

Міністерство освіти і науки України
Національний транспортний університет
Державне підприємство «Український науково-дослідний інститут
вагонобудування»

На правах рукопису

САФРОНОВ ОЛЕКСАНДР МИХАЙЛОВИЧ

УДК 629.4.077:463.3

РОЗВИТОК МЕТОДОЛОГІЇ ДОСЛІДЖЕНЬ ХАРАКТЕРИСТИК ТА
ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ПАСАЖИРСЬКИХ ТА
ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

Спеціальність 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання чужих ідей,
результатів і текстів мають посилання на відповідне джерело



О.М. Сафронов

Київ -2025

АНОТАЦІЯ

Сафронов О.М. Розвиток методології досліджень характеристик та ефективності гальмівних систем пасажирських та вантажних вагонів – рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – Рухомий склад залізниць та тяга поїздів. – Державне підприємство «Український науково-дослідний інститут вагонобудування», Національний транспортний університет, Київ, 2025.

Дисертацію присвячено вирішенню важливої та актуальної науково-прикладної проблеми щодо подальшого розвитку розрахунково-теоретичних положень, методологічних засад та практичних засобів досліджень гальмівної ефективності та гальмівних систем рухомого складу залізниць, визначення емпіричних залежностей, апроксимації зв'язків між варійованими параметрами математичного та комп'ютерного моделювання, зменшення витрат на проектування та впровадження як нових гальмівних систем і їх складових, так і інноваційних пасажирських та вантажних вагонів.

В роботі запропоновано методологію розрахункових та експериментальних досліджень, що базується на комп'ютерному моделюванні процесів гальмування на основі реалізації інформаційної моделі у вигляді диференційного рівняння руху вагона під час гальмування. Вдосконалено математичні моделі для гальмівних систем вантажних вагонів з композиційними та чавунними гальмівними колодками, а також для гальмівних систем пасажирських вагонів з композиційними, чавунними колодками та дисковою гальмівною системою, які враховують основні характеристики вагона та гальмівної системи. В основу методології розрахункових досліджень закладені універсальні формули ступеневих залежностей параметрів гальмування. Описані алгоритми розв'язання диференційних рівнянь реалізованих у вигляді пакетів прикладних програм для ЕОМ, написаних мовою VBA (Visual Basic for Application) у середовищі Excel. Представлена методологія значно розширює кількість параметрів гальмівного процесу, які використовуються для аналізу гальмівної ефективності вантажних вагонів за результатами гальмівних

ходових випробувань: фактичні значення гальмівних коефіцієнтів і питомих гальмівних сил; дійсні значення коефіцієнтів тертя колодок; фактичні значення коефіцієнтів зчеплення колеса та рейки при гальмуванні; гальмівні шляхи вантажних та пасажирських поїздів на майданчику та нормованих спусках (- 6 ‰ та - 10 ‰) для заданої кількості вагонів у складі поїзда з урахуванням наростання гальмівної сили за складом поїзда; сповільнення вагонів та поїзда у процесі гальмування, а також їх середні значення. Вдосконалена методика експериментальних досліджень одиниць рухомого складу. Робота ґрунтується на проведених розрахункових та експериментальних дослідженнях на зразках рухомого складу, які на сьогоднішній день знаходяться в експлуатації.

Подальший розвиток наукових основ щодо підвищення ефективності гальмівних систем рухомого складу залізниць є актуальною та важливою науково-прикладною проблемою результати розв'язання якої будуть мати важливе значення для вітчизняного машинобудівного комплексу та залізничного транспорту України.

Матеріали результатів дисертації доповідались, обговорювались та отримали схвалення на 20 міжнародних науково-технічних конференціях.

Положення дисертаційної роботи і результати досліджень опубліковані в 54 наукових працях, 20 з яких - наукові праці в яких опубліковані основні наукові результати дисертації, та 34 - наукові праці які додатково відображають результати дисертації (Додаток Б).

Ключові слова: вантажний вагон, гальмівний шлях, гальмівна ефективність, дійсний коефіцієнт сили натиснення, екстрене гальмування, експериментальне дослідження, пасажирський вагон, питома гальмівна сила, моделювання.

SUMMARY

Safronov O. M. Development of a methodology for researching the characteristics and efficiency of passenger and freight car braking systems - Manuscript.

Thesis for Doctor of Science degree in Engineering, specialty 05.22.07 - Rolling stock of railways and train traction - State Enterprise "Ukrainian Scientific Railway Car Building Research Institute", National transport university, Kyiv, 2025.

The thesis deals to solve an important and relevant applied research problem of further development of calculation and theoretical provisions, methodological principles and practical means of studying braking efficiency and braking systems of railway rolling stock, determining empirical dependencies, approximating the relationships between the varied parameters of mathematical and computer modeling, reducing the cost of designing and implementing both new braking systems and their components, as well as innovative passenger and freight cars.

The paper proposes a methodology for computational and experimental research based on computer modeling of braking processes through the implementation of an information model in the form of a differential equation of a railway vehicle motion during braking. The mathematical models for braking systems of freight cars with composite and cast iron brake shoes, as well as for braking systems of passenger cars with composite, cast iron shoes and disc brake system with the main characteristics of the railcar and braking system considered, have been improved. The methodology of computational studies is developed on the basis of universal formulas for step dependencies of braking parameters. The described algorithms for solving differential equations are implemented in the form of computer application packages written in VBA (Visual Basic for Application) in the Excel environment. The presented methodology significantly expands the number of braking process parameters used to analyze the braking efficiency of freight cars based on the results of brake running tests: actual values of braking coefficients and specific braking forces; actual values of brake shoes friction coefficients; actual values of wheel and rail adhesion coefficients during braking; braking distances of freight and passenger trains on the level grade and standardized slopes (- 6 ‰ and - 10 ‰) for a given number of vehicles in the train, taking into account the increase in braking force by train formation; deceleration of railcars and train during braking, as well as their average values. The methodology for experimental studies of railway vehicles has been elaborated. The paper focuses on the computational and experimental studies carried out on specimens of railway vehicles that are currently in operation.

Further development of the research framework for improving the efficiency of braking systems of railway rolling stock is an urgent and important applied research

problem, the results of which will be particularly beneficial for the national machine-building sector and railway transport of Ukraine.

The materials of the dissertation results were reported, discussed and approved at 20 international scientific and technical conferences.

The provisions of the dissertation work and the results of the research were published in 54 scientific works, 20 of which are scientific works in which the main scientific results of the dissertation are published, and 34 are scientific works that additionally reflect the results of the dissertation (Appendix B).

Keywords: freight car, braking distance, braking efficiency, real coefficient of pressing force, emergency braking, experimental study, passenger car, specific braking force, modeling.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ТА ІСНУЮЧІ ГАЛЬМІВНІ СИСТЕМИ ВАНТАЖНИХ ТА ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ	20
1.1 Гальмівні системи вантажних вагонів	31
1.2 Гальмівні системи пасажирських вагонів.....	40
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ГАЛЬМІВНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ РУХОМОГО СКЛАДУ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ	73
2.1 Фактори які впливають на величину дійсної сили натиснення колодок на колеса при гальмуванні.....	73
2.2 Особливості реалізації тиску в гальмівних циліндрах через авторежим....	80
2.3 Дослідження впливу коефіцієнту тертя гальмівної колодки.....	91
РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНЕ ТА КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМУВАННЯ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА	123
3.1 Функціональні залежності між вихідними параметрами, що варіюються	131
3.2 Визначення фактичного значення розрахункового гальмівного коефіцієнта з допомогою комп'ютерного моделювання	135
3.3 Методологія перерахунку гальмівного шляху окремого вагона на гальмівну ефективність вантажного поїзда.....	136
3.4 Опис пакету прикладних програм.....	140
3.5 Методологія розрахункових досліджень гальмівної ефективності вантажних вагонів з застосуванням моделювання	147
РОЗДІЛ 4 МАТЕМАТИЧНЕ ТА КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМУВАННЯ ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА.....	163
4.1 Функціональні залежності між вихідними параметрами, що варіюються	169
4.2 Розрахункові дослідження гальмівної ефективності пасажирських вагонів з композиційними колодками	199
4.3 Розрахункові дослідження гальмівної ефективності пасажирських вагонів з чавунними колодками	206
4.4 Розрахункові дослідження гальмівної ефективності пасажирських вагонів з дисковим гальмом.....	210
4.5 Особливості розрахунку гальмівної ефективності пасажирського вагона з під вагонним генератором	217
4.6 Визначення параметрів гальмівної системи пасажирського вагона за заданим значенням гальмівного шляху	222
РОЗДІЛ 5 МЕТОДОЛОГІЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ.....	228

5.1 Стаціонарні випробування гальмівної системи вагона.....	231
5.2 Методологія ходових гальмівних випробувань.....	232
5.3 Технологічний процес проведення ходових гальмівних випробувань методом "кидання"	237
5.4 Апаратно-програмний вимірювальний комплекс для визначення та оцінки гальмівної ефективності одиниць рухомого складу	240
5.5 Опис програмного комплексу для запису та обробки первинної інформації при ходових гальмівних випробуваннях	245
РОЗДІЛ 6 ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ГАЛЬМІВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОДИНИЦЬ РУХОМОГО СКЛАДУ НА РЕАЛЬНИХ ЗРАЗКАХ.....	253
6.1 Застосування моделювання для дослідження гальмівної ефективності на піввагона моделі 12-7023 на візках 18-7020	253
6.2 Застосування моделювання для дослідження гальмівної ефективності пасажирського вагона моделі 61-779ЄГ з дисковим гальмом та підвагонним генератором.....	270
6.3 Застосування моделювання для самохідного пасажирського моторвагонного рухомого складу.....	281
6.4 Застосування моделювання при аналізі відповідності гальмівної ефективності іноземним та міждержавним нормативним документам	285
6.5 Визначення економічної складової від впровадження результатів дослідження.....	297
ВИСНОВКИ.....	300
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	303
ДОДАТОК А.....	333
ДОДАТОК Б	338

ВСТУП

Залізничні перевезення відіграють велику роль у перевезенні пасажирів та вантажів як в Україні, так і в усьому світі. При цьому технічний рівень вагонного парку значною мірою визначає надійність і стабільність роботи залізничного транспорту. Саме тому завдання створення вагонів нового покоління, які матимуть кращі споживчі та експлуатаційні характеристики, й удосконалення системи ремонту та технічного обслуговування вагонного парку набувають пріоритетного значення.

У вагонах нового покоління закладаються досконаліші вузли та деталі, використання яких дозволить суттєво покращити показники безпеки руху, на порядок зменшити кількість відчіпів вагонів у поточний ремонт.

На сучасному етапі розвитку залізничного транспорту є актуальними проблеми збільшення осьових навантажень і підвищення швидкостей руху поїздів, що в свою чергу піднімає на новий рівень завдання покращення динамічних та міцнісних якостей конструкції, а також – надійності та ефективності гальмівних систем вагонів.

Одним з найважливіших чинників забезпечення безпеки руху вантажних поїздів є гальмівна система. Подальший розвиток вантажних та пасажирських вагонів у напрямі підвищення швидкостей та осьового навантаження в одну з основних висуває завдання вдосконалення методів розрахункових та експериментальних досліджень гальмівної ефективності (величини гальмівного шляху при екстреному пневматичному гальмуванні з максимальною (конструкційною) швидкістю на початку гальмування). В умовах обмеження експериментальних досліджень задовольнятися лише оцінкою гальмівного шляху одиночного вагона, в сучасних реаліях вже є недостатнім. Тому основною метою ходових гальмівних випробувань вагона має стати не лише визначення його гальмівного шляху при різних швидкостях на початку гальмування, але й оцінка здатності вагона забезпечити гальмівну ефективність поїзда як на ділянках шляху

без ухилу (далі майданчик), так і на нормованих спусках, а також оцінка основних параметрів процесу гальмування, що впливають на гальмівну ефективність.

Виходячи з викладеного, подальший розвиток гальмівних систем та підвищення гальмівної ефективності вагонів неможливий без впровадження нових більш поглиблених методів дослідження та аналізу процесів гальмування. Такі дослідження, сьогодні, неможливо провести без перевірки конструкторських та технічних рішень на конкретному вагоні в умовах екстрених гальмувань за різних швидкостей руху. Крім того, визначення ефективності гальмівної системи є одним із основних видів спеціальних поїзних випробувань дослідних вагонів. Зазначені дослідження вимагають більш досконалих способів та методів оцінки гальмівної ефективності як вагонів, так і складових гальмівної системи.

Особлива увага в методиці оцінки гальмівної ефективності має бути приділена математичним методам обробки та аналізу дослідних даних, у тому числі встановленню емпіричних залежностей, апроксимації зв'язків між варійованими характеристиками, встановленню критеріїв та довірчих інтервалів. Такі дослідження неможливо здійснити без застосування комп'ютерного моделювання.

У процесі відпрацювання нової конструкції вагона на стадії проектування та вибору його основних раціональних параметрів та характеристик паралельно з розрахунками проводяться експериментальні дослідження у лабораторіях на моделях, макетах, натурних вузлах та дослідних зразках вагонів.

Основною метою розрахункових та експериментальних досліджень одиниць рухомого складу залізниць, зокрема вагонів, є визначення та оцінка гальмівної ефективності, а також параметрів гальмівної системи на відповідність нормативним вимогам.

Обсяг та ступінь подробиці випробувань залежить від того, на якому етапі створення конструкції вагона вони виконуються.

Найбільш повна та достовірна інформація про технічні характеристики та гальмівні властивості вагона може бути отримана в процесі ходових гальмівних випробувань на експлуатаційних ділянках залізничної колії різного стану або на спеціально пристосованих для цих цілей випробувальних полігонах.

Загалом завданнями дослідження гальмівних систем рухомого складу має бути визначення таких параметрів як:

- зміна тиску в гальмівних приладах, а також їх часові характеристики при гальмуванні та відпуску;
- фактичні сили натиснення колодок на колеса під час гальмування;
- фактичні розрахункові гальмівні коефіцієнти (питомі гальмівні сили), що реалізуються гальмівною системою при гальмуванні в заданому діапазоні швидкостей;
- фактичні сили тертя колодок;
- фактичні коефіцієнти зчеплення колеса та рейки;
- сповільнення (зміна швидкості в одиницю часу) вагона при гальмуванні;
- величини гальмівних шляхів вагона в заданому діапазоні швидкостей на початку гальмування;
- величини гальмівних шляхів одиночного вагона у перерахунку на поїзд на майданчику та нормованих спусках.

Разом з тим, більшість із зазначених параметрів неможливо визначити у процесі експериментальних досліджень, оскільки їх отримання пов'язані з значними технічними труднощами, довготривалими дослідженнями і великими матеріальними затратами. Вочевидь, потрібен інший підхід щодо вирішення зазначених завдань. Виходом, на нашу думку, може стати спільне використання експериментальних досліджень та комп'ютерного моделювання.

В роботі запропоновано методологію розрахункових та експериментальних досліджень гальмівної ефективності рухомого складу залізниць на прикладі вантажних та пасажирських вагонів, що базується на комп'ютерному моделюванні процесів гальмування на основі реалізації інформаційної моделі у вигляді диференціального рівняння руху вагона при гальмуванні. Наведено математичні моделі для гальмівних систем з композиційними та чавунними колодками як для вантажних так і для пасажирських вагонів, а також пасажирських вагонів з дисковим гальмом, що враховують основні характеристики вагона та гальмівної системи. В основу методології розрахункових та експериментальних досліджень

покладено універсальні формули степеневих залежностей параметрів гальмування. Описано алгоритми розв'язання диференціальних рівнянь, реалізованих як пакет прикладних програм для ЕОМ, написаних мовою VBA (Visual Basic for Application) у середовищі Excel. Представлена методологія значно розширює кількість параметрів гальмівного процесу, які використовуються для аналізу гальмівної ефективності вагонів за результатами гальмівних ходових випробувань: фактичні значення гальмівних коефіцієнтів і питомих гальмівних сил; дійсні значення коефіцієнтів тертя колодок; фактичні значення коефіцієнтів зчеплення колеса та рейки при гальмуванні; гальмівні шляхи вантажних та пасажирських поїздів на майданчику та нормованих спусках (- 6 ‰ та - 10 ‰) для заданої кількості вагонів у складі поїзда з урахуванням наростання гальмівної сили за складом поїзда; сповільнення вагонів та поїзда у процесі гальмування, а також їх середні значення. Робота ґрунтується на проведених розрахункових та експериментальних дослідженнях на зразках рухомого складу, які на сьогоднішній день знаходяться в експлуатації.

Актуальність теми дисертації. Однією із важливих складових умов безперебійної, надійної та економічно-ефективної роботи залізничного транспорту є технічний рівень парку наявного рухомого складу, тому питання створення вагонів нового покоління, які мають покращені техніко-економічні споживчі та експлуатаційні характеристики необхідно визнавати такими, що мають надважливе значення.

Подальший розвиток світового вагонобудування в напрямку підвищення швидкостей руху, осьових навантажень в одні із основних висуває задачі зі створення, в першу чергу, методів розрахункових та експериментальних досліджень гальмівної ефективності, на основі яких можливо проектувати та будувати надійний та безпечний сучасний рухомий склад, оскільки важливим фактором по забезпеченню безпеки руху є саме гальмівна система. В цих умовах обмеження досліджень тільки оцінкою гальмівного шляху одиночного вагона є недостатнім. Тому основною метою дослідження гальмівної ефективності рухомого складу повинно стати не тільки визначення гальмівного шляху одиночного вагона при

різних швидкостях гальмування, але і оцінка здатності вагона забезпечувати гальмівну ефективність поїзда на рівних ділянках шляху і на нормованих уклонах, а також дозволяти оцінити основні параметри процесу гальмування, які безпосередньо впливають на гальмівну ефективність.

Із наведеного можна зробити висновок що для подальшого розвитку гальмівних систем та підвищення гальмівної ефективності рухомого складу необхідно приймати нові, більш поглиблені методи дослідження та аналізу процесів гальмування. Такі дослідження неможливо провести без перевірки конструкторських та технічних рішень в експериментальних умовах на натурних зразках. Такі дослідження потребують більш досконалих способів та методів з оцінки гальмівної ефективності як безпосередньо рухомого складу, так і складових гальмівних систем.

Особливу увагу необхідно приділити математичним методам обробки та аналізу даних, в тому числі встановленню емпіричних залежностей, апроксимації зв'язків між варійованими характеристикам, встановленню критеріїв та встановленню довірчих інтервалів, що неможливо провести без комп'ютерного моделювання.

Вищенаведене підтверджує що подальший розвиток наукових основ щодо підвищення ефективності гальмівних систем рухомого складу залізниць є актуальною та важливою науково-прикладною проблемою результати розв'язання якої будуть мати важливе значення для вітчизняного машинобудівного комплексу та залізничного транспорту України.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана згідно з Законом України "Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні"; Транспортною стратегією України на період до 2030 року, схвалену розпорядженням Кабінету Міністрів України від 30 травня 2018 р. № 430-р; Стратегією розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року схвалену розпорядженням Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 р. № 1555-р.

Дослідження за темою дисертації здійснювались в рамках госпдоговірних науково-дослідних робіт: "Науково-експериментальні дослідження технічних характеристик напіввагона моделі 12-7023 на візках моделі 18-7020 на відповідність критеріям іноваційності, визначених технічною радою Укрзалізниці від 30.09.2015 р." (0220U101984), "Науково-експериментальні дослідження технічних характеристик вагона платформи для великотоннажних контейнерів" (0220U101986), "Науково-експериментальні дослідження технічних характеристик вагонів метрополітену моделей 81-7036, 817037. Визначення гальмівних характеристик" (0212U005369), "Науково – експериментальні дослідження технічних характеристик міжрегіонального поїзда локомотивної тяги (МПЛТ). Гальмівні випробування." (0212U005360).

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є вирішення науково-прикладної проблеми - розвитку теоретичних положень, та методологічних основ підвищення гальмівної ефективності рухомого складу залізниць, за рахунок удосконалення процесів функціонування гальмівних систем розширеною оцінкою параметрів гальмівного процесу, зменшення витрат на проектування та впровадження як нових гальмівних систем і їх складових, так і інноваційних пасажирських та вантажних вагонів.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні задачі:

- аналіз існуючих конструктивних рішень, що застосовуються в гальмівних системах пасажирських та вантажних вагонів;
- дослідження впливу недоліків існуючих гальмівних систем на гальмівну ефективність та експлуатаційні якості вагонів;
- здійснити аналіз існуючих методів та підходів до розрахунку та визначення параметрів гальмівної ефективності рухомого складу;
- визначити фактори які безпосередньо найбільше впливають на гальмівну ефективність рухомого складу під час гальмування;
- дослідити фактори що впливають на величину дійсної сили натиснення колодок при гальмуванні;
- дослідити особливості реалізації тиску в гальмівних циліндрах;

- дослідити вплив коефіцієнту тертя та фрикційних властивостей композиційної гальмівної колодки на гальмівну ефективність рухомого складу при стендових та натурних випробуваннях рухомого складу;
- дослідити температурний вплив на коефіцієнт тертя композиційної гальмівної колодки під час гальмування рухомого складу;
- визначити розрахункові залежності фактичного коефіцієнта тертя за результатами експериментальних досліджень;
- встановити функціональні залежності між вхідними параметрами для математичного та комп'ютерного моделювання ;
- визначити закономірності та зв'язки між варіюємими параметрами, та побудувати алгоритми методології розрахункових досліджень одиниць рухомого складу із застосуванням моделювання;
- вдосконалити методологію експериментальних досліджень гальмівних систем рухомого складу;
- розробити практичні прийоми застосування методів моделювання при дослідження гальмівної ефективності одиниць рухомого складу.

Об'єкт дослідження - процеси функціонування гальмівних систем вантажних та пасажирських вагонів.

Предмет дослідження - фактори та параметри що впливають на гальмівну ефективність пасажирських та вантажних вагонів, та методи їх оцінки.

Методи дослідження. В роботі використані методи математичної статистики, теорії ймовірності, методи математичного моделювання, методи комп'ютерного моделювання, сучасні методи експериментальних досліджень рухомого складу залізниць при випробуваннях дослідних зразків вагонів, методи математичного планування експерименту, математичні статистичні обчислювальні методи обробки числового матеріалу та побудови емпіричних залежностей випадкових величин.

Обґрунтування та достовірність наукових положень, висновків та рекомендацій, які захищаються обумовлені використанням сучасних методів та засобів експериментальних досліджень, сучасними методами математичного та комп'ютерного моделювання, адекватністю розроблених математичних моделей,

задовільною збіжністю результатів отриманих методами комп'ютерного моделювання та методами експериментальних досліджень.

Наукова новизна отриманих результатів. Вперше:

- метод статистичного оцінювання коефіцієнтів тертя гальмівної колодки за результатами випробувань на інерційних стендах, що дозволяє, на відміну від існуючих методів, проводити розширений аналіз фрикційних властивостей гальмівних колодок та враховувати імовірність потрапляння миттєвого значення коефіцієнта тертя в допустимі інтервали та імовірність пошкодження колісних пар через перевищення допустимих значень коефіцієнтів тертя;
- методологію теоретичних розрахункових досліджень гальмівної ефективності, яка на відміну від існуючих підходів, значно розширює кількість параметрів для обчислення гальмівного процесу, що дозволяє виконати поглиблений аналіз гальмівної ефективності існуючих та перспективних систем гальмування вагонів.

Удосконалені:

- математичні моделі гальмівного процесу вантажних вагонів з композиційними та з чавунними гальмівними колодками, шляхом врахування таких основних характеристик гальмівного процесу як функціональні залежності зміни відносної сили гальмівного натиснення, що дозволяє врахувати особливості зміни гальмівного коефіцієнту від часу гальмування;
- математичні моделі гальмівного процесу пасажирських вагонів з композиційними та з чавунними гальмівними колодками та дисковим гальмом шляхом врахування таких основних характеристик гальмівного процесу як функціональні залежності зміни відносної сили гальмівного натиснення, що дозволяє врахувати особливості зміни гальмівного коефіцієнту від часу гальмування.

Набули подальшого розвитку:

- метод експериментального дослідження гальмівних характеристик під час ходових гальмівних випробувань, шляхом вдосконалення технології проведення експериментальних досліджень та удосконалення апаратно - програмного вимірювального комплексу.

Практичне значення отриманих результатів. До основних практичних результатів дисертаційної роботи можна віднести:

- визначення дійсних значень гальмівних шляхів пасажирських або вантажних вагонів;
- визначення фактичних значень гальмівних коефіцієнтів, коефіцієнтів зчеплення колеса з рейкою та питомих гальмівних сил;
- визначення динаміки зміни швидкості, сповільнення, питомих гальмівних сил, коефіцієнтів тертя, гальмівного шляху, від часу гальмування;
- здійснення перерахунку дійсних гальмівних шляхів вагона на гальмівні шляхи поїзда як на площадці так і нормованих спусках у заданому діапазоні швидкостей на початку гальмування;
- здійснення оцінки виникнення юзової ситуації для різних швидкостей руху;
- здійснення перерахунку розрахункових гальмівних коефіцієнтів композиційних колодок на чавунні колодки та навпаки;
- визначення величин фактичних розрахункових гальмівних коефіцієнтів та питомих гальмівних сил за значеннями гальмівних шляхів;
- вдосконалено програмний комплекс призначений для реєстрації різних за своєю природою параметрів гальмівного процесу;
- вдосконалено технологію проведення ходових гальмівних випробувань вантажних та пасажирських вагонів;
- скорочення часу та зменшення витрат на проведення експериментальних досліджень з визначення гальмівної ефективності.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати отримані особисто автором (перелік публікацій автора наведено в додатку Б), автор самостійно

сформулював завдання досліджень, наукові положення, провів теоретичні та брав участь в постановці та проведенні експериментальних досліджень, здійснював первинну обробку отриманих експериментальних даних. Наукові публікації [3], [8], [10], [11], [13], [14], [18], [41], [46], [47], [48], [49] написані без співавторів. У працях, опублікованих у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає у наступному: [19], [20], [27], [28], [30], [37], [38], [39], [50], [52], [54] – узагальнення експериментальних даних, отримання залежностей та розроблення методики статистичного оцінювання коефіцієнта тертя за результатами гальмівних випробувань. [7], [12], [15], [16], [21], [32], [34], [35], [36], [44] – розробка методології теоретичних розрахункових досліджень щодо отримання фактичних значень гальмівних коефіцієнтів, сповільнення вагона під час гальмування, в тому числі під час електродинамічного гальмування, перерахування гальмівного шляху вагона на гальмівний шлях поїзда з урахуванням уклонів, заданої кількості вагонів, та наростання гальмівної сили за складом поїзда, дійсних сил натиснення під час гальмування, температури нагріву пари тертя під час гальмування та динаміки їх зміни. [1], [2], [5], [33] – організація, планування та проведення експериментальних досліджень, отримання та первинна обробка, аналіз та систематизація отриманих даних. [9], [15], [22], [23], [24], [25], [26], [29], [31], [40], [42], [43], [45], [51], [53] – розроблення математичних моделей та визначення функціональних залежностей фактичних номінальних сил натискання гальмівної колодки на колісні пари від часу гальмування, основного питомого опору руху, величини нормованих спусків, осьового навантаження вагонів. [12], [16], [17], [40], - участь в розробці та вдосконаленні програмного комплексу реєстрації різних за своєю природою параметрів гальмівного процесу, вдосконалення технології проведення ходових гальмівних випробувань вантажних та пасажирських вагонів, та подальшого розвитку методу експериментальних досліджень.

