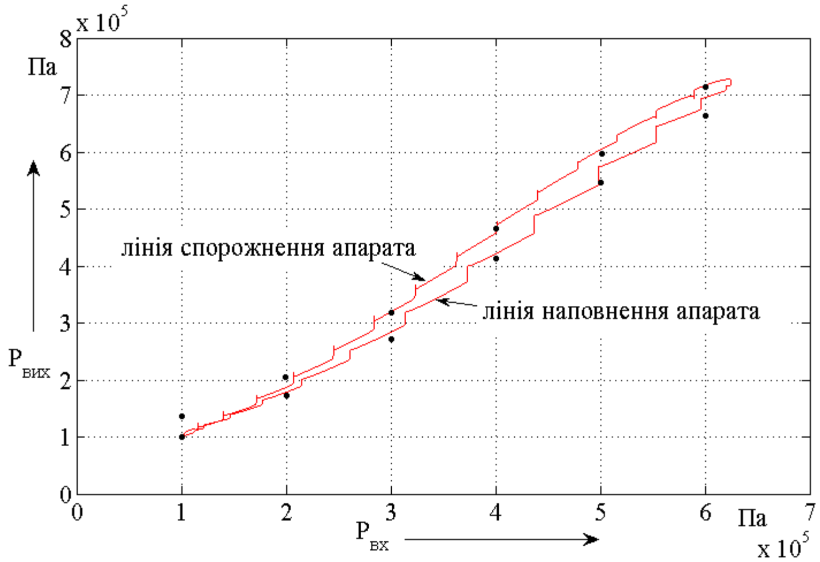


Рисунок 4.27 – Петля гістерезису робочого процесу електропневматичного модулятора тиску, що зображено на рис. 4.25: ● – експериментальні дані

Порівнюючи результати виконаного імітаційного моделювання з експериментальними даними, отриманими при різних робочих процесах в електропневматичному модуляторі тиску, необхідно відзначити, що прийнятий підхід для моделювання гістерезису електропневматичного апарата, дає похибку визначення тиску на виході з апарату в діапазоні відносних тисків від 0,15 МПа до 0,65 МПа не більше ніж 2 %.

Похибка розрахунків в діапазоні відносних тисків до 0,15 МПа та в діапазоні більше ніж 0,65 МПа є дещо більшою, але не перевищує 7 %.

Таким чином, враховуючи ту обставину, що більшість циклів спрацьовування електропневматичного апарата регулювання тиску в приводі не виходить за межі 0,15 МПа – 0,65 МПа, можна стверджувати, що прийняті допущення щодо збігу тисків в крайніх точках петлі гістерезису (рис. 4.23), під час наповнення та спорожнення апарату є припустимими та дозволяють моделювати робочі процеси в апараті з середньою похибкою не більше ніж 5 %.

Моделювання робочого процесу електропневматичного модулятора тиску під час коригування тиску (рис. 4.28) в залежності від кута повороту важеля датчика переміщення кузова колісного транспортного засобу відносно його мостів показує, що запропонована модель модулятора з не прямим перетіканням повітря дозволяє враховувати особливості реалізації різних способів керування модулятором та оцінити ефективність дії гальмової системи автомобіля у разі постійного коригування тиску в приводі.

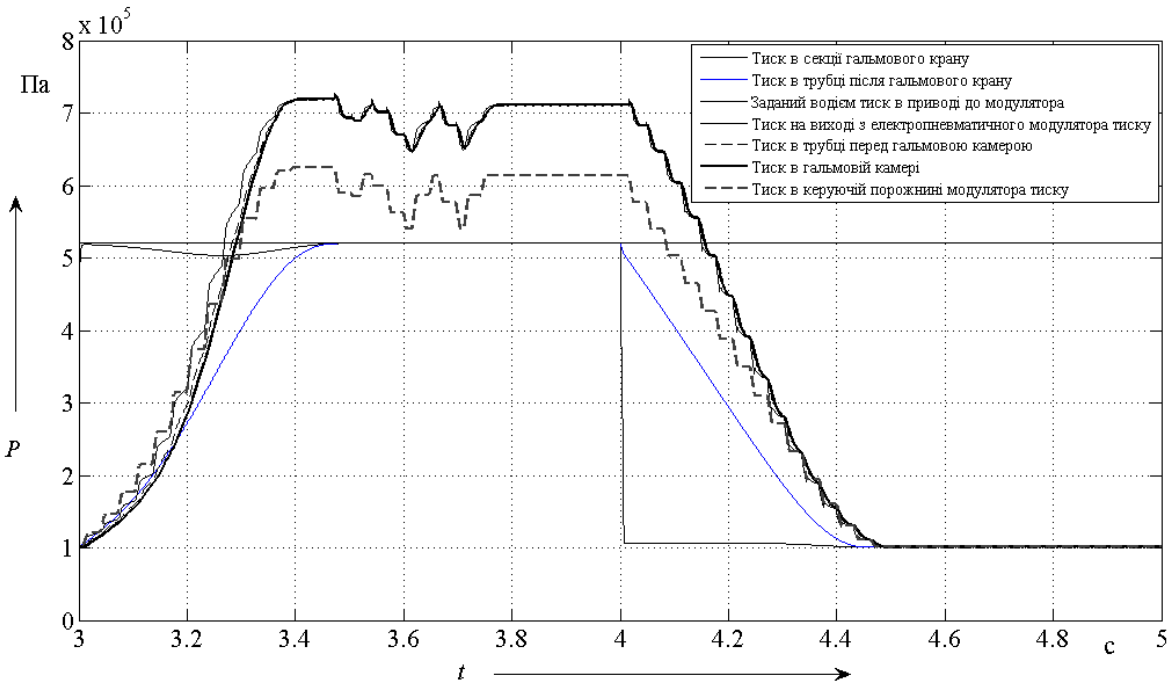


Рисунок 4.28 – Робочий процес підвищення та зниження тиску в електропневматичному приводі гальм при коригуванні рівня тиску на виході з модулятора

Аналіз імітаційного моделювання гістерезису (див. рис. 4.29) електропневматичного модулятора тиску показав, що він не є сталим й постійно змінюється в залежності від тиску на вході в модулятор (рис. 4.28) та часу відкритого стану впускних та випускних отворів модулятора під час наповнення та спорожнення електропневматичного гальмового привода відповідно.

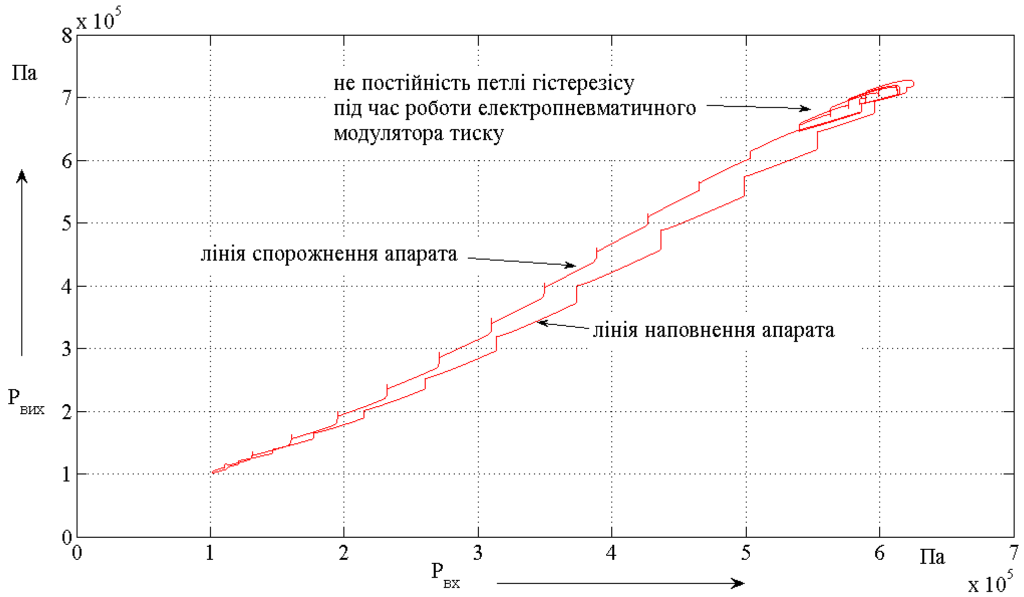


Рисунок 4.29 – Петля гістерезису робочого процесу електропневматичного модулятора тиску, утворена в наслідок циклічного спрацьовування модулятора при наповненні та спорожненні гальмового привода

З рисунку 4.29 можна побачити, що петля гістерезису тим менша, чим менша величина зміни тиску на впуск та випуск повітря з привода.

4.4. Моделювання процесу падіння тиску в ДЄ-ланках привода під час роботи електропневматичних апаратів

Відомо, що під час роботи електропневматичних апаратів регулювання тиску повітря з привода, розташованого після модулятора тиску, випускається до атмосфери й тиск в ресиверах, при наступному наповненні привода, знижується.

Змоделювати такі процеси не складно, якщо в якості моделі ресивера прийняти прохідну ДЄ-ланку (див. рис. 4.30), яка з’єднана з іншою прохідною ДЄ-ланкою (див. рис. 4.31), яка може тимчасово перетворюватися, під час моделювання, на кінцеву ДЄ-ланку.

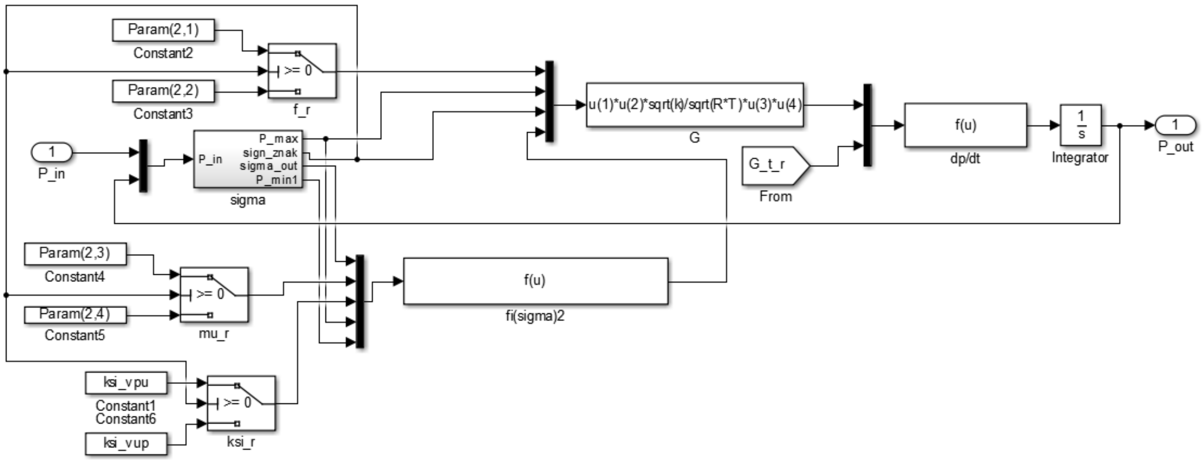


Рисунок 4.30 – Блок-схема реалізації моделі ресивера

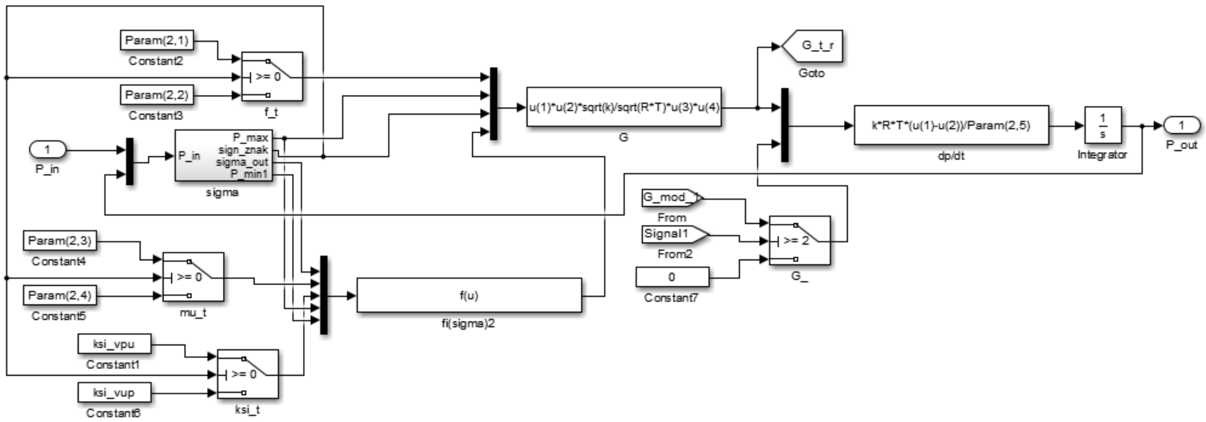


Рисунок 4.31 – Блок-схема реалізації моделі трубки встановленої після ресиверу перед модулятором тиску

Моделювання робочих процесів, які відбуваються під час падіння тиску в ресивері (див. рис. 4.32) показало, що під час спрацьовування електропневматичного модулятора тиску на впуск за рахунок відкриття впускного отвору в модуляторі тиск в трубці перед модулятором тиск знижується, що призводить до зниження тиску й в ресивері.

Аналіз результатів моделювання показав, що за один цикл роботи модулятора, під час наповнення гальмової камери тип 16, тиск в ресивері знижується на величину 0,01 МПа.

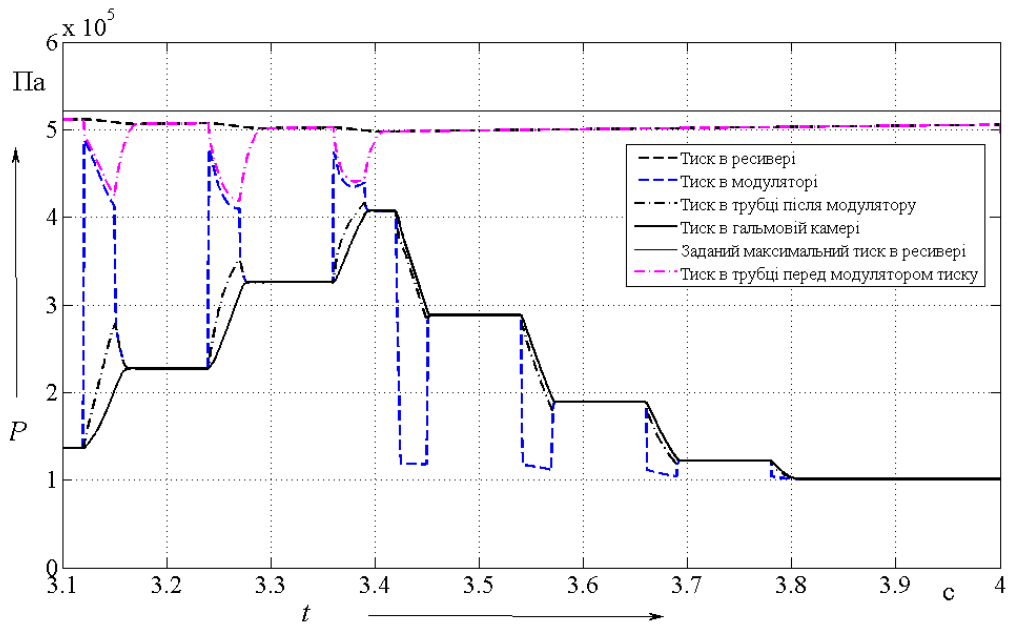


Рисунок 4.32 – Результати імітаційного моделювання робочих процесів в ресивері при роботі електропневматичного модулятора тиску

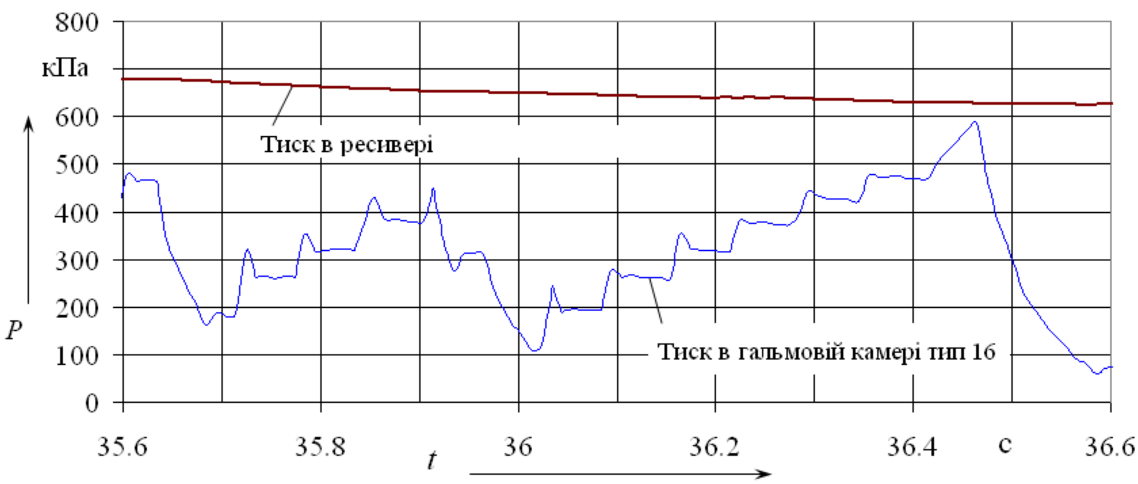


Рисунок 4.33 – Осцилограма експериментальних досліджень падіння тиску в ресивері під час наповнення гальмової камери тип 16 через електропневматичний модулятор тиску

Порівняння з експериментальними даними (рис. 4.33) отриманими під час дорожніх досліджень показало, що похибка між результатами імітаційного моделювання та експериментом не перевищують 5 %.

4.5. Моделювання процесу гальмування одиночного багатовісного транспортного засобу

Для моделювання процесу гальмування одиночного багатовісного транспортного засобу використаємо положення викладені в підрозділі 2.1.3 та 2.2.1. У якості об'єкта дослідження розглянемо три типа транспортних засобів: автомобіль, який має шість вісей; автомобіль, який має чотири вісі, задні вісі якого поєднані в балансирний візок; автмобіль, який має чотири вісі задні вісі якого не поєднані в балансирний візок.

Як приклад шестивісного колісного транспортного засобу розглянемо автомобіль, який має розташування вісей аналогічне автомобілю, що зображений на рисунку 4.34.

Рисунок 4.34 – Шестивісний колісний транспортний засіб четверта та п'ята вісі якого поєднані у балансирний візок

Для такого транспортного засобу схема сил, що діють на відповідні його вісі, можна визначити зі схеми зображеної на рисунку 2.7, якщо представити її у вигляді, що зображений на рисунку 4.35.

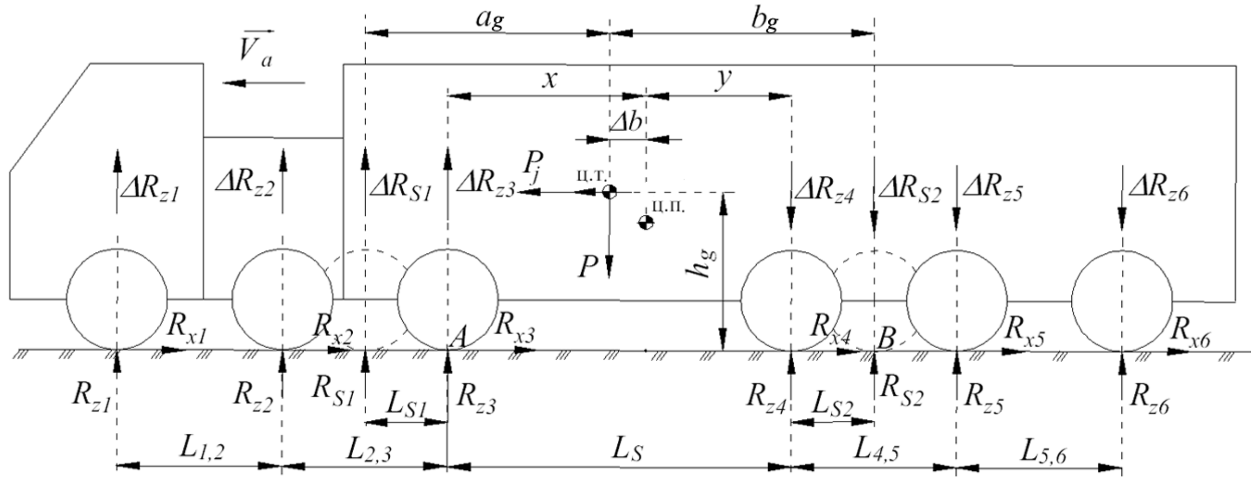


Рисунок 4.35 – Розрахункова схема сил, що діють на шестивісний колісний транспортний засіб зображений на рисунку 4.34

Зі схеми шестивісного колісного транспортного засобу, що зображена на рисунку 4.35 у відповідності до рівняння (2.42) та рівняння (2.45) з урахуванням рівняння (2.41) та (2.44) запишемо для першої, другої, третьої та шостої вісі автомобіля прирощення навантаження на його вісях у вигляді

$$\Delta R_{z_1} = \frac{z \cdot h_g \cdot P \cdot R_{z_1}^{\text{ст}}}{\left(R_{z_1}^{\text{ст}} + R_{z_2}^{\text{ст}} + R_{z_3}^{\text{ст}}\right) \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{4.2}$$

$$\Delta R_{z_2} = \frac{z \cdot h_g \cdot P \cdot R_{z_2}^{\text{ст}}}{\left(R_{z_1}^{\text{ст}} + R_{z_2}^{\text{ст}} + R_{z_3}^{\text{ст}}\right) \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{4.3}$$

$$\Delta R_{z_3} = \frac{z \cdot h_g \cdot P \cdot R_{z_3}^{\text{ст}}}{\left(R_{z_1}^{\text{ст}} + R_{z_2}^{\text{ст}} + R_{z_3}^{\text{ст}}\right) \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{4.4}$$

$$\Delta R_{z_6} = -\frac{z \cdot h_g \cdot P \cdot R_{z_6}^{\text{ст}}}{\left(R_{z_4}^{\text{ст}} + R_{z_5}^{\text{ст}} + R_{z_6}^{\text{ст}}\right) \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{4.5}$$

а з рівняння (2.48) та (2.49) навантаження на четверту та пяту вісь поєднані в балансирний візок, за умови, що $\alpha = 0$, відповідно можна записати

$$\Delta R_{z_4}^{\text{б}} = -\frac{z \cdot h_g \cdot P \cdot \left(R_{z_4}^{\text{ст}} + R_{z_5}^{\text{ст}}\right)}{2 \cdot \left(R_{z_4}^{\text{ст}} + R_{z_5}^{\text{ст}} + R_{z_6}^{\text{ст}}\right) \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{4.6}$$

$$\Delta R_{z5}^{б} = -\frac{z \cdot h_g \cdot P \cdot \left(R_{z4}^{ст} + R_{z5}^{ст}\right)}{2 \cdot \left(R_{z4}^{ст} + R_{z5}^{ст} + R_{z6}^{ст}\right) \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{4.7}$$

Статичні навантаження на відповідних вісях шестивісного колісного транспортного засобу є довідниковими даними, які вказуються в інструкції на експлуатацію автомобіля. Для наведеного прикладу вони мають значення наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Технічні дані багатовісних колісних транспортних засобів, що досліджувалися

Кількість вісей у КТЗ	Навантаження на вісі	Відстані між вісями
шестивісний КТЗ	R_{z1} = 25000 Н R_{z2} = 25000 Н R_{z3} = 30000 Н R_{z4} = 29000 Н R_{z5} = 30000 Н R_{z6} = 30000 Н	$L_{1,2}$ = 1,35 м $L_{2,3}$ = 1,9 м ($L_{2,3}$ = 1,4 м) $L_{3,4}$ = 1,35 м ($L_{3,4}$ = 1,95 м) $L_{4,5}$ = 1,85 м $L_{5,6}$ = 1,4 м
п'ятивісний КТЗ	R_{z1} = 25000 Н R_{z2} = 25000 Н R_{z3} = 59000 Н R_{z4} = 30000 Н R_{z5} = 30000 Н	$L_{1,2}$ = 1,35 м $L_{2,3}$ = 3,15 м $L_{3,4}$ = 1,85 м $L_{4,5}$ = 1,4 м
чотиривісний КТЗ	R_{z1} = 25000 Н R_{z2} = 25000 Н R_{z3} = 30000 Н R_{z4} = 30000 Н	$L_{1,2}$ = 1,8 м $L_{2,3}$ = 3 м $L_{3,4}$ = 1,4 м
тривісний КТЗ	R_{z1} = 25000 Н R_{z2} = 25000 Н (R_{z2} = 30000 Н) R_{z3} = 30000 Н	$L_{1,2}$ = 6,5 м $L_{2,3}$ = 1,4 м

Відстань L_{S1} та L_{S2}, які використано в рівняннях (4.2) – (4.7) визначимо з рівнянь (2.56) та (2.57) через умовні координати a_g, b_g, x та y розташування центру тяжіння шестивісного автомобіля відносно його мостів.

Тобто, з рівняння (2.62) визначимо спочатку координату a_g.