Апробація результатів дисертації: Матеріали результатів дисертації доповідались, обговорювались та отримали схвалення на 20 міжнародних науково-технічних конференціях:

- 72, 74, 75, 80 міжнародних науково-практичних конференціях «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» 2012, 2014, 2015, 2020 рр. (Україна м. Дніпро);
- V міжнародна науково-практична конференція "Проблеми і перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології", 2011 р. (Україна, м. Київ);
- міжнародна партнерська конференція «Проблеми тягового рухомого складу: шляхи вирішення через взаємодію державного та приватного секторів», 2010 р. (Україна, м. Севастополь);
- 73 міжнародна науково-технічна конференція кафедр академії, інженерно-технічних працівників залізниць, підприємств та організацій України та інших країн, 2011 р. (Україна, м. Харків);
- IV міжнародна партнерська конференція "Проблеми рухомого складу: шляхи вирішення через взаємодію державного та приватного секторів" , 2013 р. (Україна, м. Ялта);
- Міжнародна науково-практична конференція «Вагони нового покоління – із XX в XXI сторіччя», 2013 р. (Україна, м. Харків);
- Prospects for the development of technical sciences in EU countries and Ukraine : International scientific and practical conference, 2018 р. (Poland, Wloclawek);
- IX міжнародна залізнична конференція UARAIL & PARTNERS "Інфраструктура та рухомий склад." 2019 р. (Україна, м. Львів);
- IX міжнародна науково-практична конференція «Транспорт і логістика: проблеми та рішення» , 2019 р. (Україна, м. Одеса);
- I та II міжнародних науково-практичних конференціях «Актуальні проблеми і перспективи інноваційного розвитку економіки та техніки в умовах інтеграції України в Європейський науково-виробничий простір», 2019, 2022 рр. (Україна, м. Кременчук);

- VII міжнародній науково-практичній конференції, 2020 р. (Україна, м. Харків);
- The 2nd International scientific and practical conference «Innovative development of science and education»:. Athens 26-28 April, 2020 (Greece, Athens);
- VIII International scientific and practical conference «Dynamics of the development of world science», Vancouver, 15–17 April 2020. (Canada, Vancouver);
- The 3rd international scientific and practical conference «Eurasians scientific congress». Barcelona, 22-24 march 2020 p. (Spain, Barcelona);
- The 5th International scientific and practical conference –Priority directions of science development”, Львів. 2-3 березня 2020 р. (Україна, Львів);
- The 6th International scientific and practical conference –Scientific achievements of modern society”, Liverpool, 5-7 february 2020. (United Kingdom, Liverpool).

Публікації. Положення дисертаційної роботи і результати досліджень опубліковані в 54 наукових працях, 20 з яких - наукові праці в яких опубліковані основні наукові результати дисертації, та 34 - наукові праці які додатково відображають результати дисертації. (Додаток Б).

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ ТА ІСНУЮЧІ ГАЛЬМІВНІ СИСТЕМИ ВАНТАЖНИХ ТА ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ

В створення, розробку та вдосконалення гальмівних систем рухомого складу впродовж довгого часу вносили та продовжують вносити колективи провідних наукових установ та вищих начальних закладів України та зарубіжних країн: Державний економіко технологічний університет транспорту, Український державний університет науки і технологій (Дніпропетровський національний університет імені акад. В. Лазаряна), Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля, Український державний університет залізничного транспорту, Інституту залізничного транспорту (м. Рига), , Філія «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» АТ «Укрзалізниця», ДП «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» та інших наукових установ та вищих навчальних закладах. Також значний вклад в розвиток внесли трудові колективи вітчизняних та іноземних промислових виробничих підприємств: ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод», ПАТ «Дніпровагонмаш», ТОВ ДМЗ «Карпати», ПАТ «Азовмаш», ТОВ «Білоцерківський завод «Трібо», а також передові підприємства транспортного машинобудування зарубіжних країн - Knorr-Bremse GmbH, Westinghouse Air Brake Technologies (Wabtec Corporation), Dellner Frimatrail Frenoplast S.A. та інші.

Теоретичні основи розрахунків гальмівної ефективності, та проектування гальмівних систем та приладів, вантажних та пасажирських вагонів розвивались завдяки роботам таких вчених як А. М. Бабаєва, М. М. Бабаєва, О. Б. Бабаніна, Є. П. Блохіна, Г. І. Богомазова, І. Д. Борзилова, Т. В. Бутько, Ю. Я. Водяннікова, Е.І. Галая, В. Ф. Головка, О. Л. Голубенка, А. П. Горбенка, М. І. Горбунова, В. Л. Горобця, О. М. Горобченка, С.Г. Грищенко, В. Д. Дановича, Ю. М. Дацуна, Д. В. Дмітрієва, А. В. Донченка, Ю. В. Дьоміна, Р.Ю. Дьоміна, Ю. Є. Калабухіна, М. І. Капіці, М. Б. Кельріха, О. М. Коптовця, М. В. Коренівського, М. Л. Коротенка, А.П. Кіницької, В. А. Лазаряна, А. О. Ловської, Д. В. Ломотька, В. Л. Мазура, Л. А. Манашкіна, І. Е. Мартинова, В. Г. Маслієва, Є.Р. Можейко, В. І. Мойсеєнка, В. І.

Мороза, Л. А. Мурадяна, С. В. Мямліна, С. І. Нечволода, О. М. Огара, Ю. І. Осеніна, С. В. Панченка, А. В. Прохорченка, А.Л. Пуларія, В. Г. Равлюка О. М. Савчука, В. М. Самсонкіна, С. Ю. Сапронової, В. М. Старченка, Е. Д. Тартаковського, В. П. Ткаченка, О. В. Устенка, В. Ф. Ушкалова, А. П. Фалендиша, О. В. Фоміна, М.В. Хвороста, Н.Б. Чернецької-Білецької, В. В. Шевченка, та ін. та інших.

Проблема розвитку високошвидкісного екологічно чистого наземного транспорту має загальнонаціональний характер в багатьох розвинених країнах світу де вже впроваджено такий рух [1, 2]. Аналізуючи соціально-економічний та екологічний вплив високошвидкісних залізниць у різних країнах світу слід відмітити позитивні та негативні аспекти, зокрема, розвиток урбанізації, вплив на здоров'я населення та виклики у сфері стійкості інфраструктури. Дослідження можливостей високошвидкісних вантажних залізниць у Європі для перевезення цінних та малогабаритних вантажів при модальному переході від автотранспорту до залізничного, ґрунтується на техніко-економічних перевагах такої стратегії. Рішення такої проблеми в Україні дозволило б суттєво покращити транзитний потенціал країни, ситуацію з організацією перевезень пасажирів та вантажів на основних напрямках мережі залізниць, забезпечити збільшення пасажирообігу, скоротити потребу у рухомому складі та в результаті підняти престиж вітчизняних залізниць та держави у міжнародному аспекті.

За останні роки у низці науково-дослідних установ, а також промислових підприємств України, СНД та за кордоном накопичено великий досвід щодо конструювання та дослідження зразків залізничного транспорту та автогальмівної техніки [3- 12] . Крім того, здійснено фундаментальні роботи з вивчення поздовжніх зусиль при гальмуванні довго складових поїздів, а також експериментальні та теоретичні дослідження коефіцієнтів зчеплення коліс із рейками під час гальмування [13- 18]. Проведено розрахунки, а також дослідження електричних кіл та електричної апаратури для гальмівної системи поїзда. Подальше збільшення гальмівної ефективності пасажирських поїздів для швидкостей 160 км/год потребує гальм, ефективність яких не обмежується силою зчеплення колеса з рейкою. До них відносяться магніторейкові (МРГ) і вихрострумові гальма [19, 20, 21].

МРГ знижує гальмівний шлях на (30 - 40) % по відношенню до того, що виходить при повному службовому гальмуванні. Головним недоліком цього гальма є необхідність утримання великого акумуляторного господарства (для забезпечення автономності) з усіма наслідками. Потужність споживаної електроенергії становить близько 6 кВт на вагон. Крім того, вага вагона, обладнаного МРГ, зростає приблизно на 5%, як і його вартість .

Вихорострумове гальмо конструктивно схоже на дискове або МРГ. У ньому застосовуються постійні магніти з високою коерцитивною силою, які при гальмуванні наближаються до диска (алюмінієвого) або рейки на відстань близько 5 мм, але не торкаються його, наводячи в останніх вихрові струми (струми Фуко). За рахунок взаємодії магнітних полів з'являється сила, спрямована проти руху. При струмах у котушках гальмівного башмака від 250 до 500 А гальмівна сила знаходиться в межах (2,5 - 8,0) кН.

Перевагою цього гальма є відсутність зносу, а недоліком - зниження ефективності при зменшенні швидкості руху. Крім того, при інтенсивному русі поїздів, що застосовують таке гальмо, виникають обмеження щодо допустимого нагрівання рейок. З цієї причини це гальмо поки не вийшло за рамки експериментального застосування.

Необхідно відзначити, що на високошвидкісному рухомому складі поряд з розглянутими широко застосовуються електричні гальма (реостатні або рекуперативні), які мають ряд переваг порівняно з фрикційними і використовуються в поєднанні з ними [22, 23, 24, 25].

В Україні створено та успішно пройшов випробування електропоїзд, призначений для швидкості 200 км/год [26]. У зв'язку з цим дуже актуальними стають питання розробки нормативних вимог до високошвидкісного рухомого складу. З аналізу досвіду країн СНД, де підходи до оцінки та нормування гальмівних характеристик, а також умови експлуатації найбільш близькі до українських, ці нормативні документи (закони, стандарти, норми безпеки) на першому етапі не передбачали спеціальних вимог безпеки для рухомого складу з конструкційною швидкістю понад 200 км/год, тому було прийнято рішення

максимально використати зарубіжний досвід. Протягом 2006-2010 років проведено спеціальні наукові дослідження та випробування, метою яких було порівняння нормативів СНД та європейських нормативів та обґрунтування обраних проектних параметрів [27, 28, 29]. Основна проблема застосування європейських нормативних документів полягає у суттєвих відмінностях методик вимірювання та оцінки показників [30]. Метою досліджень що проводились в країнах СНД було порівняння результатів випробувань, отриманих за методиками прийнятими на просторі колії 1520 мм та європейськими методиками. Фахівці провели та взяли участь у двох десятках спільних випробувань у різних європейських країнах та в країнах СНД практично за всіма напрямками досліджень. Проведена робота дозволила суттєво просунутися у розробці міждержавних нормативних документів для швидкісного та високошвидкісного руху. Були розроблені або відкориговані відповідні стандарти та норми безпеки для рухомого складу та інфраструктури, але залишається ще багато питань з нормативного забезпечення які необхідно вирішити в майбутньому [31, 32].

Виходячи з викладеного, подальший розвиток гальмівних систем та підвищення гальмівної ефективності вагонів неможливий без застосування нових більш поглиблених методів експериментального дослідження та аналізу процесів гальмування.

Основною метою розрахункових та експериментальних досліджень одиниць рухомого складу залізниць, зокрема вагонів, є визначення та оцінка гальмівної ефективності, а також параметрів гальмівної системи на відповідність нормативним вимогам безпеки.

Важливого значення набувають завдання встановлення фактичного коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою при гальмуванні, що дозволить оцінити ймовірність появи пошкоджень на поверхні колісних пар [33, 34, 35, 36, 37, 38, 39]. Також слід звернути увагу на дослідження з визначення коефіцієнтів тертя рухомого складу залізниць яким присвячені праці [40, 41, 42, 43] які не тільки акцентують увагу на факторах які впливають на нього але і акцентують увагу на моментах підвищення безпеки руху та необхідності стандартизації матеріалів.

Водночас існуючі методи розрахункових та експериментальних досліджень [156, 181] мають низку істотних недоліків .

До недоліків існуючих методик розрахункових досліджень насамперед слід зарахувати [178, 179]:

- неможливість визначення розрахункового гальмівного коефіцієнта при змішаних гальмівних колодках (чавунні колодки на колісній парі із приводом від підвагонного генератора) ;
- відсутність математичних формул для перерахунку розрахункового коефіцієнта композиційних колодок на чавунні та навпаки;
- неможливість варіювати параметрами для отримання оптимальних характеристик гальмівної системи .

Як правило, ходові гальмівні випробування проводяться для одиночного вагона методом "кидання", що дозволяє отримати найбільш достовірні гальмівні шляхи за різних швидкостей на початку гальмування [156]. Гальмові шляхи в перерахунку на поїзд, а також гальмівні коефіцієнти визначаються непрямим методом за таблицями чи номограмами, що зумовлює наближене значення цих параметрів. Широко вживаний в гальмівній практиці термін «гальмівна ефективність» не має кількісного виміру, а довжина гальмівного шляху, яку (довжину) при цьому мають на увазі, неоднозначна, оскільки залежить від безлічі факторів: швидкості гальмування, ухилу, типу гальмівних колодок, сили натискання і т.д. Непрямі показники гальмівної ефективності: розрахунковий гальмівний коефіцієнт і питома гальмівна сила – орієнтовані на оцінку лише максимальних гальмівних параметрів не враховуючи динаміки зміни і дають лише наближену характеристику досконалості гальмівних пристроїв. У зв'язку з цим, з урахуванням сучасних вимог, виникає потреба оцінки гальмівної системи вагонів з урахуванням таких параметрів як:

- фактичні значення гальмівних шляхів вагона та поїзда (при заданій кількості вагонів) при різних режимах гальмування на майданчику та нормованих спусках;

- динаміка зміни гальмівних коефіцієнтів у процесі гальмування та їх приведення до нормативних вимог, що зумовлює перерахунок на чавунні колодки;
- динаміка зміни дійсних коефіцієнтів тертя;
- динаміка зміни коефіцієнтів зчеплення колеса з рейкою при гальмуванні;
- динаміка зміни сповільнення вагона та поїзда (при заданій кількості вагонів) при різних режимах гальмування на майданчику та нормованих спусках;
- фактичні значення натискання колодок у перерахунку на чавунні колодки на 100 тс поїзда.

Визначення зазначених параметрів у процесі ходових гальмівних випробувань пов'язані з великими технічними труднощами і потребують значних матеріальних ресурсів. Виходом з цієї ситуації може стати застосування комп'ютерного моделювання на основі математичних моделей, що відображають найбільш повно процес гальмування та його особливості [44, 45].

Математичне та комп'ютерне моделювання процесів гальмування знайшло відображення в роботах як вітчизняних так і закордонних вчених, оскільки такий спосіб визначення показників гальмівної системи дозволяє визначати коефіцієнт тертя на таких режимах де традиційні методи менш ефективні [46], дозволяють покращити надійність і безпеку гальмування під час аналізу взаємодії гальмівної системи та рухомого складу [47], через розробку віртуального середовища дозволяють оптимізувати завдяки моделюванню роботу електропневматичних гальм для підвищення ефективності гальмування та зниження зносу [48], описати математичну модель для дослідження теплових характеристик роботи гальм [49], створювати програмні засоби симуляції гальмування у реальному часі, де модель дозволяє варіювати параметри для кращого прогнозування ефективності гальмування [50], створити математичну модель явищ зносу елементів гальмівної системи в залежності від пробігу вагонів, та шляхом комп'ютерного моделювання напрацювати варіанти вдосконалення елементів гальмівної системи [51, 52]. Разом з тим такі роботи містять значні спрощення складних процесів взаємодії гальмівних

процесів та динаміки рухомого складу, що знижує точність прогнозів в реальних умовах експлуатації, допускаються до використання симуляції без достатньої валідації експериментальних даних, більшість досліджень зосереджується на окремих аспектах гальмування не охоплюючи повний спектр умов експлуатації та взаємодії різних факторів, в тому числі погодні умови чи знос, часто залишаються поза увагою, що робить результати менш універсальними. Всі перераховані фактори дають можливим визначити подальшу перспективність досліджень з використанням математичного та комп'ютерного моделювання.

Широкий розвиток у світі отримав високошвидкісний пасажирський рух поїздів [53, 54]. Термін «високошвидкісний поїзд» з'явився, коли сформувалася система японських високошвидкісних залізниць завдовжки понад дві тисячі кілометрів і було створено міжнародну мережу європейських високошвидкісних залізничних магістралей довжиною понад 3 тис. км. Згідно з визначенням Міжнародного Союзу Залізниць (МСЗ), високошвидкісним вважається рухомий склад, конструкційна швидкість якого становить 250 км/год і більше за спеціальними шляхами та 200 км/год за звичайними модернізованими залізничними коліями.

В даний час високошвидкісний транспорт набув широкого поширення в таких країнах як Японія, Франція, Німеччина, Іспанія, Італія, Китай (КНР).

Найбільш характерні моделі високошвидкісного рухомого складу представлені на рисунок 1.1

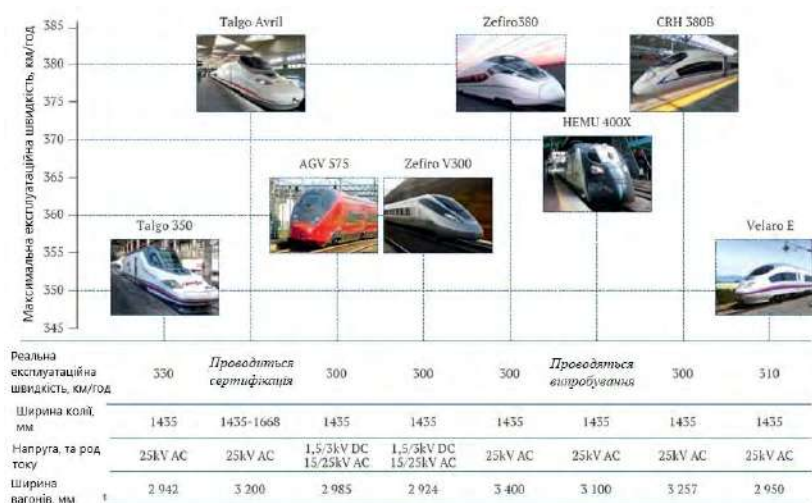


Рисунок 1.1 - Моделі високошвидкісного рухомого складу

Швидкісні поїзди в Україні почали створюватися ще в 2002 році на базі Крюківського вагонобудівного заводу – перший «Столичний експрес» запрацював на маршруті Київ – Харків. Тоді не всі участки були електрифіковані, тому склад являв собою звичайні вагони з «сидячими» місцями та локомотив. [55]

Передумовами високошвидкісного рухомого складу в Україні [56, 57] слід вважати початок виробництва пасажирських вагонів з дисковими гальмами з протиюзним захистом та безлюльковими візками з центральним пневмопідвішуванням.

Слід зазначити, що відсутність в Україні нормативної бази для таких вагонів викликає певні труднощі, основним з яких є проєціювання гальмівної ефективності на існуючі норми шляхом перерахунку на пасажирський вагон з колодковими гальмами.

Найбільш перспективними видами залізничного транспорту для перевезення пасажирів на відстані 500 - 700 км є електропоїзди, основні переваги яких полягає в їхній високій екологічності, можливості перевезення пасажирів у великих кількостях, реалізації високошвидкісного руху, високої оперативної готовності.

Одним із таких є електропоїзд ЕКр1, створений на ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» і призначений для конструкційної швидкості руху понад 200 км/год (рисунок 1.2)[55, 58].



Рисунок 1.2 - Міжрегіональний швидкісний двосистемний електропоїзд Екр1
«Тарпан»

Електропоїзд відповідає найкращим світовим аналогам. Система контролю та діагностики електропоїзда забезпечує запис його основних параметрів, їх архівування та при необхідності виведення параметрів на дисплей, розташований на пульті керування.

Водночас, в Україні відсутні державні стандарти, що регулюють високошвидкісні залізничні перевезення, тому при розробці технічних вимог на високошвидкісний рухомий склад може бути використаний зарубіжний досвід проектування, зокрема норми Євросоюзу TSI, що постійно актуалізуються [59, 60, 61, 62]. За даними нормативами нині створюється рухомий склад у Європі. В Сполучених Штатах Америки високошвидкісні залізничні перевезення поки відсутні (високошвидкісний рухомий склад Acela Express не розвиває швидкості понад 250 км/год, тому що експлуатується не на високошвидкісній, а на звичайній (реконструйованій) інфраструктурі) і ситуація з власною нормативно-правовою базою, що регулює високошвидкісний рух, так само, як і в Україні. Тільки наприкінці 2016 року Федеральним залізничним агентством США (FRA) було затверджено проект законодавчого акту, що регламентує вимоги до високошвидкісного рухомого складу з максимальною експлуатаційною швидкістю понад 350 км/год.

Норми Євросоюзу встановлюють гальмівні шляхи, як за сприятливих, і за несприятливих погодних умов, зумовлених спрацьовуванням протизонних пристроїв при вході в юз колісних пар (таблиця 1.1) [30].

Таблиця 1.1 - Міжнародні стандарти у сфері перевезень та експлуатації

Експлуатаційна швидкість, км/год	Технічні вимоги Євросоюзу TSI	Технічні вимоги Євросоюзу TSI
	сприятливі умови	несприятливі умови
350	5360	-
300	3650	4690
250	2430	3130
200	1500	1940

В останні роки у світі створюється нова концепція перевезення вантажів високошвидкісним рухомим складом, що дозволяє значно знизити час перевезення, особливо на далекі відстані. Так, у китайській провінції Хубей було створено

швидкісний вантажний поїзд. Його максимальна швидкість досягає 350 кілометрів на годину. Транспорт оснащений 2,9-метровими дверима, що сприяє його швидкому завантаженню та розвантаженню (рисунок 1.3) [63].

Італійський вантажний оператор Mercitalia - дочірня компанія залізниць Італії (FS Group) - почав виконувати високошвидкісні вантажні перевезення між терміналами в Казерті (поряд з Неаполем) і Болоньї [64].



Рисунок 1.3 Високошвидкісний вантажний поїзд китайського виробництва

Поїзд призначений для вантажних перевезень, складається з 12 вагонів і переобладнаний під горизонтальне навантаження контейнерів розміром $70 \times 80 \times 180$ см. Цей поїзд зможе проходити маршрут довжиною приблизно 600 км за 3,5 години зі швидкістю 180 км/год [64].

На просторі колії 1520 мм створена швидкісна вагон-платформа моделі 13-6954 [65], призначена для перевезення одного контейнера 40/45 футів. Вагон розроблявся з використанням ходової частини та вузлів пасажирського рухомого складу, включаючи швидкісний візок з центральним люлечним підвішуванням моделі 18-6954 (рисунок 1.4) [65].

Експлуатаційна швидкість платформи складає 160 км/год. Вагон оснащений електропневматичною гальмівною системою. Основні технічні характеристики: вантажопідйомність – 36 т., маса тари вагона – 24 т., довжина по осях зчеплення автозчепів трохи більше 15 270 мм.



Рисунок 1.4 Вагон-платформа моделі 13-6954 (з візками моделі 18-6960)

В Україні запропоновано швидкісний вантажний поїзд для перевезення контейнерів зі швидкістю 200 км/год [66]. Поїзд для перевезення контейнерів складається з 30 платформ і двох головних моторних вагонів з кожної сторони (рисунок 1.5).

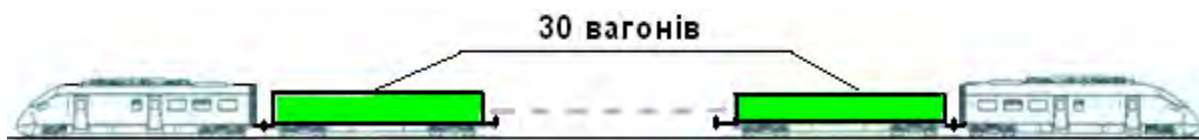


Рисунок 1.5 Схема поїзда для перевезення контейнерів

Платформа оснащена дисковим гальмом (по три гальмівні диски на кожній осі немоторного вагона і по одному диску на колісних центрах візків моторних вагонів) з ресорним пневмопідвішуванням та трьома режимами гальмування: пневматичним, електропневматичним та електродинамічний, а також протиюзним захистом.

Розрахунок гальмівного шляху поїзда, виконаний методом комп'ютерного моделювання, за таких умов: швидкості руху 200 км/год та 160 км/год; вантажопідйомність – 36 т; маса тари – 24 т; осьове навантаження 15 тс; довжина вагона по осях зчеплення -16 м; швидкість поширення гальмівної хвилі – 250 м/с. Для реалізації швидкості 200 км/год, коефіцієнт сили натискання накладки на диск, наведений до поверхні катання колеса, становив 3,42 кН/т, що відповідає питомій гальмівній силі 1,2 кН/т при коефіцієнті тертя 0,35 . Результати моделювання показали, що гальмівна колія вантажного поїзда при електропневматичному гальмуванні при швидкості 200 км/год становила 1482 м, а при пневматичному – 1571 м [66].

При конструкційній швидкості платформи 160 км/год коефіцієнт сили натискання накладки на диск, наведений до поверхні кочення колеса, становив 2,57

кН/т, що відповідає питомій гальмівній силі 0,9 кН/т при коефіцієнті тертя 0,35. Результати дослідження показали, що гальмівний шлях вантажного поїзда при електропневматичному гальмуванні при швидкості 160 км/год становив 1257 м а при пневматичному - 1329 м [66].

1.1 Гальмівні системи вантажних вагонів

1.1.1 Типова гальмівна система

Пневматична частина гальма (рисунок 1.6) включає повітророзподільник 483М-01, камеру 295М 001, гальмівний циліндр моделі 188Б, авторежим 265А-1, запасний резервуар Р7-78, кінцеві крани 4304, роз'єднувальний кран №7 [67, 68].



Рисунок 1.6 – Пневматична частина гальмівної системи вантажного вагона

Передача зусилля (рисунок 1.7) від гальмівного циліндра до гальмівних колодок, що притискаються до коліс при гальмуванні і відводяться при відпуску, здійснюється за допомогою гальмівної важільної передачі, що являє собою систему тяг, затяжок і важелів, що взаємодіють з триангелем, на яких встановлені гальмівні колодки. Регулювання важільної передачі у міру зношування гальмівних колодок здійснюється за допомогою авторегулятора моделі РТРП-675-М.

Ручний привід стоянкового гальма з'єднаний з горизонтальним важелем за допомогою тяги і черв'ячної пари [68].



Рисунок 1.7 – Механічна частина гальмівної системи вантажного вагона

Особливістю гальмівної системи вантажних вагонів є одностороннє натиснення гальмівних колодок на колісні пари візків (рисунок 1.8).

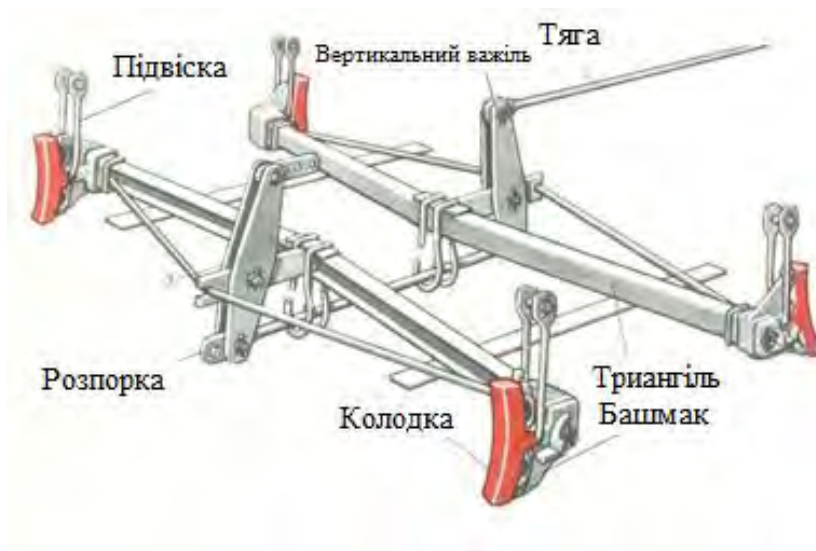


Рисунок 1.8 – Важільна система візка для вантажного вагона

Дослідження стану гальмівної системи вагонів в експлуатації виявив ряд недоліків які впливають на її технічний стан [69], що потребує особливої уваги та в подальшому модернізації існуючих гальмівних систем, що в подальшому буде сприяти покращенню безпеки руху, збільшити довговічність та ремонтпридатність елементів гальмівної системи, та знизить експлуатаційні витрати [70, 71, 72, 73].

Для вагонів бункерного типу важільна передача є несиметричною (рисунок 1.9), що пов'язано з наявністю в підвагонному просторі бункерів з люками, які дозволяють автоматизувати розвантаження вагонів [74].

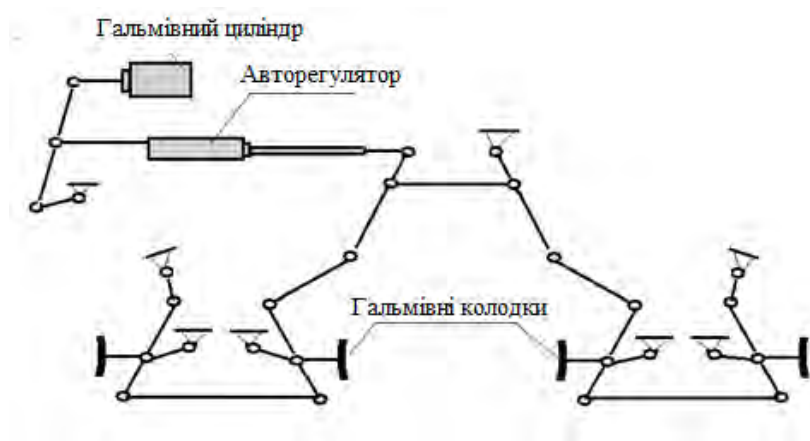


Рисунок 1.9 - Важільна передача бункерного вагона

В експлуатації перебуває близько двадцяти моделей вагонів бункерного типу (рисунок 1.10 - рисунок 1.12).



Рисунок 1.10 – Бункерний вагон для перевезення зерна



Рисунок 1.11– Бункерний вагон для перевезення цементу

Обмеження вільного простору під вагоном між стінками бункерів зумовлює необхідність встановлення розподільника повітря (ПР), запасного резервуара (ЗР) і гальмівного циліндра (ГЦ) зверху на одній з консольних частин рами вагона. Таке розташування гальмівних приладів визначає несиметричність важільної передачі (див. рисунок 1.9) і є відмінною особливістю від типової гальмівної системи.



Рисунок 1.12- Хопер-дозатор

Дослідження показали, що більшість вагонів бункерного типу мають істотні недоліки, причому в гальмівній системі цих спеціалізованих вагонів в експлуатації виникають як загальновідомі несправності, що виявляються у всіх типах вантажних вагонів, так і інші, характерні тільки для бункерних вагонів, у яких використовується механічна частина автогальма з додатковими передавальними вузлами.

Обстеження технічного стану гальмівного обладнання вагонів бункерного типу [75, 76] виявили ряд істотних недоліків, так у цементовозів з несиметричною гальмівною важільною передачею у багатьох випадках вихід штока перевищував максимально допустиме значення, а також мали місце розриви кілець відвідних пристроїв. У окатишовозів спостерігалися зношування і вигин великої підтримуючої скоби, викликані взаємодією з елементами ГВП, у напіввагонів бункерного типу для перевезення гарячого агломерату мали місце випадки втрати їх гальмівної ефективності, що призводять до порушення безпеки руху поїздів, у вагонів-хоперів зі збільшенням виходу штока ГЦ більш гранично допустимої величини відбувалася взаємодія торця проміжного важеля з хребтовою балкою, що викликало втрату ефективності гальмування, крім того, таких як цементовози та криті вагони-хопери для перевезення зерна, в механічній частині гальма був присутній неприпустимий

завал вертикальних важелів візка, що призводить до надмірного зближення з надресорною балкою або контакту з віссю колісної пари. Разом з цим у 80% вагонів був клиноподібний знос колодок, що свідчить про погану роботу відвідних пристроїв. Очевидно зазначені недоліки можуть впливати на гальмівну ефективність бункерних вагонів.

Експериментальні дослідження [77, 78, 79, 80, 81] показали значну відмінність у силах натиснення при повномірних та зношених гальмівних колодках (рисунк 1.13 - рисунок 1.14), при цьому розрахунковий коефіцієнт сили натиснення для порожнього вагона при зношених колодках ($\delta = 0,282$) у 1,24 рази ніж за повномірних ($\delta = 0,351$), для навантаженого – в 1,17 разу відповідно $\delta = 0,142$ і $\delta = 0,166$.

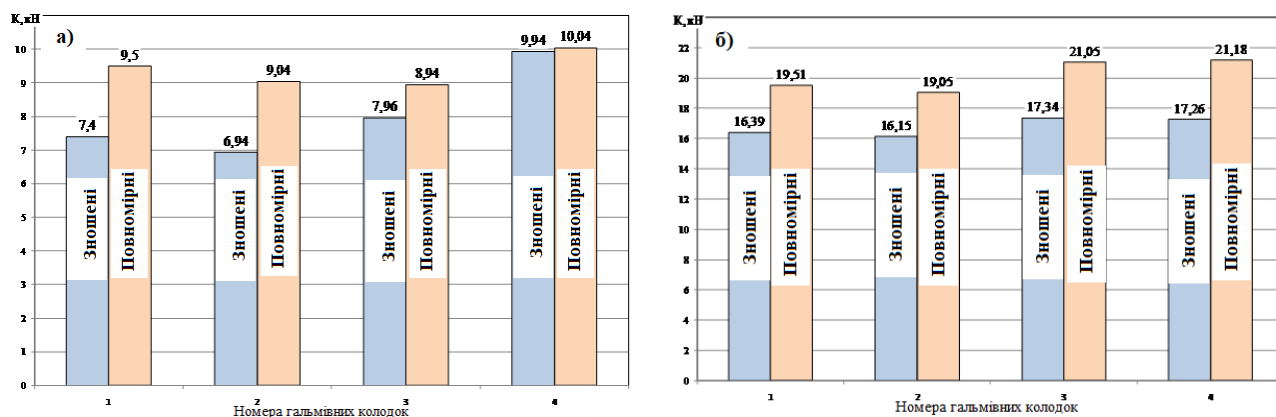


Рисунок 1.13- Дійсні сили натиснення гальмівних повномірних колодок на колеса для а) порожнього та б) завантаженого вагонів

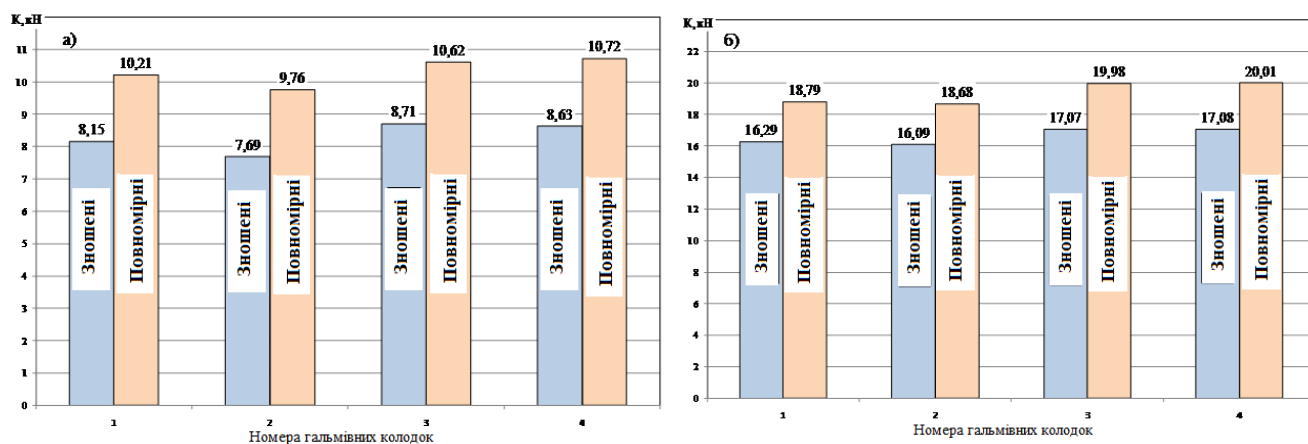


Рисунок 1.14- Розрахункові сили натиснення гальмівних зношених колодок на колеса для а) порожнього та б) завантаженого вагонів

Недоліком несиметричної важільної передачі є підвищений розкид значень сил натиснення колодок при гальмуванні вагона.

Результати вимірювань сил натиснення зазнавали статистичного аналізу. Як статистичний закон розподілу сил натиснення колодок на колеса приймався нормальний закон розподілу, для якого функції розподілу та щільності ймовірності мають вигляд [82, 83, 84]:

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \sigma} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{(x-a)^2}{2 \cdot \sigma^2}} dx, \quad (1.1)$$

$$\phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \sigma} \cdot e^{-\frac{(x-a)^2}{2 \cdot \sigma^2}}, \quad (1.2)$$

де a і σ^2 – математичне очікування та дисперсія випадкової величини.

Довірчі інтервали для математичного очікування визначаються за такою формулою [37]:

$$\bar{x} - z_{p_1} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}} < a < \bar{x} + z_{p_2} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}}, \quad (1.3)$$

де $\bar{x}$ – вибіркове середнє з n незалежних значень ;

z_p – квантиль нормованого нормального розподілу .

Результати статистичного аналізу представлені на рисунку 1.15 та 1.16.

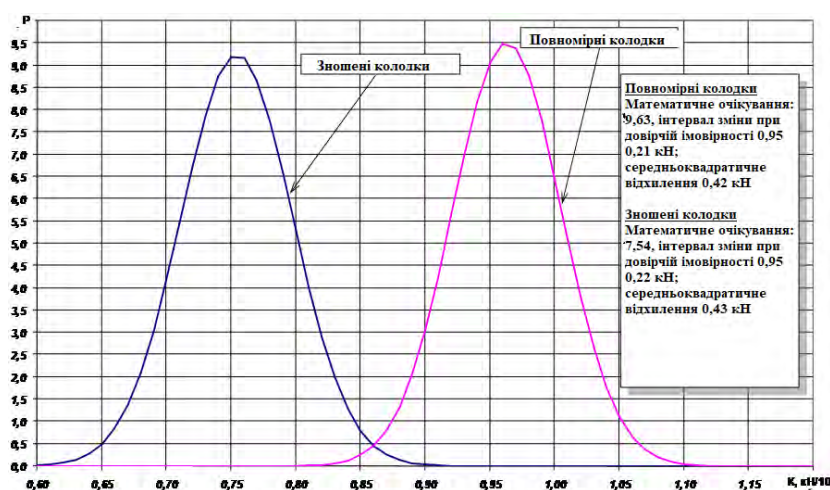


Рисунок 1.15- Статистичні характеристики сил натиснення гальмівних колодок для порожнього бункерного вагона з типовою важільною передачею

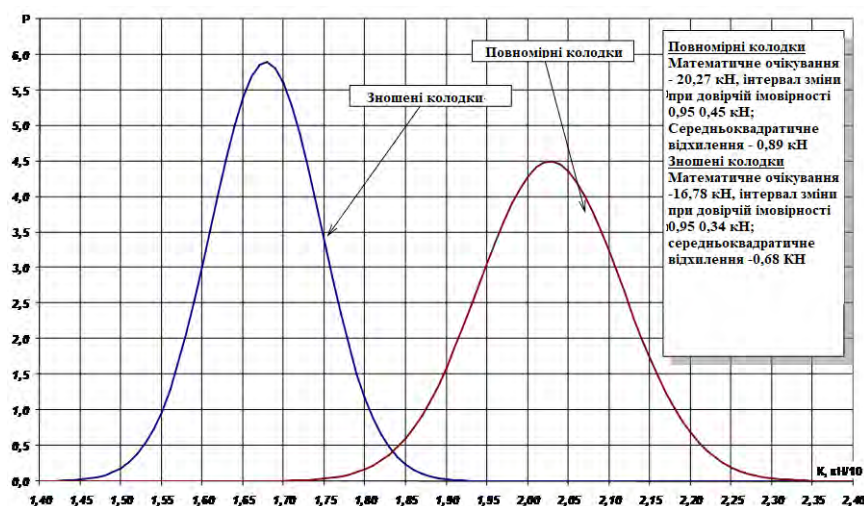


Рисунок 1.16- Статистичні характеристики сил натиснення гальмівних колодок для завантаженого бункерного вагона з типовою важільною передачею

1.1.2 Гальмівні системи вантажних вагонів з роздільним гальмуванням

В даний час все більшого поширення набувають гальмівні системи з по візковим гальмуванням (рисунок 1.17), покликані більш рівномірно розподілити гальмівні сили на візки [77, 81, 85, 86].



Рисунок 1.17 – Гальмівна система вантажного вагона з по візковим гальмуванням

Пневматична частина гальма (рисунок 1.17) включає повітророзподільник 483М, камеру 295М, два гальмівних циліндра моделі 10" , авторежим 265А-1, запасний резервуар Р7-78, кінцеві крани 4304, роз'єднувальний кран-17 43.

Передача зусилля від гальмівного циліндра до гальмівних колодок, що притискаються до коліс при гальмуванні і відводяться при відпуску, здійснюється за допомогою гальмівної важільної передачі, що являє собою систему тяг, зтяжок і важелів, які взаємодіють з триангелями, на яких встановлені гальмівні башмаки з колодками. Регулювання важільної передачі у міру зношування гальмівних колодок здійснюється за допомогою авторегулятора моделі РТРП-300 .

Гальмівні системи з гальмуванням на кожний візок для бункерних вагонів значною мірою спрощують важільну передачу (рисунок 1.18).

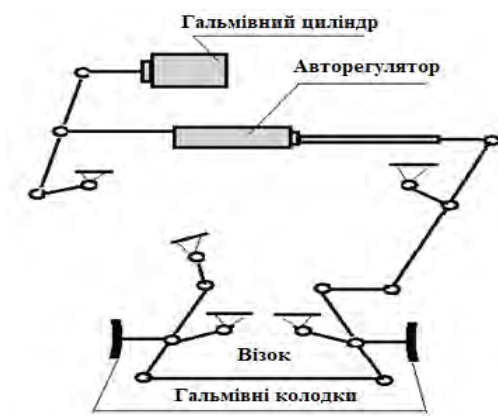


Рисунок 1.18 - Важільна передача гальмівної системи бункерного вагона з по візковим гальмуванням

Результати вимірювання сил натиснення колодок на колеса для бункерних вагонів з по візковим гальмуванням показали (рисунок 1.19 і рисунок 1.20), показують що відмінність гальмівних коефіцієнтів для порожнього вагона при повномірних ($\delta = 0,324$) і зношених колодках ($\delta = 0,283$) - не більше 2,7% при розрахункових коефіцієнтах відповідно $\delta = 0,165$ (повномірні) і $\delta = 0,161$ (зношені) [77, 79].

Результати статистичного аналізу показали, що при з по візковим гальмуванням розкидання сил натиснення колодок на колеса знижується (рисунок 1.21 і рисунок 1.22) [67].

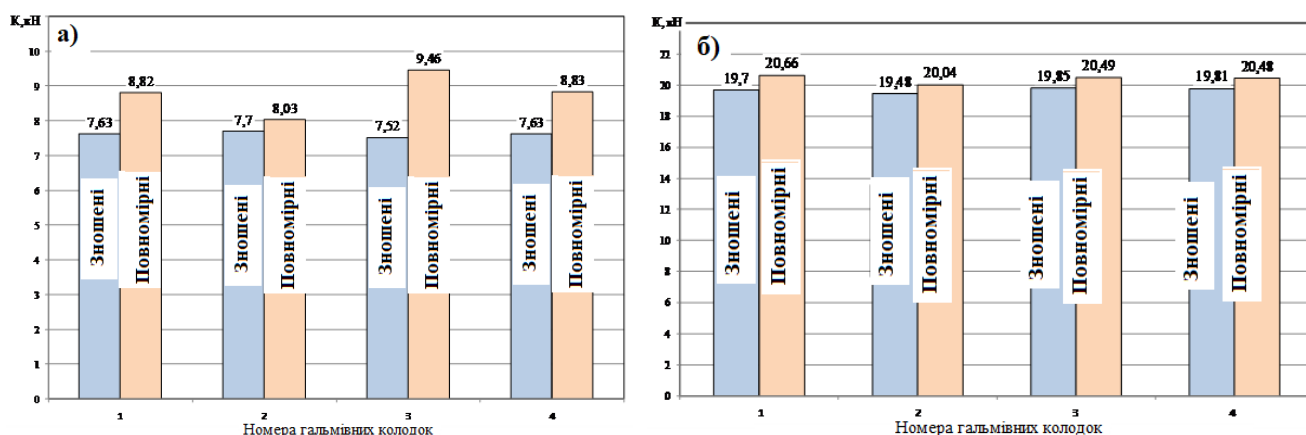


Рисунок 1.19- Дійсні сили натиснення гальмівних колодок на колеса для а) порожнього та б) завантаженого вагонів з по візковим гальмуванням

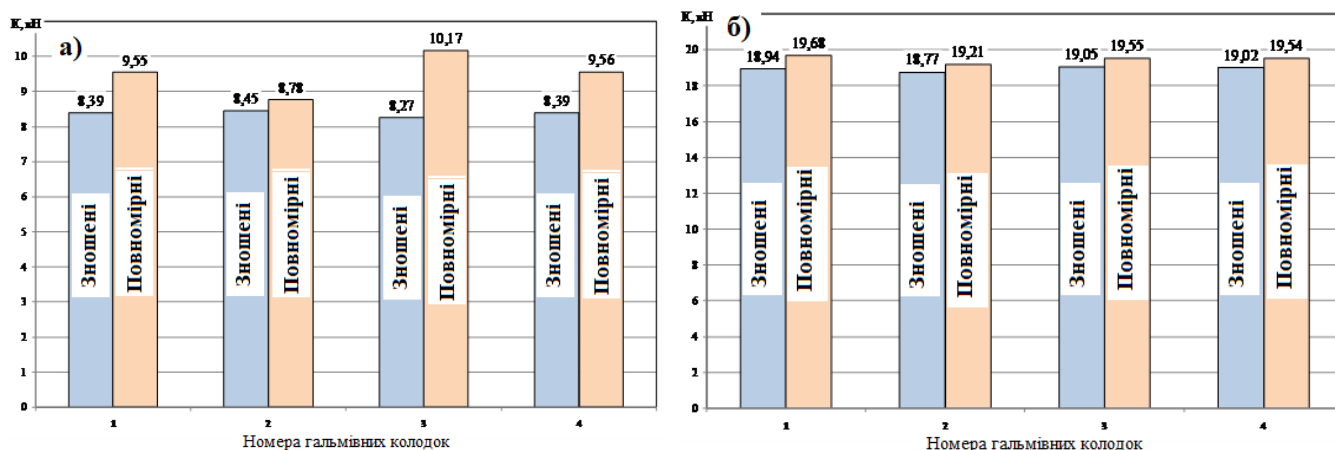


Рисунок 1.20- Розрахункові сили натиснення гальмівних колодок на колеса для а) порожнього та б) завантаженого вагонів з по візковим гальмуванням

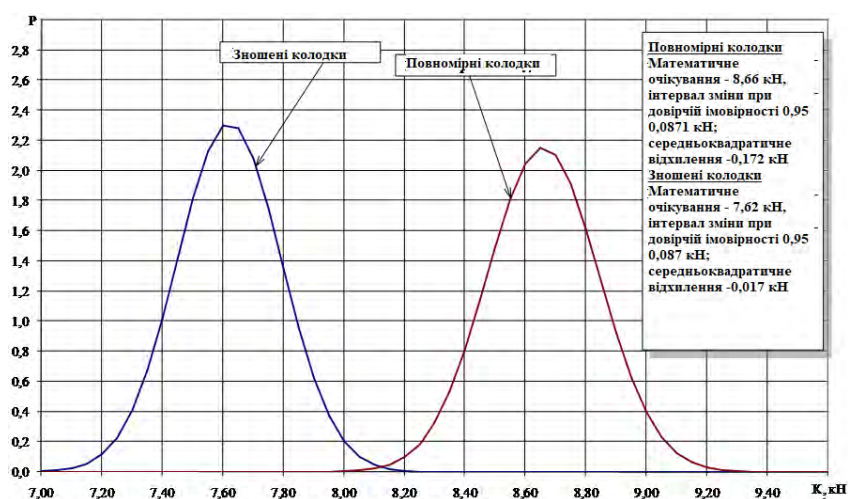


Рисунок 1.21 - Статистичні характеристики сил натиснення гальмівних колодок для порожнього бункерного вагона з по візковим гальмуванням

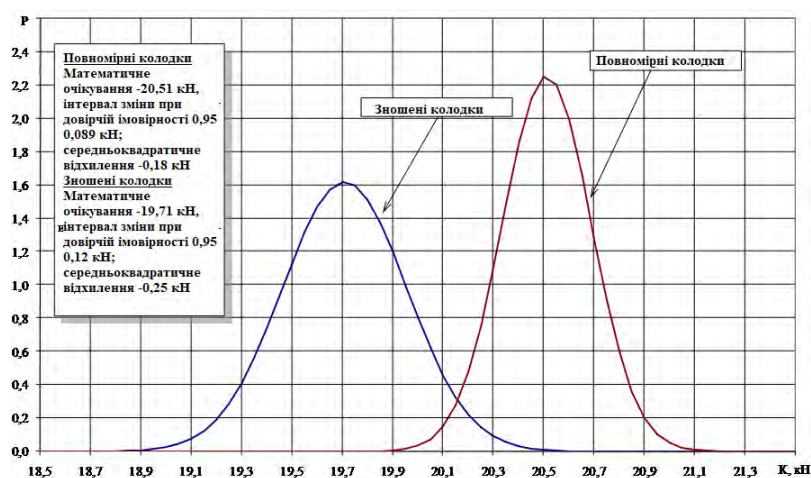


Рисунок 1.22 - Статистичні характеристики сил натиснення гальмівних колодок для завантаженого бункерного вагона з по візковим гальмуванням

На підставі виконаних досліджень було встановлено, що застосування гальмівних систем з роздільним гальмуванням на бункерних вагонах дозволяє:

- значною мірою спростити гальмівну важільну передачу та усунути більшість зазначених недоліків [87];
- більш рівномірно розподілити сили натиснення колодок на колеса при гальмуванні;
- підвищити гальмівну ефективність при зношених колодках.

1.2 Гальмівні системи пасажирських вагонів

1.2.1 Колодкові гальмівні системи

В даний час для рухомого складу залізниць найбільшого поширення набули повітряні (пневматичні) фрикційні гальма. Сучасні пневматичні системи гальмування складаються з трьох основних підсистем: повітропостачання з компресором та апаратурою для підготовки повітря, управління, що включає кран машиніста, та виконавчого обладнання, встановленого на візках та рамі вагона. Гальмівні системи пасажирських вагонів діляться на колодкові та дискові. У гальмах колодкового типу реалізація гальмівної сили здійснюється притисканням колодок до поверхні катання коліс, дискових – накладок до дисків [88].

Колодкові гальма в пасажирських вагонах мають привід від одного гальмівного циліндра, розташованого в середній частині рами вагона, і важільної передачі, що забезпечує двостороннє натиснення колодок на колеса (рисunek 1.23).

На пасажирських вагонах можуть застосовуватися як чавунні, так і композиційні колодки, причому чавунні колодки призначені для швидкостей руху до 120 км/год через недостатню гальмівну ефективність на більших швидкостях руху. На вагонах із композиційними колодками на колісній парі із приводом від підвагонного генератора, як правило, встановлюються чавунні колодки.

Основним недоліком колодкових гальм є висока ушкоджуваність колісних пар при гальмуванні у вигляді повзунів, наварів, вищербин [39, 89, 90, 91]. Тому при розрахункових дослідженнях важливого значення набувають питання забезпечення без'юзового гальмування [92, 93].

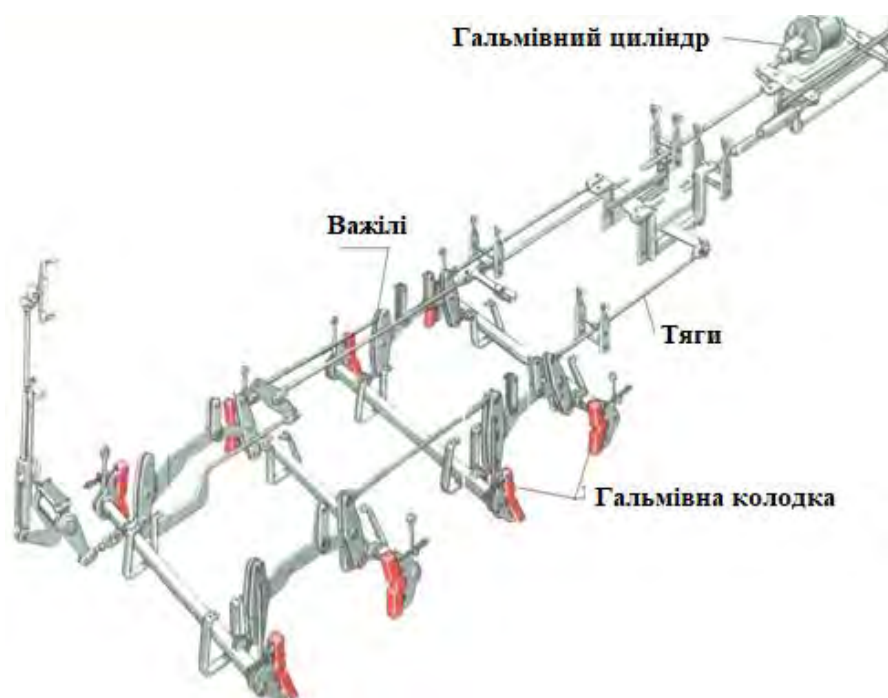


Рисунок 1.23 - Гальмівна важільна передача пасажирського вагона з колодковим гальмом

Слід зазначити, що зазначені пошкодження обумовлені не лише низьким коефіцієнтом зчеплення колеса з рейкою та тепловим впливом колодок на колеса, а й недосконалістю важільної передачі. При розрахункових дослідженнях максимальна величина питомої гальмівної сили вагона при гальмуванні повинна бути меншою на 15 % [92, 93] розрахункового граничного коефіцієнта зчеплення коліс із рейками (таблиця 1.2) [94].

Таблиця 1.2– Максимальні дійсні зусилля натиснення гальмівних колодок на вісь колісної пари, при яких виникає ковзання колеса по рейці (юзова ситуація)

Швидкість, км/год	Композиційні колодки	Чавунні колодки
1	2	3
40	1,517 тс/вісь	3,89 тс/вісь
100	1,44 тс/вісь	4,9 тс/вісь
120	1,409 тс/вісь	4,96 тс/вісь
140	1,376 тс/вісь	4,993 тс/вісь
160	1,351 тс/вісь	4,965 тс/вісь

Однак, як показує досвід експлуатації, вищербини (рисунок 1.24), навари (рисунок 1.25) та повзуни (рисунок 1.26) на поверхні колісних пар є одним з основних видів пошкоджень поверхні коліс при гальмуванні [94].



Рисунок 1.24 - Вищербини на поверхні катання колеса



Рисунок 1.25- Навари на поверхні катання колеса



Рисунок 1.26 - Повзуни на поверхні катання колеса

При без'юзовому гальмуванні миттєвий центр лінійної швидкості обертання колісної пари знаходиться в точці контакту колеса і рейки, при юзовій ситуації

лінійна швидкість обертання колеса стає меншою за лінійну швидкість руху вагона при цьому в зоні контакту виникає швидкість, обумовлена ковзанням колеса щодо рейки (рисунок 1.27) [88, 95].