Для шестивісного колісного транспортного засобу рівняння (2.62) прийме вигляд

$$a_g = \frac{\left(R_{z4}^{\text{ст}} + R_{z5}^{\text{ст}} + R_{z6}^{\text{ст}}\right) \cdot (L_S - \Delta b) + \left(R_{z5}^{\text{ст}} + R_{z6}^{\text{ст}}\right) \cdot L_{4,5} + R_{z6}^{\text{ст}} \cdot L_{5,6}}{P} +$$
$$+ \frac{\left(R_{z4}^{\text{ст}} + R_{z5}^{\text{ст}} + R_{z6}^{\text{ст}}\right)}{P \cdot \left(R_{z1}^{\text{ст}} + R_{z2}^{\text{ст}} + R_{z3}^{\text{ст}}\right)} \cdot \left(R_{z1}^{\text{ст}} \cdot L_{1,2} + \left(R_{z1}^{\text{ст}} + R_{z2}^{\text{ст}}\right) \cdot L_{2,3}\right). \tag{4.8}$$

Аналогічним чином визначимо й координату b_g для шестивісного колісного транспортного засобу використовуючи рівняння (2.63).

$$b_g = \frac{\left(R_{z1}^{\text{ст}} + R_{z2}^{\text{ст}} + R_{z3}^{\text{ст}}\right) \cdot (L_S - \Delta b) + R_{z1}^{\text{ст}} \cdot L_{1,2} + \left(R_{z1}^{\text{ст}} + R_{z2}^{\text{ст}}\right) \cdot L_{2,3}}{P} +$$
$$+ \frac{\left(R_{z1}^{\text{ст}} + R_{z2}^{\text{ст}} + R_{z3}^{\text{ст}}\right)}{P \cdot \left(R_{z4}^{\text{ст}} + R_{z5}^{\text{ст}} + R_{z6}^{\text{ст}}\right)} \cdot \left(\left(R_{z5}^{\text{ст}} + R_{z6}^{\text{ст}}\right) \cdot L_{4,5} + R_{zr6}^{\text{ст}} \cdot L_{5,6}\right). \tag{4.9}$$

Координату x для шестивісного колісного транспортного засобу, що досліджується, визначимо використовуючи рівняння (2.64) представивши його у вигляді

$$x = \frac{a_g \cdot \left(R_{z1}^{\text{ст}} + R_{z2}^{\text{ст}} + R_{z3}^{\text{ст}}\right) - L_{4,5} \cdot \left(R_{z5}^{\text{ст}} + R_{z6}^{\text{ст}}\right) - L_{5,6} \cdot R_{zr6}^{\text{ст}}}{\left(R_{z4}^{\text{ст}} + R_{z5}^{\text{ст}} + R_{z6}^{\text{ст}}\right)}, \tag{4.10}$$

а координату y з рівняння (2.61) представивши його у вигляді

$$y = L_S - \frac{a_g \cdot \left(R_{z1}^{\text{ст}} + R_{z2}^{\text{ст}} + R_{z3}^{\text{ст}}\right) - L_{4,5} \cdot \left(R_{z5}^{\text{ст}} + R_{z6}^{\text{ст}}\right) - L_{5,6} \cdot R_{zr6}^{\text{ст}}}{\left(R_{z4}^{\text{ст}} + R_{z5}^{\text{ст}} + R_{z6}^{\text{ст}}\right)}. \tag{4.11}$$

Коефіцієнт гальмування одиночного багатовісного транспортного засобу визначимо з залежності (2.154)

$$z = \frac{b_g \cdot \sum_{i=1}^{3} \left(\frac{f_{x_i}}{\lambda_{fi} \cdot \left(a_g + b_g + x_i \right)} \right) + a_g \cdot \sum_{n=4}^{6} \left(\frac{f_{x_n}}{\lambda_{rn} \cdot \left(a_g + b_g + x_n \right)} \right)}{1 - h_g \cdot \left(\sum_{i=1}^{3} \left(\frac{f_{x_i}}{\lambda_{fi} \cdot \left(a_g + b_g + x_i \right)} \right) - \sum_{n=4}^{6} \left(\frac{f_{x_n}}{\lambda_{rn} \cdot \left(a_g + b_g + x_n \right)} \right) \right)}, \qquad (4.12)$$

Для визначення реалізованого зчеплення f_{x_i} та f_{x_n} між шинами відповідних осей багатовісного КТЗ використаємо рівняння (1.15) переписав його через вертикальне навантаження $R_{z_i} = R_{z_{\text{ст}}} + \Delta R_{z_i}$ у вигляді

$$f_{x_i} = \frac{C_{\xi_i} \cdot \xi_{x_i}}{R_{z_i} \cdot r_{\text{д}}}. \qquad (4.13)$$

В якому ξ_{x_i} є функція від проковзування шини S_i відповідної i-ої вісі відносно поверхні дорожнього покриття.

Координати розташування мостів x_i та x_n не складно визначити з залежності (2.155) та (2.156) для відповідної передньої або задньої вісі багатовісного колісного транспортного засобу.

$$x_1 = L_{1,2} + L_{2,3} - L_{S1}, \qquad (4.14)$$

$$x_2 = L_{2,3} - L_{S1}, \qquad (4.15)$$

$$x_3 = -L_{S1}, \qquad (4.16)$$

$$x_4 = -L_{S2}, \qquad (4.17)$$

$$x_5 = L_{4,5} - L_{S2}, \tag{4.18}$$

$$x_6 = L_{4,5} + L_{5,6} - L_{S2}. \tag{4.19}$$

Для визначення впливу на уповільнення транспортного засобу особливостей розташування його вісей було виконано моделювання динаміки гальмування КТЗ з чотирма варіантами реалізації компонувальних схем:

– Варіант компонування 1 (50 % – 60 % вісей колісного транспортного засобу обладнано колесами з подвійним ошинуванням);

– Варіант компонування 2 (50 % – 60 % вісей колісного транспортного засобу обладнано колесами з одинарним ошинуванням);

– Варіант компонування 3 (50 % – 60 % вісей колісного транспортного засобу обладнано колесами з одинарним ошинуванням. Одна підкотна вісь розташована як можна далі від центру тяжіння КТЗ піднята та не торкається поверхні дорожнього покриття);

– Варіант компонування 4 (50 % – 60 % вісей колісного транспортного засобу обладнано колесами з одинарним ошинуванням. Одна підкотна вісь розташована ближче до центру тяжіння КТЗ піднята та не торкається поверхні дорожнього покриття).

Результати моделювання ефективності гальмування багатовісних колісних транспортних засобів (див. рис. 4.36) з такими варіантами компонування мостів показують, що при зменшенні кількості ошинувань на колесах КТЗ (варіанти компонування 2, 3 та 4) ефективність гальмування автомобіля зменшується на 10 % – 20 %.

Причому ефективність гальмування автомобіля зменшується й при зменшенні кількості опорних вісей колісного транспортного засобу при незмінній його масі.

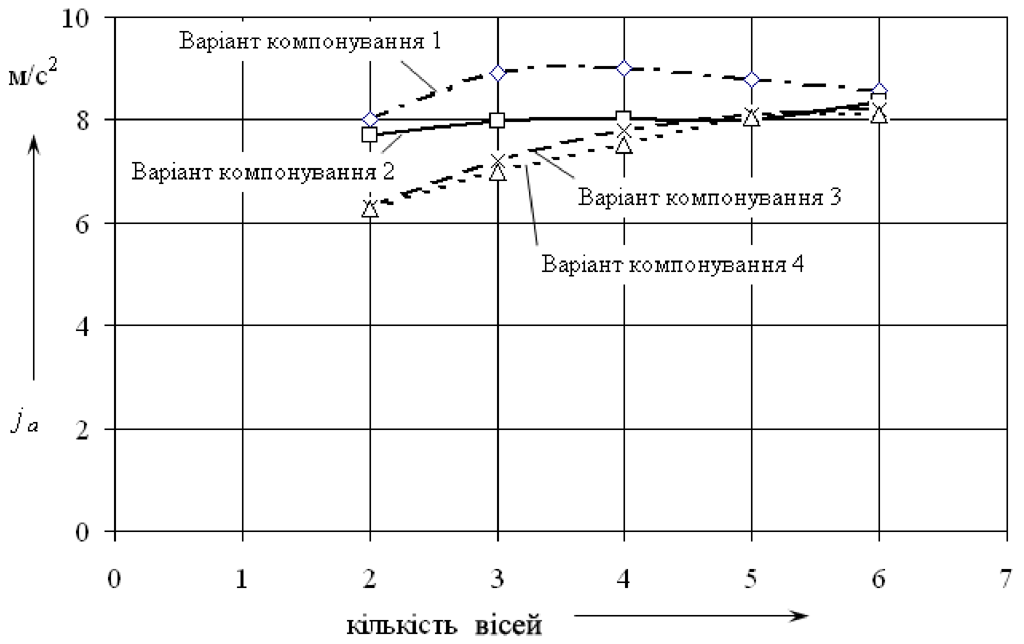


Рисунок 4.36 – Аналіз впливу компонувальних схем розташування мостів на ефективність гальмування багатовісних колісних транспортних засобах в їх завантаженому стані не більше ніж на 10 %

Аналіз результатів моделювання зображених на рисунку 4.36 також показує, що збільшення кількості вісей призводить до підвищення ефективності його гальмування на 3 % – 6 % при його завантажені не більше ніж на 10 % по відношенню до спорядженого стану КТЗ.

Для динамічного моделювання руху багатовісного колісного транспортного засобу в гальмовому режимі використаємо модель чотиривісного одиночного КТЗ (див. рис. 4.37), розрахункова схема сил якого представлена на рисунку 4.38.

Особливістю використаної моделі (див. рис. 4.37) є те, що вона дозволяє моделювати роботу електропневматичного гальмового привода колісного транспортного засобу, поділеного на два незалежних контура, у режимі виконання функцій антиблокувальної системи в умовах коли відбувається перевищення зчіпних властивостей пневматичних шин при їх взаємодії з поверхнею дорожнього покриття.

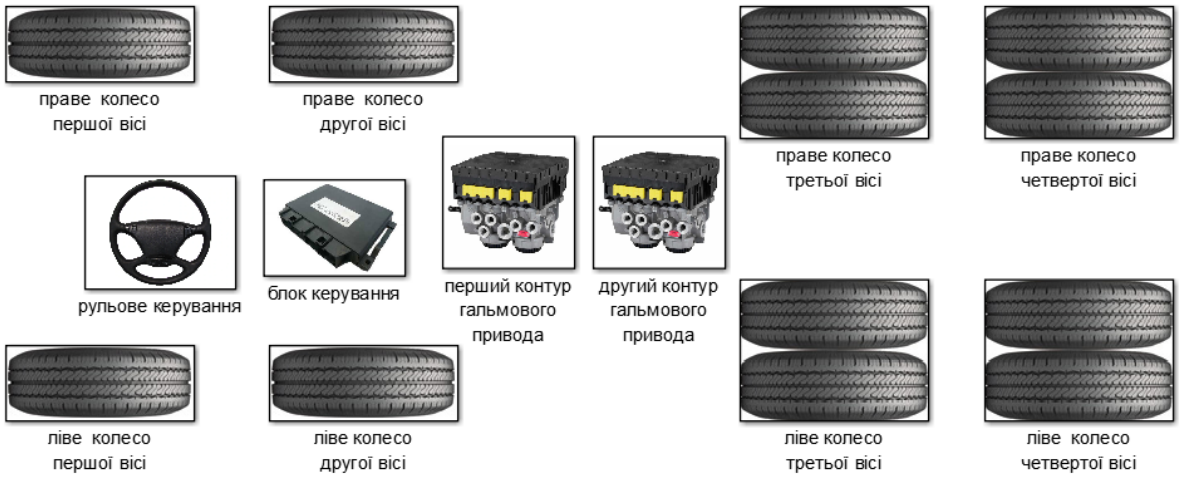


Рисунок 4.37 – Блок-схема моделі чотиривісного одиночного КТЗ

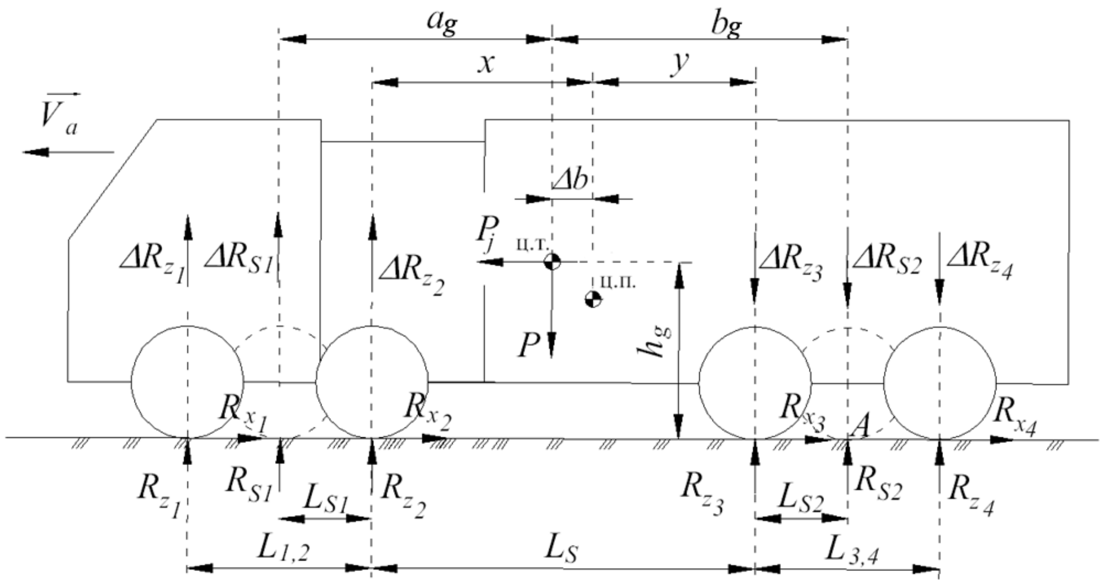


Рисунок 4.38 – Розрахункова схема сил, що діють на чотиривісний колісний транспортний засіб з пневматичною підвіскою

Для такого чотиривісного колісного транспортного засобу, у відповідності до рівняння (2.42) та рівняння (2.45) з урахуванням рівняння (2.41) та (2.44) запишемо для першої, другої, третьої та четвертої вісі прирощення навантаження на його вісях у вигляді

$$\Delta R_{z_1} = \frac{z \cdot h_g \cdot P \cdot R_{z_1}^{\text{ст}}}{\left(R_{z_1}^{\text{ст}} + R_{z_2}^{\text{ст}}\right) \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{4.20}$$

$$\Delta R_{z_2} = \frac{z \cdot h_g \cdot P \cdot R_{z_2}^{\text{ст}}}{\left(R_{z_1}^{\text{ст}} + R_{z_2}^{\text{ст}}\right) \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{4.21}$$

$$\Delta R_{z_3} = -\frac{z \cdot h_g \cdot P \cdot R_{z_3}^{\text{ст}}}{\left(R_{z_3}^{\text{ст}} + R_{z_4}^{\text{ст}}\right) \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{4.22}$$

$$\Delta R_{z_4} = -\frac{z \cdot h_g \cdot P \cdot R_{z_4}^{\text{ст}}}{\left(R_{z_3}^{\text{ст}} + R_{z_4}^{\text{ст}}\right) \cdot (L_{S1} + L_S + L_{S2})}, \tag{4.23}$$

Статичні навантаження на відповідних вісях чотиривісного колісного транспортного засобу візьмемо з інструкції на експлуатацію автомобіля. Для наведеного прикладу вони мають значення наведені в таблиці 4.1.

Відстань L_{S1} та L_{S2}, які використано в рівняннях (4.20) – (4.21) визначимо з рівнянь (2.56) та (2.57) через умовні координати a_g, b_g, x та y розташування центру тяжіння чотиривісного автомобіля відносно його мостів.

З рівняння (2.62) визначимо координату a_g, яка матиме вигляд

$$a_g = \frac{\left(R_{z_3}^{\text{ст}} + R_{z_4}^{\text{ст}}\right) \cdot (L_S - \Delta b) + R_{z_4}^{\text{ст}} \cdot L_{3,4}}{P} + \frac{\left(R_{z_3}^{\text{ст}} + R_{z_4}^{\text{ст}}\right) \cdot R_{z_1}^{\text{ст}} \cdot L_{1,2}}{P \cdot \left(R_{z_1}^{\text{ст}} + R_{z_2}^{\text{ст}}\right)}. \tag{4.24}$$

Аналогічним чином визначимо й координату b_g з рівняння (2.63).

$$b_g = \frac{\left(R_{z_1}^{\text{ст}} + R_{z_2}^{\text{ст}}\right) \cdot (L_S - \Delta b) + R_{z_1}^{\text{ст}} \cdot L_{1,2}}{P} + \frac{\left(R_{z_1}^{\text{ст}} + R_{z_2}^{\text{ст}}\right) \cdot R_{zr_4}^{\text{ст}} \cdot L_{3,4}}{P \cdot \left(R_{z_3}^{\text{ст}} + R_{z_4}^{\text{ст}}\right)}. \tag{4.25}$$

Координату x для чотиривісного колісного транспортного засобу, що досліджується, визначимо використовуючи рівняння (2.64) представивши його у вигляді

$$x = \frac{a_g \cdot \left(R_{z_1}^{\text{ст}} + R_{z_2}^{\text{ст}}\right) - L_{3,4} \cdot R_{zr_4}^{\text{ст}}}{\left(R_{z_3}^{\text{ст}} + R_{z_4}^{\text{ст}}\right)}, \tag{4.26}$$

а координату y з рівняння (4.27) підставивши в нього рівняння (4.26).

$$y = L_S - x. \tag{4.27}$$

Коефіцієнт гальмування чотиривісного колісного транспортного засобу визначимо з залежності (2.154), яка прийме вигляд

$$z = \frac{b_g \cdot \sum_{i=1}^{2}\left(\frac{f_{x_i}}{\lambda_{fi} \cdot \left(a_g + b_g + x_i\right)}\right) + a_g \cdot \sum_{n=3}^{4}\left(\frac{f_{x_n}}{\lambda_{rn} \cdot \left(a_g + b_g + x_n\right)}\right)}{1 - h_g \cdot \left(\sum_{i=1}^{2}\left(\frac{f_{x_i}}{\lambda_{fi} \cdot \left(a_g + b_g + x_i\right)}\right) - \sum_{n=3}^{4}\left(\frac{f_{x_n}}{\lambda_{rn} \cdot \left(a_g + b_g + x_n\right)}\right)\right)}, \tag{4.28}$$

Для визначення реалізованого зчеплення f_{x_i} та f_{x_n} між шинами відповідних осей чотиривісного колісного транспортного засобу використаємо рівняння (4.13).

Координати розташування мостів x_i та x_n визначимо з залежності (2.155) та (2.156) для відповідної передньої або задньої вісі чотиривісного колісного транспортного засобу.

$$x_1 = L_{1,2} - L_{S1}, \tag{4.29}$$

$$x_2 = -L_{S1}, \tag{4.30}$$

$$x_3 = -L_{S2}, \tag{4.31}$$

$$x_4 = L_{3,4} - L_{S2}. \tag{4.32}$$

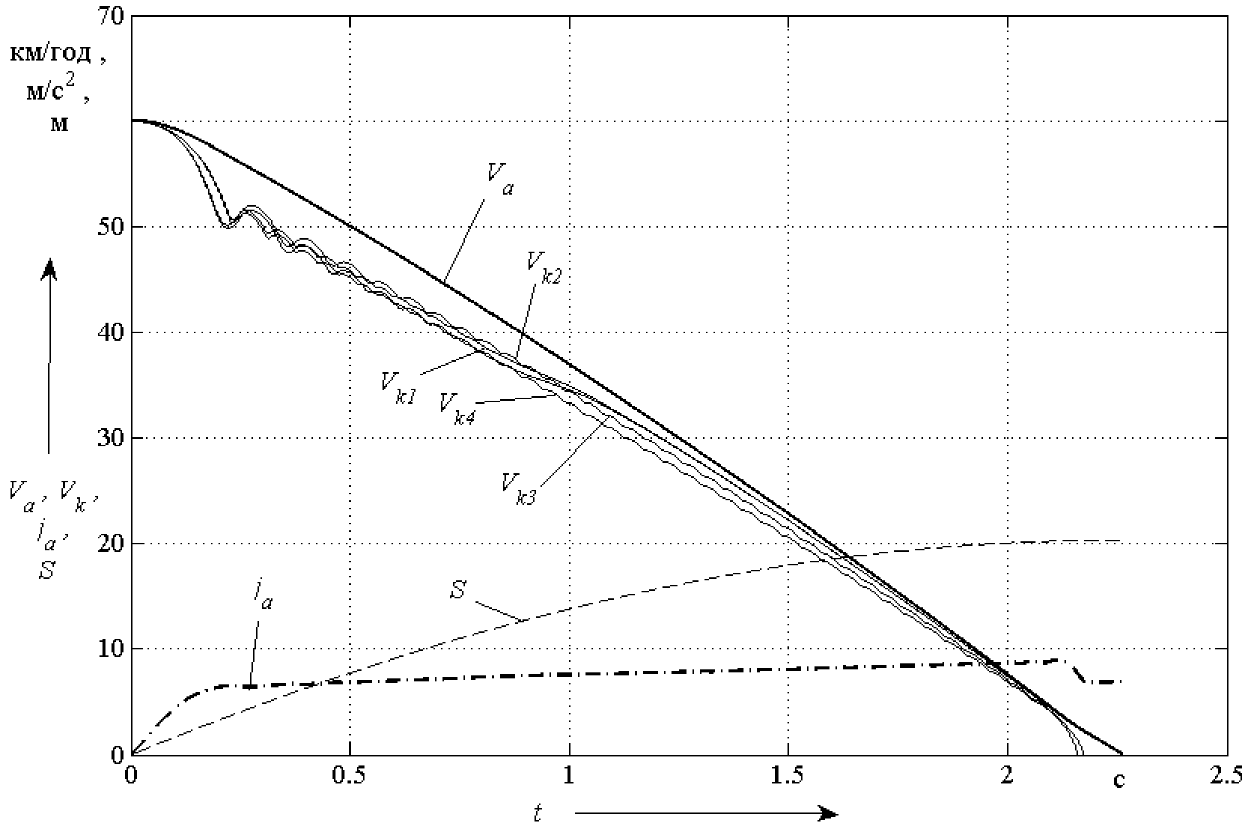


Рисунок 4.39 – Результат моделювання процесу гальмування чотиривісного колісного транспортного засобу в спорядженому стані

Дослідження показують (рис. 4.39), що електропневматичний гальмовий привід з функцією антиблокувальної системи на швидкостях руху більше ніж 30 км/год (108 м/с) в спорядженому стані чотиривісного колісного транспортного засобу не здатний ефективно регулювати тиск, оскільки відбуваються швидкодіючі процеси пов’язані з блокуванням автомобільних коліс КТЗ і система регулювання тиску в приводі працює в циклічному режимі.

Порівняння результатів моделювання процесу гальмування спорядженого багатовісного колісного транспортного засобу (рис. 4.39) з процесом його гальмування в завантаженому стані (рис. 4.40) показує, що при збільшенні ваги КТЗ рівень роботи електропневматичної гальмової системи з функцією антиблокувальної системи зменшується, а швидкість при якій можлива реалізація слідкувальної дії в електропневматичній гальмовій системі збільшується й становить близько 40 км/год (144 м/с).

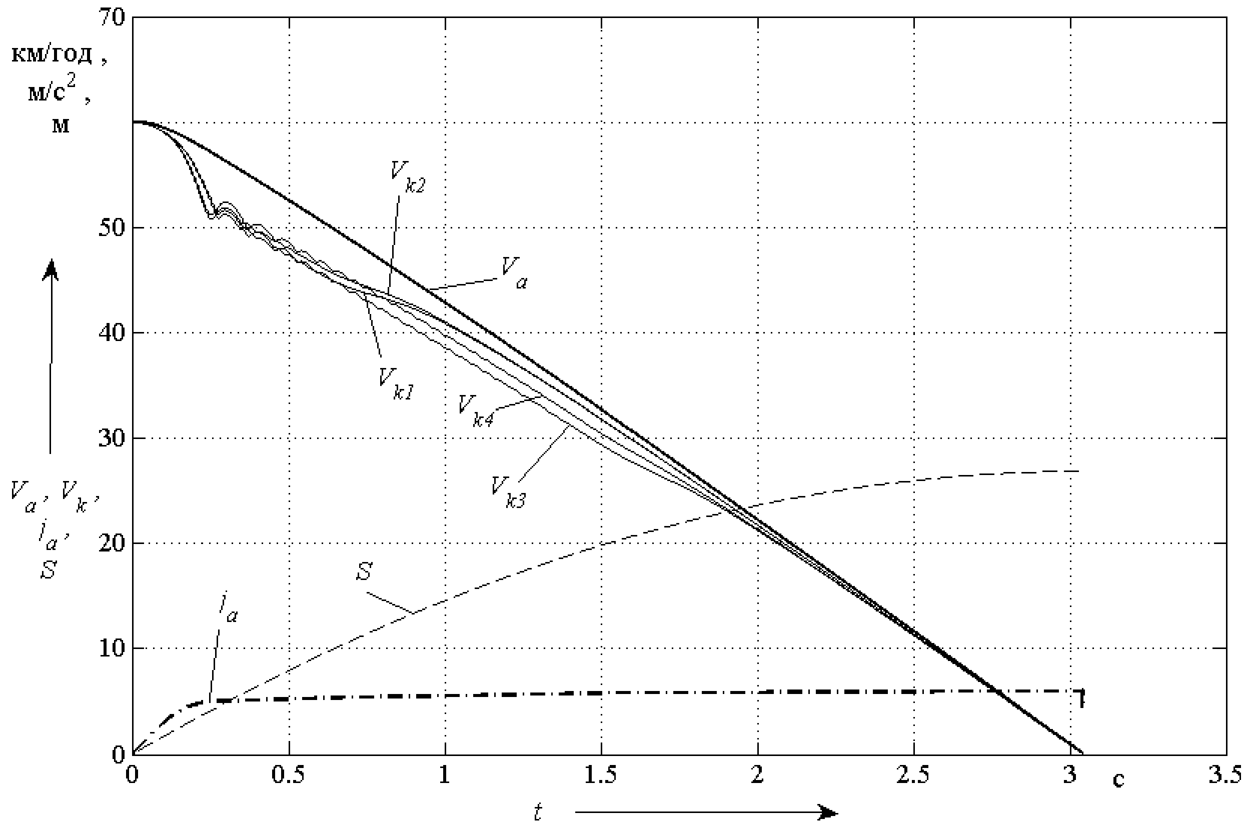


Рисунок 4.40 – Результат моделювання процесу гальмування чотиривісного колісного транспортного засобу в завантаженому стані

Слід відзначити, що ефективність гальмування багатовісного КТЗ в завантаженому стані є нижчою ніж ефективність його гальмування в спорядженому стані, це обумовлено тим, що деформаційні властивості пневматичної шини є не безмежними й у відповідності до теорії кріпа мають фізичні обмеження в наслідок яких не вдається реалізувати більші гальмові сили між шинами автомобільних коліс багатовісного транспортного засобу та поверхнею дорожнього покриття, що підтверджується проведеними експериментальними дослідженнями, які наведено в розділі 5.