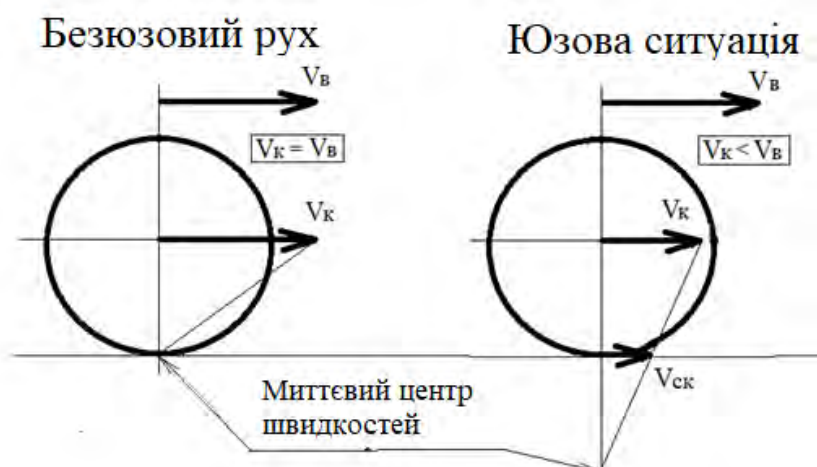


Рисунок 1.27 - Умови виникнення юзової ситуації

Повне блокування колеса викликає ковзання колеса щодо рейки зі швидкістю рівної швидкості руху вагона. Ковзання колеса щодо рейки викликає нагрівання поверхонь, які контактують (рисунок 1.28), що в сукупності з механічним впливом призводить до вищевказаних пошкоджень.

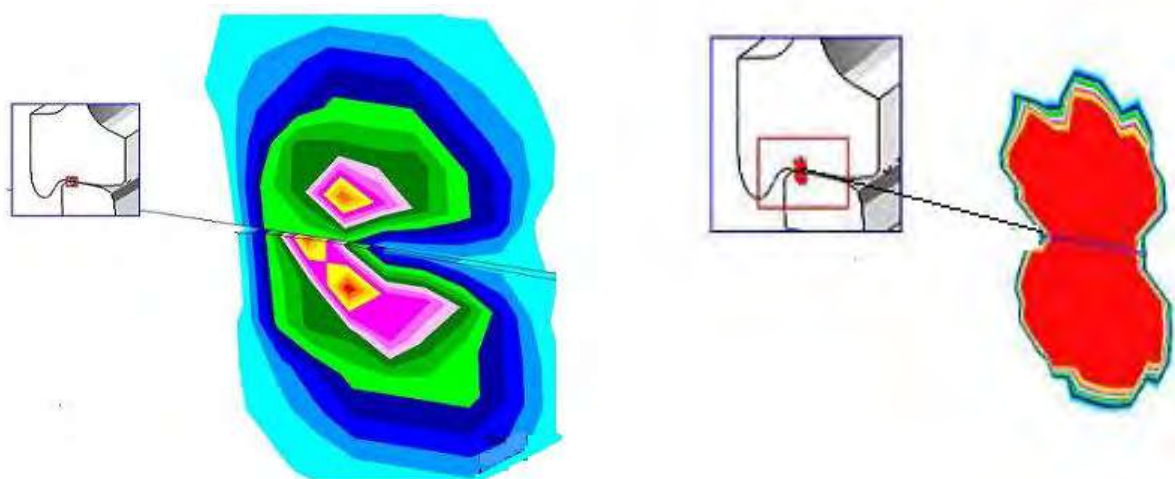


Рисунок 1.28 - Температурні поля у місці контакту колеса та рейки при юзовій ситуації

Одним з факторів, що збільшують ймовірність появи юзової ситуації, може бути нерівномірний розподіл натиснення колодок на колісні пари при гальмуванні [95, 58], обумовлене особливостями передачі зусиль від гальмівного циліндра на колісні пари через систему тяг і важелів (див. рисунок 1.23).

Експериментальні дослідження щодо виміру сил натиснення колодок свідчать, що сили натиснення гальмівних колодок на колеса розподіляються нерівномірно не лише по осях вагона [94], а й у межах однієї колісної пари, що підтверджується раніше проведеними дослідженнями [39].

Дослідження були проведені для пасажирського вагона плацкартного типу з тарою 55 тс і передаточним числом важільної гальмівної передачі 12 і 5,3 відповідно для чавунних і композиційних колодок. Вимірювання сил натиснення гальмівних колодок здійснювалося тензометричним методом шляхом реалізації екстреного гальмування в стаціонарних умовах, при цьому номінальна величина тиску в гальмівному циліндрі та вихід штока становили відповідно 4,1 кгс/см² і 140 мм.

Аналіз результатів величин сил натиснення показав, що максимальна різниця сил натиснення чавунних колодок на колісну пару склала 3 % (рисунк 1.29), для композиційних – 8 % (рисунк 1.30).

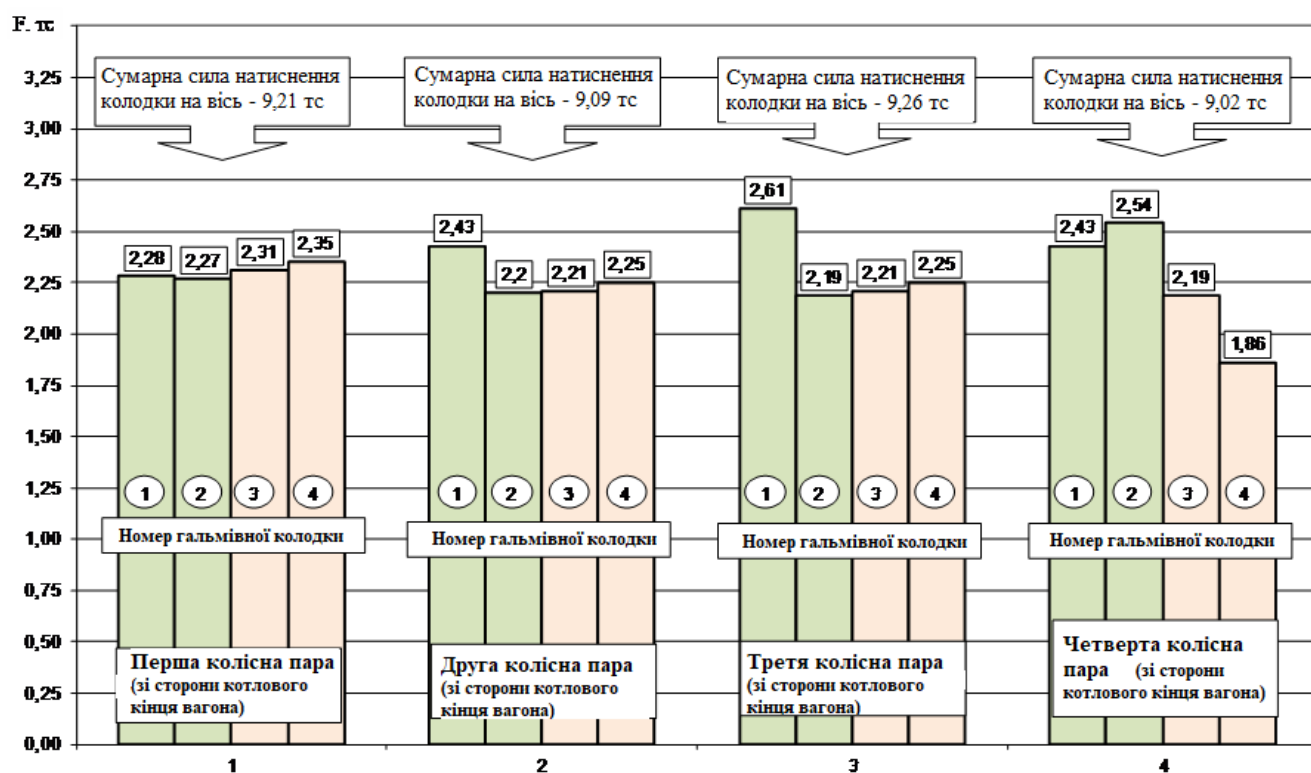


Рисунок 1.29- Результати вимірювання сил натиснення чавунних колодок на колеса

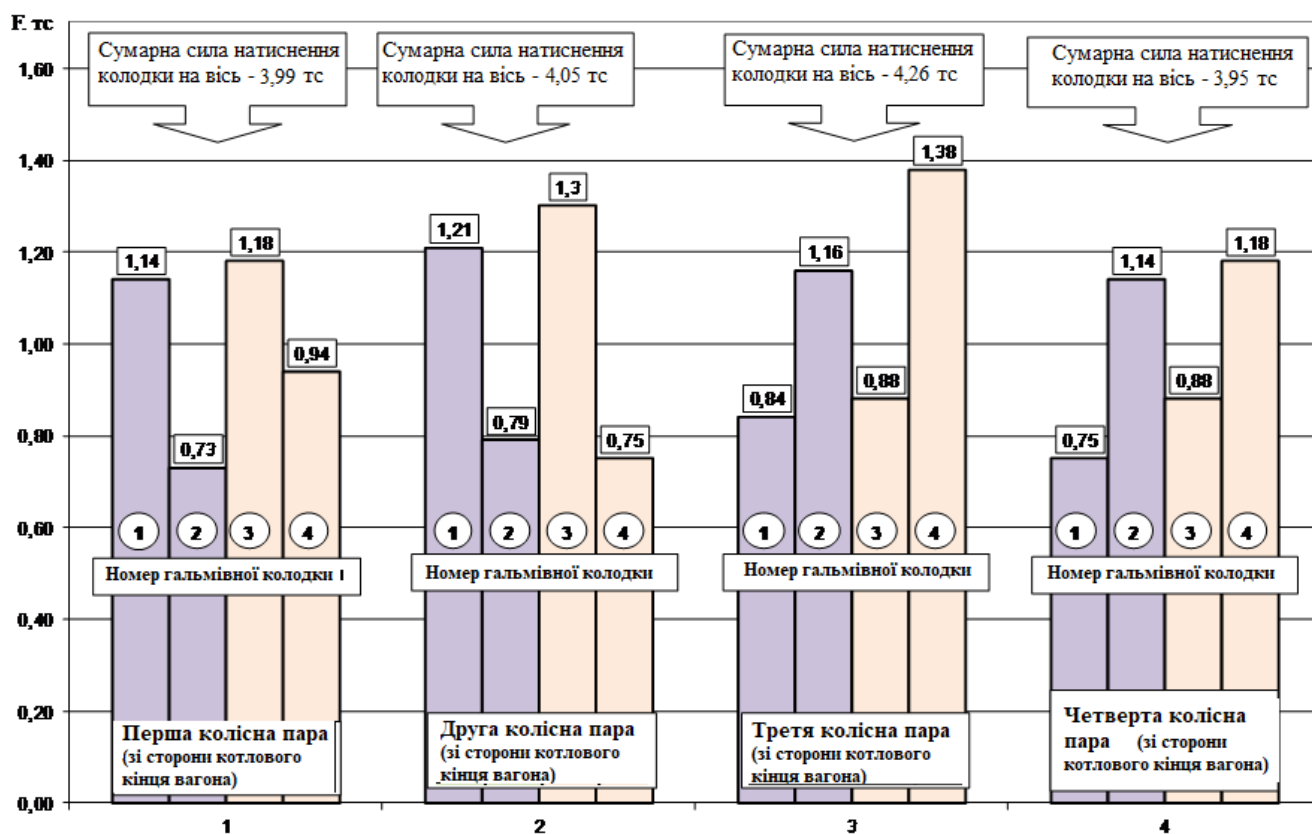


Рисунок 1.30 - Результати вимірювання сил натиснення композиційних колодок на колеса

Опрацювання результатів проводилося методами математичної статистики. Як статистичний закон розподілу сил приймався нормальний закон [82] за формулами наведеними вище (див. формули (1.1), (1.2), (1.3)).

Аналіз результатів показав (таблиця 1.3), що найбільш навантаженою при гальмуванні є третя (внутрішня) від котлового кінця вагона колісна пара, а сили натиснення з ймовірністю 0,9983 можуть змінюватися в межах для чавунних колодок від 1,848 тс до 2,832 тс, композиційних – від 0,403 тс до 1,717 тс.

Результати дослідження свідчать, що найбільша ймовірність появи повзунів через нерівномірний розподіл сил натиснення на колісні пари посідає внутрішні колісні пари вагонів з композиційними колодками, для чавунних колодок ймовірність появи повзунів практично нульова.

Обстеження технічного стану поверхні коліс в експлуатації швидкісного поїзда «Київ-Москва» (вагони моделі 61-779) показали, що найбільший відсоток ушкоджень припадає на третю колісну пару з боку котлового кінця (рисунок 1.31),

причому появи ушкоджень виникають в основному в осінньо - зимовий період (рисунок 1.32).

Таблиця 1.3- Статистичне розподілення сил натиснення гальмівних колодок на колеса

Показник	Номер колісної пари			
	1	2	3	4
Чавунні колодки				
Математичне очікування, тс	2,35	2,27	2,34	2,26
Середньоквадратичне відхилення, тс	0,079	0,09	0,164	0,148
Коефіцієнт варіації	0,034	0,04	0,07	0,065
Композиційні колодки				
Математичне очікування, тс	1,0	1,01	1,06	0,99
Середньоквадратичне відхилення, тс	0,18	0,249	0,219	0,178
Коефіцієнт варіації	0,18	0,246	0,206	0,065

Кількість пошкоджень

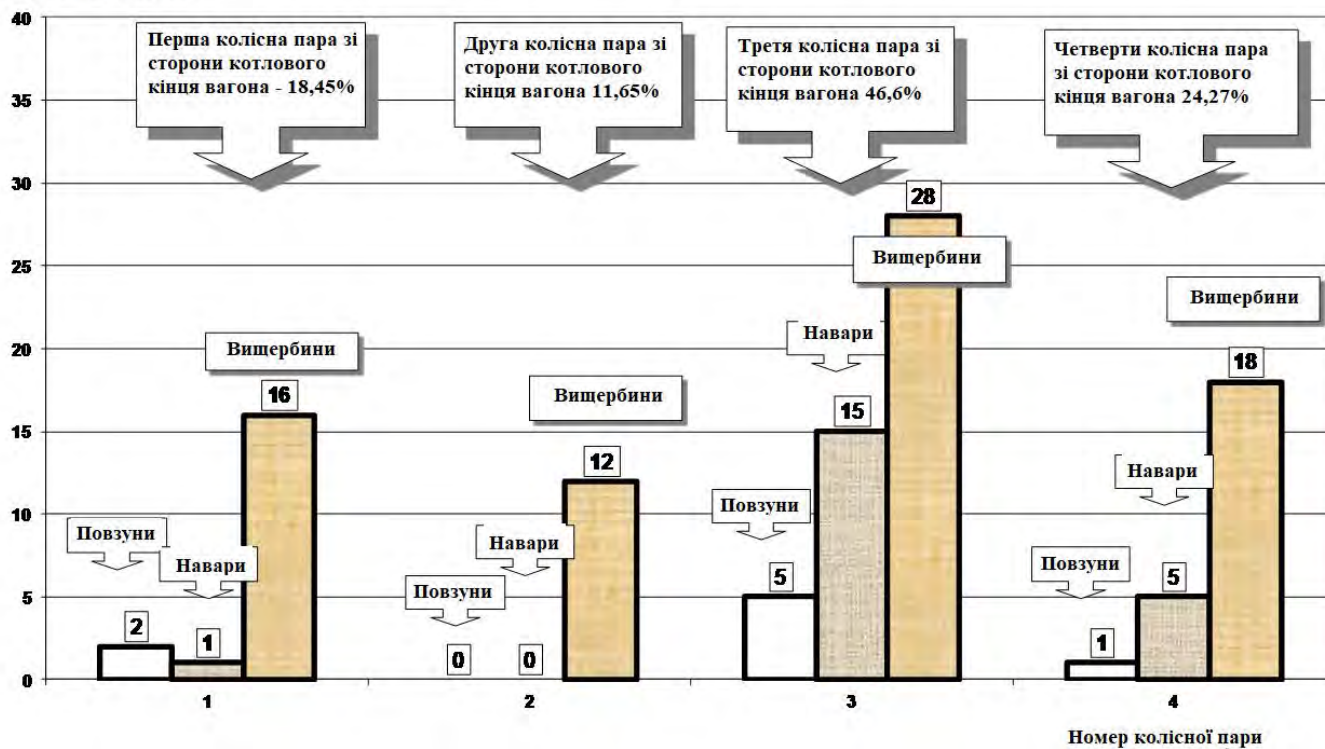


Рисунок 1.31 - Пошкодження колісних пар в експлуатації

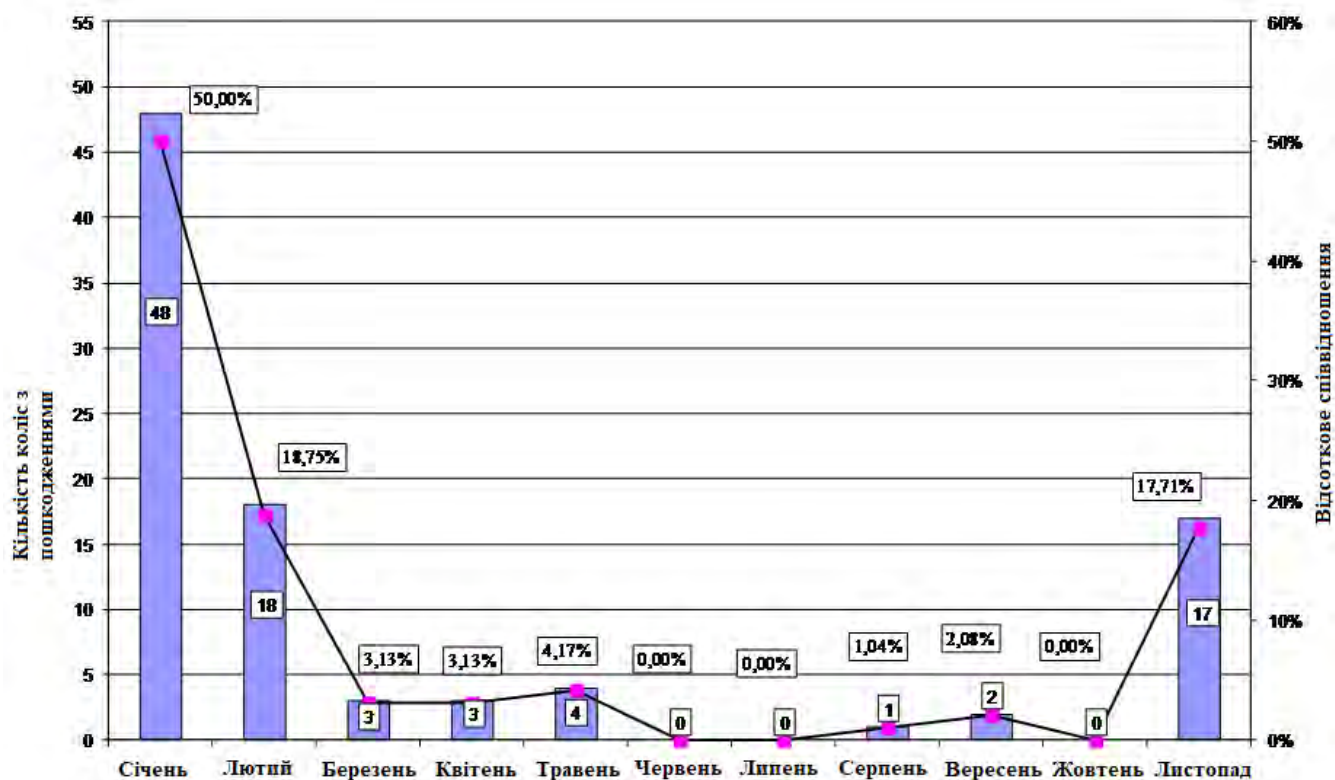


Рисунок 1.32 - Пошкодження колісних пар у сезонний період

В підсумку необхідно відмітити:

- нерівномірне натиснення колодок на колеса при гальмуванні зумовлене особливістю конструкції важільної передачі, що складається з системи тяг і важелів .
- найбільші сили натиснення реалізуються на внутрішніх колісних парах, максимальні зусилля припадають на третю від котлового кінця колісну пару.
- ймовірність появи пошкоджень поверхні катання коліс для вагонів з композиційними колодками, викликане нерівномірним натисненням колодок на колеса при гальмуванні, збільшується з підвищенням швидкості руху і становить від 0,0213 (2,13%) при швидкості 40 км/год до 0,0952 (9,52%) при швидкості 160 км/год, для чавунних колодок ймовірність юзових ситуацій у вказаному діапазоні швидкостей практично дорівнює нулю.

1.2.2 Дисківі гальмівні системи

Подальше підвищення швидкостей руху пасажирських поїздів з колодковими гальмами обмежується коефіцієнтом зчеплення коліс із рейками, а також надмірним нагріванням поверхні катання колеса при гальмуванні, особливо при композиційних колодках. Оскільки кінетична енергія поїзда прямо пропорційна квадрату швидкості руху, то для її швидкого переведення в теплову та механічну енергію потрібні потужні та ефективні гальмівні засоби. Це викликає необхідність її перенесення з поверхні катання колеса на спеціальні, добре вентильовані диски, що встановлюються безпосередньо на осі колісної пари або колісному центрі [88].

У зв'язку з цим все більшого поширення набувають дисківі гальмівні системи [21, 96, 97], які забезпечують високу гальмівну ефективність, про що свідчать результати ходових гальмівних випробувань. Ефективна площа поршнів гальмівних циліндрів кліщових механізмів вибирається виходячи з фактичного осьового навантаження кожного візка.

Дисківі гальма мають суттєві переваги перед колодковими з точки зору компактності гальмівного обладнання та стабільності робочих характеристик [98, 99, 100]. При дисківому гальмі поверхня катання коліс вільна від посиленого нагріву і зносу при цьому усуваються перегрів коліс, ненормальні вироблення на поверхні катання та ін., а також застосування найпростішої важільної передачі з мінімальними втратами на тертя та високою швидкодією (рисунок 1.33) [96, 97].

Водночас гальмівні диски зазнають великих теплових навантажень [101, 102, 103], а їх працездатність та надійність залежить від матеріалу та конструктивного виконання дисків (рисунок 1.34 та рисунок 1.35) та гальмівних накладок (рисунок 1.36) [88, 104].

Одним із недоліків дисківого гальма є відсутність очищення поверхні катання колеса, що на забруднених рейках призводить до зменшення сили зчеплення практично вдвічі та підвищує ймовірність виникнення юза.

Спроби використовувати для цих цілей спеціальні очищувальні колодки або створювати колодково-дисківі гальма не дали позитивного результату. У першому випадку не досягалися необхідні умови, а в другому - механічна частина гальма

істотно ускладнюється, що знижує її ефективність і створює труднощі в обслуговуванні.

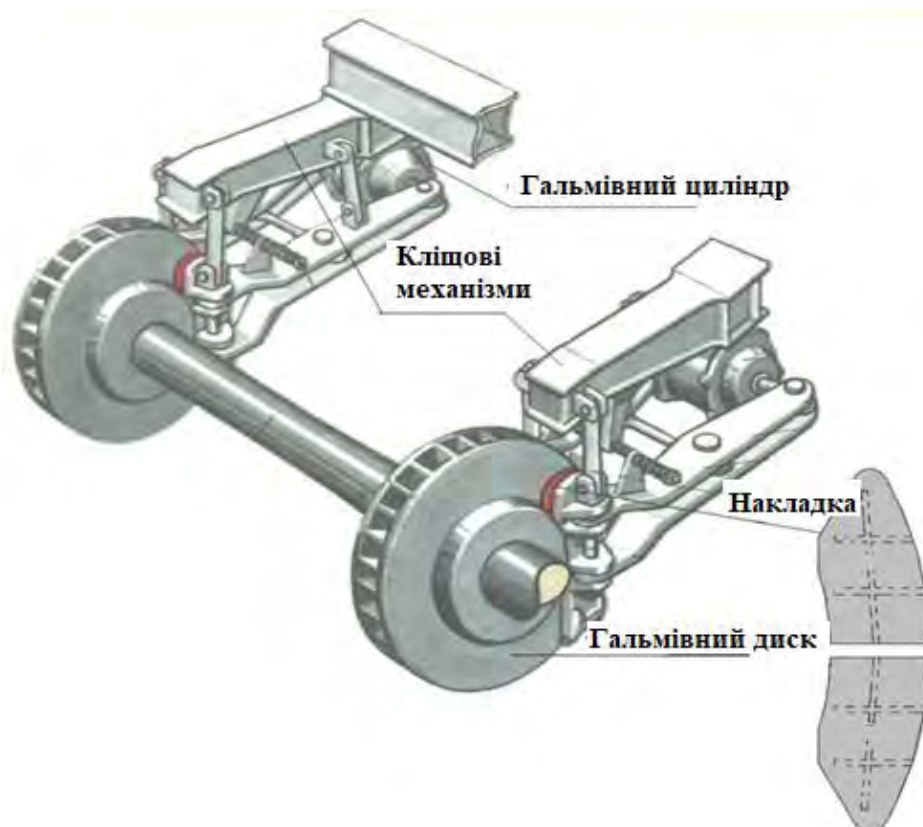


Рисунок 1.33 - Дискове гальмо, встановлене на осі колісної пари



Рисунок 1.34 - Гальмівний диск, що встановлюється на осі колісної пари

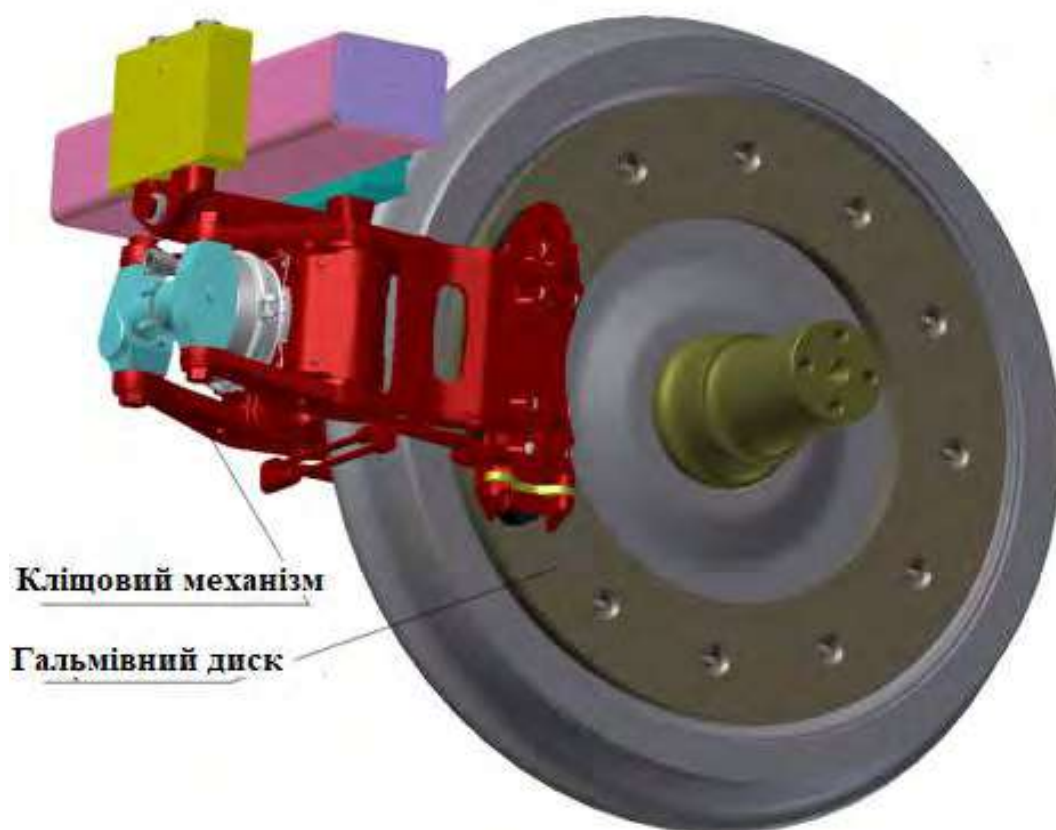


Рисунок 1.35 - Гальмівний диск, що встановлюється на колісному центрі



Рисунок 1.36 - Гальмівна накладка

Тому досить ефективним є застосування швидкодіючих електронних протизонних пристроїв з такими алгоритмами роботи, які дозволяють керувати рухом колісних пар, створюючи їх невелике проковзування та самоочищення без істотних ушкоджень [95, 105].

При цьому кожен вагон поїзда, обладнаний вказаними пристроями, «просушує» рейки і покращує умови гальмування для наступного вагона.

Основні відмітні ознаки дискових гальмівних систем у порівнянні з колодковими складаються [96]:

- гальмівна дія здійснюється через диски, розташовані на осі колісної пари або диску колеса, за допомогою передачі зусиль від кліщових механізмів через накладки;
- кожен кліщовий механізм обладнаний гальмівним циліндром із вбудованим авторегулятором та кронштейнами для встановлення накладок;
- на відміну від колодкового гальма, ефективність якого визначається за розрахунковим коефіцієнтом сили натискання колодок на колеса, ефективність дискового гальма визначається за гальмівним коефіцієнтом, що приводиться до поверхні катання колеса [11, 107];
- коефіцієнт тертя між накладкою та диском є постійною величиною і може змінюватися в межах від 0,3 до 0,4, не залежить від температури та швидкості, підтвердженням є результати експериментальних досліджень (рисунок 1.37) [107].

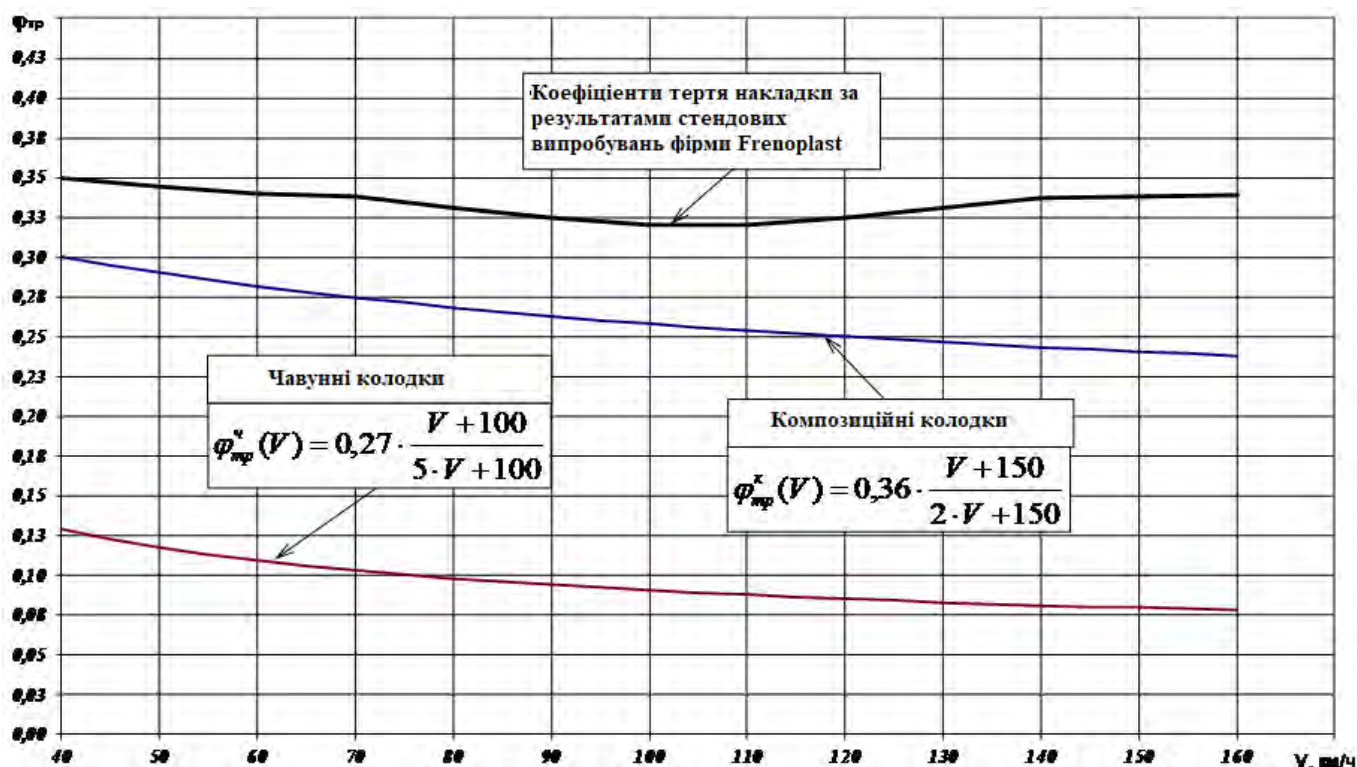


Рисунок 1.37 - Коефіцієнти тертя колодок та накладок

Слід зазначити, що на українських пасажирських вагонах використовуються у поєднанні з вітчизняними гальмівні прилади німецької фірми KNORR-BREMSE, опис яких викладено в цьому розділі.

Величина коефіцієнта тертя залежить від матеріалу накладки, так для матеріалу накладки з Бекоріту (Німеччина) коефіцієнт тертя становить 0,38, з Френопласту (Польща) – 0,35, з Косіда (Чехія) – 0,32.

Гальмівна система пасажирського вагона локомотивної тяги з дисковим гальмом [106] (рисунок 1.38) включає повітророзподільник 292М, електроповітророзподільник 305, запасний резервуар ємністю, 78 л з'єднаний через повітророзподільник з компенсуючим резервуаром ємністю 16 л, який призначений для керування роботою.

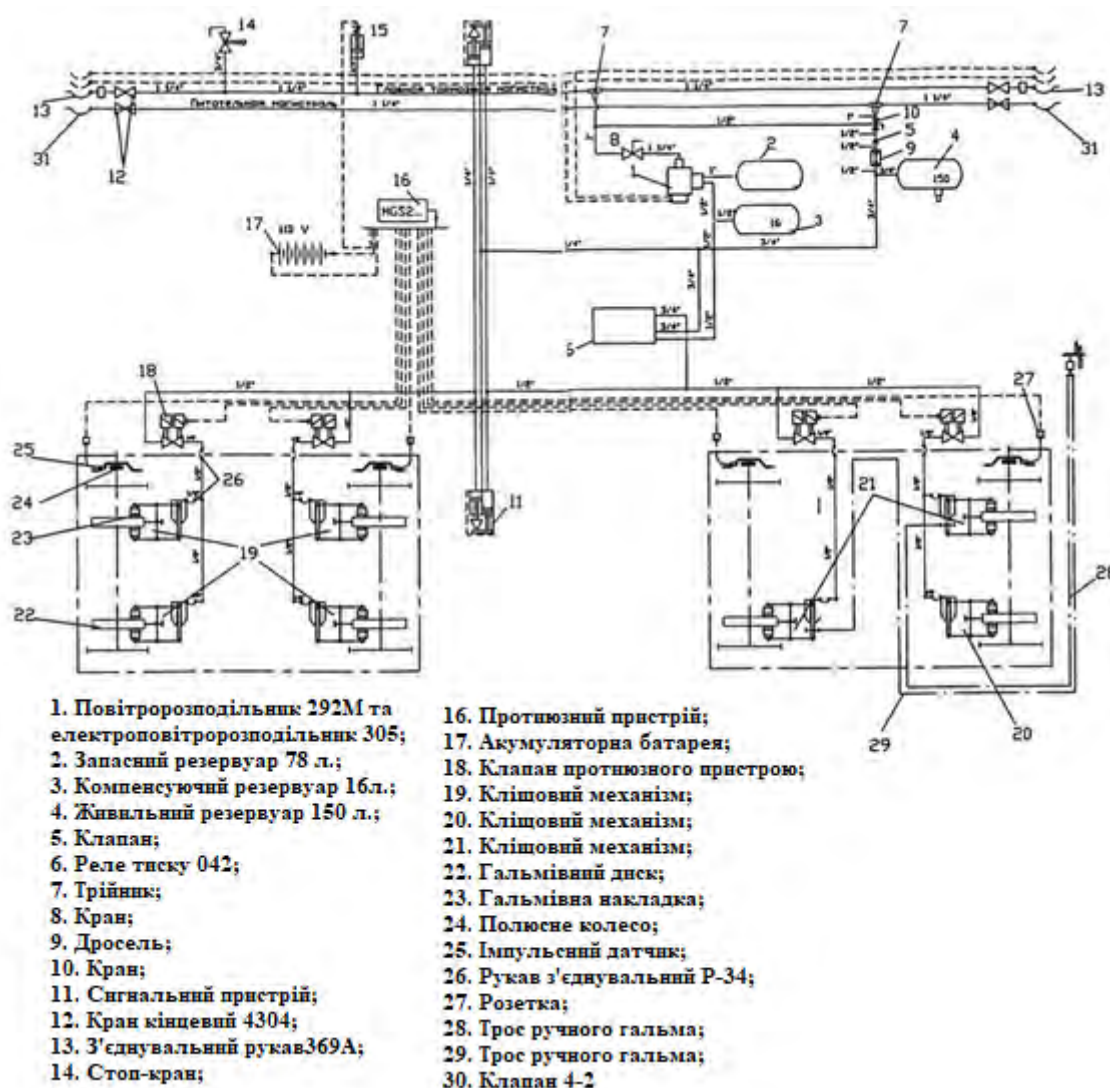


Рисунок 1.38 – Принципова схема пневматичної системи дискового гальма

Живильний резервуар, залежно від команди реле тиску (при спрацьовуванні протиюзного пристрою), забезпечує наповнення стисненим повітрям циліндри гальмівні дискових гальм, які встановлені на візках. На запасному та живильному резервуарах передбачені випускні клапани.

На кожній осі візки вітчизняних вагонів жорстко закріплені по 2 чавунні гальмівні диски з сірого чавуну з пластинчастим графітом діаметром 610 мм, товщиною 110 мм радіусом тертя 233 мм до яких при гальмуванні з двох сторін притискаються гальмівні накладки зі зносостійких композиційних матеріалів.

У конструкції ручного гальма збережено принцип передачі зусилля від штурвала до гвинтової пари. Передача зусилля від гвинтової пари на диски, розташовані по діагоналі котлового візка, здійснюється за допомогою гнучких тросів. Електрична частина електропневматичного гальма включає робочий провід, призначений для управління дією електроповітророзподільника і контрольний - для сигналізації машиністу про стан електричного ланцюга. Зворотним дротом служить залізнична колія.

Для усунення запобігання повному блокуванню (заклиненню) колісних пар на вагоні використовується протиюзний пристрій з мікропроцесорними блоками-аналізаторами, безконтактними імпульсними сенсорними датчиками та регулятором тиску.

Клапани протиковзання встановлені на кожній колісній парі, а на торцях осі – датчики швидкості обертання.

Протиюзний пристрій включає [106]:

- аналізатор електронного типу (комутаційний апарат);
- датчики швидкості обертання кожної колісної пари, що передають електричні сигнали аналізатору;
- електромагнітні клапани, призначені для швидкого випуску повітря з гальмівних циліндрів в атмосферу;
- регулятори тиску, що слугують для включення протиюзного пристрою.

Як комутаційний апарат використовується апарат MGS2, що базується на KNORR-BREMSE Electronic System for Railway Application (ESRA).

Основна вимога до протиюзного пристрою полягає у надійному функціонуванні в діапазоні швидкостей руху вагона від 10 км/год до 200 км/год і вище, у тому числі при використанні додаткових гальм, принцип дії яких не залежить від зчеплення колеса з рейкою, при цьому швидкість ковзання колісних пар по рейках має перевищувати 10-15 % від лінійної швидкості руху ваг вона.

Функції комутаційного апарату полягають у:

- недопущення юзових ситуацій;
- контролюванні та оптимізації гальмівних процесів;
- виключення появи пошкоджень на колесах;
- керуванні магніторельсовим гальмом;
- визначення та запам'ятовування кількості оборотів коліс (швидкість і дальність пересування вагонів);
- здійснення власної діагностики пристроїв.

Включення блоку протиюзного пристрою здійснюється за допомогою електроконтактів регулятора тиску, пневматична частина якого з'єднана з гальмівною магістраллю. Функціонування комутаційного апарату має бути збережене протягом 30 хвилин після вимкнення контактів регулятора.

Датчик швидкості (рисунок 1.39) призначений для вимірювання швидкості обертання феромагнітного зубчастого колеса, розташованого на торцевій частині колісної пари шляхом передачі відповідних сигналів комутаційному апарату. Сканування сигналу комутаційному апарату здійснюється електричним кабелем через спеціальний роз'єм, встановлений на датчику.

Зубчасте колесо виконане у вигляді прямозубої шестерні діаметром 160 мм з числом зубів 80 та модулем 2 мм. Повітряний зазор між виступами зубів колеса та вимірювальною площиною датчика має бути в межах 0,4-1,4 мм. Як датчик швидкості використовується імпульсний датчик G 16 з гнучким кабелем, а як феромагнітне колесо - ротор з явно вираженою полярністю (POLRAD) виробництва фірми KNORR-BREMSE.

Клапан протиковзання призначений для швидкого випуску частини стиснутого повітря з гальмівних циліндрів при надходженні електричного сигналу

від електронного пристрою комутаційного апарату та відновлення зв'язку гальмівних циліндрів з живильною магістраллю стисненого повітря від реле тиску після зняття сигналу. Як клапан протиковзання використовується клапан GV 12. Клапан не повинен допускати безперервний випуск повітря з гальмівних циліндрів більше 10 с.

Регулятор тиску призначений для вимикання комутаційного апарату протиюзного пристрою від електроживлення при зниженні тиску повітря в гальмівній магістралі до $1,3 \text{ кг/см}^2$ і включення живлення при підвищенні тиску в гальмівній магістралі до $1,8 \text{ кг/см}^2$. Як регулятор тиску використовується регулятор моделі MCS+S3-MSD зі штекером типу MSD4 розробки фірми KNORR-BREMSE.

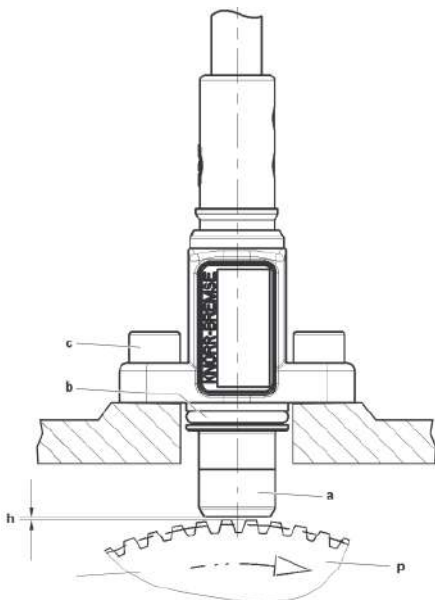


Рисунок 1.39 - Датчик імпульсів у зібраному стані (а - датчик імпульсів, b - кільце ущільнювача круглого перерізу, c - гвинт з циліндричною головкою, p - індуктор. h - відстань між індуктором і датчиком імпульсів (0,4 - 1,4 мм)

Важливим етапом дослідження гальмівних систем пасажирських вагонів із дисковими гальмами є перевірка функціонування та ефективності протиюзного пристрою. Такі перевірки проводиться за спеціальними методиками [108, 109, 111], які також можна примініти для моторвагонного рейкового транспорту [110].

1.2.3 Методологія перевірки функціонування та ефективності роботи протизножного пристрою

Перевірка функціонування протизножного пристрою в стаціонарних умовах здійснюється за допомогою спеціального переносного приладу, який має зубчасте колесо з параметрами, аналогічними зубчастому колесу на осі колісної пари, а також штатний роз'єм для приєднання датчика швидкості обертання колісної пари [111]. Перевірка працездатності протизножного пристрою проводиться для попереднього загальмованого повним службовим гальмуванням пасажирського вагона. Для подачі сигналу комутаційному апарату до роз'єму приладу приєднується датчик обертання однієї з колісних пар, а зубчасте колесо приводиться в обертання, що призводить до імітації юзової ситуації.

Процеси зміни тиску у гальмівних приладах вагона записуються на комп'ютер у вигляді діаграм (рисунк 1.40).

Аналіз діаграм зміни тиску при спрацюванні протизножного пристрою показав:

- час зниження тиску в гальмівному циліндрі від $4,15 \text{ кг/см}^2$ до нуля становить $0,95 \text{ с}$;
- час наповнення гальмівного циліндра від нуля до початкового $4,15 \text{ кг/см}^2$ становить $0,6 \text{ с}$;
- час від початку зниження тиску в гальмівному циліндрі до початкового становить $2,75 \text{ с}$;
- порційне зниження тиску в живильному резервуарі становить середньому $0,1 \text{ кг/см}^2$;
- тиск у головній гальмівній магістралі та зрівняльному резервуарі залишилися постійними;
- особливістю процесу спрацювання протизножного пристрою є початковий стрибок підвищення тиску в гальмівному циліндрі до величини $4,38 \text{ кг/см}^2$ яке потім протягом $3,85$ секунд знижується до $4,15 \text{ кг/см}^2$.

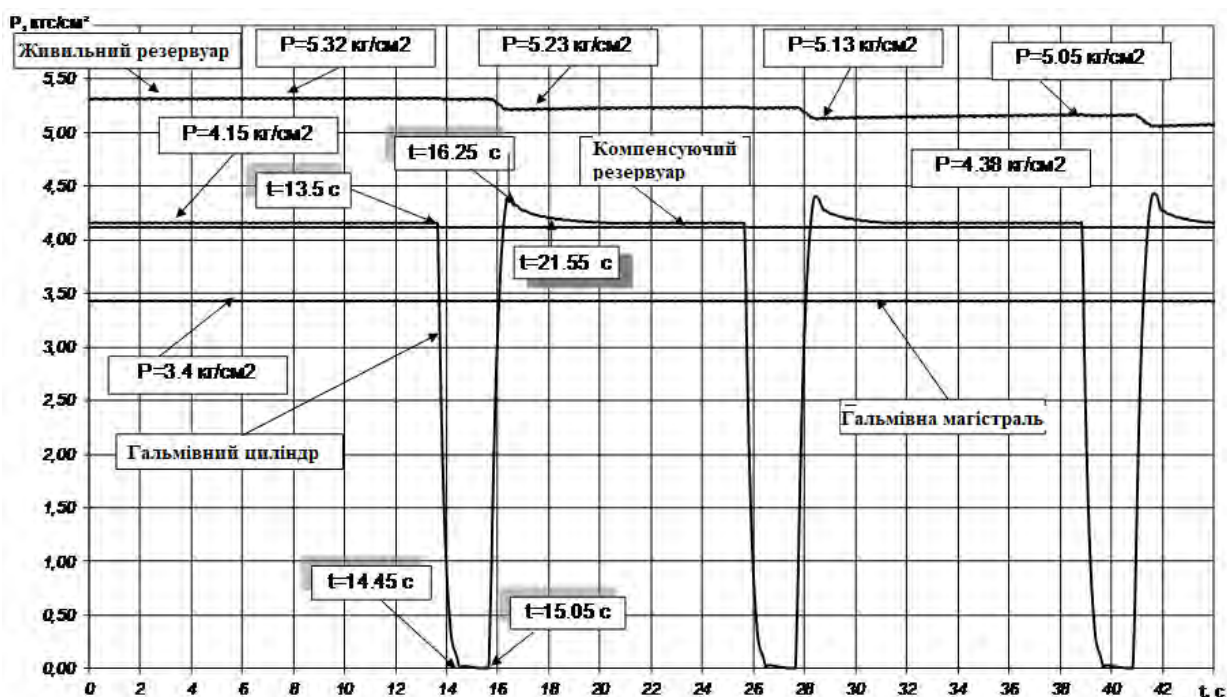


Рисунок 1.40 - Зміна тиску в гальмівних приладах вагона при спрацьовуванні протиюзного пристрою

Найважливішим етапом експериментальних досліджень гальмівної системи дискового гальма є перевірка ефективності дії протиюзного захисту колісних пар. Такі дослідження проводяться за спеціальною методикою [111, 112] за швидкості 120 км/год.

Ефективність протиюзного пристрою при ходових поїзних випробуваннях оцінюється за допомогою серії екстрених гальмування окремого вагона на прямій ділянці колії з ухилом не більше 1 ‰ шляхом штучного зниження коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою за допомогою спеціального розчину, яким змочують рейки [113].

Рідина, яка використовується для зменшення зчеплення, повинна бути водним розчином миючого засобу, заснованого на жирних кислотах або має в'язку основу (сукупність активних компонентів). Миючий засіб повинен бути подрібненим, змішуватися з водою і не мати шкідливих впливів на рейку і колесо.

Розчин миючого засобу повинен створювати імітацію необхідного рівня зчеплення τ між 0,05 та 0,08 протягом початкового періоду гальмування, без урахування початкового максимального значення коефіцієнта зчеплення.

Номінальний склад розчину повинен становити 1% активних компонентів, допускається зміна концентрації для досягнення необхідного рівня зчеплення, однак без перевищення максимально допустимого значення на 0,1%.

Розчин повинен наноситися перед кожним колесом першої колісної пари під тиском від 0,1 бар до 0,2 бар через сопла діаметром 8 мм на поздовжню поверхню рейки за кілька сантиметрів від рейки та колеса.

При проведенні ходових випробувань щодо визначення гальмівного шляху під час роботи протиюзного пристрою в процесі гальмування із заданою початковою швидкістю необхідно враховувати наступні критерії [111, 112, 113]:

- рівень зчеплення колеса із рейкою;
- гранична припустима величина відхилення лінійної швидкості обертання колісної пари від швидкості поступального руху вагона;
- мінімальне проковзування колісної пари.

Рівень зчеплення колеса з рейкою (рисунок 1.41) у початковий період гальмування має перебувати між 0,05 та 0,08, величина якого визначається за формулою:

$$\tau_a = \frac{\ddot{x}}{g}, \quad (1.4)$$

де $\ddot{x}$ - середнє уповільнення вагона, що визначається згідно з рисунком 1.41;
 g – прискорення вільного падіння.

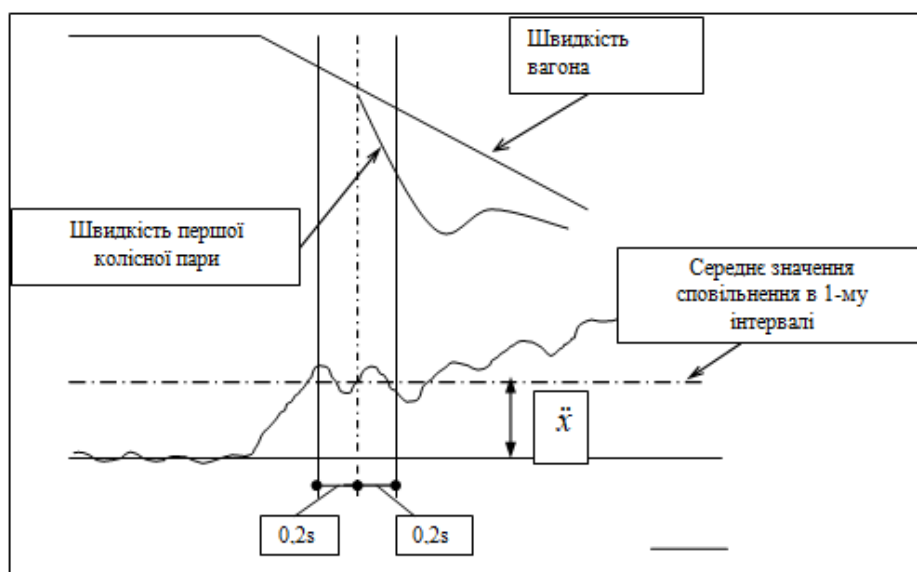


Рисунок 1.41 - Визначення рівня зчеплення

Допустима величина відхилення лінійних швидкостей вагона та колісної пари, яка визначається як відношення лінійної швидкості обертання колісної пари до швидкості поступального руху вагона, не повинна перевищувати 10 % -15 %.

Мінімальне проковзування розраховується для кожної колісної пари визначається відповідно до рисунку 1.42 за формулою:

$$GM(n) = 100 \cdot \frac{\sum_{i=1}^m t_i}{T}, \quad (1.5)$$

де n - номер осі;

m – кількість інтервалів;

t_i - часткові інтервали часу;

T - час між початком гальмування та точкою, в якій вагон досягає швидкості 60 км/ч;

$\sum_{i=1}^m t_i$ - загальний час в інтервалі T , протягом якого колісна пара знаходиться у відносному ковзанні, що перевищує 10%.

Вважається, що критерій мінімального проковзування дотримується, якщо мінімум половини колісних пар вагона [114], значення $GM(n)$ перевищує 35 % для випробувань при швидкості 120 км/ч.

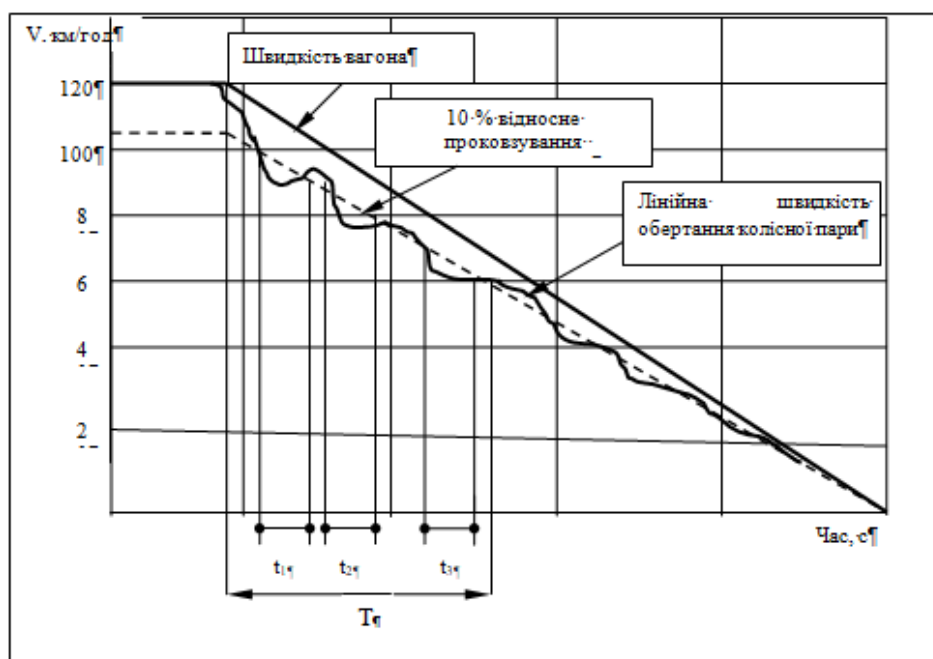


Рисунок 1.42- Визначення мінімального проковзування

Кожне нове випробування виконується тільки в тому випадку, якщо немає діагностичних повідомлень про помилку на табло протиюзного пристрою.