Дослідження наведені на рисунку 4.39 та рисунку 4.40 показують, що гальмовий шлях багатовісного колісного транспортного засобу збільшується на 26 % по відношенню до його гальмового шляху в спорядженому стані, тому під час проектування електропневматичної гальмової системи багатовісного КТЗ слід враховувати цю обставину й інформувати водія щодо збільшення часу гальмування автомобіля.

4.6. Моделювання процесу гальмування причіпного багатовісного колісного транспортного засобу

Для динамічного моделювання руху причіпного багатовісного колісного транспортного засобу в гальмовому режимі використаємо модель двовісного автомобіля-тягача та двовісний причіп (див. рис. 4.41). Розрахункова схема сил яких представлена на рисунку 4.42.

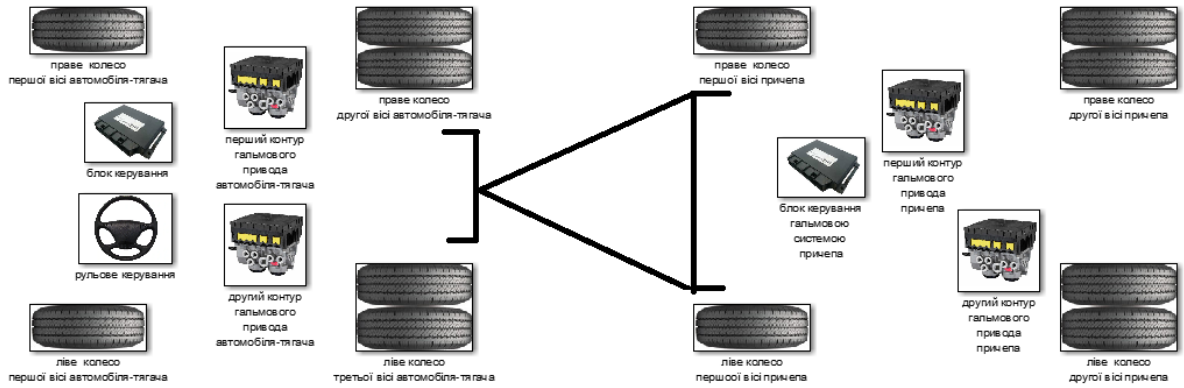


Рисунок 4.41 – Блок-схема моделі чотиривісного одиночного КТЗ

Для такого причіпного чотиривісного колісного транспортного засобу, у відповідності до рівняння (2.67) та рівняння (2.68) запишемо для першої та другої вісі автомобіля-тягача прирощення навантаження на його вісях відповідно у вигляді

$$\Delta R_{z_1} = \frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_c \cdot P_c}{L_S}, \tag{4.33}$$

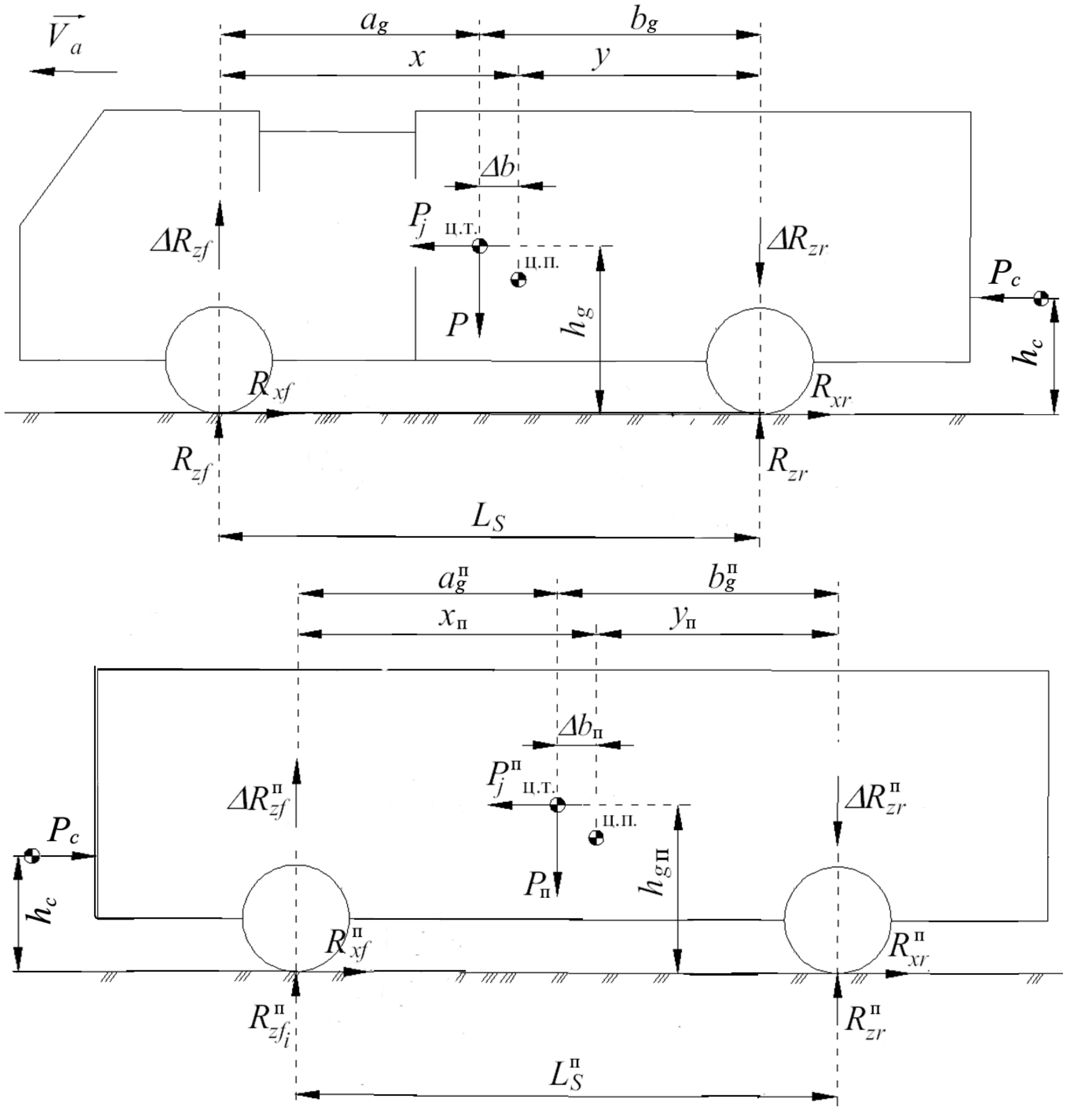


Рисунок 4.42 – Розрахункова схема сил, що діють на чотиривісний колісний транспортний засіб з пневматичною підвіскою

$$\Delta R_{z_2} = -\frac{z_T \cdot h_g \cdot P + h_c \cdot P_c}{L_S}, \tag{4.34}$$

а для причепа, що ним буксирується, у відповідності до рівняння (2.80) та рівняння (2.81), залежності для визначення величин приймуть вигляд

$$\Delta R_{z_1}^п = \frac{z_п \cdot h_{gп} \cdot P_п - h_c \cdot P_c}{L_S^п}, \tag{4.35}$$

$$\Delta R_{z_2}^{\text{п}} = -\frac{z_{\text{п}} \cdot h_{g\text{п}} \cdot P_{\text{п}} - h_c \cdot P_c}{L_S^{\text{п}}}. \tag{4.36}$$

З рівняння (2.62) визначимо для автомобіля-тягача координату a_g, а для його причепа координату $a_g^{\text{п}}$, у вигляді відповідно

$$a_g = \frac{R_{z_2}^{\text{ст}} \cdot (L_S - \Delta b)}{P}, \tag{4.37}$$

$$a_g^{\text{п}} = \frac{R_{z_2}^{\text{ст\_п}} \cdot \left(L_S^{\text{п}} - \Delta b_{\text{п}}\right)}{P_{\text{п}}}. \tag{4.38}$$

Аналогічним чином визначимо й координати b_g та $b_g^{\text{п}}$ з рівняння (2.63), які матимуть відповідний вигляд

$$b_g = \frac{R_{z_1}^{\text{ст}} \cdot (L_S - \Delta b)}{P}, \tag{4.39}$$

$$b_g^{\text{п}} = \frac{R_{z_1}^{\text{ст\_п}} \cdot \left(L_S^{\text{п}} - \Delta b_{\text{п}}\right)}{P_{\text{п}}}. \tag{4.40}$$

Величини Δb та $\Delta b_{\text{п}}$ визначимо з залежності (2.65) у відповідному вигляді

$$\Delta b = x - \frac{L_S \cdot C_1}{C_1 + C_2}, \tag{4.41}$$

$$\Delta b_{\text{п}} = x_{\text{п}} - \frac{L_S^{\text{п}} \cdot C_1^{\text{п}}}{C_1^{\text{п}} + C_2^{\text{п}}}. \tag{4.42}$$

Координати x та $x_{\text{п}}$, які необхідні для визначення відповідних величин Δb та $\Delta b_{\text{п}}$ розрахуємо за залежністю (2.64), що матимуть для чотиривісного причіпного колісного транспортного засобу відповідно вигляд

$$x = \frac{a_g \cdot R_{z_1}^{\text{ст}}}{R_{z_2}^{\text{ст}}}, \tag{4.43}$$

$$x_{\text{п}} = \frac{a_g^{\text{п}} \cdot R_{z_1}^{\text{ст\_п}}}{R_{z_2}^{\text{ст\_п}}}. \tag{4.44}$$

Коефіцієнт гальмування двовісного автомобіля-тягача визначимо з залежності (2.157), яка прийме вигляд

$$z_T = \frac{b_g \cdot \dfrac{f_{x_1}}{(a_g + b_g)} + a_g \cdot \dfrac{f_{x_2}}{(a_g + b_g)}}{1 - h_g \cdot \left(\dfrac{f_{x_1}}{(a_g + b_g)} - \dfrac{f_{x_2}}{(a_g + b_g)}\right)} + \frac{P_c}{P}, \tag{4.45}$$

а коефіцієнт гальмування причепа з залежності (2.157), яка прийме вигляд

$$z_{\text{п}} = \frac{b_g^{\text{п}} \cdot \dfrac{f_{x_1}^{\text{п}}}{(a_g^{\text{п}} + b_g^{\text{п}})} + a_g^{\text{п}} \cdot \dfrac{f_{x_2}^{\text{п}}}{(a_g^{\text{п}} + b_g^{\text{п}})}}{1 - h_{g\text{п}} \cdot \left(\dfrac{f_{x_1}^{\text{п}}}{(a_g^{\text{п}} + b_g^{\text{п}})} - \dfrac{f_{x_2}^{\text{п}}}{(a_g^{\text{п}} + b_g^{\text{п}})}\right)} - \frac{P_c}{P_{\text{п}}}, \tag{4.46}$$

Для визначення реалізованого зчеплення f_{x_i} та f_{x_n} між шинами відповідних осей причіпного колісного транспортного засобу використаємо рівняння (4.13).

Дослідження показують (рис. 4.43), що ефективність гальмування причіпного колісного транспортного засобу дещо нижча ніж у одиночного багатовісного транспортного засобу (рис. 4.40), який має аналогічні ваговогеометричні параметри. Це пов’язано із постійним перерозподілом ваги між осями автомобіля-тягача та причепа, а також з періодичним зниженням зчіпних властивостей між шинами коліс відповідних осей причіпного колісного транспортного засобу.

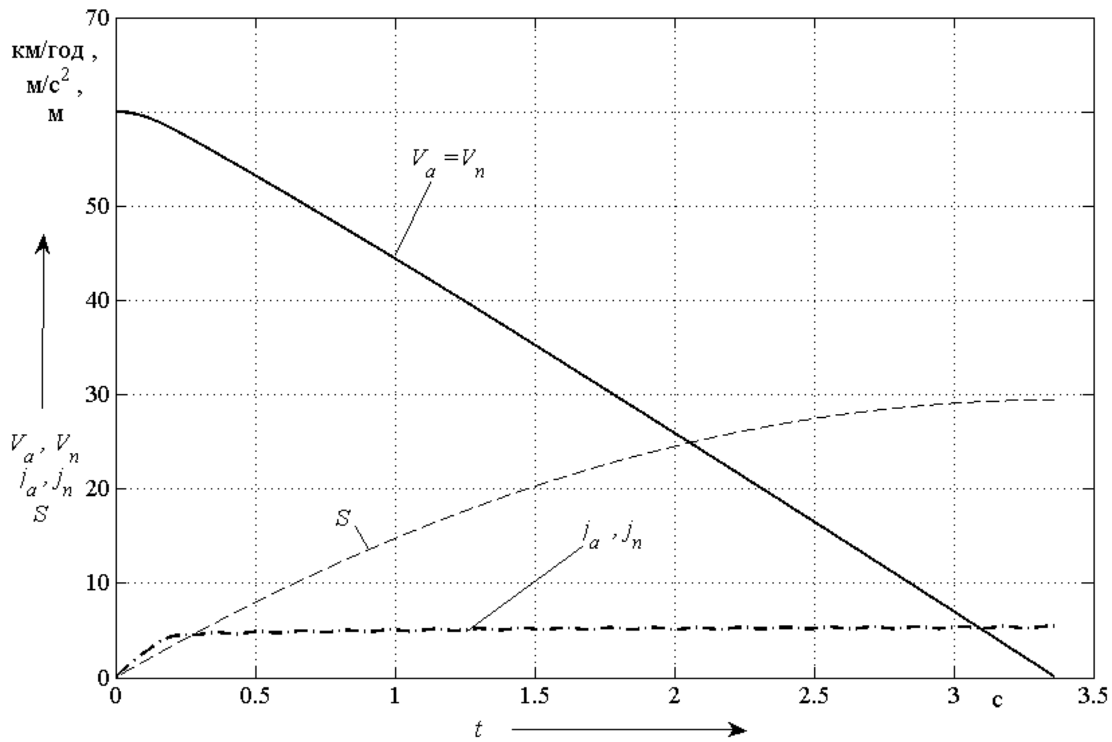


Рисунок 4.43 – Результат моделювання процесу гальмування чотиривісного колісного транспортного засобу в спорядженому стані

Порівняння результатів імітаційного моделювання зміни уповільнення автомобіля-тягача та його причіпної ланки показує (рис. 4.44), що в наслідок функціювання електропневматичної гальмової системи на такому колісному транспортному засобі вдається досягти найвищої ефективності гальмування тільки у разі роботи модуляторів тиску, встановлених в приводі причіпної ланки, в протифазі з модуляторами тиску, які встановлено в гальмовому приводі автомобіля-тягача.

Така організація функціювання електропневматичної гальмової системи за рахунок перекривання фаз розгальмовування коліс окремих вісей колісного транспортного засобу дозволяє зменшити час гальмування автопоїзда, а отже й зменшити його гальмовий шлях S.

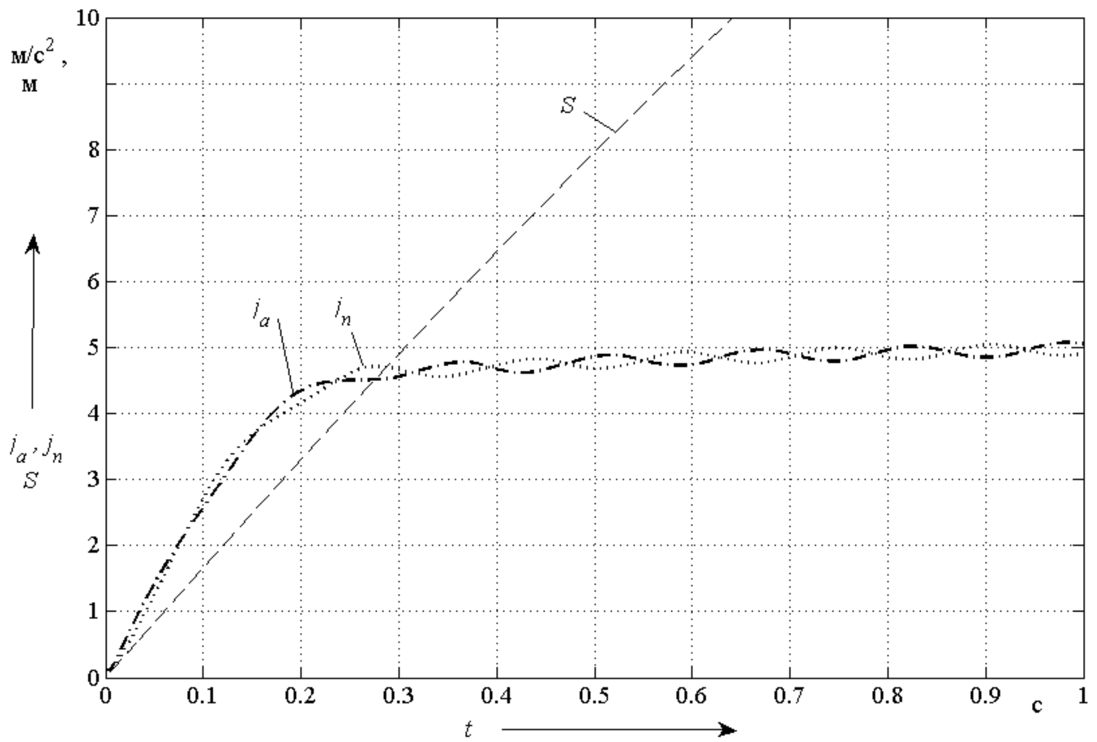


Рисунок 4.44 – Результат моделювання процесу гальмування чотиривісного колісного транспортного засобу в завантаженому стані

Слід відзначити, що ефективність гальмування причіпного багатовісного колісного транспортного засобу в спорядженому стані є вищою ніж ефективність його гальмування в завантаженому стані, це пов'язано з тим, що у відповідності до теорії кріпа між пневматичними шинами, встановлені на колесах КТЗ, та поверхнею дорожнього покриття реалізуються більші зчіпні властивості ніж у випадку гальмування завантаженого автопоїзда.

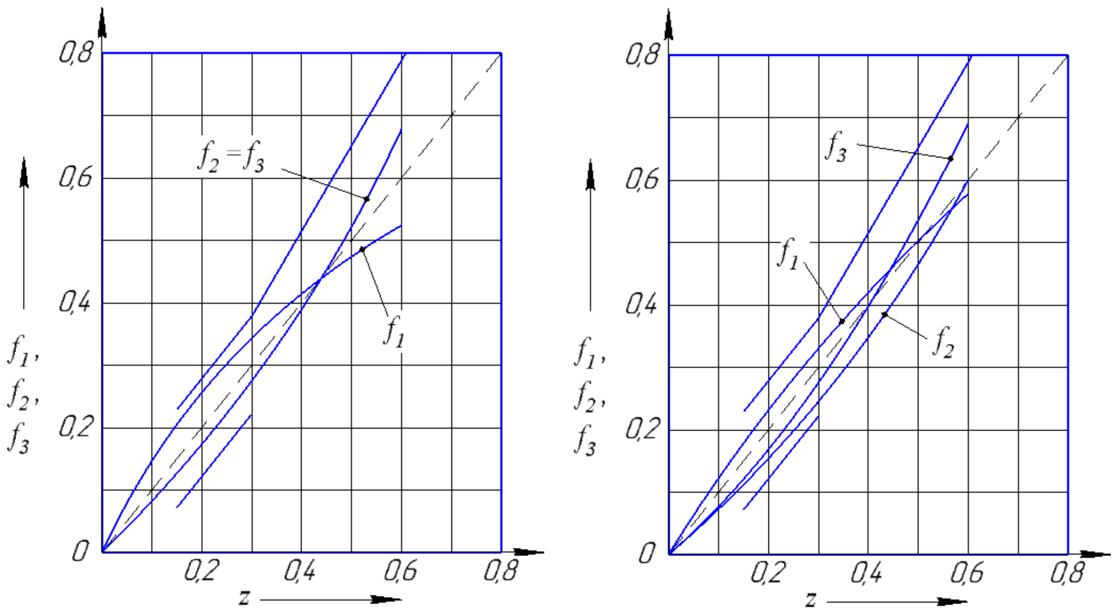
4.7. Особливості моделювання реалізованого зчеплення між шинами коліс встановлених на осях балансирного візка

В якості прикладу моделювання реалізованого зчеплення між шинами коліс встановлених на осях балансирного візка розглянемо тривісний вантажний автомобіль (див. рис. 2.5).

Для завантаженого його стану приймемо кути нахилу перdніх та задніх напрямних важелів балансирного візка α_1 та α_2 близькими до нуля, а для спорядженого стану тривісного КТЗ визначимо за залежністю (2.20).

Враховуючи, що реалізоване зчеплення шин автомобільних коліс є функцією від кута закручування ξ_x шини відносно поверхні дорожнього покриття, крутильної жорсткості C_ξ шини та вертикального навантаження R_{zi} на автомобільне колесо, то визначимо його за залежністю (4.13) з урахуванням залежності (1.16), (2.15), (2.16) та (2.18).

Результати моделювання (рис. 4.45 б) показують, що реалізоване зчеплення на другій вісі балансирного візка в спорядженому стані КТЗ зменшується, а на третій вісі збільшується в наслідок відповідного зростання та зменшення вертикального навантаження на відповідній вісі автомобіля за рахунок дії гальмових сил, що виникають між шинами коліс балансирного візка та поверхнею дорожнього покриття.



а б

Рисунок 4.45 – Результат моделювання реалізованого зчеплення між шинами коліс встановлених на осях балансирного візка: а – в завантаженому стані транспортного засобу; б – в спорядженому стані транспортному засобі

Результати моделювання процесу гальмування завантаженого колісного транспортного засобу показують, що у разі відсутності впливу гальмових сил на перерозподіл вертикального навантаження між мостами балансирного візка, це призводить до реалізовані однакового зчеплення між шинами вісей візка та поверхнею дорожнього покриття.

Отримані результати імітаційного моделювання не суперечать дослідженням характеру реалізації зчеплення при різних варіантах регулювання тиску в гальмових камерах другої вісі [118] чотиривісного КТЗ, які наведено на рисунку 1.1.

Висновки по розділу 4

Проведені дослідження динаміки гальмування багатовісних колісних транспортних засобів з електропневматичним гальмовим приводом дозволяють зробити наступні висновки:

1. Для моделювання робочого процесу електропневматичного гальмового привода робочої гальмової системи багатовісного колісного транспортного засобу необхідно використовувати витратну функцію запропоновану в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті, оскільки вона з точністю до 5 % дозволяє відтворити робочий процес реального швидкодіючого гальмового привода автомобіля.

Інші витратні функції, що розглянуті в роботі, можуть бути використані при моделюванні динаміки руху багатовісних колісних транспортних засобів у разі відсутності необхідності в розгляданні робочих процесів в електропневматичних апаратах регулювання тиску, при цьому точність розрахунків в порівнянні з експериментальними дослідженнями становити від 5 % до 15 % .

2. Моделювання робочого процесу функціювання електропневматичного апарата регулювання тиску з прямим перетіканням повітря показало, що кількість циклів спрацьовування модулятора на впуск на 30 % є більшою ніж кількість циклів його спрацьовування на випуск. Порівняння результатів імітаційного моделювання з реальним робочим процесом роботи електропневматичного модулятору тиску показав збіжність результатів імітаційного моделювання з експериментальними даними на рівні середньої похибки не більше ніж 6 %.

3. Порівняння результатів імітаційного моделювання процесу випуску стисненого повітря через модулятор тиску до атмосфери та ланок привода розташованих перед модулятором показало, що рівень прирощення тиску під час зниження тиску в ланках розташованих після модулятора тиску, вищій на 60 % ніж рівень прирощення тиску у разі прямого випуску стисненого повітря до атмосфери. Таке явище пояснюється тим, що в ланках розташованих перед електропневматичним модулятором тиску наявний опір, який заважає перетіканню повітря з ланки до ланки.

4. Запропонований метод імітаційного моделювання електропневматичних апаратів регулювання тиску з не прямим перетіканням повітря дозволив спростити математичні моделі електропневматичного гальмового привода та підвищив точність імітаційного моделювання динаміки руху колісних транспортних засобів за рахунок врахування часу, що витрачається на гістерезисні явища в апаратах регулювання тиску.

Порівняння результатів імітаційного моделювання з експериментальними даними, показав, що прийнята концепція реалізації електропневматичних апаратів регулювання тиску з не прямим перетіканням повітря, дає похибку розрахунків не більше ніж 2 % в діапазоні робочих відносних тисків апарату від 0,15 МПа до 0,65 МПа. Похибка розрахунків за межами робочого діапазону тисків є дещо більшою, але не перевищує 7 %.

5. Моделювання ефективності гальмування багатовісних колісних транспортних засобів показав, що в залежності від варіанта компонувальної схеми розташування мостів на КТЗ та кількості шин встановлених на його колесах ефективність гальмування автомобіля може змінюватися на 10 % – 20 %.

Аналіз результатів моделювання показав, що збільшення кількості вісей на колісному транспортному засобі призводить до підвищення його ефективності гальмування на 3 % – 6 % в його спорядженому стані. Тому підіймання вісей багатовісних КТЗ під час порожньої їздки відповідно знижуватиме ефективність його гальмування.

6. Імітаційне моделювання багатовісних колісних транспортних засобів показало, що в наслідок зміни координат розташування центру ваги колісного транспортного засобу його гальмовий шлях збільшується на 26 % по відношенню до гальмового шляху в спорядженому стані, тому під час проектування електропневматичної гальмової системи багатовісних КТЗ необхідно враховувати цю обставину й інформувати водія щодо збільшення часу гальмування автомобіля в завантаженому стані.

7. Моделювання процесу гальмування причіпних колісних транспортних засобів показало, що під час організації системи керування електропневматичною гальмовою системою автомобіля-тягача та його причепа доцільно керувати апаратами регулювання тиску в протифазі один одному з метою досягнення найвищої ефективності гальмування автопоїзда та скорочення його гальмового шляху.