Ходові випробування з визначення гальмівного шляху вагона при спрацьовуванні протиюзного пристрою вважаються дійсними, якщо всі критерії умов випробувань дотримуються, інакше випробування вважаються недійсними. Параметри критеріїв умов випробувань встановлюються за допомогою серії випробувань за алгоритмом, представленим на рисунку 1.43.

Гальмівний шлях, отриманий у процесі випробувань при спрацьовуванні протиюзного пристрою, не повинен перевищувати гальмівний шлях вагона при сухих рейках на задану критеріальну величину.

У процесі проведення випробувань ведеться запис параметрів, необхідні перевірки функціонування протиюзного пристрою. Параметри повинні записуватися одночасно і представлятися графічно як функції часу:

- лінійна швидкість вагона, км/год;
- лінійна (окружна) швидкість усіх колісних пар;
- тиск у гальмівних циліндрах;
- початок гальмування;

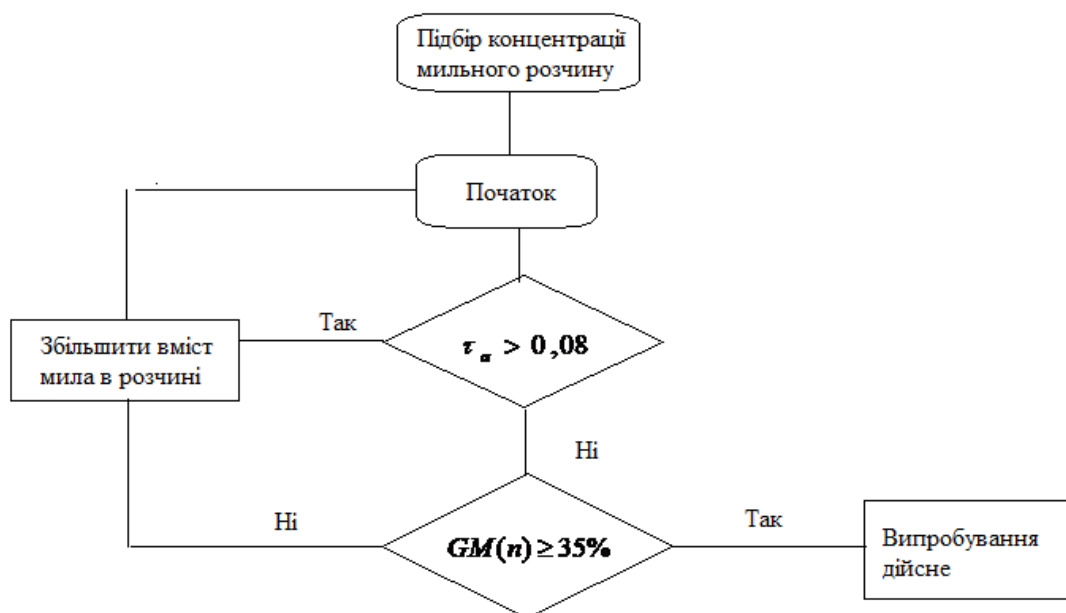


Рисунок 1.43– Визначення критеріїв умов проведення випробувань протиюзного пристрою

- прискорення сповільнення вагона та колісних пар;
- гальмівний шлях.

Крім того виміру підлягають:

- швидкість на початку гальмування;
- час гальмування;
- температура рейок та навколишнього середовища;
- тиск у запасному, поживному та зрівняльному резервуарах на початку та в кінці процесу гальмування.

Перевірка збереження гальмівної ефективності вагона при несправності протиюзного пристрою виконується при сухих рейках із нормованим коефіцієнтом зчеплення колеса та рейки. Гальмування реалізують при швидкості 60 км/год, при цьому імітують наступні несправності протиюзного пристрою:

- протиюзний пристрій відключено;
- один із датчиків оборотів колісної пари від'єднаний від букси;
- від'єднаний один із проводів, що підходить до клапана випуску повітря з гальмівного циліндра, при цьому тиск у гальмівних циліндрах після гальмування повинен відповідати нормативним значенням.

Після кожного екстреного гальмування фіксується тиск повітря в гальмівному циліндрі і запасному резервуарі, візуально перевіряється цілісність і надійність кріплення елементів гальма. Особлива увага звертається на зношування та цілісність фрикційних пар гальма, фіксуються випадки появи пошкоджень поверхні колісних пар.

Виявлені під час огляду несправності усувають, вживають заходів до виявлення та усунення причин їхньої появи.

За викладеною методикою були проведені випробування протиюзного пристрою пасажирського вагона моделі 61-779 з дисковим гальмом, які показали, що величина проковзування колісних пар щодо поверхні рейки може становити (10-15) % (рисунок 1.44 та рисунок 1.45).

1.2.4 Дослідження впливу ресорного пневмопідвішування на гальмівну систему пасажирського вагона.

Важливою складовою рейкових екіпажів є пристрої демпфування та гасіння коливань кузова під час руху по нерівностях рейкового шляху, покликані забезпечувати необхідні динамічні характеристики вагона та плавність ходу [115]. Тому все більшого поширення набувають пасажирські вагони з пневматичними ресорами (пневмопідвішуванням), які відрізняються простотою та надійністю. Живлення пневморесори здійснюється від живильної магістралі гальмівної системи пасажирського вагона (рисунок 1.46) [116].

Пневматична ресора має гумокордову оболонку, заповнену стисненим повітрям (рисунок 1.47).

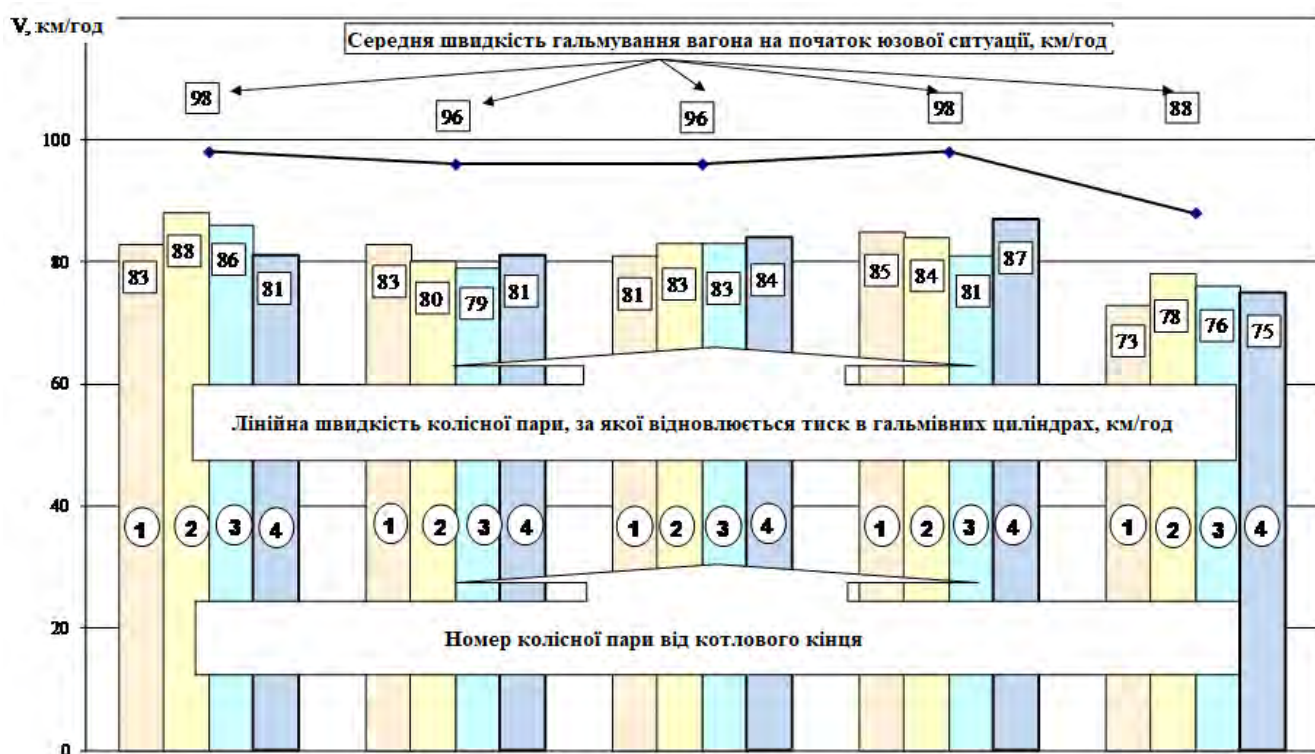


Рисунок 1.44- Зміна лінійної швидкості обертання колісних пар за юзової ситуації

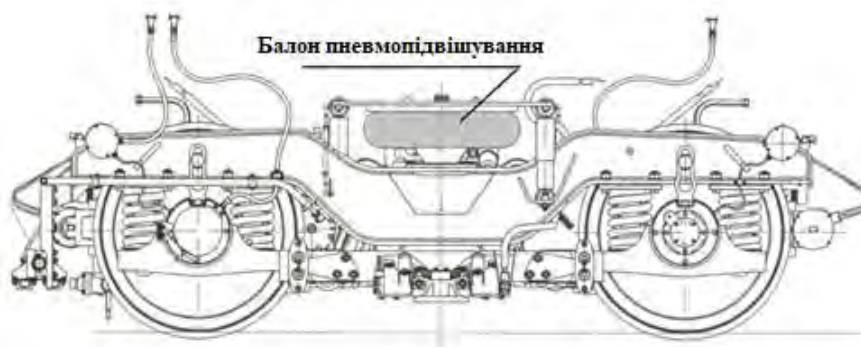


Рисунок 1.47- Пневморесори (пневмопідвішування) пасажирського вагона

Тиск повітря у пневморесорі визначається положенням важеля регулятора, один кінець якого шарнірно з'єднаний з кузовом вагона, а інший – з рамою візка (рисунок 1.48).

Якщо важіль займає горизонтальне положення, регулятор перекриває доступ повітря в ресору. Якщо кут повороту важеля стає більшим за деяке порогове значення ($\sim 2^\circ$), регулятор впускає або випускає повітря з пневморесори залежно від того, вниз або вгору змістився кузов. При невеликих ($< 80^\circ$) кутах повороту важеля повітря проходить через дросельний отвір, тому його витрата, а разом з ним і швидкість зміни тиску в ресорі, невеликі. При повороті важеля на більший кут ($> 80^\circ$) впуск (випуск) стисненого повітря відбувається в обхід дросельного отвору, що призводить до суттєвого збільшення витрати повітря.

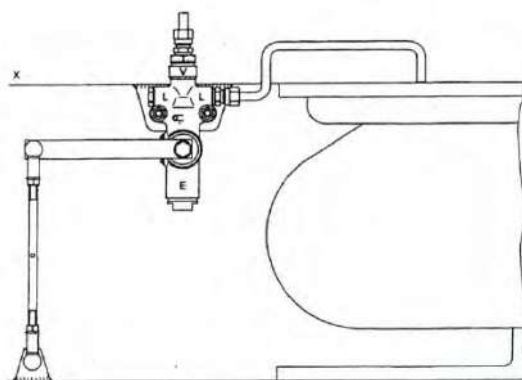


Рисунок 1.48- Схема регулятора тиску в пневморесорі

Пневморесори одного візка пов'язані перепускним клапаном, який спрацьовує, відкриваючи шлях повітря з однієї ресори в іншу, коли різниця тиску в них виявляється більшою за деяке порогове значення.

Наведена на рисунок 1.49 залежність витрати повітря від кута повороту важеля має три характерні області: область А відповідає перекриттю повітря в ресорі, В - випуск повітря через дросельний отвір і С - випуск повітря в обхід дросельного отвору. Гілки а) та в) відповідають регуляторам відповідно з одним або двома пропускними отворами.

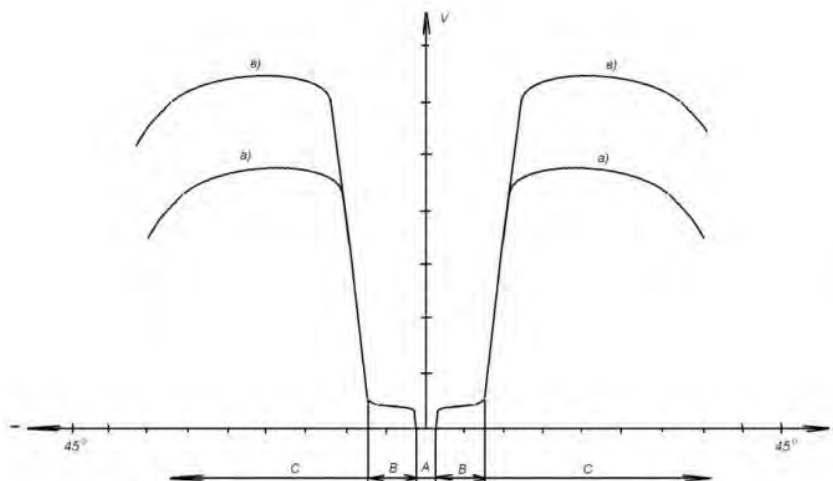


Рисунок 1.49- Залежність витрати повітря (л/с) від кута повороту важеля

У таблиці 1.4 представлені характеристики регулятора тиску стисненого повітря у пневморесорі.

Таблиця 1.4 – Параметри пневморесори та регулятора тиску

Назва параметра	Значення
1	2
Об'єм області, обмеженою гумокордовою оболонкою, л	42
Об'єм додаткового резервуара, л	38
Загальний обсяг повітря в пневморесорі, л	80
Різниця тиску в ресорах одного візка, при якій відкривається перепускний клапан, кПа	140
Відносні швидкості зміни тиску:	
- при випуску повітря в обхід дросельного отвору, с^{-1}	-0,04
- при випуску повітря через дросельний отвір, с^{-1}	-0,004
- при наповненні ресори через дросельний отвір	0,003
- при наповненні ресори в обхід дросельного отвору, с^{-1}	0,04

Так як підживлення пневморесори стисненим повітрям здійснюється від живильної магістралі гальмівної системи вагона, то питання невичерпності гальмівної системи з урахуванням витрати стисненого повітря через систему пневмопідвішування є актуальними [116].

У зв'язку з цим, важливого значення набуває оцінка витрати повітря з пневморесори як при гальмуванні, так і при русі вагона на прямих і кривих ділянках колії з різними швидкостями [117]. Перевірка витрати повітря із системи пневмопідвішування при різних режимах руху та гальмуванні проводиться за спеціальною методикою, викладеною в пункті 2.2.1.

При виведенні розрахункових залежностей витрати повітря із системи пневмопідвішування вважається, що зміна тиску повітря в пневморесорі здійснюється за адіабатичним законом за відсутності теплообміну із зовнішнім середовищем [118]:

$$p_1 \cdot v_1^\gamma = p_2 \cdot v_2^\gamma, \quad (1.6)$$

Звідки витрата повітря визначиться за такою формулою:

$$\Delta v \rightleftharpoons = v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{1/\gamma} \right], \quad (1.7)$$

З формули (1.7) випливає, що при виконанні нерівності $p_2 \rightleftharpoons < p_1$ об'єм повітря в пневморесорі зменшується, при зворотній нерівності повітря надходить у пневморесору.

Загальна витрата повітря із системи пневмопідвішування вагона визначається як сума витрати повітря з кожної пневморесори :

$$\Delta v_p \rightleftharpoons = \sum_{i=1}^4 v_{pi} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{p1.i}}{p_{p2.i}} \right)^{1/\gamma} \right], \quad (1.8)$$

де v_{pi} - обсяг повітря в пневморесорі при тиску $p_{1.i}$;

$p_{1.i}$ - початковий тиск в i - ой пневморесорі;

$p_{2,i}$ - кінцевий тиск в i - ой пневморесорі.

Під час руху пасажирського вагона тиску в пневморесорах змінюються відповідно до коливального процесу кузова вагона, обумовленого нерівностями рейкової колії.

Теоретичний розрахунок витрати повітря в пневморесорі є досить складним завданням і вимагає розгляду коливань вагона на кривих і прямих ділянках шляху при впливі випадкових нерівностей з урахуванням термодинамічних процесів зміни тиску в пневморесорі, тому оцінка витрати повітря із системи пневмопідвішування вагона може бути виконана за результатами випробувань на натурних зразках [119, 120, 121].

Такі дослідження проводяться на прямих та кривих ділянках колії з різними швидкостями руху дослідного поїзда.

Фактичний тиск у пневморесорах визначається за допомогою манометрів або датчиків тисків, що приєднуються до допоміжних резервуарів кожної пневморесори.

Тиск та обсяг повітря в пневморесорах перед початком випробувань можуть мати значення, відмінні від значень для вагона в горизонтальному положенні, тому для визначення початкового фактичного обсягу в пневморесорах використовується формула:

$$v_1 = v_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{1/\gamma}, \quad (1.9)$$

Об'єм повітря в пневморесорі (v_1) може бути визначений за формулою (1.10), або з використанням номограми (рисунок 1.50).

$$\begin{aligned} v_1 &= v_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{1/\gamma} = \alpha \cdot v_0 = \\ &= v_0 \cdot \left(-0,07718 \cdot \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^3 + 0,539251 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^2 + 0,55817 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right) - \right. \\ &\quad \left. 0,023356\right), \end{aligned} \quad (1.10)$$

Тривалість руху дослідного поїзда із заданою постійною швидкістю має становити не менше 5 хв (300 с) з подальшою зупинкою для вимірювання тиску в пневморесорах та підзарядки системи пневмопідвішування.

Витрата (надходження) повітря з пневморесори визначається за формулою:

$$\Delta v = \beta \cdot v_1 = v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{1/\gamma}\right], \quad (1.11)$$

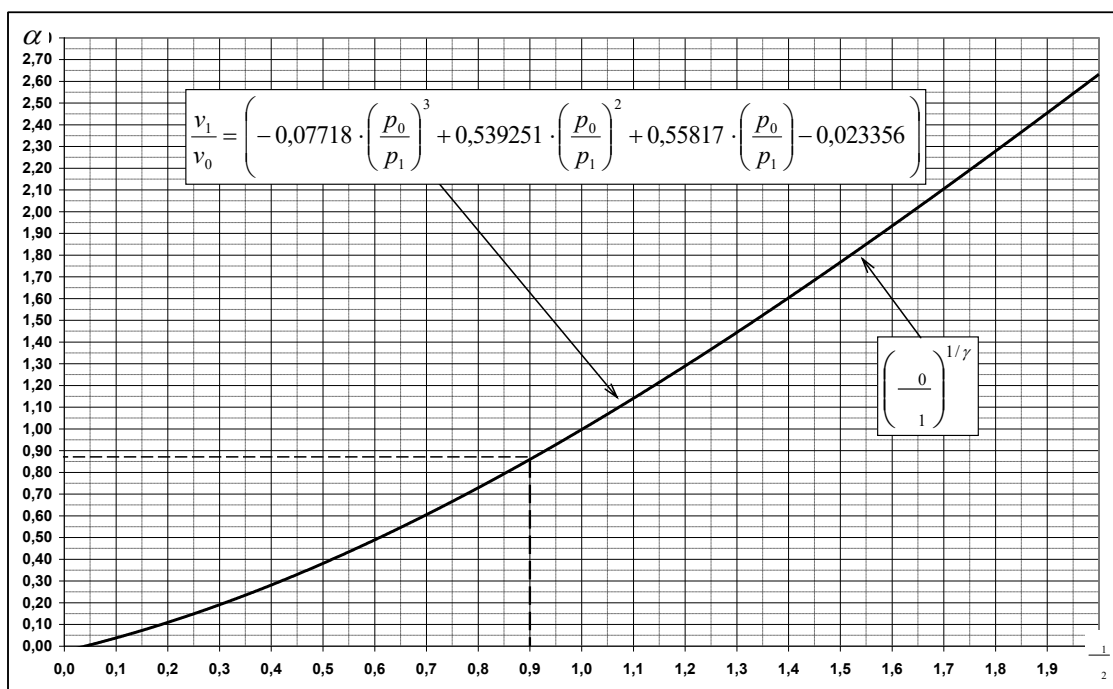


Рисунок 1.50- Номограма визначення коефіцієнта α у формулі (1.10)

де коефіцієнт β може бути визначений за формулою (1.12) чи номограмою (рисунок 1.51).

$$\beta = 0,07718 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^3 - 0,539251 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^2 - 0,55817 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right) + 1,023356, \quad (1.12)$$

Перед виїздом на полігон випробувань проводиться зарядка системи пневмопідвішування до номінальних тисків у пневмобалонах.

Перед початком досліду проводиться:

- заряджання системи пневмопідвішування до номінального тиску в пневморесорах;
- вимірювання початкових фактичних тисків у пневморесорах та визначення початкових фактичних обсягів повітря в них;
- від'єднання системи пневмопідвішування від живильної магістралі, шляхом перекриття відповідного крану.

Після закінчення досвіду необхідно:

- виміряти кінцевий тиск у пневморесорах та визначити кінцевий об'єм повітря в них;

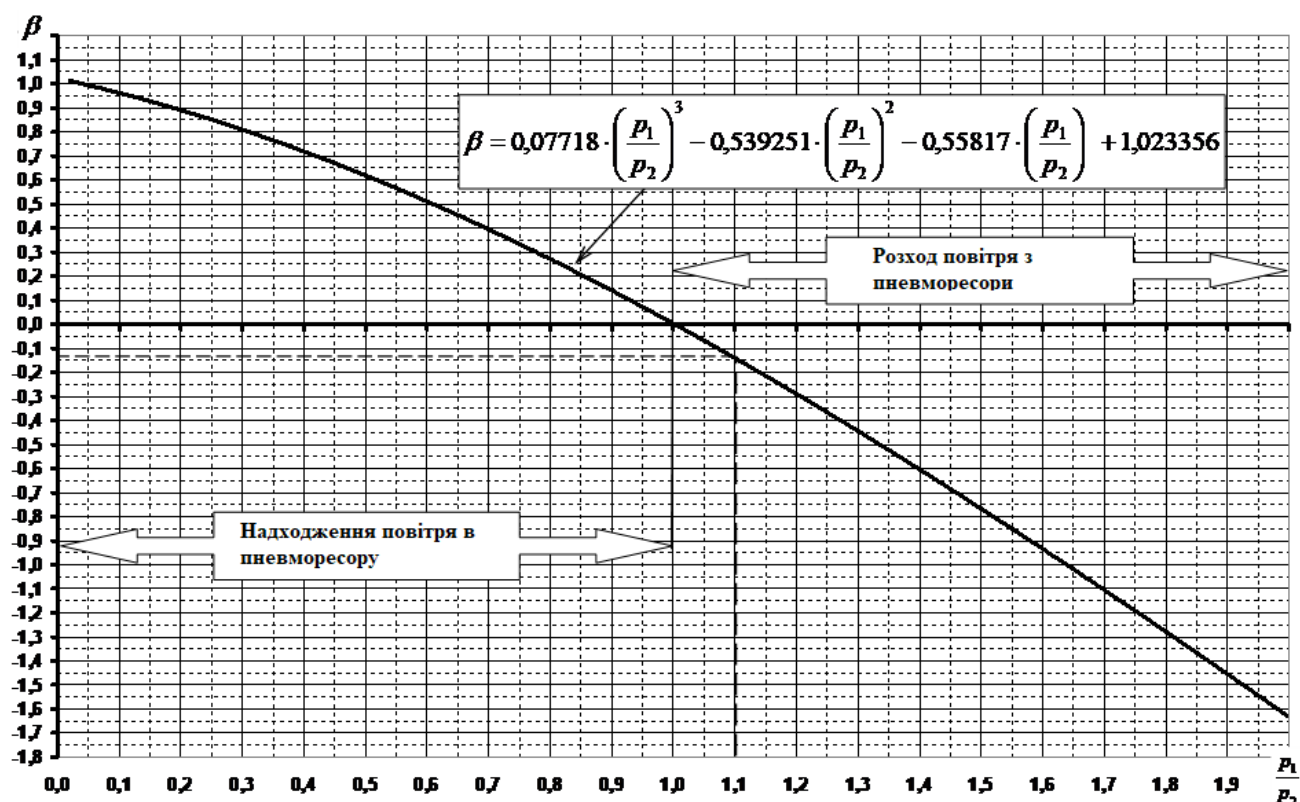


Рисунок 1.51 - Номограма визначення коефіцієнта β у формулі (1.12)

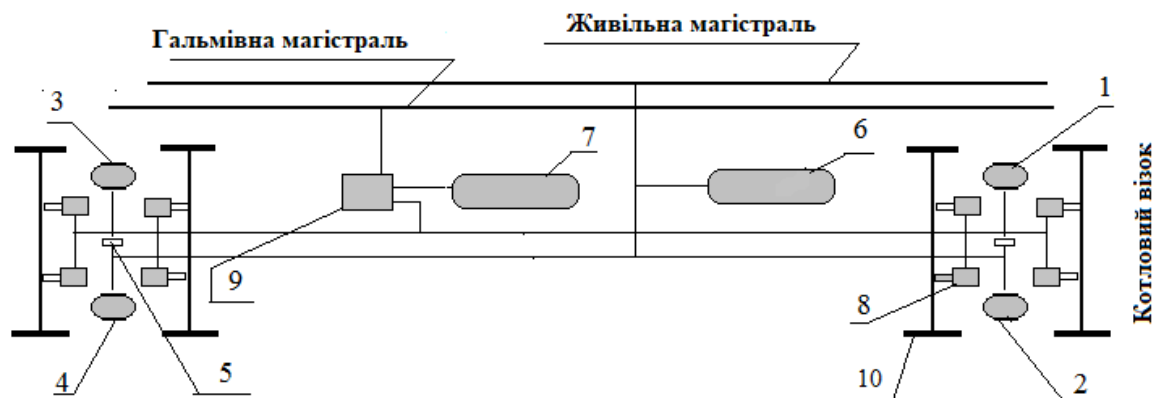
- з використанням математичних залежностей визначити витрату повітря у системі пневмопідвішування вагона;
- систему пневмопідвішування за допомогою крана з'єднати з живильною магістраллю.

У процесі проведення дослідів здійснюється безперервний запис на комп'ютер швидкості руху вагона, а також тисків у пневмобалонах та гальмівних приладах (рисунок 1.52) з використанням датчиків тисків, які пройшли попереднє градування на спеціальному стенді.

Викладена методологія визначення витрати стисненого повітря із системи пневмопідвішування була реалізована для пасажирського вагона купейного типу, завантаженого до номінальної місткості, в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-160) км/год при русі по прямих і кривих ділянках залізничної колії і гальмуванні.

Аналіз результатів дослідження показав, що на величину витрати повітря з пневморесор впливають не тільки динамічні сили що діють на колісні пари вагона

від рейкової колії, але і додаткові сили, що виникають при русі вагона по кривих ділянках шляху і гальмуванні.



- 1, 2, 3, 4 - пневмобалони;
- 5 - перепускний клапан;
- 6 - резервуар системи пневмопідвішування;
- 7 - запасний резервуар;
- 8 - гальмівний циліндр;
- 9 - повітророзподільник;
- 10 - датчик швидкості обертання колісної пари.

Рисунок 1.52 - Схема розміщення датчиків

Як ілюстрація (рисунок 1.53 - рисунок 1.56) наведено діаграми зміни тиску в балонах пневмопідвішування пасажирського вагона за різних режимів руху.

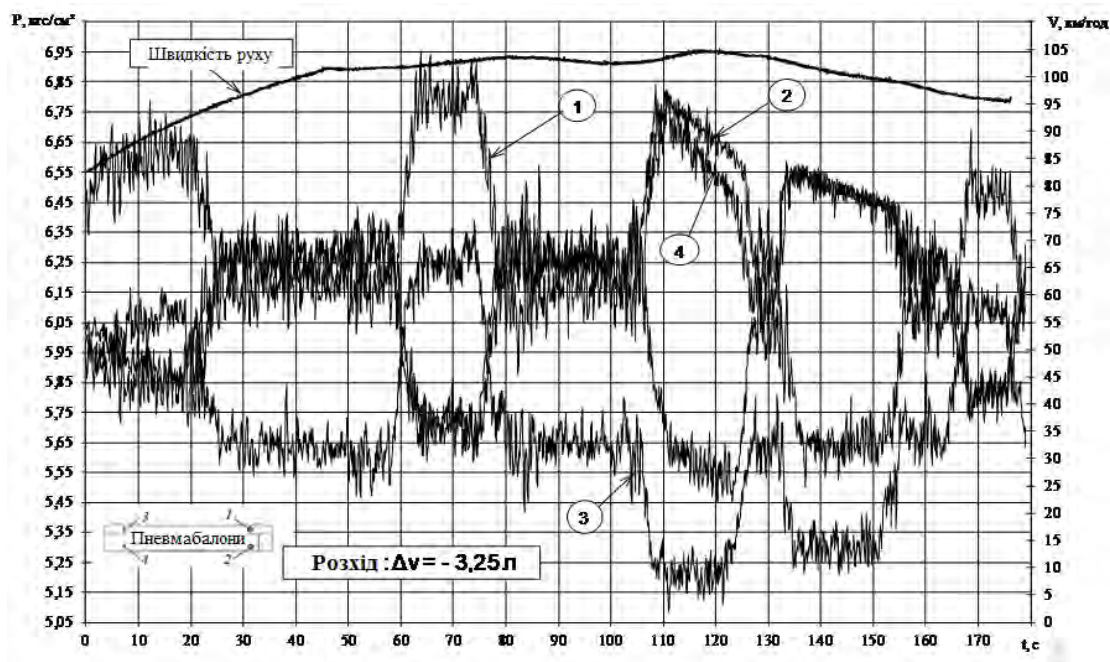


Рисунок 1.53- Динаміка зміни тиску в пневмобалонах при швидкості руху 105 км/год на кривих ділянках колії (1, 2, 3, 4 -пневмобалони)

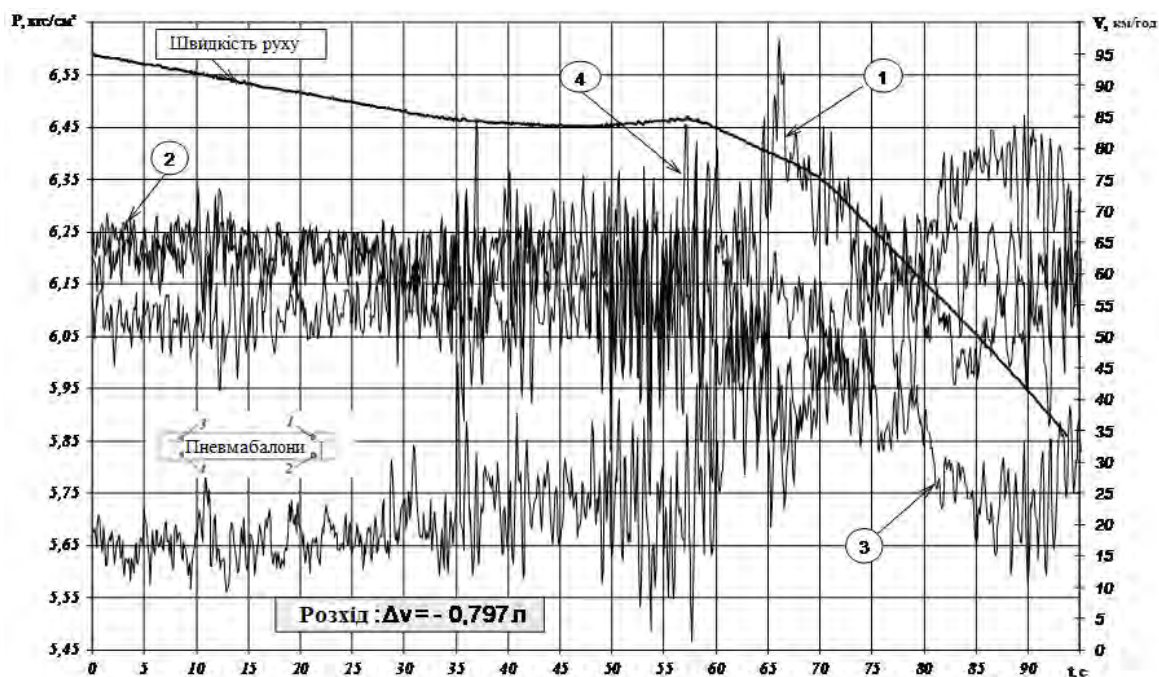


Рисунок 1.54- Динаміка зміни тиску в пневмобалонах при зміні швидкості руху з 95 км/год до 35 км/год при переході на криву ділянку колії (1, 2, 3, 4 -пневмобалони)

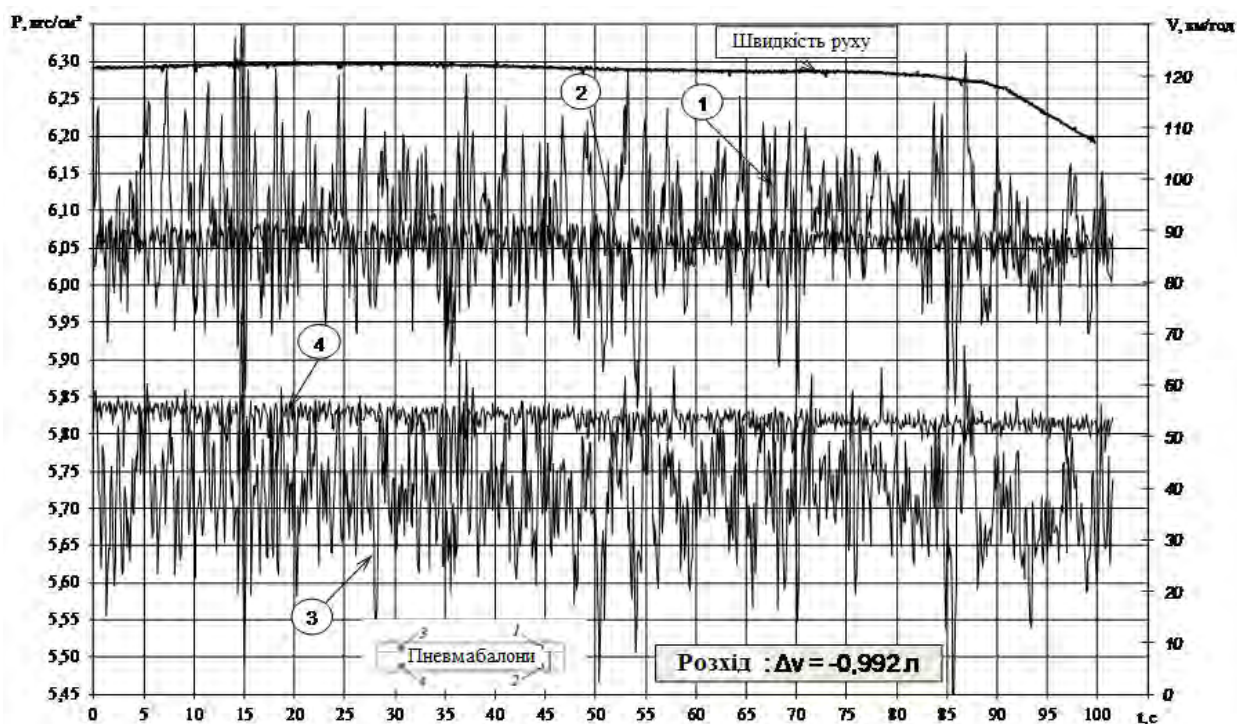


Рисунок 1.55- Динаміка зміни тиску в пневмобалонах при швидкості руху 120 км/год на прямій ділянці шляху (1, 2, 3, 4 -пневмобалони)

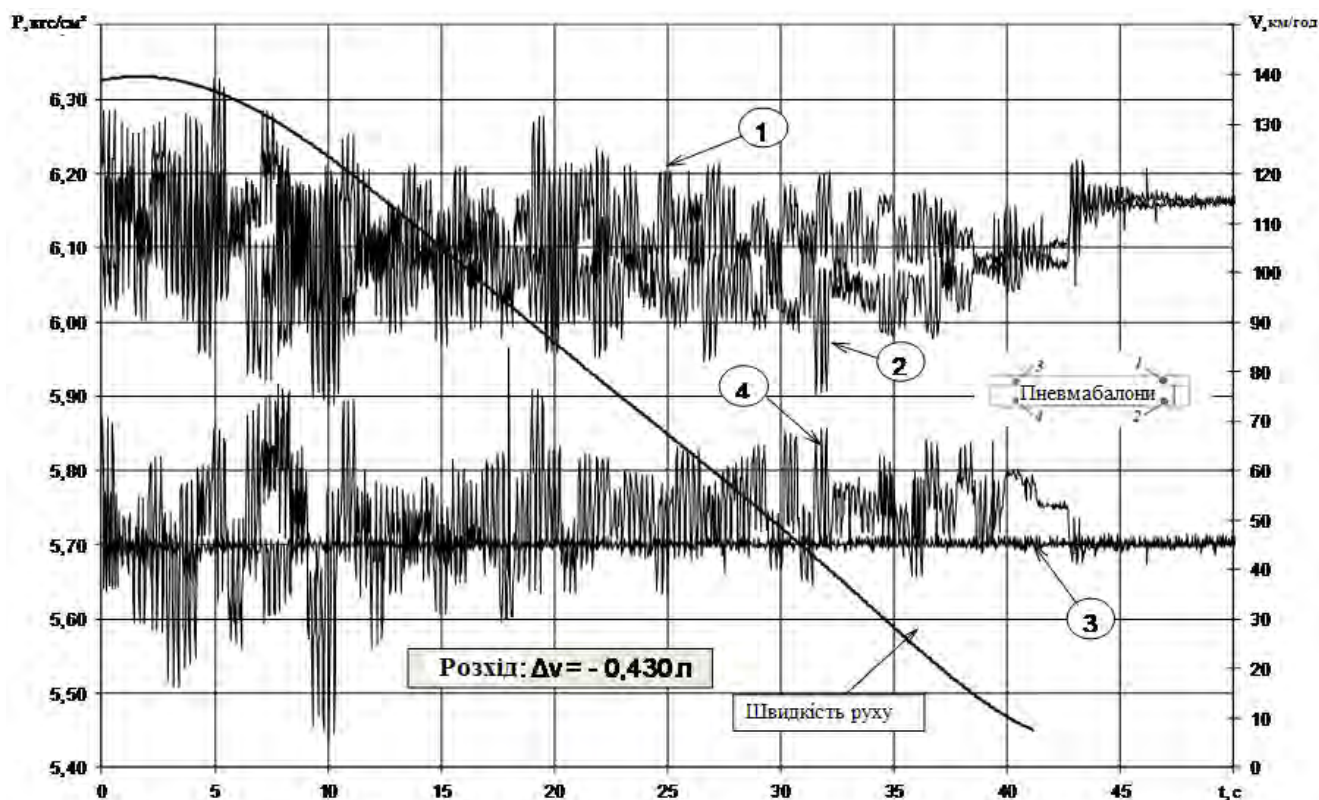


Рисунок 1.56- Динаміка зміни тиску в пневмобалонах при швидкості на початку гальмування 140 км/год (1, 2, 3, 4 -пневмобалони)

На підставі виконаних досліджень встановлено:

1. Витрата повітря із системи пневмопідвішування при екстреному пневматичному гальмуванні не перевищує 0,5 л, що становить при сумарному обсязі пневморесор 320 л - 0,15 %;
2. Максимальна інтенсивність витрати повітря із системи пневмопідвішування під час руху пасажирського вагона по прямих та кривих ділянках рейкової колії склала 0,637 л/хв.
3. У перерахунку на пасажирський поїзд із 20 вагонів інтенсивність витрати повітря становить 1,274 л/хв, що значно менше за продуктивність компресора локомотива;
4. Найбільша витрата повітря зафіксована під час руху вагона по кривих ділянках рейкової колії;
5. Система пневмопідвішування не впливає на вичерпність гальмівної системи вагона.

РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ГАЛЬМІВНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ РУХОМОГО СКЛАДУ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ

2.1 Фактори які впливають на величину дійсної сили натиснення колодок на колеса при гальмуванні

Конструктивні параметри гальмівної системи, а також тиск стисненого повітря в гальмівному циліндрі при гальмуванні повинні відповідати нормативним значенням [92, 93, 122].

Важливим показником гальмівної ефективності вантажних вагонів являється розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок на колеса (далі гальмівний коефіцієнт), що визначається як відношення сумарної розрахункової сили натиснення колодок (K) до брутто вагона [92, 93]:

Гальмівний коефіцієнт визначається за формулою [92, 93]:

$$\delta_p = \frac{K_p \cdot n}{T + Q}, \quad (2.1)$$

де K - розрахункова сила натиснення гальмівної колодки, яка визначається за формулою:

для композиційних колодок [92, 93]:

$$K_{p,k} = 1,22 \cdot K \frac{K+20}{4K+20}, \quad (2.2)$$

для чавунних колодок [92, 93]:

$$K_{p,\text{ч}} = 2,22 \cdot K \frac{K+6,25}{5K+6,25}, \quad (2.3)$$

де K - дійсна сила натиснення гальмівної колодки;

n - кількість гальмівних колодок;

T - тара вагона;

Q - вантажопідйомність вагона ;

З виразів (2.1) - (2.3) випливає, що при заданому осьовому навантаженні, основним параметром, що визначає гальмівну ефективність вагонів, є дійсна сила натиснення колодки на колесо при гальмуванні, а також коефіцієнт тертя гальмівної колодки та колеса.

Величина дійсної сили натиснення в основному залежить від передаточного числа гальмівної важільної передачі, виходу штока гальмівного циліндра і тиску, що реалізується в гальмівному циліндрі при гальмуванні.

Однак, як показують експериментальні дослідження [37, 123, 124, 125, 126], на величину дійсної сили натиснення колодок можуть впливати і такі фактори як зношування гальмівних колодок, величина виходу штока гальмівного циліндра, а також нерівномірний розподіл зусиль між гальмівними колодками, які викликають появу повзунів і наварів на поверхні при гальмуванні [38].

З метою оцінки впливу зазначених факторів на силу натиснення гальмівних колодок на колеса були проведені експериментальні дослідження на чотиривісному вантажному напіввагоні з осьовим навантаженням 230 кН (23,5 тс) і типовою гальмівною системою [125, 126].

Вимірювання сил натиснення здійснювалося за допомогою силовимірювальних датчиків, які встановлювалися між башмаком та колесом, сили натиснення записувалося на комп'ютер та моделювалося у вигляді діаграм.

Аналіз діаграм, наведених на рисунок 2.1 і рисунок 2.2 показує, що сили натиснення колодок на колеса розподіляються нерівномірно як для порожнього, так і для завантаженого вагонів [79]. Така нерівномірність обумовлена особливістю важеля, яким зусилля від штока гальмівного циліндра передається на тяги, потім за допомогою вертикальних важелів і розпірки - на тріангелі, які переміщуються і притискають гальмівні колодки до поверхонь катання колісних пар. У разі повномірних колодок ($h = 65$ мм) найбільші сумарні сили натиснення реалізуються на колісних парах візка з боку штока гальмівного циліндра, причому в межах одного візка максимальне зусилля реалізується на зовнішніх колісних парах (рисунок 2.3 і рисунок 2.4).

Вплив товщини (зносу) гальмівних колодок на величину дійсних сил натиснення оцінювався шляхом вимірювання сил натиснення при товщинах колодок 50 мм (знос $h = 15$ мм) і 25 мм (знос $h = 40$ мм). Виконані дослідження показали, що зі збільшенням зношування колодок дійсні сили натиснення зменшуються (рисунок

2.5), причому при зносі колодок більші 8 мм зусилля перерозподіляються на внутрішні колісні пари візків (рисунок 2.6).

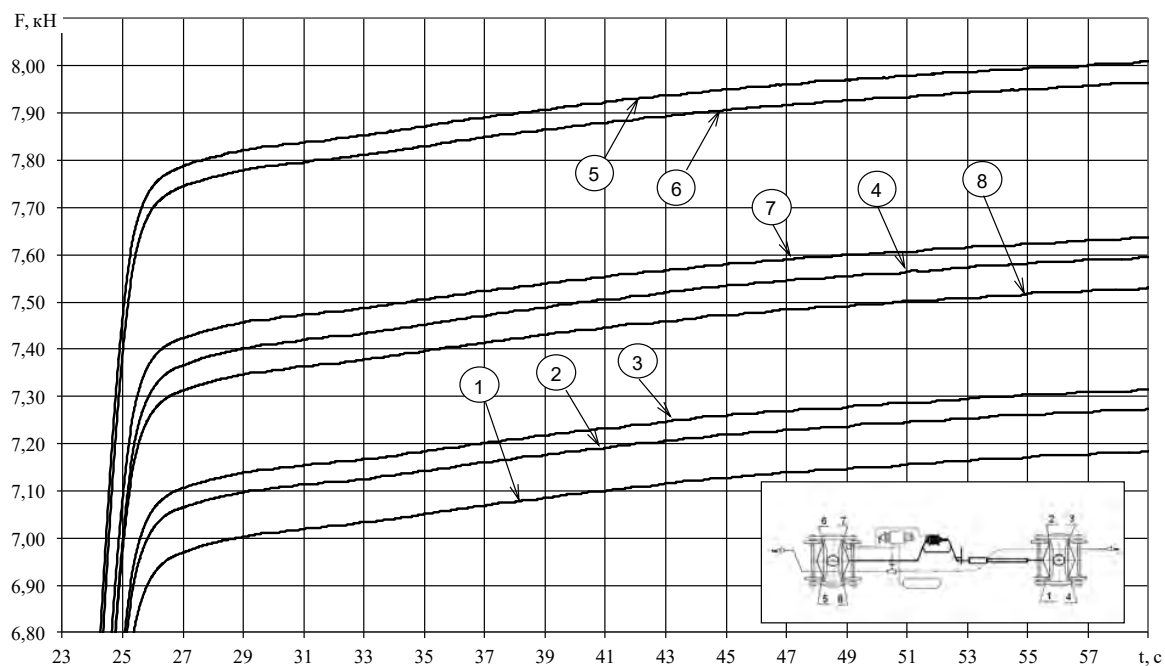


Рисунок 2.1- Діаграма зміни сил натиснення при екстреному гальмуванні порожнього вагона

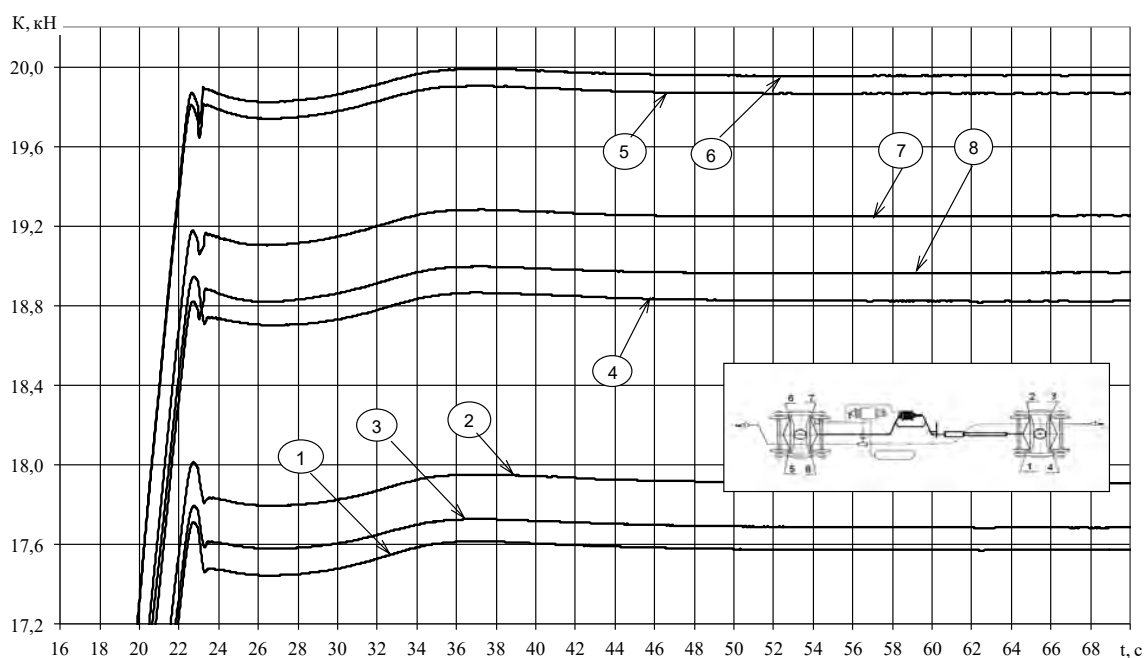


Рисунок 2.2 – Діаграма зміни сил натиснення при екстреному гальмуванні для завантаженого вагона

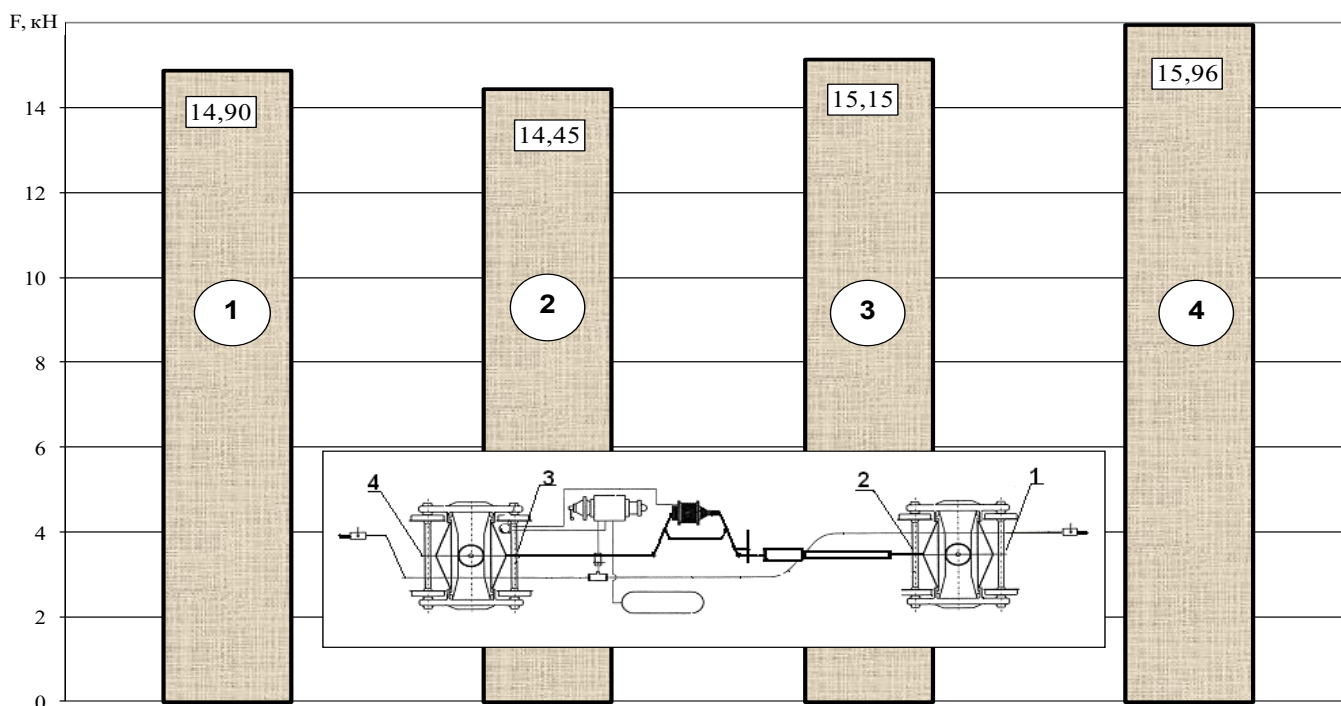


Рисунок 2.3 – Розподіл сумарних сил натиснення повномірних колодок на колісні пари при екстреному пневматичному гальмуванні для порожнього вагона

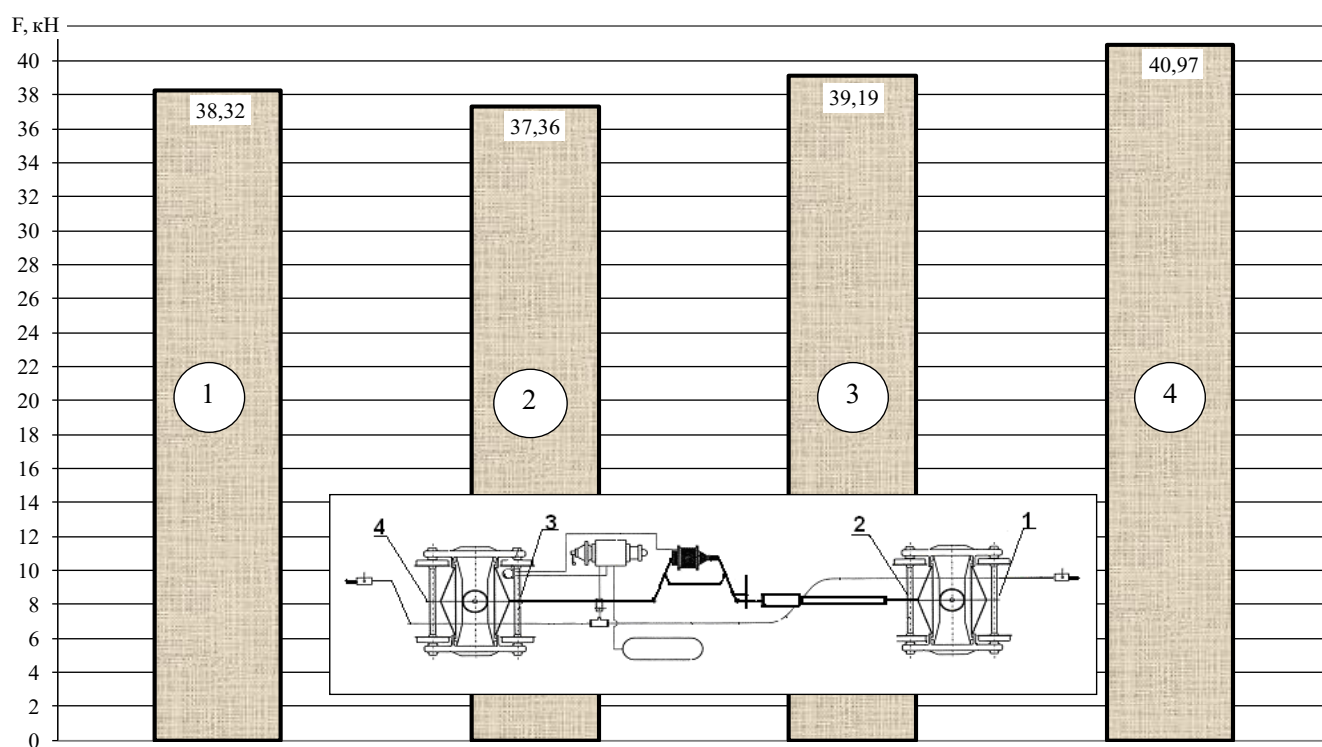


Рисунок 2.4 – Розподіл сумарних сил натиснення повномірних колодок на колісні пари при екстреному пневматичному гальмуванні для завантаженого вагона