Основні результати дослідження з даного розділу опубліковані в наукових роботах [1, 3, 6, 9–13, 15–17, 19–21, 23–25, 27–29, 31, 33, 34, 37–41, 43, 44].

РОЗДІЛ 5
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Підтвердження результатів теоретичних досліджень є основним критерієм істини, який дозволяє розсудити наукові положення покладені в основу процесу гальмування колісних транспортних засобів у тому числі й багатовісних, тому проведення експериментальних досліджень виконаємо в стендових та дорожніх умовах. Під час проведення експериментальних досліджень було використано лабораторне та вимірювальне обладнання кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, а також матеріальна та технічна база підприємств на яких впроваджено положення теоретичних основ гальмування багатовісних транспортних засобів з електропневматичною гальмовою системою.

Вимірювальне обладнання було проторoване на еталонних стендах та устаткуванні Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

5.1. Стендові експериментальні дослідження впливу вертикального навантаження на реалізоване зчеплення пневматичної шини вантажного автомобіля з поверхнею дорожнього покриття

Аналіз виконаний в підрозділі 1.2 показав, що під час опису характеру взаємодії пневматичної шини автомобільного колеса з поверхнею дорожнього покриття є різні погляди щодо впливу навантаження на величину реалізованого зчеплення, тому в роботі поставлено за мету під час стендових експериментальних досліджень визначити характер впливу вертикального навантаження на реалізоване зчеплення.

Для експериментального дослідження використано великий інерційний стенд з колесом вантажного автомобіля, що має типорозмір $11,00 - R20$, який розташовано в лабораторії кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Для визначення впливу вертикального навантаження на величину реалізованого зчеплення стенд був обладнаний датчиком зусилля $LPX - 10000$, датчиком швидкості обертання автомобільного колеса АДЮИ.407111.003МЧ, датчиками тиску $MPX\ 5999D$ в навантажувальних циліндрах стенда (рис. 5.1).

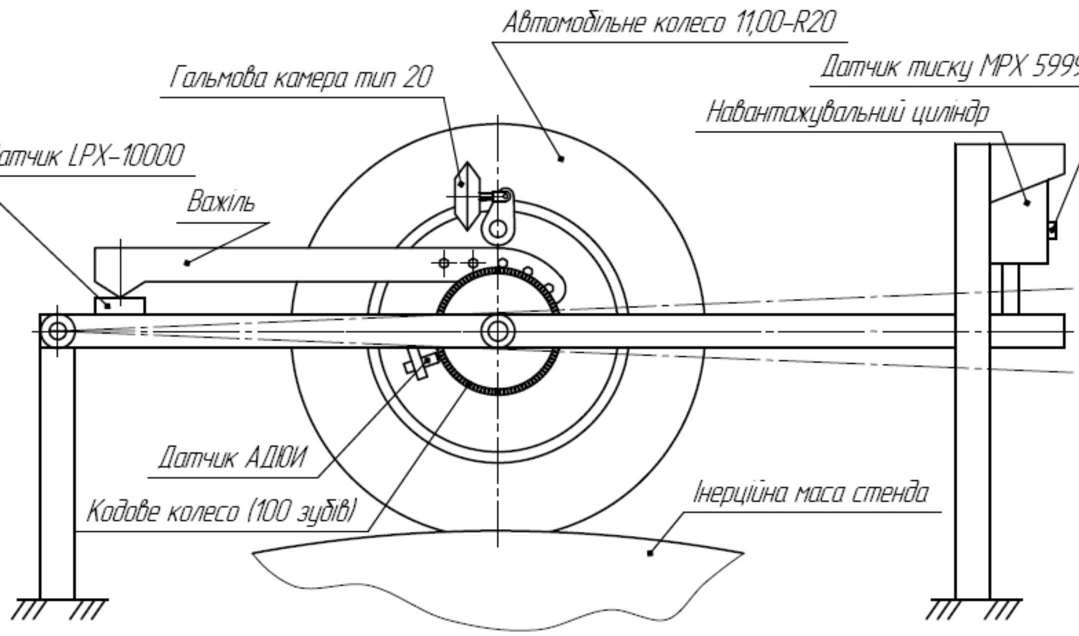


Рисунок 5.1 – Схема стенда для визначення впливу вертикального навантаження на реалізоване зчеплення автомобільного колеса з контактуючою поверхнею

Методика проведення експериментальних досліджень полягала в тому, що автомобільне колесо притискалося до інерційної маси стенда навантажувальним циліндром в якому вимірювався тиск. Навантаження на штоку циліндра встановлювалося пропорційно тиску в циліндрі, у відповідності до тарувальної характеристики отриманої на тарувальному стенді.

Реалізоване зчеплення автомобільного колеса визначалося у відповідності до відомого рівняння (2.173) шляхом його перерахунку на основі виміряного кутового прискорення автомобільного колеса, гальмового моменту та величини вертикального навантаження, що діяло на автомобільне колесо.

Кутове прискорення автомобільного колеса визначалося шляхом диференціювання кутової швидкості автомобільного колеса, яка було отримано при використанні датчика обертання АДЮИ.407111.003МЧ та кодового колеса, що оберталося разом з автомобільним колесом.

Гальмовий момент визначався датчиком зусилля $LPX - 10000$, який було розташовано на рамі стенда на відстані 0,8 м відносно центру обертання автомобільного колеса .

В результаті проведення стендових експериментальних досліджень було отримано характеристики впливу вертикального навантаження на реалізоване зчеплення автомобільного колесо (рис. 5.2 – 5.2).

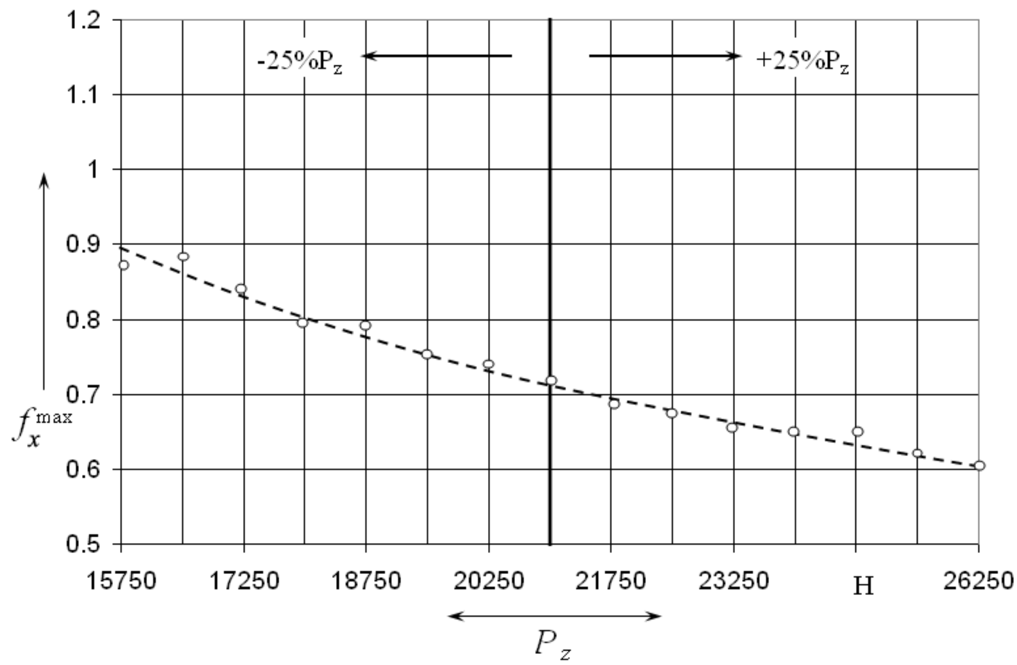


Рисунок 5.2 – Експериментальні дослідження впливу вертикального навантаження (R_z) на максимальне реалізоване зчеплення ($f_x^{\max}$) шини автомобільного колеса при початковій швидкості гальмування 216 м/с (60 км/год)

З графіку експериментальних досліджень (рис. 5.2) можна побачити, що при збільшенні вертикального навантаження на величину до 25 % відбувається зменшення реалізованого зчеплення на 15 % для автомобільного колеса вантажного колісного транспортного засобу. Із зменшенням вертикального навантаження на 25 % відбувається збільшення реалізованого зчеплення на 22 %. Отже реалізоване зчеплення не є сталою величиною і змінюється під час перерозподілу вертикального навантаження між осями колісного транспортного засобу під час його гальмування.

Дослідження показали що із зменшенням швидкості руху колісного транспортного засобу до 144 м/с (40 км/год) величина максимального реалізованого зчеплення збільшується (рис. 5.3), а при швидкостях менше ніж 144 м/с (40 км/год) вплив початкової швидкості гальмування на величину реалізованого зчеплення шини автомобільного колесо вантажного автомобіля взагалі відсутній (див. рис. 5.4).

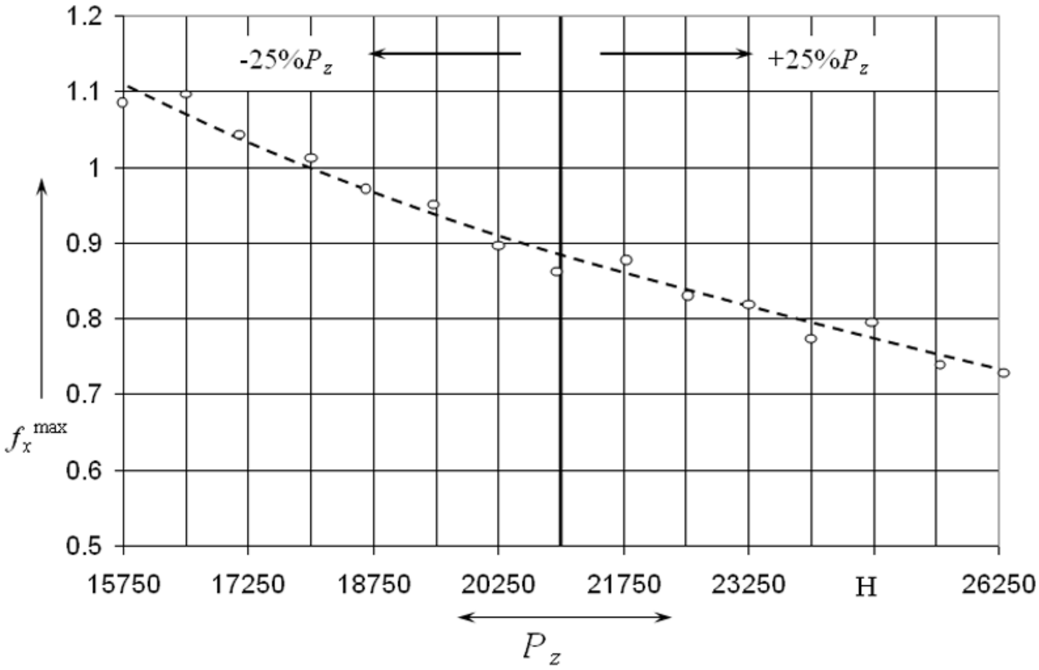


Рисунок 5.3 – Експериментальні дослідження впливу вертикального навантаження (R_z) на максимальне реалізоване зчеплення ($f_x^{\max}$) шини автомобільного колеса при початковій швидкості гальмування 144 м/с (40 км/год)

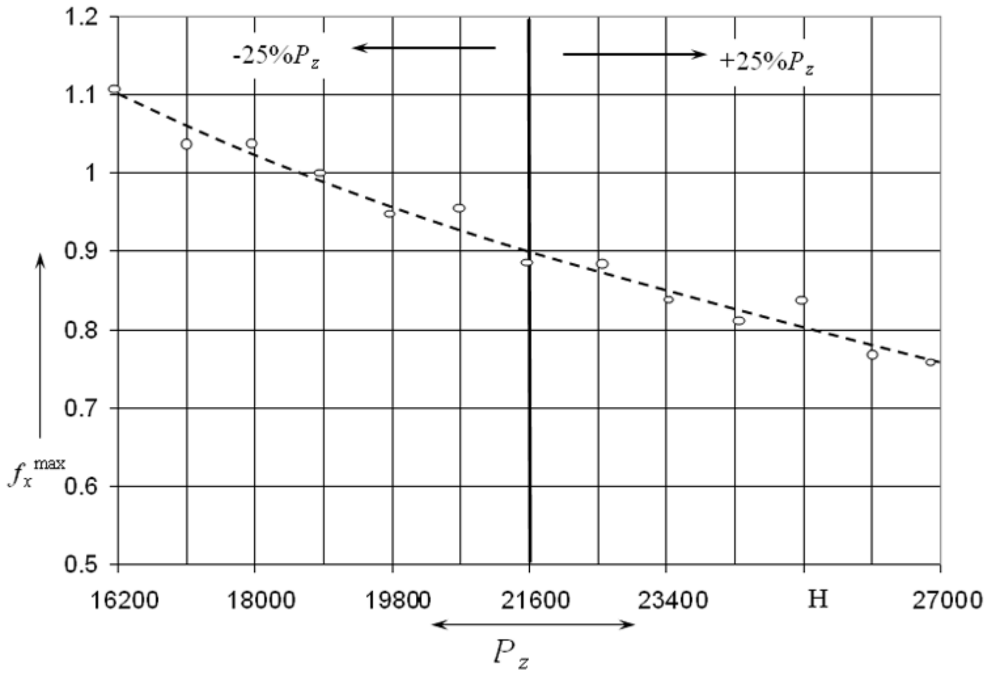


Рисунок 5.4 – Експериментальні дослідження впливу вертикального навантаження (R_z) на максимальне реалізоване зчеплення (f_x^{max}) шини автомобільного колеса при початковій швидкості гальмування 72 м/с (20 км/год)

З рисунку 5.2 – 5.4 можна побачити, що форма характеру зміни максимального реалізованого зчеплення між шиною та поверхнею з якою вона контактує, на відміну від величини реалізованого зчеплення, не залежить від швидкості з якої відбувалося гальмування автомобільного колеса.

Так при різних початкових швидкостях гальмування автомобільного колеса відсоток збільшення або зменшення реалізованого зчеплення залишається не змінним, в залежності від 25 % збільшення або зменшення вертикального навантаження на автомобільне колесо.

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

Отже проведені стендові дослідження щодо реалізації зчіпних властивостей пневматичної шини, в залежності від вертикального навантаження на автомобільне колесо, та їх впливу на ефективність гальмування (коефіцієнт гальмування) маси що рухається, не суперечать теоретичним положенням прийнятим в роботі під час формування теоретичних основ гальмування багатовісних колісних транспортних засобів.

5.2. Дорожні експериментальні дослідження впливу перерозподілу навантаження між осями транспортного засобу на ефективність його гальмування

Для підтвердження теоретичних положень щодо реалізації адаптивних властивостей електропневматичного гальмового привода в разі спрацьовування запасної гальмової системи багатовісного колісного транспортного засобу необхідно проведення дорожніх експериментальних досліджень.

В якості таких досліджень було сплановано та проведено дослідження за наступною послідовністю:

1. В гальмовий привід колісного транспортного засобу було вмонтовано редуктори регулювання тиску з проторованими манометрами для поступового обмеження тиску в приводі з метою визначення межі блокування коліс відповідних осей КТЗ під час його гальмування;

2. В гальмові камери тип 16, передньої та задньої вісі колісного транспортного засобу, були вмонтовані датчики тиску $MPX\ 5999D$ з метою контролю динамічної зміни тиску під час наповнення та спорожнення гальмових камер;

3. В салоні колісного транспортного засобу було розміщено вимірювально-реєстраційний комплекс, а також три датчики прискорення $MMA7260QT$, які фіксували, в різних частинах салону колісного транспортного засобу, характер зміни прискорення по вертикальній, поздовжній та поперечній координатам;

4. В основу методики визначення ефективності гальмування колісного транспортного засобу було покладено вимоги міжнародних правил ООН № 13 (Додаток № 13) щодо оцінки ефективності гальмування КТЗ з антиблокувальною системою.

5. Дорожні дослідження проводилися на горизонтальній ділянці дороги при трьох варіантах гальмування колісного транспортного засобу: гальмування транспортного засобу тільки за рахунок загальмовування коліс його передньої вісі на межі їх блокування; гальмування транспортного засобу тільки за рахунок загальмовування коліс його задньої вісі на межі їх блокування; гальмування транспортного засобу за рахунок загальмовування коліс його передньої та задньої вісі на межі їх блокування.

Зовнішній вигляд колісного транспортного засобу та реєстраційно- вимірювального комплексу зображено на рисунку 5.5.

Рисунок 5.5 – Зовнішній вигляд колісного транспортного засобу (МАЗ-256200) та реєстраційно-вимірювального комплексу, що використовувалися під час дорожніх експериментальних досліджених

Аналіз результатів експериментального дослідження процесу гальмування (рис. 5.6) спорядженого колісного транспортного засобу тільки за рахунок загальмовування коліс його передньої вісі на межі їх блокування показав, що в контурі гальмового привода, що з'єднано з гальмовими механізмами передньої вісі КТЗ, може бути встановлений тиск не більше ніж 0.58 МПа.

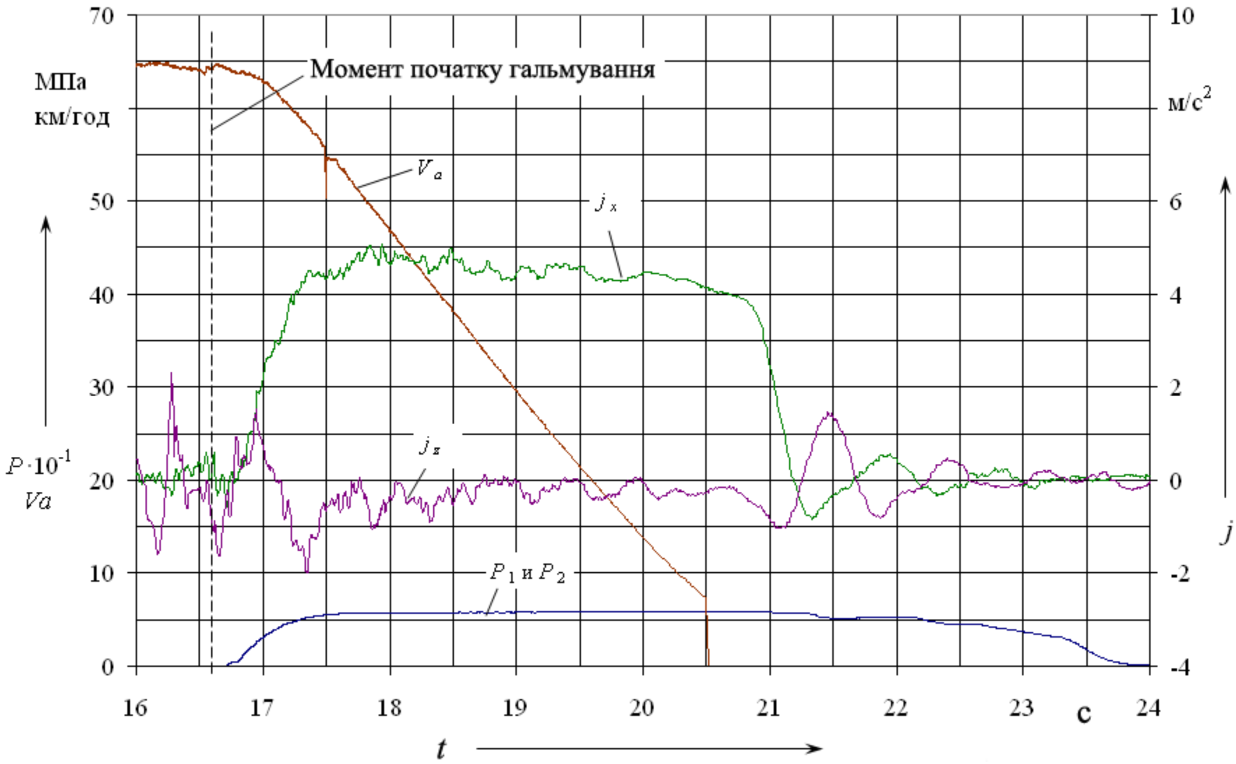


Рисунок 5.6 – Осцилограма експериментального дослідження ефективності гальмування спорядженого колісного транспортного засобу, що гальмується тільки за рахунок коліс його передньої вісі на межі їх блокування

У разі гальмування спорядженого колісного транспортного засобу (див. рис. 5.7) тільки за рахунок загальмовування коліс його задньої вісі на межі їх блокування, в контурі гальмового привода задньої вісі КТЗ, може бути встановлено тиску не більше ніж 0.44 МПа.

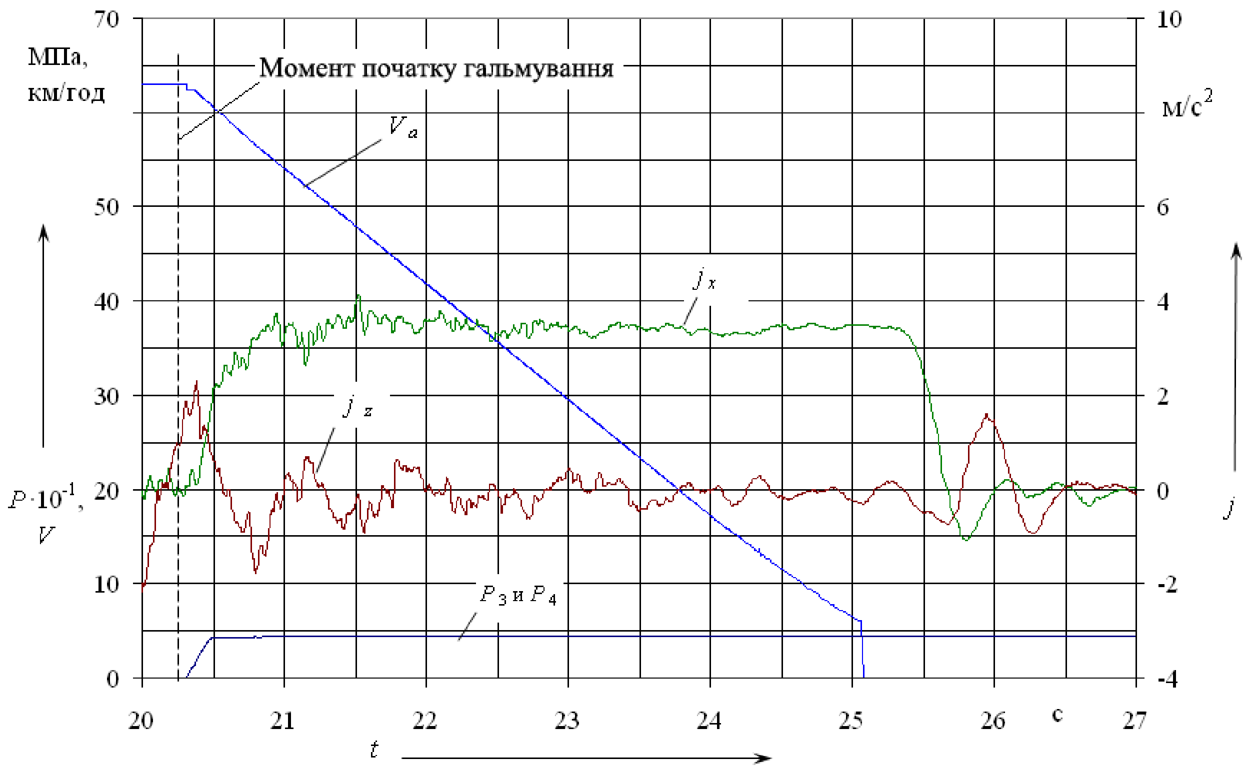


Рисунок 5.7 – Осцилограма експериментального дослідження ефективності гальмування спорядженого колісного транспортного засобу, що гальмується тільки за рахунок коліс його задньої вісі на межі їх блокування

Аналіз показав, що менша величина граничного тиску, при якому відбувається кочення коліс задньої вісі КТЗ на межі їх блокування, пояснюється тим, що задні вісі транспортного засобу мають більше вертикальне навантаження ніж вісі передньої вісі, що спричиняє реалізацію між шинами коліс та поверхнею дорожнього покриття менше реалізоване зчеплення. Ця обставина підтверджує експериментальні дослідження виконані в стендових умовах (див. підрозділ 5.1), зі збільшенням навантаження на колесо реалізоване зчеплення зменшується і навпаки.

Слід відзначити, що в наслідок реалізації різних зчеплень між шинами коліс передньої та задньої вісі КТЗ, його ефективність гальмування відрізняється на 20 % (див. рис. 5.6 та 5.7) не дивлячись на те, що геометричні розміри гальмових механізмів та гальмових камер передньої та задньої вісі уніфіковані. Аналіз проведених експериментальних досліджень показав, що ствердження ($z_{\max} \neq f_x^{\max}$) є правомірним, тобто коефіцієнт гальмування є функцією від реалізованого зчеплення $z_{\max} = f(f_x^{\max})$ і залежить від характеру розподілу ваги автомобіля між його передніми та задніми осями.

Проведені експериментальні дослідження (рис. 5.8) гальмування транспортного засобу за рахунок загальмовування коліс його передньої та задньої вісі на межі їх блокування показав, що при загальному зростанні уповільнення КТЗ тиск в гальмових камерах передньої та задньої вісі зменшується (в передньому контурі на 0.08 МПа, в задньому контурі на 0.13 МПа).

Таке зниження величини тиску в приводі пояснюється перерозподілом вертикального навантаження між його осями, та положенням центра тяжіння транспортного засобу.

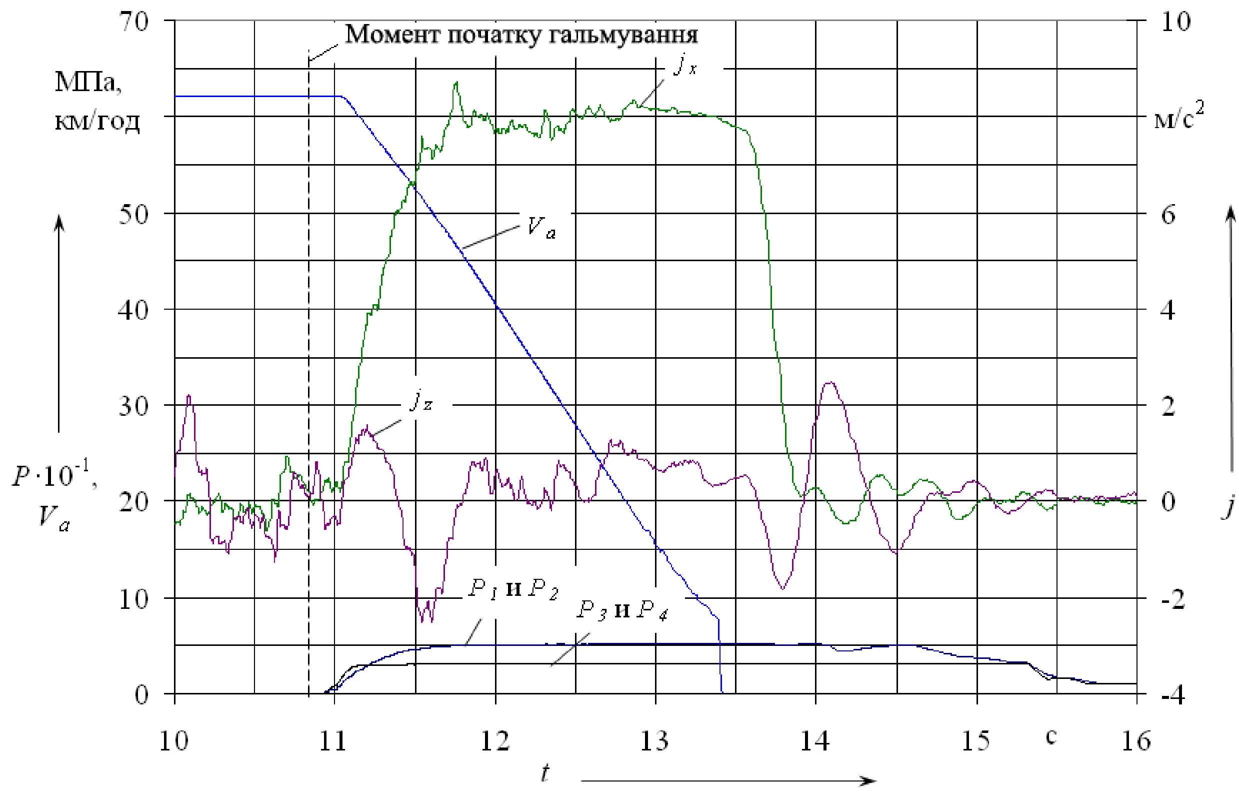


Рисунок 5.8 – Осцилограма експериментального дослідження ефективності гальмування спорядженого колісного транспортного засобу, що гальмується за рахунок коліс його передньої та задньої вісі на межі їх блокування

Порівняння результатів експериментального дослідження процесів гальмування одного й того ж колісного транспортного засобу при трьох варіантах (див. рис. 5.6 – 5.8) дає підставу стверджувати, що положення викладені в підрозділі 3.3 є вірними, тобто у разі виходу з ладу одного з контурів гальмового привода під час його гальмування на межі зчіпних властивостей шин коліс відповідних вісей КТЗ відсутня можливість суттєвого підвищення тиску в приводі при адаптивному регулюванні тиску.

5.3. Дорожні експериментальні дослідження ефективності гальмування колісного транспортного засобу з різною кількістю вісей

Дорожні експериментальні дослідження ефективності гальмування колісного транспортного засобу з різною кількістю вісей були сплановані та проведені для підтвердження теоретичних положень викладених в підрозділі 2.2.1.

Експериментальні дослідження були проведені на тривісному колісному транспортному засобі (рис. 5.9) задня вісь якого може підійматися. Піднімання задньої вісі такого колісного транспортного засобу дозволила врахувати особливості зміни координати центра тяжіння автомобіля та оцінити її вплив на величину уповільнення транспортного засобу при одному й тому ж завантаженню КТЗ.

Методика проведення експериментального дослідження складалася з наступних етапів:

1. Визначення вагових та геометричних параметрів колісного транспортного засобу;

2. Встановлення на транспортному засобі вимірювального комплексу та датчиків прискорення;

Рисунок 5.9 – Зовнішній вигляд транспортного засобу (MAN 26403), який використовувався під час проведення експериментальних досліджень

Рисунок 5.10 – Вимірювання геометричних параметрів підйомної та не підйомної задньої вісі КТЗ

3. Встановлення в контурах гальмового привода КТЗ редукторів тиску з метою визначення межі блокування автомобільних коліс відповідних вісей за методикою правил ООН № 13 (Додаток № 13) щодо оцінки ефективності гальмування КТЗ з антиблокувальною системою;

4. Визначення коефіцієнту розподілу ваги між підйомною та не підйомною задньою віссю колісного транспортного засобу.

Встановлено, що ці коефіцієнти відповідно для третьої та другої вісі колісного транспортного засобу становлять $\lambda_{r2} = 2,5$ та $\lambda_{r1} = 1,66$.

5. Виїзд на транспортному засобі на дорогу з горизонтальною поверхнею дорожнього покриття;

6. Вимірювання уповільнення колісного транспортного засобу (рис. 5.11) з піднятою третьою віссю під час його гальмування на межі блокування першої та другої вісі автомобіля;

Рисунок 5.11 – Осцилограма експериментального дослідження ефективності гальмування спорядженого колісного транспортного засобу на межі блокування коліс його першої та другої вісі (третя вісь КТЗ піднята)

7. Вимірювання уповільнення колісного транспортного засобу (див. рис. 5.12) з опущеною третьою віссю під час його гальмування на межі блокування першої та другої вісі автомобіля.

При проведенні експериментальних досліджень третя вісь колісного транспортного засобу (яка була опущена та контактувала з поверхнею дорожнього покриття) не загальмовувалась.

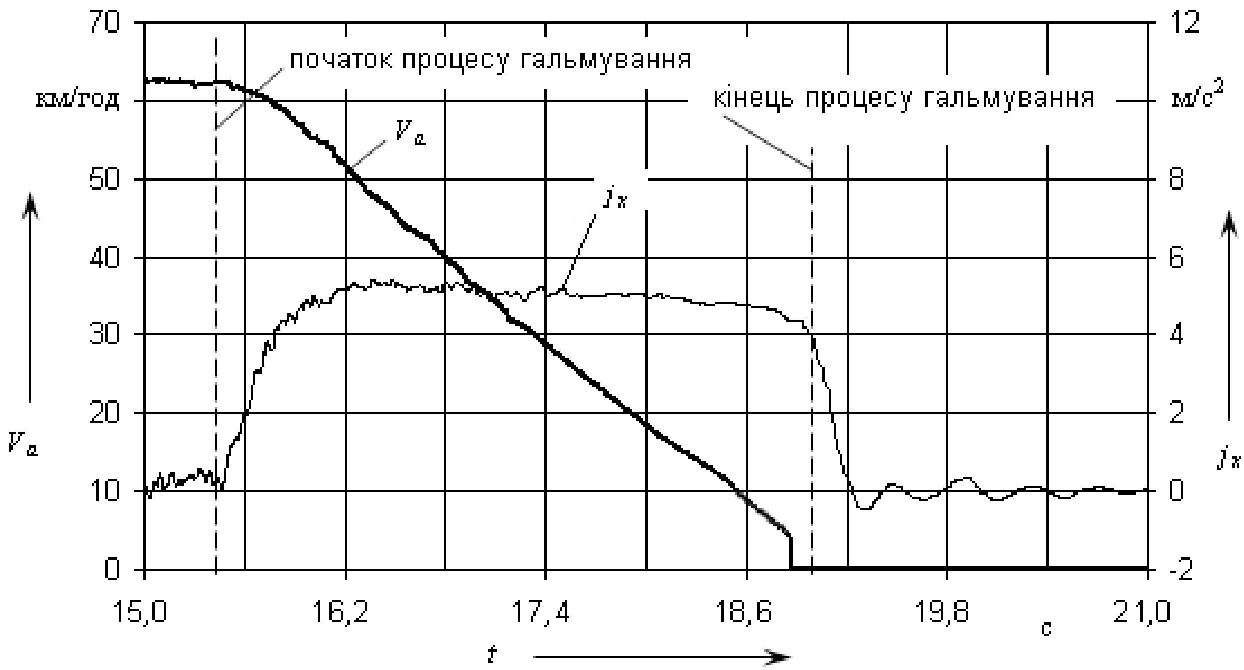


Рисунок 5.12 – Осцилограма експериментального дослідження ефективності гальмування спорядженого колісного транспортного засобу на межі блокування коліс його першої та другої вісі (третя вісь КТЗ контактує з поверхнею дорожнього покриття але не загальмовується)

8. Вимірювання уповільнення колісного транспортного засобу (див. рис. 5.13) з опущеною третьою віссю під час його гальмування на межі блокування першої, другої та третьої вісі автомобіля.

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

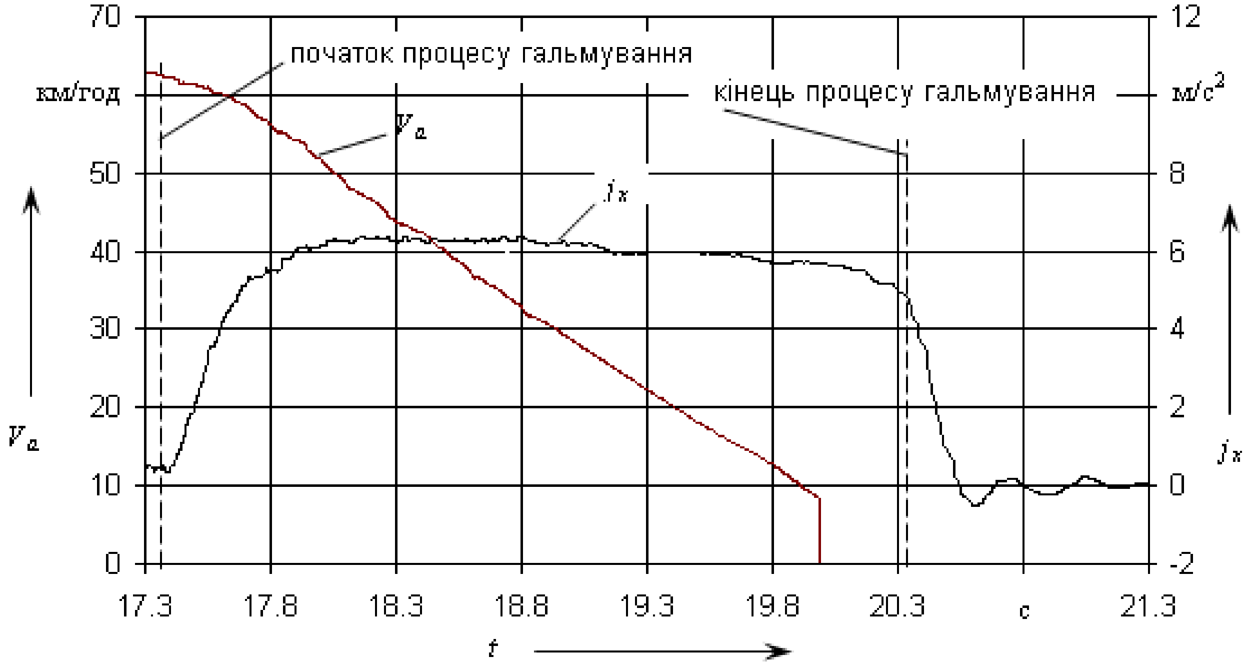


Рисунок 5.13 – Осцилограма експериментального дослідження ефективності гальмування спорядженого колісного транспортного засобу на межі блокування коліс його першої, другої та третьої вісі

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

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

Проведені експериментальні дослідження показують, що координати положення центра тяжіння та координати положення мостів один відносно одного впливають на ефективність гальмування багатовісного колісного транспортного засобу, отже теоретичні положення викладені в розділі 2 підтверджуються експериментальними дослідженнями, а результати моделювання виконані в розділі 3 та 4 є достовірними.

Із збільшенням кількості вісей, що не загальмовуються ефективність гальмування колісного транспортного засобу зменшується, що пояснюється перерозподілом вертикальних навантажень між вісями КТЗ та збільшенням величини поздовжньої координати положення центру тяжіння транспортного засобу відносно його передньої вісі.

Висновки по розділу 5

Проведені експериментальні дослідження ефективності гальмування автомобільного колеса та колісних транспортних засобів дозволяють зробити наступні висновки:

1. Збільшення вертикального навантаження на величину до 25 % призводить до зменшення реалізованого зчеплення на 15 % для автомобільного колеса вантажного колісного транспортного засобу (статичне навантаження на колесо становить 21000 Н) і навпаки, зменшення вертикального навантаження на 25 % призводить до збільшення реалізованого зчеплення на 22 %;

2. Стендові експериментальні дослідження показали, що між уповільненням мас та реалізованим зчепленням шини автомобільного колеса є нелінійна залежність, тобто коефіцієнт гальмування є функцією від реалізованого зчеплення. На основі стендового дослідження встановлено, що при збільшенні реалізованого зчеплення на 22 % або його зменшенні на 15 % коефіцієнт гальмування змінюється не більше ніж на 10 %.

3. Експериментальні дорожні дослідження гальмування колісного транспортного засобу показали, що в наслідок реалізації різних зчеплень між шинами коліс передньої та задньої вісі КТЗ, його ефективність гальмування відрізняється на 20 % не дивлячись на те, що геометричні розміри гальмових механізмів та гальмових камер передньої та задньої вісі транспортного засобу уніфіковані.

4. Проведені дослідження гальмування транспортного засобу за рахунок загальмовування коліс його передньої та задньої вісі на межі їх блокування показали, що при загальному зростанні уповільнення КТЗ, у порівнянні з процесом гальмування за рахунок окремих вісей автомобіля, тиск в гальмових камерах передньої та задньої вісі транспортного засобу зменшується (в передньому контурі на 0,08 МПа, в задньому контурі на 0,13 МПа).

5. Ефективність гальмування колісного транспортного засобу залежить від кількості мостів, які контактують з поверхнею дорожнього покриття. Різниця між ефективністю гальмування КТЗ з піднятою віссю на відміну від ефективності його гальмування з опущеною віссю відрізняється на 25-27 %. Вища ефективність гальмування транспортного засобу спостерігається у разі його руху з піднятою віссю, аніж з віссю, що опущена та не загальмовується.

6. Загальмовування підйомної вісі транспортного засобу дозволяє підвищити безпеку дорожнього руху багатовісного колісного транспортного засобу оскільки, в такому випадку, його ефективність гальмування зростає на 21-23 % у порівнянні з ефективністю гальмування КТЗ підйомна вісь якого не гальмується.

7. Порівняння ефективності гальмування колісного транспортного засобу, третя вісь якого піднята, з ефективністю гальмування КТЗ, третя вісь якого загальмовувалася, показало, що піднімання вісі та перенесення ваги на іншу задню вісь автомобіля, у разі руху порожнього транспортного засобу, є раціональним технічним рішенням, яке дозволяє підвищити безпеку дорожнього руху шляхом підвищення ефективності гальмування автомобіля на 4 %.

Основні результати дослідження з даного розділу опубліковані в наукових роботах [1, 2, 4–6, 11, 12, 15–17, 29, 33, 34, 37, 40, 41].

ВИСНОВКИ

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

Основні наукові та прикладні результати виконаних досліджень :

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

– Державним агентством автомобільних доріг України при проектуванні дорожнього покриття;

– Національним науковим центром «Інститут судових експертиз ім. засл. проф. М.С.Бокаріуса» при розробці методик та методичних рекомендацій з визначення гальмового шляху багатовісних транспортних засобів;

– ТОВ «Автокомпонент Плюс» під час покращення характеристик апаратів пневматичного гальмового привода вантажних автомобілів;

– ПрАТ «АвтоКрАЗ» при проектуванні нових транспортних засобів у тому числі й причіпних;

– Полтавським авто-агрегатним заводом при покращенні характеристик апаратів пневматичного гальмового привода, що мають слідкувальну дію;

– Харківський автомобільно-дорожнім університетом у навчальному процесі підготовки бакалаврів, та магістрів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» та 274 «Автомобільний транспорт»;

– ТОВ «ПРОФХІМ» при визначенні раціонального перерозподілу навантаження між осями багатовісного транспортного засобу під час перевезення небезпечних вантажів, а також при визначенні раціональної швидкості руху автомобілів з небезпечним вантажем;

– ПрАТ «Вовчанський агрегатний завод» при проектуванні електропневматичних апаратів та покращення характеристик серійних апаратів з непрямим перетіканням повітря для гальмового привода колісних транспортних засобів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Леонтьев Д. Н., Туренко А. Н., Ломака С. И., Рыжих Л. А., Быкадоров А. В. (2011) Исследование качения автомобильного колеса с максимальной эффективностью в тормозном режиме. *Автомобильный транспорт*, 29, 23-28.
2. Леонтьев Д. Н. Серикова Е. А., Быкадоров А. В., Дон Е. Ю. (2012) Анализ и выбор принципов управления электропневматическими модуляторами рабочей тормозной системы автомобилей. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*, 60, 67 - 72.
3. Леонтьев Д. Н. (2013) Моделирование переходных процессов в пневматическом тормозном приводе автомобиля, который оборудован системой автоматического регулирования тормозного усилия. *Вісник СевНТУ*, 142, 88-91.
4. Леонтьев Д. Н., Рыжих Л. А., Красюк А. Н., Быкадоров А. В. (2013) Системы контроля выходных параметров движения автотранспортного средства. *Вісник СевНТУ*, 143, 49-52.
5. Леонтьев Д. Н. (2013) Влияние алгоритмов работы автоматических систем на эффективность торможения транспортного средства. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*, 61-62, 158-161.
6. Леонтьев Д. Н., Рыжих Л. А., Быкадоров А. В. (2014) Определение продольной реализуемой силы сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью по крутильной деформации шины и ее жесткости. *Журнал «Автомобильная промышленность»*, 10, 20-24.

7. Леонтьев Д. Н., Смирнова Н. В. (2014) Обобщение уравнений движения автомобилей для расчета скорости свободного движения. *Автомобільний транспорт*, 34, 44 -48.

8. Леонтьєв Д. М., Смірнова Н. В. (2014) Аналіз режимів руху в задачах проектування та експлуатації автомобільних доріг. *Науково-виробничий журнал «Автошляховик України»,* 5 (241), 23-25.

9. Леонтьєв Д. М. (2015) Про розрахунковий спосіб визначення висоти координати центру ваги типових автомобілів. *Автомобільний транспорт*, 37, 101 - 107.

10. Леонтьев Д. Н., Конопелько А. В. (2015) Определение нагрузки на колесах автомобиля при его наклоне относительно опорной поверхности. *Журнал «Автомобильная промышленность»*, 12, 15-16.

11. Леонтьев Д. Н. Богомолов В. А., Туренко А. Н. (2016) Способ определения замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*, 75, 13-17.

12. Leontiev D., Don E. (2016) Specfics of automobье dual wheels rnteraction wdh the supporting surface. *Автомобільний транспорт,* 39, 74-79.

13. Zalohin M. Yu., Liubarskyi B. A., Schuklinov S. N., Mychalevych N. G., Leontiev D. N. (2018) Study of Proportional Pressure Modulator on the Basis of Electromagnetic-Type Linear Motor. *Science and Technique*, 17 (5), 440-446. https://doi.org/10.21122/2227-1031-2018-17-5-440-446 (Web of Science Core Collection (ESCI)).

14. Леонтьєв Д. М., Дон Є. Ю. (2019) Обґрунтування раціонального закону зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі під

час екстреного гальмування. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета,* 84, 21-30.

15. Leontiev D. N., Ryzhyh L. A., Lomaka S. I., Voronkov O. I., Hritsuk I. V., Nikitchenko I. N., Kuripka O. V., Pylshchyk S. V. (2019) About Application the Tyre-Road Adhesion Determination of a Vehicle Equipped with an Automated System of Brake Proportioning. *Science and Technique*. 18 (5), 401-408. https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-5-401-408. (Web of Science Core Collection (ESCI)).
16. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2020) Simulation of Working Process of the Electronic Brake System of the Heavy Vehicle. In: Palagin A., Anisimov A., Morozov A., Shkarlet S. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 1019. Springer, Cham, pp 50-61. (First Online: 18 July 2019) https://doi.org/10.1007/978-3-030-25741-5_6. (Scopus, Quartile - Q3)
17. Леонтьєв Д. М., Тімонін В. О., Савчук А. Д., Губарьков С. С. (2019) Оцінка ефективної гальмування чотиривісного транспортного засобу в разі виходу з ладу одного з контурів його робочої гальмової системи. *Автомобіль і електроніка,* 16, 26-34.
18. Богомолов В. О., Клименко В. І., Леонтьєв Д. М., Тімонін В. О., Дон Є. Ю., Вербицький В. І. (2019) Особливості вибору раціональних схем компонування гальмового привода при забезпеченні високої ефективності гальмування транспортних засобів з великою кількістю осей. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*, 17, 62-73.
19. Богомолов В. А., Клименко В. И., Леонтьев Д. Н., Махлай С. Н. (2019) Распределение нормальных реакций между мостами балансирной

тележки грузового автомобиля при торможении. *Автомобільний транспорт,* 45, 46-53.

20. Bogomolov V., Klimenko V., Leontiev D., Ryzhyh L., Smyrnov O., Kholodov M. (2020) Improving the Brake Control Effectiveness of Vehicles Equipped with a Pneumatic Brake Actuator. *Science and Technique*. 19 (1), 55-62. https://doi.org/10.21122/2227-1031-2020-19-1-55-62. (Web of Science Core Collection (ESCI))
21. Shuklinov S., Leontiev D., Makarov V., Verbitskiy V., Hubin A. (2021) Theoretical Studies of the Rectilinear Motion of the Axis of the Locked Wheel After Braking the Vehicle on the Uphill. In: Shkarlet S., Morozov A., Palagin A. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2020. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 1265. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-58124-4_7. (Scopus, Quartiles - Q3).
22. Клименко В. И., Шуклинов С. Н., Леонтьев Д. Н., Губин А. В. (2020) Анализ методов определения коэффициента сопротивления качению колёс автомобіля. *Автомобільний транспорт,* 46, 33-39 https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2020.46.0.33.
23. Bogomolov V.A., Klimenko V.A., Leontiev D.N., Ponikarovska S.V., Kashkanov A.A., Kucheruk V.Yu. (2021) Plotting the adhesion utilization curves for multi-axle vehicles. Bulletin of the Karaganda University. 1 (101), 35-45. https://doi.org/10.31489/2021Ph1/35-45. (Web of Science Core Collection (ESCI)).
24. Туренко А. Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Рыжих Л. А., Леонтьев Д. Н., Красюк А. Н., Михалевич Н. Г. (2015) Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном

управлении транспортных средств : монография 2-е издание. Харьков : ХНАДУ.

25. Туренко А. М., Клименко В. И., Богомолов В. О., Леонтьєв Д. М., Михалевич М. Г., Куріпка О. В. (2020) Розрахунок та дослідження взаємодії структурних модулів електропневматичного гальмового приводу : монографія. Харків : ХНАДУ.
26. Леонтьєв Д. Чебан А., Красюк О. (2013) Удосконалення статичної характеристики електроннопневматичної гальмівної системи. Симпозіум українських інженерів-механіків. 115 – 116.
27. Леонтьєв Д. М. Рижих Л. О., Дон Є. Ю. (2014) Про вибір принципу керування пропорційним модулятором електронн-пневматичної гальмівної системи автотранспортного засобу. «Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонта та експертизи автомобіля» Сбірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференциї. 53 – 54.
28. Леонтьєв Д. М., Ломака С. Й. (2015) Теоретичне визначення центру мас автомобіля на основі емпіричної залежності. «Новітні технології в автомобілебудуванні та транспорті» Сбірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Харків: ХНАДУ, 43–44.
29. Леонтьєв Д. М. (2016) Про спосіб визначення уповільнення багатовісного автомобіля на основі зчеплень, що реалізуються його колесами та розташування координати центра ваги. «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні» Сбірник тез доповідей всеукраїнської науково-практичної конференції. Львів : Національний університет «Львівська політехніка», 36 – 38.
30. Леонтьев Д. Н., Рыжих Л. А., Клименко В. И. (2016) Системы контроля выходных параметров движения наземных транспортных средств.

«Проблеми створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки» Сбірник тез доповідей всеукраїнської науково-практичної конференції. Харків : НАУ ім. М. Є. Жуковського «ХАІ», 144.

31. Клименко В. И., Леонтьев Д. Н. (2017) К вопросу определения рационального пневматическим распределения или тормозного электропневматическим усилия автомобилей тормозным с приводом. Сборник материалов международной научно-технической конференции «Перспективы развития дорожно-транспортных и инженерно-коммуникационных инфраструктур». Ташкент : ТАДИ, 268 – 272.
32. Леонтьев Д. Н., Красюк А. Н., Дон Е. Ю. (2017) Статическая характеристика электронно - пневматической тормозной системы. Сборник научных трудов конференции «Организация дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов и транспорт». Минск : БНТУ, 254 – 261.
33. Богомолов В. О., Леонтьев Д. Н. (2019) Щодо питання підвищення ефективності дії гальмового керування транспортного засобу з пневматичним гальмовим приводом. Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції навчально-наукового інституту механотроніки і систем менеджменту «Автомобільний транспорт в аграрному секторі : проектування, дизайн та технологічна експлуатація». Харків : ХНТУСГ ім. Петра Василенка, 72-73.
34. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2019) Simulation of working process of the electronic brake system of the heavy vehicle // Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2019 : тези доповідей чотирнадцятої міжнародної науково-практичної

конференції (Чернігів, 24 - 26 червня 2019 р.) / М-во освіти і науки України, Нац. академія наук України, Академія технологічних наук України, Інженерна академія України та ін. Чернігів : ЧНТУ, 76-79.

35. Богомолов В. А., Клименко В. И., Леонтьев Д. Н. (2019) О построении кривых реализуемого сцепления многоосных транспортных средств. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні». – Харків : ХНАДУ, 25-29.
36. Богомолов В. О., Клименко В. І., Леонтьєв Д. М., Тімонін В. О., Дон Є. Ю., Вербицький В. І. (2019) Особливості вибору раціональних схем компонування гальмового привода при забезпеченні високої ефективності гальмування транспортних засобів з великою кількістю осей. Збірник матеріалів міжнародної науково-методичної конференції «Проблеми надійності машин» присвячена пам'яті академіка В. Я. Аніловича. – Харків : ХНТУСГ ім. Петра Василенка, 49-50.
37. Bogomolov V., Klimenko V., Leontiev D., Ryzhyh L., Kholodov M., Smyrnov O. (2019) Improving the brake control effectiveness of vehicles equipped with a pneumatic brake actuator centered. Book of abstracts of the 16th European Automotive Congress (EAEC 2019) Minsk : BNTU, 64.
38. Bulgakov M., Shuklynov S., Uzhva A., Leontiev D., Verbitskiy V., Amelin M. and Volska O. (2020) Mathematical model of the vehicle initial rectilinear motion during moving uphill. 24th Slovak-Polish International Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations - MMS 2019. IOP Conf. Ser. : Mater. Sci. Eng. 776 :012022 (Scopus, Quartiles - Not yet assigned quartile)
39. Leontiev D., Shuklinov S., Makarov V., Verbytskiyi V., Gubin A. (2020) Studies of the rectilinear motion of the axis of the locked wheel after braking the car on uphill // Математичне та імітаційне моделювання

систем. МОДС 2020 : тези доповідей п'ятнадцятої міжнародної науково-практичної конференції (29 червня – 01 липня 2020 р., м. Чернігів) / М-во освіти і науки України ; Нац. Акад. наук України ; Академія технологічних наук України ; Інженерна академія України та ін. – Чернігів : ЧНТУ, 87-91.

40. Леонтьєв Д. М., Михалевич М. Г., Фролов А. А. (2018) Вплив вертикального навантаження на гальмівну силу та коефіцієнт зчеплення шини автомобільного колеса. Теорія та практика судової експертизи і криміналістика. 18, 383-392. https://doi.org/10.32353/khrife.2018.
41. Леонтьєв Д. М., Махлай С. М. (2018) Визначення зупинного шляху автомобіля, що обладнаний антиблокувальною системою. *Вісник Одеського науково-дослідного інституту судової експертизи*. 4, 44-50
42. Система контролю вихідних параметрів руху транспортного засобу: пат. 114176 Україна, No u201610368, Клименко В. І., Рижих Л. О., Леонтьєв Д. М., Ломака С. Й. ; опубл. 27.02.2017.
43. Комп'ютерна програма «Програма визначення динамічного навантаження на вісі багатовісного транспортного засобу» : а. с. No 91379 Україна, Леонтьєв Д. М. ; Тімонін В. О., дата реєстрації 07.08.2019.
44. МР В.2.3-37641918-887:2017 Методичні рекомендації з визначення осьових навантажень транспортних засобів з урахуванням сил, що діють у плямі контакту шини з поверхнею дорожнього одягу. Дата прийняття 06.12.2017 ; Дата початку дії 18.01.2018. – Київ : Укравтодор, ХНАДУ, 31.
45. Regulation №13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of

vehicles of categories M, N and O with regard to braking [2016/194] [Electronic resource] : in force OJL 42, 18.02.2016 // EUR-Lex Access to European Union law. - Access mode: http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=1512034253794&uri =CELEX: 42016X0218(01). - address from the screen.

46. Бендас И. М. (1970) О распределении тормозных сил между осями автомобильного поезда. *Автомобильный транспорт*. 7, 62-69.
47. Богомолов В. А. (2001) Создание и исследование систем управления торможением автотранспортных средств (Дис. докт. техн. наук): Харьковский государственный автомобильно-дорожный технический университет, Харьков.
48. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей в отношении торможения: Правила ЕЭК ООН № 13 (09). Пересмотр 5. - [Введён в действие с 2006-01-01]. - Минск : Госстандарт Беларуси, 2005. - 300 с. (Международный стандарт).
49. Подрыгало М. А. (1981) Совершенствование способов регулирования тормозных сил двухосных автомобилей и тракторов (Дис. канд. техн. наук). Харьковский автомобильно-дорожный институт. Харьков.
50. Ревин А. А. (1983) Повышение эффективности, устойчивости и управляемости при торможении автотранспортных средств (Дис. докт. техн. наук). Волгоградский государственный технический университет, Волгоград.
51. Туренко А. Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Сараев А. В. (1999) Анализ требований, предъявляемых к торможению тягача с прицепом (полуприцепом). *Автомобильный транспорт,* 3, 5-8.
52. ОСТ 37.001.067-86 (1986) Тормозные свойства транспортных средств. Методы испытаний, Москва.

53. Туренко А. Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Рыжих Л. А., Леонтьев Д. Н. (2012) Основы создания и исследования электронно-пневматического тормозного управления транспортных средств : монография. Харьков. ХНАДУ

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

55. Ломака С. И., Алекса Н. Н., Гецович Е. М. (1988) Автоматизация процесса торможения автомобиля : учебн. пособ. Киев. УМК ВО.

56. Гредескул А. Б. (1962) Влияние блокировки колёс на торможение автомобиля. *Известия вузов СССР,* 8, 43-48.

57. Ходырев С. Я. (1985) Разработка и исследование механического противоблокировочного устройства для автомобильных и тракторных тормозных систем с пневматическим приводом. (Дис. канд. техн. наук). Харьковский автомобильно-дорожный институт. Харьков.

58. Беленький Ю. Б. (1963) О требованиях к тормозным свойствам автомобиля. *Автомобильная промышленность*. 5, 26-29.

59. Брыков А. С. (1965) Рациональное использование сцепного веса автомобиля при торможении (Дис. канд. техн. наук). Московский автомеханический институт. Москва.

60. Гаспарянц Г. А., Великанов А. А., Городецкий С. Н. (1981) Выбор оптимального распределения тормозных сил и параметров их регулирования на примере автомобиля КамАЗ-53212. *Безопасность и надежность автомобиля.*

61. Гредескул А. Б. (1963) Выбор соотношения тормозных сил на осях седельного тягача и полуприцепа. 8, 18-22.

62. Григорян В. Г. (1978) Исследование динамики торможения трехосного грузового автомобиля. Москва.
63. Дронин М. И., Дольберг В. И. (1971) Эффективность регулирования тормозных сил на грузовых автомобилях. *Автомобильная промышленность*. 6. 13-16.
64. Бендас И.М. (1974) Исследование динамики торможения автомобилей и автопоездов. ДПИ, Горловский филиал ДПИ. (отчет, 78 стр.). *Сборник рефератов НИР и ОКР*, 5 (16), 19.
65. Косый Р. А. (2000) Разработка и исследование тормозного крана пневматического тормозного привода автотранспортного средства (Дис. канд. техн. наук) . Харьковский государственный автомобильно-дорожный технический университет. Харьков.
66. Шепеленко И. Г. (1981) Динамика трехзвенного тракторного поезда в процессе торможения (Дис. канд. техн. наук) Харьковский автомобильно-дорожный институт. Харьков.
67. Хитин В. А. (1973) Исследование влияния соотношения тормозных сил на устойчивость автомобиля при торможении (Дис. канд. техн. наук) Волгоградский политехнический институт. Волгоград.
68. Гредескул А. Б. (1964) Динамика торможения автомобиля (Дис. докт. техн. наук). Московский автомеханический институт. Москва.
69. Розанов В. Г. (1964) Торможение автомобиля и автопоезда. Машиностроение. Москва.
70. Беленький Ю. Б., Дронин М. И., Метлюк Н. Ф. (1965) Новое в расчете и конструкции тормозов автомобиля. Машиностроение. Москва.
71. Дольберг В. И. (1986) Повышение эффективности пневматического тормозного привода автотранспортных средств в аварийных и

экстренных режимах торможения (Дис. канд. техн. наук). Харьковский автомобильно-дорожный институт. Харьков.

72. Топалиди В. А. (1982) Разработка методов повышения эффективности процесса торможения седельно-прицепного автопоезда (Дис. канд. техн. наук). Ташкентский автомобильно-дорожный институт. Ташкент.
73. Бендас И. М. (1970) Исследование динамики торможения прицепного автопоезда (Дис. канд. техн. наук.). Харьковский автомобильно-дорожный институт. Харьков.
74. Гаспарянц Г. А., Великанов А. А. (1980) О выборе некоторых параметров тормозного управления полуприцепов при двухпроводном приводе. Безопасность и надежность автомобиле. Москва.
75. Закин Я. Х. (1967) Прикладная теория движения автопоезда. Транспорт. Москва.
76. Фаробин Я. Е., Шупляков В. С. (1983) Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. Транспорт. Москва.
77. Гредескул А. Б. (1968) О распределении тормозных сил между осями автомобиля при торможении на уклоне. Труды конференции по теории и расчету автомобилей, работающих в горных условиях. - Тбилиси: Мецниереба. 56-62.
78. Technical Report №. EB 134.1E for Trailer EBS D generation with Roll Stability support (RSS) (2007) [Электронный ресурс]. Hanover: WABCO INFORM. - Режим доступа: www.wabco-auto.com.
79. Способ управления торможением : а. с. 935347 СССР, Н. Р. Рашидов, А. Б. Гредескул, В. А. Топалиди, Е. М. Гецович; опубл. 15.06.82.
80. Braking pressure modulator for a trailer with electronic braking system: Пат. 6467854 B2 USA; № 09/792411; Dieter Frank, Gerdt Schreibert, Peter

Homann, Armir Sieker, Andreas Kranz, Hans-Klaus Wolff, Dirk Meier ; заявитель и патентообладатель WABCO GmbH and Co., OHG (DE); опубл. 22.10.2002.

81. Electronically Controlled Braking Systems for Trailers [Electronic resource]. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB), 2003. - 28 p. - Электрон. дан. - WABCO, 2005. - 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) - Систем. требования : Windows 2000/XP ; Acrobat Reader. - Title from the screen.
82. Stender A., Witte N. (2007) Trailer EBS E with Trailer Central Electronic 2S/ 2M - 4S/ 3M. *WABCO INFORM*, 43.
83. Johnson U.S. (1978) Pneumatic power control systems for trucks trailers and buses.*SAE Preprint*.
84. Бухарин Н. А. (1950) Тормозные системы автомобилей. Машгиз. Москва.
85. Автушко В. П., Метлюк Н. Ф. (1976) Исследование динамики пневматических элементов тормозного привода автомобилей. *Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления*. 3, 5-12.
86. Любушкин В. В., Розанов В. Г. (1960) Расчет пневматического привода к тормозам автомобилей и автопоездов
87. Богдан Н. В. (1976) Исследование регулирования тормозных сил на осях тракторного поезда (Дис. канд. техн. наук.) Минский государственный технический университет. Минск.
88. Борисов Л. Л. (1974) Исследование возможностей регулирования тормозных сил автомобилей и седельных автопоездов (Дис. канд. техн. наук.). Минский государственный технический университет. Минск.
89. Великанов А. А. (1985) Совершенствование регуляторов тормозных сил грузовых автомобилей (Дис. канд. техн. наук). Москва.

90. Кожевников В. И. (1982) Регулирование тормозных сил прицепного автопоезда (Дис. канд. техн. наук.). Москва.
91. Ванцевич В.В., Высоцкий М.С., Гилелес Л.Х. (1998) Мобильные транспортные машины: Взаимодействие со средой функционирования. *Беларуская навука*.303.
92. Высоцкий М.С. (1980) Основы проектирования автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности. *Наука и техника*. 200.
93. Высоцкий М. С., Беленький Ю. Ю., Гилелес Л. Х. и др. (1979) Грузовые автомобили. Москва : Машиностроение.
94. Антонов Д. А. (1978) Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. Москва : Машиностроение.
95. Ютт В. Е., Резник А. М., Морозов В. В., Попов А. И. (2010) Эксплуатация антиблокировочных систем грузовых автомобилей: Учебное пособие для вузов. Москва.
96. Смирнов Г. А. (1990) Теория движения колесных машин : Учебник для студентов машиностроит. спец. Москва.
97. Гладов Г. И., Петренко А. М. (2004) Специальные транспортные средства. Проектирование и конструкции : Учебник для вузов. Москва.
98. Антонов А. С., Кононович Ю. А., Магидович Е. И., Прозоров В. С. (1970) Армейские автомобили : Теория. Москва.
99. Платонов В. Ф. (1989) Полноприводные автомобили. Москва.
100. Бочаров Н. Ф., Цитович И. С., Полунгян А. А. и др. (1983) Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости : Учебник для вузов. Москва.
101. Афанасьев Б. А., Бочаров Н. Ф., Жеглов Л. Ф. и др. (1999) Проектирование полноприводных колесных машин : Учеб. для вузов : В 2 т. Т. 1. /; Под общ. ред. А. А. Полунгяна. Москва.

102.Афанасьев Б. А., Белоусов Б. Н., Жеглов Л. Ф. и др. (1999) Проектирование полноприводных колесных машин : Учеб. для вузов : В 2 т. Т. 2. /; Под общ. ред. А. А. Полунгяна. Москва.

103.Афанасьев Б. А., Белоусов Б. Н., Гладов Г. И. и др. (2008) Проектирование полноприводных колесных машин : Учеб. для вузов : В 2 т. Т. 1. /; Под общ. ред. А. А. Полунгяна. Москва.

104.Афанасьев Б. А., Жеглов Л. Ф., Зузов В. Н. и др. (2008) Проектирование полноприводных колесных машин : Учеб. для вузов : В 3 т. Т. 2. /; Под общ. ред. А. А. Полунгяна. Москва.

105. Афанасьев Б. А., Белоусов Б. Н., Жеглов Л. Ф. и др. (2008) Проектирование полноприводных колесных машин : Учеб. для вузов : В 3 т. Т. 3. /; Под общ. ред. А. А. Полунгяна. Москва.

106. Ларин В. В. (2010) Теория движения полноприводных колесных машин. учебник. Москва.

107.Павлов В. В., Кувшинов В. В.. (2011) Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин. Учеб. для вузов. Чебоксары.

108. Westerhof B., Kalakos D. (2017) Heavy Vehicle Braking using Friction Estimation for Controller Optimization. Stockholm : KTH Royal institute of technology.

109. Luijten M. F. J. (2010) Lateral Dynamic Behaviour of Articulated Commercial Vehicles. Eindhoven : Eindhoven University of Technology.

110. Lehtinen J. (2015) Nonlinear Lateral Dynamic Behavior of a High Capacity Transport Vehicle. Aalto : Aalto University.

111. Евтюков С. А., Васильев Я. В. (2006) Экспертиза дорожно-транспортных происшествий. Справочник. Санкт- Петербург.

112. Туревский И. С. (2005) Теория автомобиля: Учебное пособие. Москва : Высшая школа.

113. Кленников В. М., Кленников Е. В. (1967) Теория и конструкция автомобиля. Москва : Издательство «Машиностроение».

114. Иларионов В. А. (1989) Экспертиза дорожно-транспортных происшествий : Учебник для вузов. Москва.

115. Вахламов В. К. Шатров М.Г., Юрчевский А.А. (2003).Автомобили : Теория и конструкция автомобиля и двигателя : Учебник для студ. учреждений сред. проф. образования. Москва.

116. Боровский Б. Е. (1984) Безопасность движения автомобильного транспорта. Ленинград.

117. Балабин И. В., Куров Б. А., Лаптев С. А. (1988) Испытания автомобилей: Учебник для машиностроительных техникумов по специальности «Автомобилестроение». Москва.

118. Meljnikov D. (2006) Use of Simpack at the DaimlerChrysler Commercial Vehicles Division. Truck Product Creation (4P). *DaimlerChrysler*.

119. Carlos Canudas-de-Wit, Panagiotis Tsiotras, Efstathios Velenis, Michel Basset and Gerard Gissinger (2002) Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction. *Vehicle System Dynamics*. 39(3), 189-226.

120. Pacejka H.B., Besselink I.J.M. (1997) Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. *Vehicle System Dynamics Supplement*. 27, 234-249.

121. Pacejka H.B. (1993) Tyre Models for Vehicle Dynamics Aanlysis: proceedings of the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis.

122. Fancher P.S. (1995) Generic Data for Representing Truck Tire Characteristics in Simulations of a Braking and Braking-in-a-Turn Maneuvers. *University of Michigan Transport Research Institute UMTRI*. 1-100.

123. Компьютерная программа „Экспертная система по расчету кривых реализуемого сцепления и распределения тормозных сил двухосных

транспортных средств: а.с. № 22685, Украина ; Д. Н. Леонтьев, А. В. Крамской ; опубликовано 29.01.2008.

124. Olmos L., Alvarez Icaza L. (2005) Optimal emergency vehicle braking control based on dynamic friction model. *Journal of Applied Research and Technology*. 1, 15-26.

125. Petersen I. (2003) Whill slip control in ABS Brakes using gain shedulade optimal control with constraints. Department of Engineering Cybernetics Norwegian, University of Science and Technology Trondheim, Norway.

126. Wong J. Y. (2001) Theory of ground vehicles. - 3rd ed. *Carleton University Ottawa*.

127. Pacejka H. B. (2006) Tyre and Vehicle Dynamics. - 2nd ed. *Butterworth-Heinemann*.

128. Schmeitz A. J. C., Besselink I. J. M., Hoogh J., Nijmeijer H. (2005) Extending the Magic Formula and SWIFT tyre models for inflation pressure changes. Fachtagung, Hannover, 1912, 201-225.

129. Шифрин Б. М., Извалов А. В. (2015) Экспериментальная верификация модели М. В. Келдыша взаимодействия пневмоколеса с опорной плоскостью. *Проблеми трибології*. 1, 92-98.

130. Gent A. N., Walter J. D. (2006) The Pneumatic Tire. *U.S. Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration*.

131. Samuel K. C. (1971) Mechanics of Pneumatic Tires. Monograph . *University of Michigan* : Michigan.

132. Kounty F. (2007) Geometry and mechanics of pneumatic tire. Zlin.

133. Korbinian Falk, Abolhasan Giashi, Michael Kaliske. (2015) Tire Simulations Using a Slip Velocity, Pressure and Temperature Dependent Friction Law / http://dx.doi.org/10.13140/RG.2.1.2678.9203.

134. Andresen A., Wambold J. C. (1999) Friction Fundamentals, Concepts and Methodology / *MFT Mobility Friction Technology*.

135. Xiong Y., Tuononen A. (2015) The in-plane deformation of a tire carcass: *Analysis and measurement, Case Studies in Mechanical Systems and Signal Processing*, 2, 12-18. https://doi.org/10.1016/j.csmssp.2015.09.001.

136. Pauwelussen J., Dalhuijsen W., Merts M. (2007) Tyre dynamics, tyre as a vehicle component Part 1.: Tyre handling performance. *Virtual Education in Rubber Technology* (*VERT*), 1-14.

137. Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П. и др. (1976) Работа автомобильной шины. Москва.

138. Кнороз В.И., Кленников Е.В. (1975) Шины и колеса. Москва.

139. Haichao Zhou, Guolin Wang, Yangmin Ding, Jian Yang, Chen Liang and Jing Fu. (2019) Effect of Friction Model and Tire Maneuvering on Tire-Pavement Contact Stress / *Advances in Materials Science and Engineering*, 2015, 2-25. https://doi.org/10.1155/2015/632647.

140. Owende P., Hartman A., Ward S., Gilchrist M., O'Mahony M. (2001). Minimizing Distress on Flexible Pavements Using Variable Tire Pressure. *Journal of Transportation Engineering*, 127. https://doi.org/10.1061/(ASCE) 0733-947X(2001)127:3(254).

141. Samuel K. C. (1981) Mechanics of Pneumatic Tires. *U.S. Goverment printing office* : Washington.

142. White G. (2017) Limitations and potential improvement of the aircraft pavement strength rating system. *International Journal of Pavement Engineering*. 12, 1111-1121.

143. De Beer M., Maina J., Rensburg Y., Greben J. (2012). Toward using tire-road contact stresses in pavement design and analysis. *Tire Science and Technology*. 40, 246-271.

144. Gabriel A., Raluca M. (2015). Truck tyre-road contact stress measurement and modelling. *4th International Tyre Colloquium: Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*, 218-227.

145. Lu Y., Wang L., Yang Q., Ren J. (2018). Analysis of Asphalt Pavement Mechanical Behaviour by Using a Tire-Pavement Coupling Model. *International Journal of Simulation Modelling*. 17, 245-256. https://doi.org/10.2507/ijsimm17(2)423.

146. Al-Qadi I. L., Yoo P. J., Elseifi M. A., Janajreh I., Chehab G., Collop A. (2005). Effects of tire configurations on pavement damage. Asphalt Paving Technology: *Association of Asphalt Paving Technologists-Proceedings of the Technical Sessions*, 74, 921-961.

147. De Beer M., Fisher C., Kannemeyer L. (2004). Tyre-pavement interface contact stresses on flexible pavements -quo vadis. In: *8th Conference on Asphalt Pavements for Southern Africa* (CAPSA'04). 681-702.

148. De Beer M., Sadzik E. M., Fisher C., Coetzee C. H. (2005). Tyre-pavement contact stress patterns from the test tyres of the gautrans heavy vehicle simulator (HVS) MK IV+. In: *24th Southern Africa Transport Conference* (SATC 2005). 413-430.

149. Морозов М. В., Купреянов А. А. (2012) Влияние тепловых процессов на трибологические характеристики контакта шины с дорожной поверхностью и вид диаграммы *j*(S) для различных режимов работы колеса. *Известия высших учебных заведений*. 7, 42-51.

150. Левин М.А., Фуфаев Н.А. (1989) Теория качения деформированного колеса. Москва.

151. Williams A. (1992) A Review of Tire Traction. In STP1164-EB Vehicle, Tire, Pavement Interface, ed. J. Henry and J. Wambold. *West Conshohocken, PA: ASTM International*, 125-148. https://doi.org/10.1520/STP15913S.

152. Pauwelussen J., Dalhuijsen W., Merts M. (2007) Tyre dynamics, tyre as a vehicle component Part 3.: Rolling resistance. *Virtual Education in Rubber Technology* (VERT), FI-04-B-F-PP-160531, *HAN University*. 1-50.

153. Kim Y. R., Tayebali A. A., Guddati M. N., Karshenas A., Cho S. (2015) Surface Layer Bond Stresses and Strength. Carolina.

154. Steen R. (2007) Tyre/road friction modeling. Literature survey. Eindhoven.

155. Wang H. (2011) Analysis of tire-pavement interaction and pavement responses using a decoupled modeling approach. Urbana, Illinois : in the Graduate College of the University of Illinois at Urbana-Champaign.

156. Gruber P., Sharp R. S., Crocombe A. (2008) Friction and camber influences on the static stiffness properties of a racing tyre / *Proceedings of the institution of mechanical engineers part D-JOURNAL of automobile engineering*, 222. 1965-1976. http://dx.doi.org/10.1243/09544070JAUTO872.

157. Бойко А. В., Распопина В. Б. (2014) Математическая модель для расчета коэффициента сцепления от проскальзывания с использованием нормальных и касательных распределенных нагрузок по длине пятна контакта эластичной шины с дорогой и беговым барабаном диагностического стенда. *Вестник ИрГТУ* 10, 169-172.

158. Gruber P., Sharp R. S., Crocombe A. D. (2012) Normal and shear forces in the contact patch of a braked racing tyre Part 1: Results from a Finite Element model Vehicle System Dynamics: *international journal of vehicle mechanics and mobility*, 50 (2). 323-337. http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2011.586428.

159. Jaime A. Hernandez, Angeli Gamez, Maryam Shakiba, Imad L. Al-Qadi. (2015) Numerical prediction of three-dimensional tire-pavement contact stresses : *Research Report*. Illinois.

160. Халезов В. П. (2015) Получение (φ- S)диаграммы на основе распределения касательных и нормлаьных реакций по длине контакта шины в лабораторных условиях на плоской стальной опорной поверхности. *Вестник ИрГТУ* . 5, 131-135.
161. Anghelache G., Moisescu R. (2012) Stress distribution in the tyre - road contact patch. Lecturer / *Bucharest: University POLITEHNICA of Bucharest*.
162. Tingmin Yu. (2005) The tractive performance of a friction-based prototype track. (Degree of Philosophiae Doctor) Pretoria : University of Pretoria.
163. Jazar R.N. (2008) Vehicle Dynamics : Theory and Application. New York : Springer.
164. Гащук П. (2018) Автомобіль : Теорія колісного рушія : Навчальний посібник. Київ.
165. Bengt Jacobson et al. (2016) Vehicle Dynamics : Compendium. Chalmers : Chalmers University of Technology.
166. Michelin Technology Society (1999) The tyre. Grip. France.
167. Балакина Е. В., Зотов Н. М. (2011) Устойчивость движения колесных машин : монография. Волгоград.
168. Michelin Technology Society (2003) The Tyre. Rolling resistance and fuel savings France.
169. Cho J. C. (2007) Projected contact area method and its application to rolling tire simulation. *ABAQUS Users Conference*.
170. Svendenius J. (2003) Tire Models for Use in Braking Applications Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology (LTH).
171. Hernandez J. A. (2015) Development of deformable tire-pavement interaction : contact stresses and rolling resistance prediction under various driving conditions. Dissertation. Urbana : Illinois.

172. Guiggiani M. (2014) The Science of Vehicle Dynamics : Mechanics of the Wheel with Tire. Springer : Dordrecht, 7-45. http://dx.doi.org/ 10.1007/978-94-017-8533-4_2.

173. Леонтьев Д. М., Рижих Л. О., Бикадоров О. В. и др. (2010) Методи розрахунку коефіцієнту зчеплення, що реалізується при коченні колеса в гальмівному режимі. *Автомобільний транспорт*, 27, 7-12.

174. Denny M. (2005) The dynamics of antilock brake systems. *European Journal of Physics*. 26(6). 1007 - 1016. http://dx.doi.org/10.1088/0143-0807/26/6/008.

175. Burckhardt M. (1979) Erfahrungen bei der Konzeption und Entwicklung des Mercedes–Benz / Bosch – Anti–Blockier–Systems (ABS) // Automobiltechnische Zeitschrift. 5, 201–208.

176. Гащук П. М. (2012) Модельні засоби тлумачення особливих властивостей пневматичного колеса транспортного засобу. *Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності*. 6, 42-53.

177. Леонтьєв Д.М., Рижих Л.О., Чебан А.А. (2009) Особливості кочення колеса в режимі гальмування при зменшенні темпу наповнення гальмівної камери. *ВІСТІ Автомобільно-дорожнього інституту*. 1(8), 140-145.

178. Твір науково-практичного характеру «Фізична модель сили зчеплення, яка реалізується між шиною та опорною поверхнею» : а. с. №68299, Україна ; Леонтьєв Д. М.; дата реєстрації 24.10.2016.

179. ГОСТ 17697-72. (1972) Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. Москва.

180. Герц Е. В., Крейнин Г. В. (1975) Расчет пневмопривода. Москва.

181. Герц Е. В. (1985) Динамика пневматических систем машин. Москва.

182. Гликман Б. Ф. (1979) Нестационарные течения в пневматически цепях. Москва.

183. Метлюк Н. Ф., Автушко В. П. (1980) Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. Москва.
184. Туренко А. Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Кирчатый В. И. (2000) Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом. Харьков.
185. Туренко А. Н., Богомолов В. А., Клименко В. И., Крамской А. В. (2004) Математическое моделирование динамического процесса наполнения типовых звеньев пневматического привода автотранспортных средств. *Автошляховик України*. 5, 34-59.
186. Метлюк Н. Ф., Автушко В. П. (1975) Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов. *Автомобильный транспорт и дороги*. 2, 62-69.
187. Метлюк Н. Ф., Автушко В. П., Бартош П. Р. (1976) Исследование динамических характеристик двухзвенной пневматической цепи тормозного привода. *Автотракторостроение. Тяговая динамика и режимы работы агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей*. 8, 57-63.
188. Кишкевич П. Н., Метлюк Н. Ф., Резников Г. К., Шишло А. П. (1983) Электропневматический тормозной привод длиннобазного автопоезда. *Автомобильная промышленность*. 12, 30-31.
189. Метлюк Н. Ф., Автушко В. П., Бартош П. Р. (1975) Динамика пневматических звеньев тормозного привода автомобилей с переменным давлением на входе (выходе). *Автомобильный транспорт и дороги*. 2, 24-28.
190. Метлюк Н. Ф., Автушко В. П. (1977) Динамика пневмогидравлических систем управления автомобилем. Минск.
191. Герц Е. В. (1969) Пневматические приводы. Теория и расчет. Москва.

192. Герц Е. В. (1973) Расчет пневмоприводов справочное пособие Москва.
193. Метлюк Н. Ф. (1973) Динамика и методы улучшения переходных характеристик тормозных приводов автомобилей и автопоездов (Дис. докт. техн. наук). Минск.
194. Gallavotti G. (2000) Foundation of fluid mechanics. Roma.
195. Chorin A.J., Marsden J.E. (1993) A mathematical introduction to fluid mechanics. Springer.
196. Pozrikdis C. (2001) Fluid dynamics: theory, computation and numerical simulation.- Boston: Kluwer Academic Publishers.
197. Kundu P.K., Cohen I.M. (1999) Fluid mechanics. San Diego.
198. Lumley J.L. (2001) Fluid mechanics and the environment: dynamical approaches. Berlin.
199. Egbers Ch., Pfister G. (1999) Physics of rotating fluids. Berlin.
200. Lomax H., Pulliam T.H., Zingg D.W. (1999) Fundamentals of computational fluid dynamics. *NASA report*.
201. White F.M. (2001) Fluid mechanics. - McGrawHill.
202. Anderson J.D., Jr. (1990) Modern compressible flow with historical perspective. *McGrawHill*.
203. Anderson J.D., Jr. (1995) Computational fluid dynamics. The basics with applications. *McGrawHill*.
204. Donea J., Huerta A. (2003) Finite element methods for flow problems. *Hoboken*.
205. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. (2000) The finite element method. *Volume 3. Fluid dynamics*. Oxford.
206. Schmid P.J., Henningson D.S. (2001) Stability and transition in shear flows. Berlin.

207. Клименко В. І. (2018) Теоретичні основи створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмівного керування, підвіски та зчеплення автотранспортних засобів (Дис. докт. техн. наук). Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків.

208. Крамской А. В. (2006) Совершенствование методов расчета динамики пневмоаппаратов и пневматического тормозного привода автотранспортных средств (Дис. канд. техн. наук). Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет. Харьков.

209. Клименко В.И., Рыжих Л.А., Крамской А.В., Чебан А.А. (2008) Моделирование переходных процессов в пневмоаппаратах транспортных средств. *Вісник Східноукраїнського національного університету ім.. В. Даля*. 7(125), 53-57.

210. Туренко А. Н., Богомолов В. А., Клименко В. И., Крамской А. В., Кирчатый Ю. В. (2003) Математическая модель динамического процесса наполнения для типовых звеньев пневматического привода автотранспортных средств. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета*. 22, 112-116.

211. Кудрявцев И. Н., Крамской А. В., Пятак А. И. (2005) Применение метода конечных объемов для решения задач внутренней газодинамики. *Механіка та машинобудування*. 1, 34-59.

212. Ferzinger J.H., Peric M. (2002) Computational methods for fluid dynamics. Berlin.

213. Идельчик И. Е. (1992) Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Москва.

214. Курбатов А. В. (1982) Расчет динамических характеристик тормозных кранов (Дис. канд. техн. наук) . Москва.

215. Бондаренко А.І. (2009) Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів (Дис. канд. техн.

наук) Національний технічний університет „Харківський політехнічний інститут“.

216. Красюк А. Н. (2011) Совершенствование электронно-пневматической тормозной системы автотранспортных средтсв (Дис. канд. техн. наук) Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків.

217. Чебан А. А. (2011) Повышение эффективности антиблокировочной системы для транспортных средств категорий М3 и N3 (Дис. канд. техн. наук) Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків.

218. Гецович Е.М., Бондаренко А. И. (2005) Математическая модель участка тормозного пневматического привода при различных схемах установки модулятора. *Вестник национального технического университета „ХПИ“* . 37, 69-76.

219. Гецович Е.М., Бондаренко А.И. (2005) Оценка на математических моделях следящего действия и расхода запасов сжатого воздуха при широтно-импульсной модуляции давления. *Вестник национального технического университета „ХПИ“* . 13, 93-97.

220. Гецович Е. М., Бондаренко А. И. (2006) Влияние системы установки и проходных сечений модулятора давления на расход запасов сжатого воздуха в пневматическом тормозном приводе. *Вестник национального технического университета „ХПИ“* : 26, 81-86.

221. Метлюк Н. Ф. (1970) Автоматическое регулирование тормозных сил автомобиля. *Автомобильная промышленность*. 7, 7-9.

222. Крамской А. В., Кудрявцев И. Н., Адаменко Н. И. (2012) Математическое моделирование рабочего цикла перспективного пневматического двигателя. *Проблемы машиностроения*. 5-6, 77-84.

223. Туренко А. Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Крамской А. В., Ларин А. Н. (2001) Анализ методов расщепления при изучении нестационарных течений сжатого воздуха в пневматических системах автомобиля. *Автомобильный транспорт*. 7/8, 119-121.

224. BVA/EBS Gutachterliche Stellungnahme TUH ATC-TB 2002-64.00 (2004) [Electronic resource]. - Hannover : *WABCO INFORM*.

225. Туренко А. Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. и др. (2002) Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств. Харьков.

226. Туренко А. М., Богомолов В. О., Клименко В. І. та ін (2003) Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанними гальмами та регулятором гальмівних сил : підрруч. для студ. вузів спец. „Колісні та гусенічні транспортні засоби“, „Автомобілі та автомобільне господарство“ . Храків.

227. Фрумкин А. К. (1981) Регуляторы тормозных сил и антиблокировочные системы. Москва.

228. Богдан Н. В., Грибко Г. П. (1976) Выбор установочных параметров регулятора тормозных сил для двухосного прицепа. *Автомобиле и тракторостроение*. 8.

229. Русаковский А. Е. (1982) Влияние эксплуатационных факторов на тормозную динамику автомобиля, оборудованного регулятором тормозных сил (Дис. канд. техн. наук). Волгоградский государственный технический университет, Волгоград .

230. Туренко А. Н., Клименко В. И., Богомолов В. А., Сараев А. В. (2000) Экспериментальный регулятор тормозных сил с функциями тормозного крана прицепа. *Автомобильный транспорт*. 4, 5-7.

231. Регулятор гальмівних сил ; Патент № 21756 А Україна МКИ В60 Т8/18. А. М. Туренко, В. І. Кліменко, В.О. Богомолов ; заявник та патентовлас- ник Науково-виробниче підприємство „Агрегат" . - № 94033016 ; оприл. 30.04.98.
232. Регулятор тормозных сил для пневматического привода тормозов автомобиля ; А. с. 1516400 СССР, МПК В60Т 8/18 (2000.01) ; Туренко Анатолий Николаевич, Рубанов Олег Анатольевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович. - №4397669 ; опубл. 23.10.89.
233. Регулятор тормозных сил автомобиля с пневматическим приводом тормозов ; А. с. 1527045 А1 СССР, МПК В60Т 8/18 (2000.01) ; Туренко Анатолий Николаевич, Рубанов Олег Анатольевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Таболин Владимир Владимирович, Рудь Вячеслав Лукин. - № 4370221/31-11 ; опубл. 07.12.89.
234. Регулятор тормозных сил ; А. с. 1667322 СССР, МКИ В60Т 8/18 ; Туренко Анатолий Николаевич, Ломан Леонид Сергеевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич. - № 1667322 ; опубл. 30.03.89.
235. Регулятор тормозных сил транспортного средства с пневматическим приводом тормозов ; А. с. 1733292 А1 СССР, МПК В60Т 8/18 ; Туренко Анатолий Николаевич, Ломан Леонид Сергеевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич. - № 4662020/11 ; опубл. 15.05.92.

236. Регулятор тормозных сил ;А. с. 1736788 А1 СССР, МПК В60Т 8/18; Туренко Анатолий Николаевич, Ломан Леонид Сергеевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич. - № 4643380/11 ; опубл. 30.05.92.
237. Регулятор тормозных сил ; А. с. 1777296 А1 СССР, МКИ В60Т 8/18 ; Туренко Анатолий Николаевич, Ломан Леонид Сергеевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич. - № 1777296 ; опубл. 27.02.90.
238. Регулятор тормозных сил автомобиля с пневматическим приводом тормозов ; А. с. 1829273 А1 СССР, МКИ В60Т 8/18 ; Туренко Анатолий Николаевич, Гордеев Леонид Иванович, Ломан Леонид Сергеевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич. - № 1829273 ; опубл. 02.07.93.
239. Регулятор тормозных сил ; А. с. 1835726 А1 СССР, МКИ В60Т 8/18 ; Туренко Анатолий Николаевич, Ломан Леонид Сергеевич, Клименко Валерий Иванович, Рыжих Леонид Александрович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич. - № 1835726 ; опубл. 03.10.93.
240. Регулятор тормозных сил транспортного средства ; Пат. 2120871 Российская Федерация, МПК В60Т 8/18 (1995.01) ; Туренко Анатолий Николаевич, Клименко Валерий Иванович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич ; заявитель и патентообладатель Научнопроизводственное предприятие „Агрегат“ (UA). - № 94035720/28 ; опубл. 27.10.98.

241. Регулятор тормозных сил ; Пат. 2121446 Российская Федерация, МПК В60Т 8/18 (1995.01) ; Туренко Анатолий Николаевич, Клименко Валерий Иванович, Богомолов Виктор Александрович, Рубанов Олег Анатольевич ; заявитель и патентообладатель Научно-производственное предприятие „Агрегат“(UA). - № 94035719/28 ; опубл. 10.11.98.

242. Фрумкин А. К., Лигий В. В. (1977) Анализ эффективности регулятора тормозных сил. *Труды МАДИ*. 145.

243. WABCO (2005) Компоненты пневматических тормозных систем для прицепов в соответствии с 71/320/EWG. Схематическое обозначение и описание тормозных систем и пневматических агрегатов. 2-е издание. *Vehicle Control Systems*.

244. Перевод с англ. Дугин Г.С., Комаров Е.И., Онофрийчук Ю.В. (2002) Автомобильный справочник BOSCH (Второе русское издание). Москва.

245. Рижих Л. О., Ломака С. Й., Леонтьєв Д. М., Красюк О. М., Чебан А. А. (2010) Моделювання динамічної зміни тиску на виході з РГС на основі його статичної характеристики при зміні вертикальних навантажень на осях транспортного засобу. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. 2, 89-92.

246. НПП „Автоагрегат“ (2018) Регулятор тормозных сил. *Инструкция на установку регулятора тормозных сил 11.3533010-30-И*. Харьков.

247. WABCO (2007) EBS тормозне системы с электронным управлением. Описание системы и ее функционирования. 2-я редакция, [Электронный ресурс]: *Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB)* -edition 28 с. - Электрон. текстовые данные.

WABCO 2007. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) - Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. - Заголовок с титул. экрана.

248. WABCO (2005) Systems And Components In Commercial Vehicles. [Электронныйресурс]: Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) - edition 28 с. - Электрон. текстовые данные. WABCO 2005. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) - Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. - Загол. с экрана.
249. WABCO (2005) EBS - Electronically Controlled Braking System in the city bus CITARO /CITO. System and Functional description. Edition 1 [Электронный ресурс]: Технический проспект. A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB) -2003 edition 28 с. - Электрон. текстовые данные. WABCO 2005. 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) - Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader. - Заголовок с титул. экрана.
250. KNORR-BREMSE (2004) Information for commercial vehicles products. Products catalogue, [Электрон. текстовые данные]. KNORR-BREMSE 2004. 1 элек-трон. опт. диск (DVD-ROM) - Системные требования: Windows 2000/XP. Acrobat Reader.
251. Trailer control valve for a compressed air brake system for motor vehicles ; Пат. 6206481 США, МПК B60T 8/50 HTO 303/7. ; Olaf Kaisers, Eberhard Schaffert (Германия); заявитель и патентообладатель Knorr-Bremse (Германия). -№ 09/142.477 ; заявл. 11.12.1996 ; опубл. 12.09.1997.
252. Two solenoid pressure modulated relay valve with integral quick release function for ABS ; Пат. 6386649 США, МПК B60T 8/34 HTO 303/119.2. ; Charles E. Ross (США); заявитель и патентообладатель AlliedSignal Truck brake systems (США). - №09/410,519; опубл. 14.05.2002.

253. А. Н. Туренко, С.И. Ломака, Л.А. Рыжих и др. (2007) Особенности конструкции пневматического модулятора АБС с электронным управлением. *Вестник ХНАДУ*, 37, 39-43.

254. Braking pressure modulator for an electronic braking system ; Пат. 2001/003305 США, МПК B60T 13/00 ЖИ 303/20. ; заявитель и патентообладатель Dieter Frank, Gerdt Schreiber, Peter Hohmann, Armin Sieker, Andreas Kranz, Harimut Schappler, Hans-Klaus Wollf, Dirk Meier (Гемания);. - №09/792,429; опубл. 25.10.2001.

255. Brake- pressure modulator pilot unit ; Пат. 2007/0236080 США, МПК B60T 8/32 НТО 303/119.2. ; заявитель и патентообладатель Dieter Frank, Juan Rovira-Rifaterra, Armin Sieker, Andreas Taichmann (Гемания);. - №11/658,066; опубл. 11.10.2007.

256. Modulator relay valve assembly and metod ;Пат. 6588856 США, МПК B60T 8/34 НТО 303/119.2. ; Robert J. Herbst, Gregory R. Ashley, George S. Wagner (США); заявитель и патентообладатель Benbix Commercial Vehicle Systems LLC (США). - № 09/924,187; опубл. 08.07.2003.

257. Модулятор электронной тормозной системы ; Пат. 2314217 Российская федерация, МПК B60T 8/36. ; Туренко А. Н., Ломака С.Й., Клименко В.И., Богомолов В.А., Рыжих Л.А., Чебан А.А., Мельник С.П., Кирчатый Ю.В., Назаренко И.Н., Красюк А.Н.. (Украина).- № 200511679/11; заявл. 19.04.2005; опубл. 27.10.2006.

258. EBS modulator with direct exhaust capability ; Пат. 6325468 США, МПК B60T 8/64 НТО 303/18. ; Thanh Ho, Robert J. Herbst; заявитель и патентообладатель Thanh Ho, Robert J. Herbst (США). - № 09/165,470; заявл. 02.10.1998; опубл. 4.12.2001.

259. Proportional modulator for an electropneumatic braking system ; Пат. 5154203 США, МПК B60T 15/02 ЖИ 137/116.3. ; Jeffrey J. Krause, Paul

W. Wozniak, Ronald E. Squires (США) ; заявитель и патентообладатель Allied-Signal Inc. (США). - № 599,761 ; опубл. 18.10.1990. - 5 с.

260. Модулятор електронно- пневматичної гальмівної системи ; Пат. 84437 Україна, МПК B60T 8/36. ; Туренко А.М., Ломака С.Й., Клименко В.І., Рижих Л.О., Леонтьєв Д.М., Чебан А.А., Красюк О.М., Тишковець С.В. (Украина).- №200602536 заявл. 09.03.2006; опубл. 27.10.2008..

261. Ахметшин А. М., Меламуд Р. А. (1984) Влияние конструкции электропневматических модуляторов на рабочий процесс антиблокировочных тормозных систем грузовых автомобилей: Конструирование, исследования, технология и экономика производства автомобиля. *Транспорт*. 12, 22-30.

262. Борисов П. П. (1997) Электропневматический модулятор давления . *Автомобильная промышленность*. 7, 17-18.

263. Гецович Е.М., Постный В.А. (2005) Математическая модель модулятора давления АБС и участка гидропривода тормозов . *Автомобильный транспорт.* 16, 214-218.

264. Кишкевич П. Н. (1979) Исследование пневматического тормозного привода в циклическом режиме работы и обоснование параметров модулятора противоблокировочной системы большегрузных автомобилей (Дис. канд. техн. наук). Минск.

265. Меламуд Р. А. Ахметшин А. М. (1984) Характеристики электропневматических модуляторов противоблокировочных устройств : конструирование, исследования, технология и экономика производства автомобиля . *Транспорт*. 9, 73-94.

266. Электропневматический модулятор для противоблокировочной тормозной системы автомобиля ; Пат. 1258733 СССР. МКП^4 В 60 Т

8/38. ; Н. Г. Мальцев, П. И. Мороз ; заявитель и патентообладатель Минский дважды ордена Ленина и ордена Октябрьской революции автомобильный завод (СССР). -№ 3896325/27-11; заявл. 16.05.85 ; опубл. 23.09.86.

267. Braking pressure modulator for an electronic braking system ; Пат. 2001/0033105 US. МКП^7 В 60 Т 13/00. ; Dieter Frank, Gerdt Schreibert, Peter Homann, Armir Sieker, Andreas Kranz, Hartmut Schapler, Hans-Klaus Wolff, Dirk Meier. - № 09/792429 ; заявл. 15.05.2001 ; опубл. 25.10.2001.

268. Электропневматический модулятор давления с ускорительным клапаном ; Пат. 2185978 RU. МКП^7 В 60 Т 8/36. П. П. Борисов, Е. П. Малышева; заявитель и патентообладатель П. П. Борисов , Е. П. Малышева. - № 2000129760/28 ; заявл. 29.11.2000 ; опубл. 27.07.2002.

269. EBS modulator with direct exhaust capability ; Пат. 2285774 CA. МКП^6 В 60 Т 13/68, В 60 Т 15/02. ; Thanh Ho, Robert J. Herbst, - №09/2285774; заявл. 08.10.1999; опубл. 08.04.2001.

270. Braking pressure modulator for an electronic braking system ; Пат. 6626505 В2 USA. МКП^7 В 60 Т 13/70. ; Dieter Frank, Gerdt Schreibert, Peter Homann, Armir Sieker, Andreas Kranz, Hartmut Schapler, Hans-Klaus Wolff, Dirk Meier ; заявитель и патентообладатель WABCO GmbH and Co., OHG, Hannover (DE) - № 09/792429 ; заявл. 22.02.2001 ; опубл. 30.09.2003.

271. Электропневматический модулятор давления ; Пат. 2083398 RU. МКП^6 В 60 Т 8/38. ; П. П. Борисов ; заявитель и патентообладатель Петр Павлович Борисов. - № 94013563/11 ; заявл. 15.04.94 ; опубл. 10.07.97.

272. WABCO (1998) EBS (EPB) - Electronically Controlled Braking System: Description of system and Function. [Electronic resource]. - A Division WABCO Standart GmbH. Access mode : http://www.wabco-auto.com. - Title from the screen.

273. WABCO (2005) Electronically Controlled Brake System in motor coaches. System and functional Description. [Electronic resource]. - A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB), 2003. - 32 p. - Электрон. дан. - WABCO, 2005. - 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) - Систем. требования : Windows 2000/XP ; Acrobat Reader. - Title from the screen.

274. WABCO (2005) Electronically Controlled Braking System Description of system and Function. [Electronic resource]. - A Division WABCO Standart GmbH. EBS (EPB), 2003. - 32 p. - Электрон. дан. - WABCO, 2005. - 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM) - Систем. требования : Windows 2000/XP ; Acrobat Reader. - Title from the screen.

275. Туренко А.Н., Рыжих Л.А., Чебан А.А. и др (2007) Функциональный расчет параметров пневматического модулятора АБС с электронным управлением. *Автомобильный транспорт*. 20, 7-10.

276. Trailer ABS modulator with direct exhaust and control line/volume drain capability ; Пат. 6305759 США, МКИ B60T 8/34. ; T. Ho, R.J. Herbst (США); AlliedSignal Truck Brake Systems Company (США). - №09/136712; заявл. 19.08.1998; опубл. 21.10.2001.

277. Электромнпвматический модулятор давления ; Пат. 2304532 Россия, МКИ B60T 8/38. ; А.В. Авдеев, И.В. Парфенов (Россия); ЗАО „Пустынь“.- №2005122251/11; заявл. 13.07.2005; опубл. 20.08.2007.

278. Электромнпвматический модулятор АБС „РОДИНА“ ; Пат. 2252164 Россия, МКИ B60T8/38 ; ООО “Объединение “Родина” (Россия) - №2003115649/11; заявл. 26.05.2003; опубл. 20.05.2005.

279. Электропневматический модулятор давления ; Пат. 2183169 Россия, МКИ B60T8/38 ; П.П. Борисов (Россия) - №2000107024/28; заявл. 23.03.2000; опубл. 10.06.2002.

280. Модулятор електронної гальмівної системи ; Пат. 85370 України, МПК B60T 8/36 ; Туренко А.М., Ломака С.Й., Клименко В.І., Богомолов В.О., Рижих Л.О., Слюсарнко Д.М., Мельник С.П., Кирчатий Ю.В., Назаренко І.М., Зубрицький О.В. - №20041008163; заявл. 08.10.2004; опубл. 26.01.2009.

281. Автушко В. П. и др.. (1985) Автоматика и автоматизация производственных процессов : учеб. пособие. Минск.

282. Автушко В. П., Метлюк Н. Ф., Бартош П. Р., Палазова В. В. (1982) Пневматические тормозные приводы автомобилей . Минск.

283. Князев И. М., Савельев Б. В. (1989) Статическая характеристика тормозной системы с элек- тропневматическим приводом . *Повышение производительности и безопасности автомобилей*. 5. 62-69.

284. Дон Є. Ю. (2017) Теоретичні дослідження впливу зміни тиску в електропневматичному гальмівному приводі на динаміку руху коліс КТЗ . *Вісник Національного технічного університету «Харківського політехнічного інституту». Серія : Динаміка і міцність машин.* - 39(1261), 14-18. https://doi.org/10.20998/2078- 9130.2017.39.115761.

285. Farzaneh-Gord M., Hashemi S. H., Farzaneh-Kord A., (2008) Thermodynamics analysis of cascade reservoirs filling process of natural gas vehicle cylinders. *World Applied Sci. J.*, 5, 143-149 (2008b).

286. Bourgeois T., Ammouri F., Weber M., Knapik C. (2015) Evaluating the temperature inside a tank during a filling with highly- pressurized gas. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2. 10.1016/j.ijhydene. 2015.01.096.

287. Wang L., Ye F., Xiao J., Benard P., Chahine R. (2019) Heat transfer analysis for fast filling of on-board hydrogen tank. *Energy Procedia*. 158. 1910-1916. 10.1016/j.egypro.2019.01.440.

288. Постанова Кабінету Міністрів України від 10 жовтня 2001 р. № 1306.

289. Лепешко И. И. (1986) Регулирование момента трения сцепления за счет введения обратной связи (Дис. канд. техн. наук) Белорусский политехнический институт. Минск.

290. Понизовкин А. Н., Власко Ю. М., Ляликов М. Б. и др. (1994) Краткий автомобильный справочник. Москва .

291. Роговцев В. Л., Пузанков А. Г., Олдфильд В. Д. (2001) Устройство и эксплуатация автотранспортных средств. Учебник. Москва : Транспорт.

292. Литвинов А. С. Фаробин. Я. Е. (1989) Автомобиль : Теория эксплуатационных свойств : учебн. пособ. [для студентов специальности „Автомобили и автомобильное хозяйство“]. Москва : Машиностроение.

293. Аксенов П. В. (1989) Многоосные автомобили. Москва : Машиностроение.

294. Под. ред. гл. конструкт. Таболина В.В. (1976) Автомобили КрАЗ-256Б, КрАЗ-258: Руководство по эксплуатации 256Б-3902010Б1 / - 6-е изд., перераб. Харьков.

295. Таболин В.В. и др. (1987) Автомобили КрАЗ - 260, КрАЗ - 260В, КрАЗ - 260Г. Руководство по эксплуатации / - Харьков: Прапор.

296. В. Н. Барун, Р. А. Азаматов, Е. А. Машков и др. (1987) Автомобили КамАЗ. Техническое обслуживание и ремонт. Москва : Транспорт.

297. Раймпель Й. (Перевод с немецкого Карпухина А. Л. Под редакцией канд. техн. наук Г. Г. Гридасова) (1987) Шасси автомобиля. Элементы подвески. Москва : Машиностроение.
298. MAN Truck & Bus (2018) The mark of the lion. Unmistakeably MAN. The new Lion's Coach / - A member of the MAN Group. - Munchen.
299. MAN Truck & Bus (2010) TRUCKNOLOGY® GENERATION A (TGA) / MAN Truck & Bus AG - Engineering Services Consultation. - Munchen : MAN Truck & Bus AG.
300. под ред. Й. Раймпеля; Пер. с нем. В. И. Губы (1989) Шасси автомобиля: Типы приводов . Москва. Машиностроение.
301. Гуревич Л. В., Р. А. Меламуд (1978) Тормозное управление автомобиля . Москва : Транспорт.
302. Леонтьев Д. Н., Быкадоров А. В. (2013) Система контроля выходных параметров движения автотранспортного средства как инструмент при выявлении обстоятельств возникновения дорожно-транспортных происшествий. *«Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху» Сбірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференциї*. 159 - 160.
303. Туренко А. М., Рижих Л. О., Леонтьєв Д. М. (2020) Ілюстровані правила дорожнього руху України . Дніпро, Моноліт.
304. Туренко А. Н., Клименко В. И., Сараев А. В. (2007) Автотехническая экспертиза: Учебное пособие. Харьков.
305. Антиблокировочная система тормозов АБС-Т руководство по эксплуатации АДЮИ.450809.008 РЭ. Борисов. Тит., з.4196 т. 10000x12 - 2006 г. 27 с.

306. Глинер Л. Е., Климович Ю. Ф., Чейшвили Ш. Ш.; под ред. К. А. Фрумкина (1984) Автомобиль-самосвал сельскохозяйственного назначения КАЗ-4540 „Колхида": *Техническое описание и инструкция по эксплуатации* . Москва : Машиностроение.

307. Атласы автомобилей (2001) Автобус ЛиАЗ-5256 и его модификации. Руководство по эксплуатации. Москва.

308. Venn, J. (1880) On the Diagrammatic and Mechanical Representation of Propositions and Reasonings. *Dublin Philos. Mag. J. Sci.* 9, 1-18,.

309. Комп'ютерна програма «Програма задавання параметрів гальмового керування транспортного засобу» ; А. с. №88242, Україна, ; Леонтьєв Д.М.; №88242, дата реєстрації 06.05.19.

310. Комп'ютерна програма «Програма формування вхідних даних для розрахунку характеристик гальмування багатовісних транспортних засобів» ; А. с. №91373, Україна, ; Леонтьєв Д.М.; Тімонін В.О., Маций О.Б. - №91373, дата реєстрації 07.08.2019р.

311. Комп'ютерна програма «Програма перебору варіантів під'єднання двох контурів гальмового приводу до гальмових камер відповідних вісей багатовісного транспортного засобу» ; А. с. №91376, Україна, ; Леонтьєв Д.М.; Тімонін В.О. - №91376, дата реєстрації 07.08.2019р.

312. Рижих Л. О., Леонтьєв Д. М. (2020) Коментарі до правил дорожнього руху України . Дніпро. Моноліт

313. Антонов В.Н. Терехов В.А., Тюкин И.Ю. (2001) Адаптивное управление в технических системах: С.-Петербург.

314. Ревин А. А. (1995) Автомобильные автоматизированные тормозные системы : техническое решение, теория, свойства . Волгоград : Изд-во Ин-та качеств.

315. Способ управления колесными тормозами по условиям сцепления антиблокировоч- ной системой с адаптивным алгоритмом ; Пат. 2284273 Российская федерация, МПК B 60 T 8/32. ; В.И. Асадченко ; заявитель и патентообладатель Уральский государственный университет путей сообщения. - №2005106689/11; заявл. 09.03.2005; опуб. 27.09.2007.

316. Ахметшин А.М. (2003) Адаптивная аитиблокировочная тормозная система колесных машин (Дис. на соискан. учен, степ. докт. техн. наук). Москва.

317. В.Н. Антонов. А.М. Пришвин. В.А. Терехов. А.Э. Янчевский: под ред. проф. В.Б. Яковлева (1984) Адаптивные системы автоматического управления: учеб. пособ. Ленинград : Изд-во Ленингр. ун-та.

318. Громыко В.Д., Санковский Е.А. (1974) Самонастраивающиеся системы с моделью . Москва : Энергия.

319. Туренко А.Н., Шуклинов С.Н. (2010) Адаптивное тормозное управление колесных машин . *Журнал автомобильных инженеров*, 5, 18-21.

320. Туренко А.Н.. Шуклинов С.Н., Михалевич Н.Г. (2011) Электропневматический привод тормозов с адаптивным управлением / *Изв. ВолгГТУ. Сер. «Лаземные транспортные системы»* : 12 (85). 51-53.

321. Туренко А.Н., Шуклинов С.Н., Михалевич Н.Г. (2012) Моделирование динамики колесной машины с адп- тивным электропневматическим приводом тормозов. *Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета* :56, 66-74.

322. Шуклинов С.Н. (2014) Анализ влияния конструктивных параметров автомобиля и параметров движения на область устойчивости адаптивной системы управления торможением. *Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт»* : 10 (1053), 40-47.

323. Туренко А. Н., Шуклинов С.Н., Вербицкий В.И. (2012) Замедление колесной машины как параметр оценки состояния системы адаптивного тормозного управления. *Автомобильный транспорт* :31, 7-12.

Додаток А

Акти впровадження

УКРАЇНА
МІНІСТЕРСТВО ЮСТИЦІЇ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР
«ІНСТИТУТ СУДОВИХ ЕКСПЕРТИЗ ІМ. ЗАСЛ. ПРОФ. М. С. БОКАРІУСА»
61177, вул. Золочівська, 8-а, м. Харків Тел. (057) 372-12-20, тел./факс (057) 372-20-01
E-mail: hniise@hniise.gov.ua Web: http://hniise.gov.ua
Код згідно з ЄДРПОУ 02883133

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор Національного наукового центру
«Інститут судових експертиз
ім. Засл. проф. М.С. Бокаріуса»
доктор юридичних наук, професор,
Заслужений юрист України
Клюєв Олександр Миколайович

____

«___» _____________ 2021 р.

АКТ
впровадження результатів наукових досліджень
Леонтьєва Дмитра Миколайовича, докторанта
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Даний акт складений комісією в складі:

Голова комісії:
Заступник директора
з експертної роботи ННЦ «ІСЕ» О.О. Свідерський

Члени комісії:
В.о. завідувача лабораторії
інженерно-транспортних
та дорожньо-технічних досліджень ННЦ «ІСЕ» П.М. Хоробрих

Завідувач сектору
лабораторії інженерно-транспортних
та дорожньо-технічних досліджень ННЦ «ІСЕ» В.С. Ольхов

Комісія цим актом підтверджує можливість використання результатів наукових досліджень к.т.н., с.н.с, доцента Леонтьєва Д.М., які представлені у дисертаційній роботі на здобуття ступеня доктора наук за спеціальністю 05.22.02 Автомобілі та трактори.

Розглянуті в науковій роботі Леонтьєва Д.М. теоретичні основи динаміки гальмування багатовісних колісних транспортних засобів є актуальними дослідженнями, оскільки на дорогах загального користування все частіше почали використовуватися не тільки причіпні, а й одиночні багатовісні колісні транспортні засоби, особливо під час будівництва або реконструкції споруд різного типу. Використання таких транспортних засобів в потоці автомобілів на дорогах загального користування впливає на безпеку дорожнього руху, тому нові методи визначення ефективності гальмування багатовісних колісних транспортних засобів є цікавими з точки зору дослідження обставин виникнення ДТП.

Результати дослідження прийняті ННЦ «ІСЕ ім. Засл. проф. М.С. Бокаріуса», а саме лабораторією інженерно-транспортних та дорожньо-технічних досліджень для подальшого використання з метою розробки методики та методичних рекомендацій, які у майбутньому можуть бути використані в експертній практиці.

Голова комісії:
Заступник директора
з експертної роботи ННЦ «ІСЕ» **О.О. Свідерський**

Члени комісії:
В.о. завідувача лабораторії
інженерно-транспортних
та дорожньо-технічних досліджень ННЦ «ІСЕ» **П.М. Хоробрих**

Завідувач сектору
лабораторії інженерно-транспортних
та дорожньо-технічних досліджень ННЦ «ІСЕ» **В.С. Ольхов**

Затверджую
Директор ТОВ «Автокомпонент Плюс»
____________________________В.І. Дольберг
«____»__________________2021

АКТ
про впровадження розробки, що виконана спеціалістами Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Проведений аналіз виконаних робіт щодо використання матеріалів доцента Леонтьєва Д.М. показав наступне:

1. Метод моделювання апаратів з непрямим перетіканням повітря використано під час покращення характеристик апаратів пневматичного гальмового привода;
2. Метод визначення навантаження на вісях багатовісних колісних транспортних засобів використано для рекомендацій щодо встановлення регуляторів гальмових сил;

Встановлено, що участь доцента Леонтьєва Д.М. у виконанні цих робіт становить не менше 80 %.

Акт складено у 4-х екземплярах.

Екземпляри 1, 2, 3 — передані до ХНАДУ.

Члени комісії:
Дольберг В.І..
Клименко В.І.
Леонтьєва Д.М.

Затверджую
Директор технічний
ПрАТ «АвтоКрАЗ»,
кандидат технічних наук

__________________________С.В. Дунь
« 28 » _________________2021

АКТ
про впровадження розробки, що виконана спеціалістами Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Складений комісією:
Васечек С.В. - головний конструктор ПрАТ «АвтоКрАЗ»;
Клименко В.І. - проф., зав. каф. автомобілів ім. А.Б. Гредескула ХНАДУ;
Леонтьєв Д.М. - доц. каф. автомобілів ім. А.Б. Гредескула ХНАДУ.

Комісія провела роботу по визначенню фактичного використання в Приватному акціонерному товаристві «АвтоКрАЗ» розробок доцента Леонтьєва Д.М. та встановила наступне:

1. Метод визначення координат положення центру тяжіння багатовісного колісного транспортного засобу використано під час проектування нових зразків автомобільної техніки.
2. Метод визначення уповільнення багатовісних колісних транспортних засобів використано під час проектування гальмових систем багатовісних транспортних засобів у тому числі й під час визначення розподілу гальмових сил між осями таких автомобілів.
3. Метод визначення ефективності гальмування причіпних колісних транспортних засобів використано під час проектування гальмових систем автомобілів тягачів.
4. Метод визначення ефективності гальмування сідельних колісних транспортних засобів визначено під час проектування гальмових систем сідельних колісних транспортних засобів.
5. Метод організації запасної гальмової системи використано під час пошуку раціональних компонувальних рішень для автомобілів, що проектуються.

Комісією встановлено, що участь доцента Леонтьєва Д.М. у зазначених розробках становить не менше 80 %.

Акт складено у 4-х екземплярах.

Екземпляри 1, 2, 3 — передані до ХНАДУ.

Члени комісії:

Васечек С.В.

Клименко В.І.

Леонтьєв Д.М.

Затверджую
зам. директора з розвитку
«Полтавський авто-агрегатний завод»
_________________ А.В. Алипа
«___» ____________2021

АКТ
про впровадження розробки, що виконана спеціалістами
Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Складений комісією:
Зеленський С.М. головний конструктор «ПААЗ»;
Клименко В.І. проф. зав. каф. автомобілів ім.. А.Б. Гредескула ХНАДУ;
Леонтьєв Д.М. доц. каф. автомобілів ім.. А.Б. Гредескула ХНАДУ;

Комісія провела роботу щодо визначення фактичного використання розробок доцента Леонтьєва Д.М. та встановила наступне:

1. Метод визначення вихідних характеристик апаратів пневматичного гальмового привода з рухомими слідкуючими елементами використано під час покращення характеристик модифікацій прискорювального клапана та регуляторів гальмових сил;
2. Рекомендації щодо організації запасної гальмової системи на багатовісних колісних транспортних засобах використані під час виробництва гальмових приводів для транспортних засобів;
3. Математичні моделі електропневматичного модулятору тиску з непрямим перетікання повітря використані під час роботи над перспективними апаратами гальмового привода для сучасних транспортних засобів.

Комісією встановлено, що участь доцента Леонтьєва Д.М. у зазначених розробках становить не менше 80 %.

Акт складено у 4-х екземплярах.

Екземпляри 1, 2, 3 — передані до ХНАДУ.

Члени комісії:
Зеленський С.М.
Клименко В.І.
Леонтьєв Д.М.

Затверджую

Генеральний директор

ТОВ «ПРОФХІМ»

________________________І.М.Хохлова

«____» ________________2021

АКТ
про впровадження розробки, що виконана спеціалістами Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Складений комісією:
Хохлова І.М., генеральний директор ТОВ «Профхім»;
Гепенко Ю.І., фінансовий директор ТОВ «Профхім»;
Леонтьєв Д.М. доц. каф. автомобілів ім.. А.Б. Гредескула ХНАДУ;

Комісія провела роботу щодо визначення фактичного використання розробок доцента Леонтьєва Д.М. та встановила наступне:

1. Метод визначення вертикальних навантажень на зближених осях тривісного транспортного засобу використано під час розташування небезпечних вантажів в кузові автомобіля;
2. Метод визначення ефективності гальмування багатовісних колісних транспортних засобах використані під час визначання раціональної швидкості руху автомобілів, що перевозять небезпечні вантажі за межами населених пунктів;
3. Математичні моделі визначення перерозподілу навантаження між вісями багатовісного колісного транспортного засобу використані для визначення заповнення відсіків цистерн рідким вантажем.

Комісією встановлено, що участь доцента Леонтьєва Д.М. у зазначених розробках становить не менше 80 %.

Акт складено у 4-х екземплярах.

Екземпляри 1, 2, 3 — передані до ХНАДУ.

Члени комісії:

Хохлова І.М.
Гепенко Ю.І.
Леонтьєв Д.М.

Затверджую
Заступник ректора (проректор)
з науково-педагогічної роботи
__________________________С. Я. Ходирєв
«____» _________________2021

АКТ
про впровадження розробки, що виконана спеціалістами Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Складений комісією:
Сараєв О.В. д.т.н., проф, декан автомобільного факультету;
Клименко В.І. проф. зав. каф. автомобілів ім.. А.Б. Гредескула ХНАДУ;
Шуклінов С.М. д.т.н., проф, професор кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула
Альокса М.М., к.т.н., проф., професор кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула
Леонтьєв Д.М. доц. каф. автомобілів ім.. А.Б. Гредескула ХНАДУ;

Комісія провела роботу по визначенню фактичного використання розробок доцента Леонтьєва Д.М. та встановила, що результати його дослідження використовуються у навчальному процесі підготовки бакалаврів та магістрів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» при викладанні дисциплін «Теорія, експлуатаційні властивості та проектування автомобіля» та «Керування робочими процесами в колісних та гусеничних транспортних засобах», а також при підготовці бакалаврів за спеціальністю 274 ”Автомобільний транспорт” при викладанні дисципліни «Автомобілі. Теорія».

Також комісією встановлено, що результати дослідження Леонтьєва Д.М. впроваджено у вигляді методичних рекомендацій з визначення осьових навантажень багатовісних транспортних засобів з урахуванням сил тертя в площі контакту шини з дорожнім покриттям для Державного агентства автомобільних доріг України (Науково-дослідна робота, що виконувалася в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті в 2016 році за договором № 5/35-79-16).

Комісією встановлено, що участь доцента Леонтьєва Д.М. у проведених дослідженнях становить не менше 80 %.

Акт складено у 4-х екземплярах.

Члени комісії:
Сараєв О.В.
Клименко В.І.
Шуклінов С. М
Альокса М.М.
Леонтьєв Д.М.

Затверджую

голова правління

ПрАТ «Вовчанський агрегатний завод»

_____________________________О.А. Антоненко

«____» _______________2021

АКТ

про впровадження розробки, що виконана спеціалістами Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Складений комісією:
Рожнов О. І. — головний інженер ПрАТ «ВАЗ»;
Лукащик М.А. — головний конструктор ПрАТ «ВАЗ»;
Леонтьєв Д.М. — доц. каф. автомобілів ім.. А.Б. Гредескула ХНАДУ;

Комісія провела роботу щодо визначення фактичного використання розробок доцента Леонтьєва Д.М. та встановила наступне:

1. Метод визначення вихідних характеристик електропневматичного модулятору тиску з непрямим перетіканням повітря використано під час покращення характеристик апаратів пневматичного гальмового привода;
2. Математична модель роботи електропневматичного модулятору тиску з непрямим перетіканням повітря використана під час проектування нових перспективних електропневматичних апаратів гальмового привода;

Комісією встановлено, що участь доцента Леонтьєва Д.М. у цих розробках становить 85 %.

Акт складено у 4-х екземплярах.

Екземпляри 1, 2, 3 — передані до ХНАДУ.

Члени комісії:

Рожнов О. І.

Лукащик М.А.

Леонтьєв Д.М.

Додаток Б

Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

Наукові праці в яких опубліковані основні наукові результати дисертації :

1. Леонтьев Д. Н., Туренко А. Н., Ломака С. И., Рыжих Л. А., Быкадоров А. В. (2011) Исследование качения автомобильного колеса с максимальной эффективностью в тормозном режиме. *Автомобільний транспорт,* 29, 23-28.

2. Леонтьев Д. Н., Серикова Е. А., Быкадоров А. В., Дон Е. Ю. (2012) Анализ и выбор принципов управления электропневматическими модуляторами рабочей тормозной системы автомобилей. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»,* 60, 67 - 72.

3. Леонтьев Д. Н. (2013) Моделирование переходных процессов в пневматическом тормозном приводе автомобиля, который оборудован системой автоматического регулирования тормозного усилия. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»,* 142, 88-91.

4. Рыжих Л. А., Красюк А. Н., Леонтьев Д. Н., Быкадоров А. В. (2013) Системы контроля выходных параметров движения автотранспортного средства. *Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт»,* 143, 49-52.

5. Леонтьев Д. Н. (2013) Влияние алгоритмов работы автоматических систем на эффективность торможения транспортного средства. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету,* 61 -62, 158- 161.

6. Леонтьев Д. Н., Рыжих Л. А., Быкадоров А. В. (2014) Определение продольной реализуемой силы сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью по крутильной деформации шины и ее жесткости. *Журнал «Автомобильная промышленность»,* 10, 20-24.

7. Леонтьев Д. Н., Смирнова Н. В. (2014) Обобщение уравнений движения автомобилей для расчета скорости свободного движения. *Автомобільний транспорт,* 34, 44-48.

8. Леонтьєв Д. М., Смірнова Н. В. (2014) Аналіз режимів руху в задачах проектування та експлуатації автомобільних доріг. *Науково-виробничий журнал «Автошляховик України»,* 5, 23-25.

9. Леонтьєв Д. М. (2015) Про розрахунковий спосіб визначення висоти координати центру ваги типових автомобілів. *Автомобільний транспорт,* 37, 101 - 107.

10. Леонтьев Д. Н., Конопелько А. В. (2015) Определение нагрузки на колесах автомобиля при его наклоне относительно опорной поверхности. *Журнал «Автомобильная промышленность»,* 12, 15-16.

11. Леонтьев Д. Н., Богомолов В. А., Туренко А. Н. (2016) Способ определения замедления многоосного автомобиля на основе реализуемых сцеплений его колес и расположения координаты центра масс. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету,* 75, 13-17.

12. Leontiev D., Don E. (2016) Specifics of automobile dual wheels interaction with the supporting surface. *Автомобільний транспорт,* 39, 74-79.

13. Zalohrn M. Yu., Lubarskiy B. A., Schuklinov S. N., Mychalevych N. G., Leontiev D. N. (2018) Study of Proportional Pressure Modulator on the Basis of Electromagnetic-Type Linear Motor. *Science and Technique.* 17 (5), 440-446. (Web of Science Core Collection (ESCI))

14. Леонтьєв Д. М., Дон Є. Ю. (2019) Обґрунтування раціонального закону зміни тиску в електропневматичному гальмовому приводі під час екстреного гальмування. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 84, 21-30.*

15. Leontiev D. N., Ryzhyh L. A., Lomaka S. I., Voronkov O. I., Hritsuk I. V., Nikitchenko I. N., Kuripka O. V., Pylshchyk S. V. (2019) About Application the Tyre-Road Adhesion Determination of a Vehicle Equipped with an Automated System of Brake Proportioning. *Science and Technique.* 18 (5), 401-408. (Web of Science Core Collection (ESCI))

16. Leontiev D., Klimenko V., Mykhalevych M., Don Y., Frolov A. (2020) Simulation of Working Process of the Electronic Brake System of the Heavy Vehicle. In: Palagin A., Anisimov A., Morozov A., Shkarlet S. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2019. *Advances in Intelligent Systems and Computing,* 1019. Springer, Cham, 50-61. (First Online: 18 July 2019) (Scopus, Quartile Q3)

17. Леонтьєв Д. М., Тімонін В. О., Савчук А. Д., Губарьков С. С. (2019) Оцінка ефективності гальмування чотиривісного транспортного засобу в разі виходу з ладу одного з контурів його робочої гальмової системи. *Автомобіль і електрошка. Сучасні технології.* 16, 26-34.

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

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

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

21. Shuklinov S., Leontiev D., Makarov V., Verbitskiy V., Hubin A. (2021) Theoretical Studies of the Rectilinear Motion of the Axis of the Locked Wheel After Braking the Vehicle on the Uphill. In: Shkarlet S., Morozov A., Palagin A. (eds) Mathematical Modeling and Simulation of Systems. MODS 2020. *Advances in Intelligent Systems and Computing,* 1265. Springer, Cham. 69-81. (First Online: 30 August 2020) (Scopus, Quartile Q3)

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

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

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

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

Наукові праці які засвідчують апробацію матеріалів дисертації :

26. Леонтьєв Д. Чебан А., Красюк О. (2013) Удосконалення статичної характеристики електронно-пневматичної гальмівної системи. Симпозіум українських інженерів-механіків. 115 - 116.

27. Леонтьєв Д. М. Рижих Л. О., Дон Є. Ю. (2014) Про вибір принципу керування пропорційним модулятором електронно-пневматичної гальмівної системи автотранспортного засобу. «Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля» Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції. Харків : ХНАДУ, 53-54.

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

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

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

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

32. Леонтьев Д. Н., Красюк А. Н., Дон Е. Ю. (2017) Статическая характеристика электронно-пневматической тормозной системы. Сборник научных

трудов конференции «Организация дорожного движения и перевозок пассажиров и грузов и транспорт». Минск : БНТУ, 254 - 261.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації :

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

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

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

Відомості про апробацію результатів дисертації :

- 78-а міжнародна науково-технічна конференція «Конструктивна безпека автотранспортних засобів», (п. Автополігон, Московська обл., Росія, 6 - 7 червня 2012 р., форма участі - очна);
- III-а Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми підвищення рівня безпеки, комфорту та культури дорожнього руху» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 16 - 17 квітня 2013 р., форма участі - очна);
- 11-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, Національний університет «Львівська політехніка», Україна, 15 - 17 травня 2013 р., форма участі - очна);
- 17-а міжнародна науково-технічна конференція «Гідромашини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика», (м. Москва, Росія, МГТУ ім. М.Е.Баумана 2 - 4 грудня 2013 р., форма участі - очна);
- Міжнародна науково-практична конференція «Новітні технології розвитку конструкції, виробництва, експлуатації, ремонту та експертизи автомобіля» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 15 - 16 жовтня 2014 р., форма участі - очна);
- 86-а міжнародна науково-технічна конференція «Конструктивна безпека автотранспортних засобів», (п. Автополігон, Московська обл., Росія, 4 - 5 червня 2014 р., Форма участі - очна);

– Міжнародна науково-практична конференція «Новітні технології в автомобілебудуванні та транспорті» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 15 – 16 жовтня 2015 р., форма участі - очна);

– 2-а всеукраїнська науково-практична конференція «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні» (м. Львів, Національний університете «Львівська політехніка», Україна, 17 – 18 березня 2016 р., форма участі - очна);

– Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми створення та забезпечення життєвого циклу авіаційної техніки» (м. Харків, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Україна, 20 – 21 квітня 2016 р., форма участі - очна);

– 95-а міжнародна науково-технічна конференція «Конструктивна безпека автотранспортних засобів», (п. Автополігон, Московська обл., Росія, 8 – 9 червня 2016 р., Форма участі - заочна).

– Міжнародна конференція «Организація дорожнього руху та перевезень пасажирів і вантажів та транспорт» (м. Мінськ, Білоруський національний технічний університет, Білорусь, 26 – 27 жовтня 2017 р., форма участі - заочна);

– Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку дорожньо-транспортних та інженерно-комунікаційних інфроструктур» (м. Ташкент, Ташкентський інститут з проектування, будівництва та експлуатації автомобільних доріг, Узбекистан, 21 – 23 листопада 2017 р., форма участі - заочна);

– 82-а науково-технічна та науково-методична конференція Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 7 – 11 травня 2018 р., форма участі - очна);

– 83-а науково-технічна та науково-методична конференція Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 13 – 17 травня 2019 р., форма участі - очна);

– Всеукраїнська науково-практична конференція «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація» (м. Харків, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Україна, 16 – 17 травня 2019 р., форма участі - очна);

– Чотирнадцята міжнародна науково-практична конференція «Математичне та імітаційне моделювання систем» (м. Чернігів, Чернігівський національний технічний університет, Україна, 24 – 26 червня 2019 р., форма участі - очна);

– 24th Slovak-Polish International Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations – MMS 2019 (Liptovsky Jan, Alexander Dubcek University of Trencin, Slovakia, 3 – 6 September 2019, форма участі - заочна);

– Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні» (м. Харків, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, 15 – 18 жовтня 2019 р., форма участі - очна);

– 16th European Automotive Congress (EAEC 2019) (Minsk, Belarusian National Technical University, Belarus, 7 – 11 October 2019, форма участі - очна);

– П'ятнадцята міжнародна науково-практична конференція «Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2020» (м. Чернігів, Чернігівський національний технологічний університет, Україна, 29 червня – 01 липня 2020, форма участі - заочна);