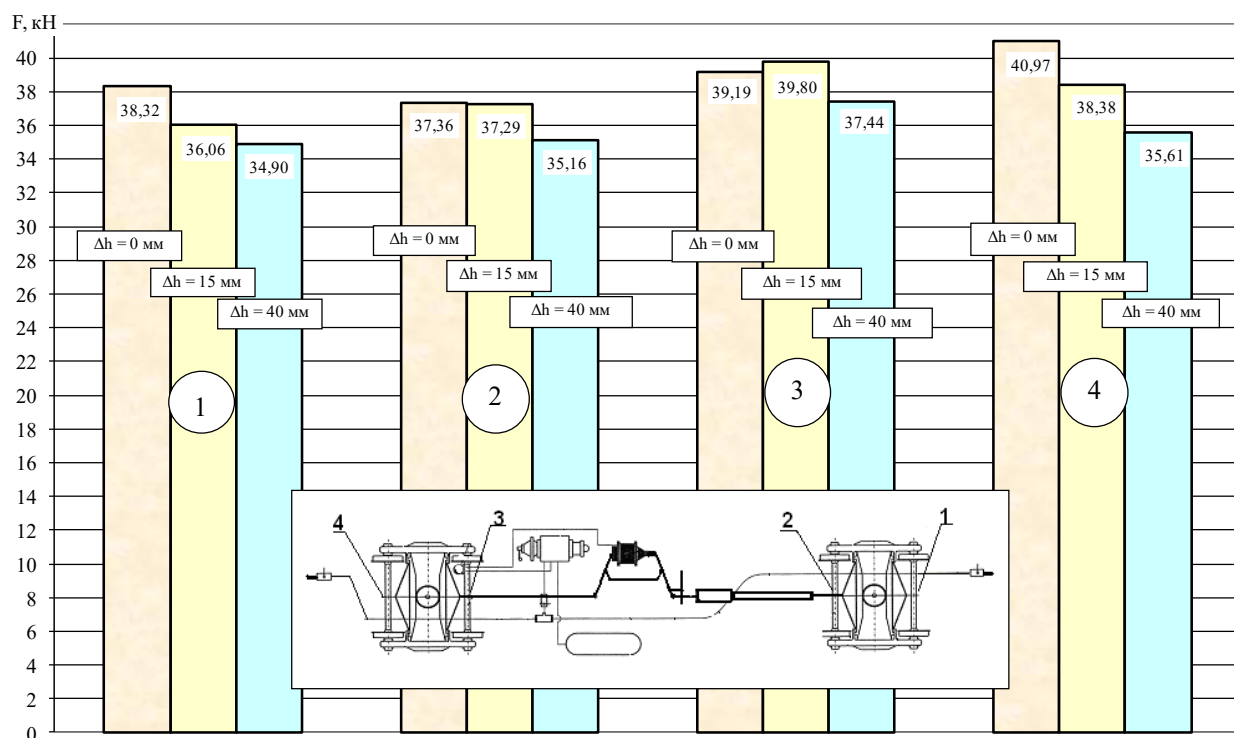


Рисунок 2.5 - Дійсні сили натиснення колодок на колісні пари при різних величинах зносу колодок для завантаженого вагона

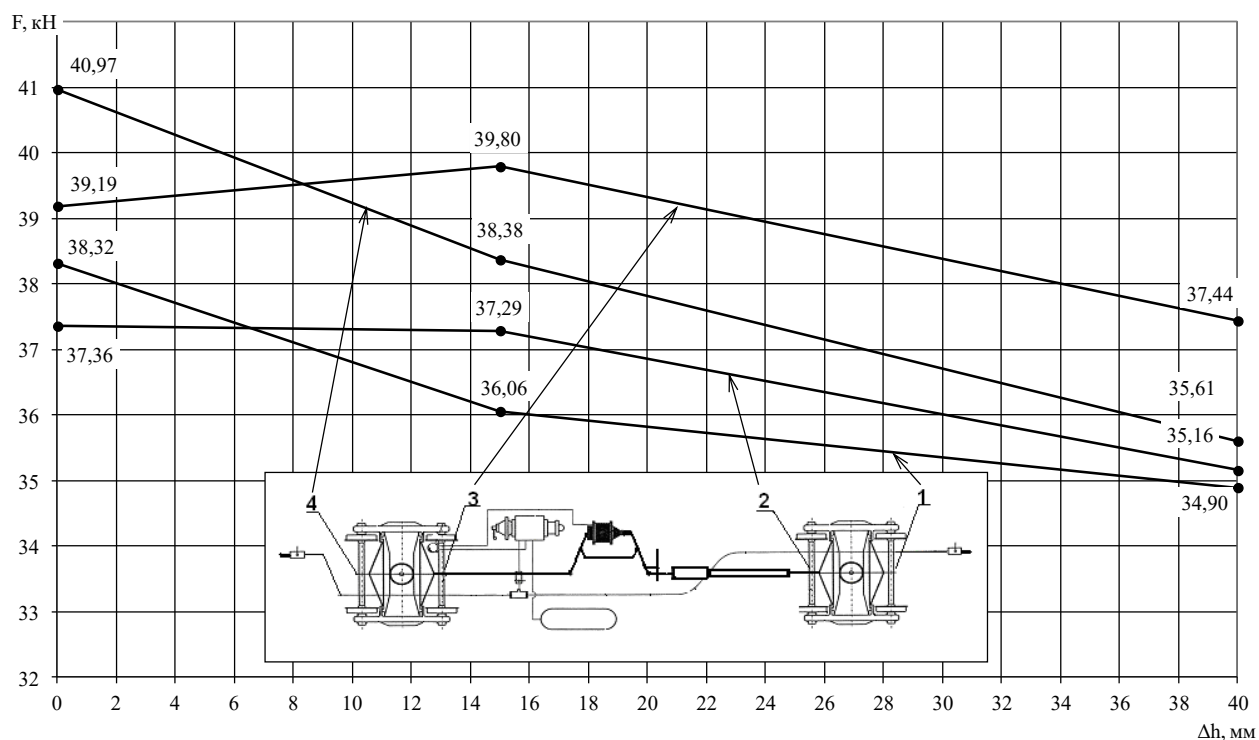


Рисунок 2.6 - Перерозподіл дійсних сил натиснення залежно від зносу колодок

Сумарні значення сил натиснення (розрахункові та дійсні), а також гальмівний коефіцієнт мають лінійну залежність від величини зношування гальмівних колодок (рисунок 2.7).

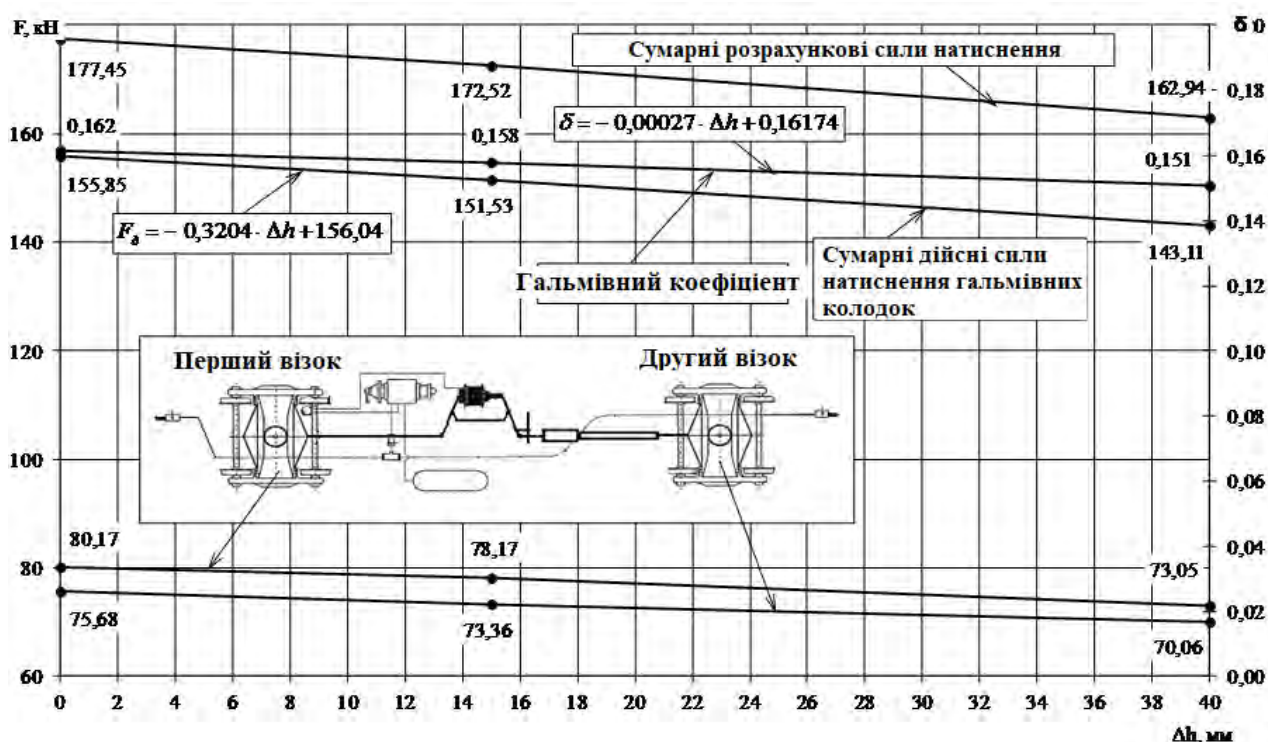


Рисунок 2.7 - Зміна силових характеристик гальмівної системи вантажного вагона в залежності від зносу гальмівних колодок

Граденти зміни дійсної сили натиснення та гальмівного коефіцієнта становлять відповідно $(-0,3204 \text{ кН/мм})$ та $(-0,00027 \text{ 1/мм})$. Так, наприклад, при зносі гальмівних колодок на 10 мм дійсна сила натиснення зменшується на величину $\Delta K_l = 0,3204 \cdot 10 = 3,204 \text{ кН}$, а гальмівний коефіцієнт на величину $\Delta \delta = 0,00027 \cdot 10 = 0,0027$. При мінімально допустимій товщині колодок 14 мм (знос 51 мм) величина дійсної сили натиснення та гальмівного коефіцієнта зменшуються відповідно на 16,34 кН та 0,013 (10,4 % та 8,5 %).

Результати проведених досліджень дозволяють отримати прогнозовану гальмівну ефективність вантажного вагона при максимально зношених колодках.

Дослідження впливу величини виходу штока гальмівного циліндра на силу натиснення колодок на колеса проводилися при повномірних колодках.

Результати дослідження свідчать, що зі збільшенням виходу штока дійсна сила натиснення колодок зменшується (рисунок 2.8), причому найбільше зниження дійсних сил натиснення проявляється при виході штока (рисунок 2.9) 94 мм.

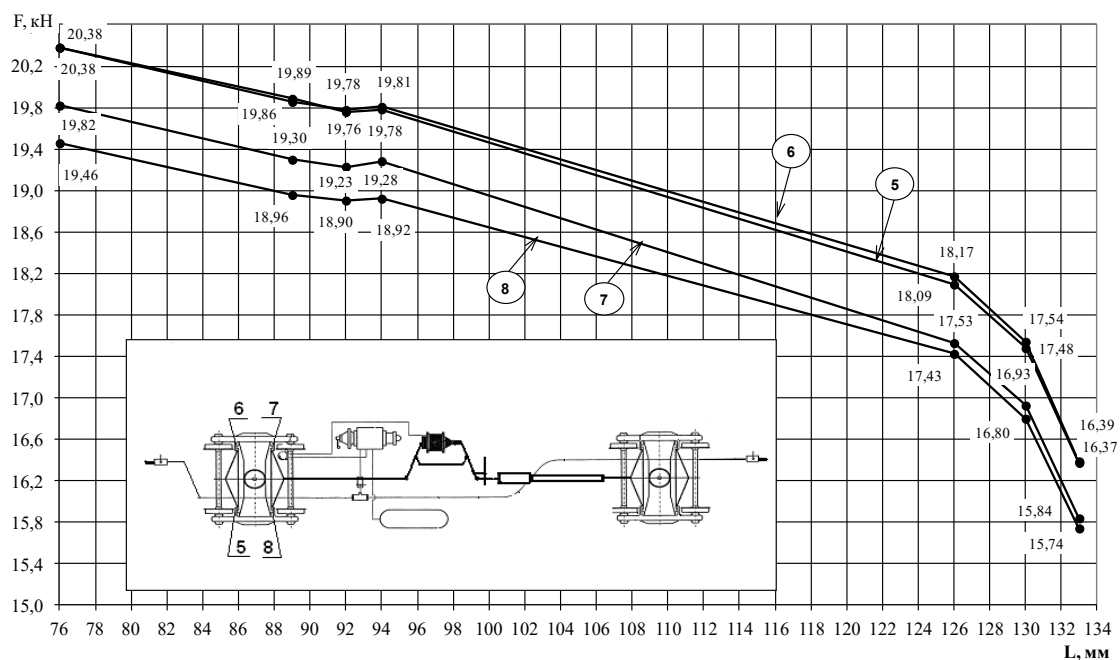


Рисунок 2.8 - Дійсні сили натиснення колодок на колеса при різних значеннях виходу штока гальмівного циліндра

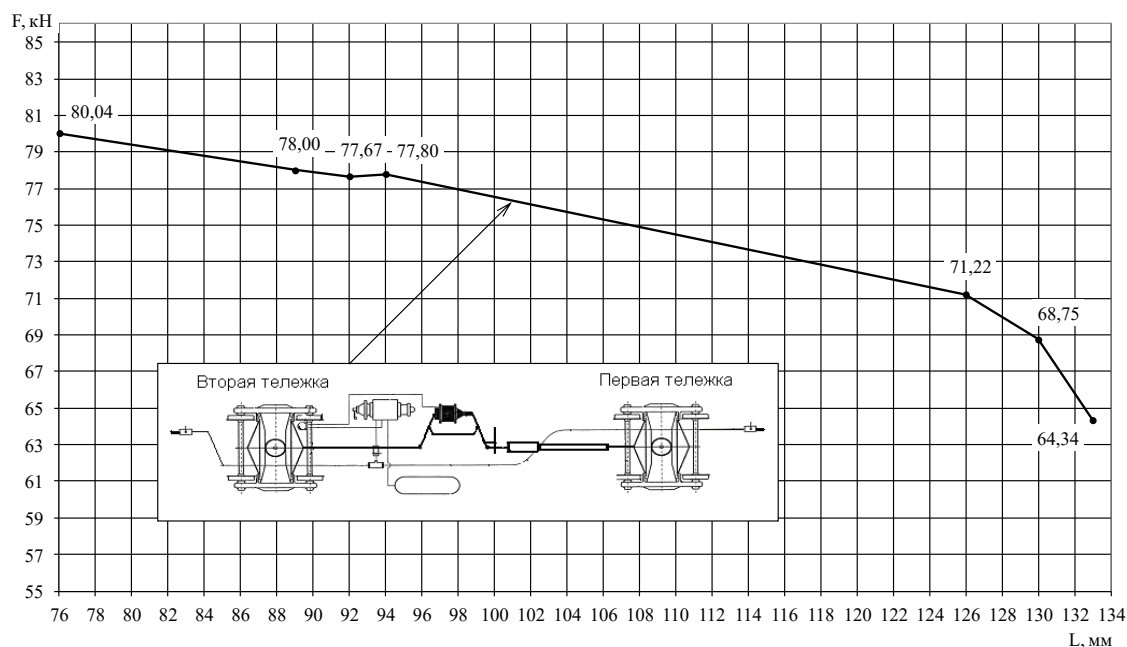


Рисунок 2.9 - Сумарні дійсні сили натиснення колодок на колісні пари візка за різних значень виходу штока гальмівного циліндра

На основі виконаних досліджень було встановлено:

1. Величини дійсних сил натиснення колодок на колеса розподіляються нерівномірно, при повномірних колодках найбільші сили натиснення припадають на зовнішні колісні пари, при зношуванні колодок більше – на 8 мм внутрішні.
2. Зношування гальмівних колодок викликає зменшення як дійсних сил натиснення, так і гальмівного коефіцієнта, градієнт зниження для дійсної сили та гальмівного коефіцієнта становить відповідно 0,3204 кН/мм і 0,00027 1/мм.
3. Для чотиривісного вантажного напіввагону зменшення сумарної дійсної сили натиснення та гальмівного коефіцієнта при максимально зношених колодках склали відповідно 10,4 % та 8,5 %.
4. Максимальне значення виходу штока гальмівного циліндра не повинно перевищувати 100 мм.

2.2 Особливості реалізації тиску в гальмівних циліндрах через авторежим

Авторежим 265А-1 призначений для автоматичного регулювання тиску стисненого повітря в гальмівному циліндрі в залежності від ступеня завантаження вагона.

Таблиця 2.1 - Технічна характеристика авторежиму

Найменування	Характеристика
Тиск стисненого повітря в гальмівному циліндрі при повному гальмуванні, кПа (кгс/см ²):	
Порожній режим	120-160 (1,2-1,6)
Завантажений режим	300-390 (3,0-3,9)
Максимальний хід демпферного поршня, мм	34-40
Габаритні розміри, мм	286x206x385
Маса тари, кг	20

Метою дослідження є оцінка відпрацювання робочого циклу авторежиму вагона шляхом виміру тисків у гальмівному циліндрі порожнього та завантаженого вагона з композиційними (повітророзподільник включений на середній режим) та чавунними колодками (повітророзподільник включений на завантажений режим) при екстрених гальмуваннях.

Відповідно до [92, 93], розрахунковий тиск в гальмівних циліндрах за наявності авторежиму на вагоні повинні становити (з масою тари вагона менше 27 т) значення, наведені в таблиця 2.2.

Таблиця 2.2- Нормативні значення тиску в гальмівних циліндрах вантажних вагонів

Режим на який включено повітророзподільник	Розрахункова величина тиску*, кПа (кгс/см ²)	
	Порожній вагон	Завантажений вагон
Середній	130/160 (1,3/1,6)	300/340 (3,0/3,4)
Завантажений	160/200 (1,6/2,0)	400/450 (4,0/4,5)

Примітка * у чисельнику – визначення ефективності гальма, в знаменнику – визначення відсутності юза.

Як критерій оцінки працездатності авторежиму приймався діапазон реалізованих тисків у гальмівному циліндрі при середньому (композиційні колодки) і завантаженому (чавунні колодки) увімкненому режимі повітророзподільника.

Дослідження проводилися як у стаціонарних (зокрема на спеціальних стендах), і у поїзних умовах. Інформація, зібрана у процесі проведення дослідження, піддавалася первинній якісній та подальшій кількісній обробці.

Метою первинної обробки був відсів явно недостовірною матеріалу, оцінка повноти і однорідності інформації, що залишилася, і її ранжування.

Ранжування матеріалів обстеження полягало у систематизації первинної інформації за інтервалами довжиною 10 кПа (0,1 кгс/см²).

Первинна обробка статистичних даних може бути представлена обчислювальним процесом [83], вихідними даними для яких є величини реалізованих авторежимом тисків у гальмівному циліндрі в i -му інтервалі значень тисків P_i , загальна кількість вимірюваних значень (N) і кількість значень P_i в i -ому інтервалі (n_i) і яка полягає у визначенні:

величини частоти появи P_i в i -му інтервалі

$$q_i = \frac{n_i}{N_i}, \quad (2.4)$$

накопиченої інтервальної частоти для i -го інтервалу

$$r_i = \sum_{k=1}^i q_k = \sum_{k=1}^i \frac{n_k}{N_k}, \quad (2.5)$$

Для відсіву значень, які не потрапляють у статистичну закономірність та обумовлені факторами, що виходять за кордони фізичного процесу, використовується нерівність [83]:

$$\frac{P_i^{max(min)} - m}{s} > T_{p,n}, \quad (2.6)$$

де, $P_i^{max(min)}$ - максимальне (мінімальне) значення з вибіркової сукупності випадкових величин;

m - математичне очікування вимірюваних значень;

s - середньоквадратичне відхилення ;

$T_{p,n}$ - критичне значення T_p (p - відсоткова точка нормованого вибіркового відхилення), обумовлене критичним значенням розподілу Стюдента $d_{p,n-2}$ [84] .

$$T_{p,n} = \frac{d_{p,n-2}\sqrt{n-1}}{\sqrt{n-2+d_{p,n-1}^2}}, \quad (2.7)$$

де, $d_{p,n-2}$ - відсоткові точки T -розподілу Стюдента .

Гістограми розподілу тисків реалізованих авторежимом у стаціонарних та поїзних умовах представлені на рисунок 2.10 - рисунок 2.13 , а емпіричні ймовірності - на рисунок 2.14 - рисунок 2.17.

Як статистичні характеристики оцінки працездатності авторежиму приймалися: математичне очікування; середньоквадратичне відхилення; довірча можливість математичного очікування.

Статистична обробка полягає у визначенні [82] :

- математичного очікування

$$\bar{m}_{\Delta t_i} = \frac{\sum_{j=1}^{n_i} h_{ij}}{n_i}, \quad (2.8)$$

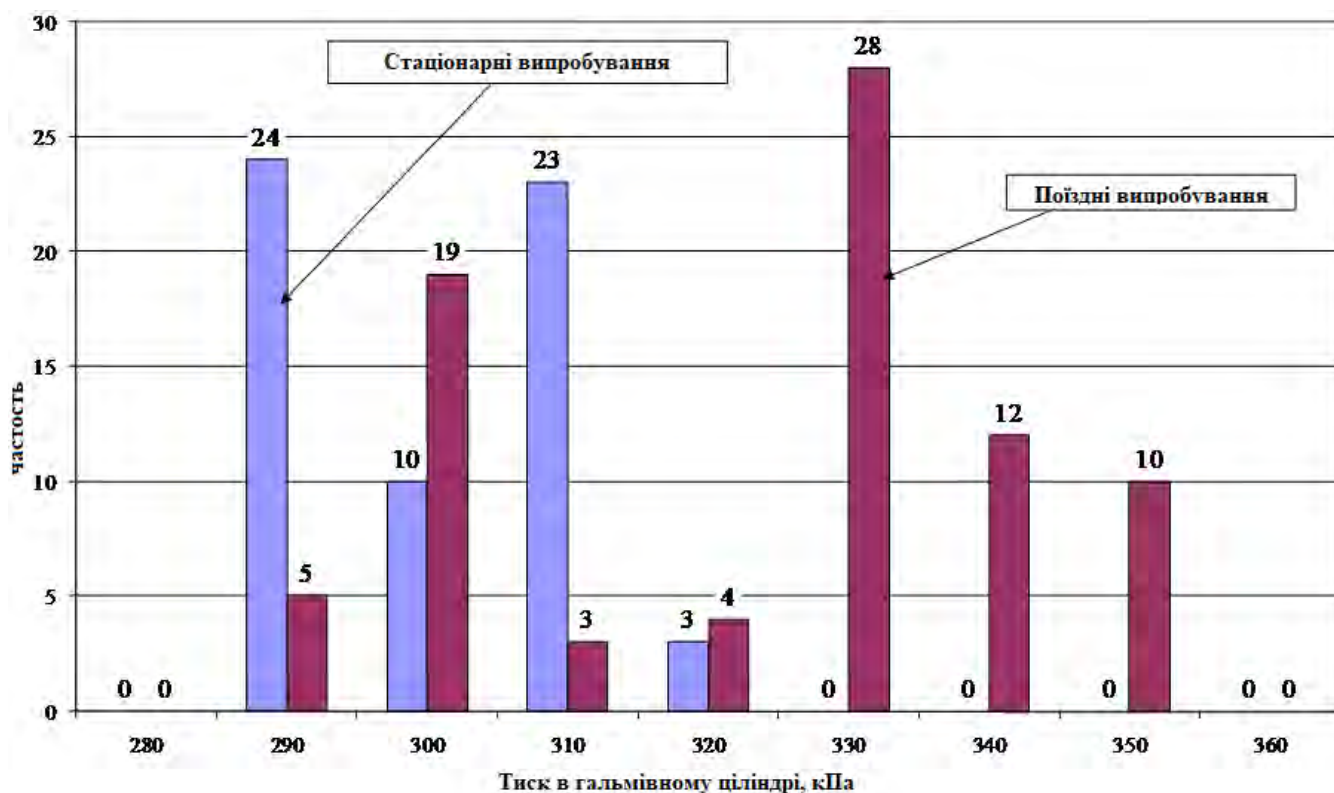


Рисунок 2.10 - Гістограма розподілу тиску в гальмівному циліндрі завантаженого вагона при композиційних колодках

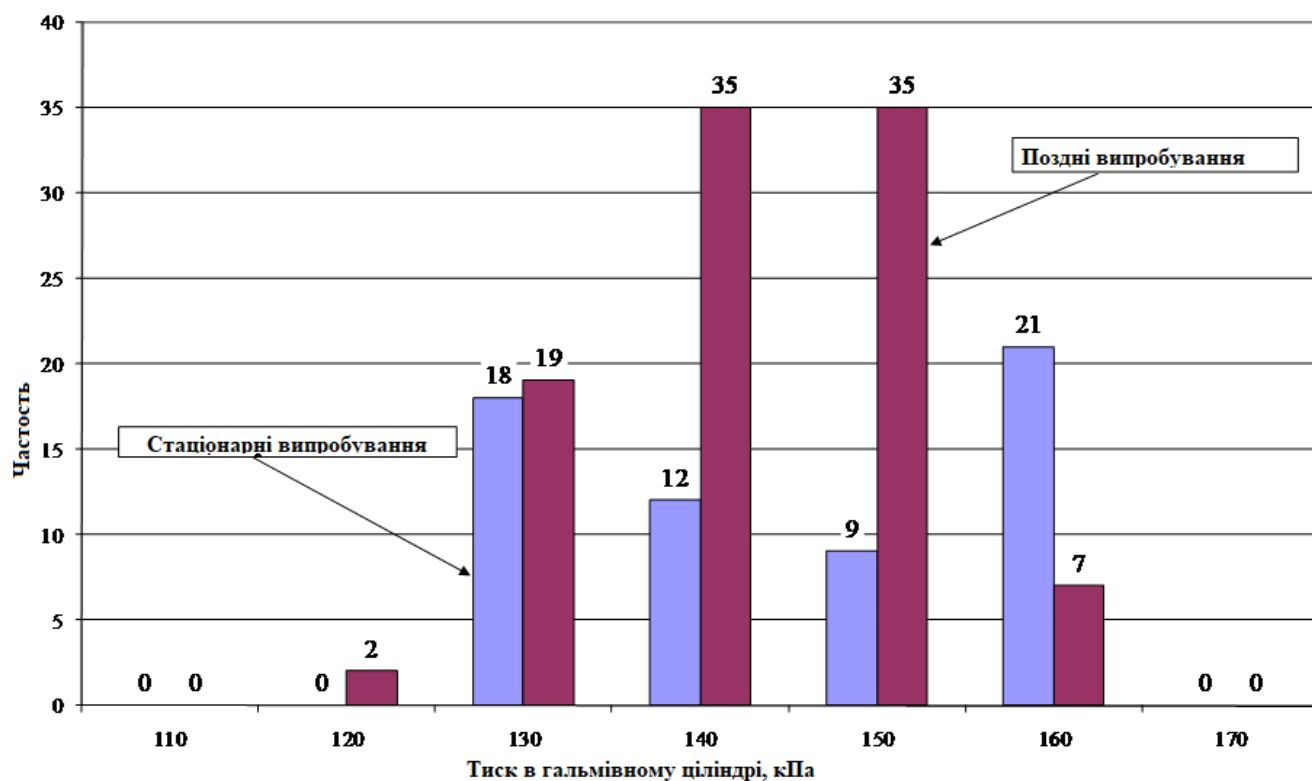


Рисунок 2.11 - Гістограма розподілу тиску у гальмівному циліндрі порожнього вагона при композиційних колодках

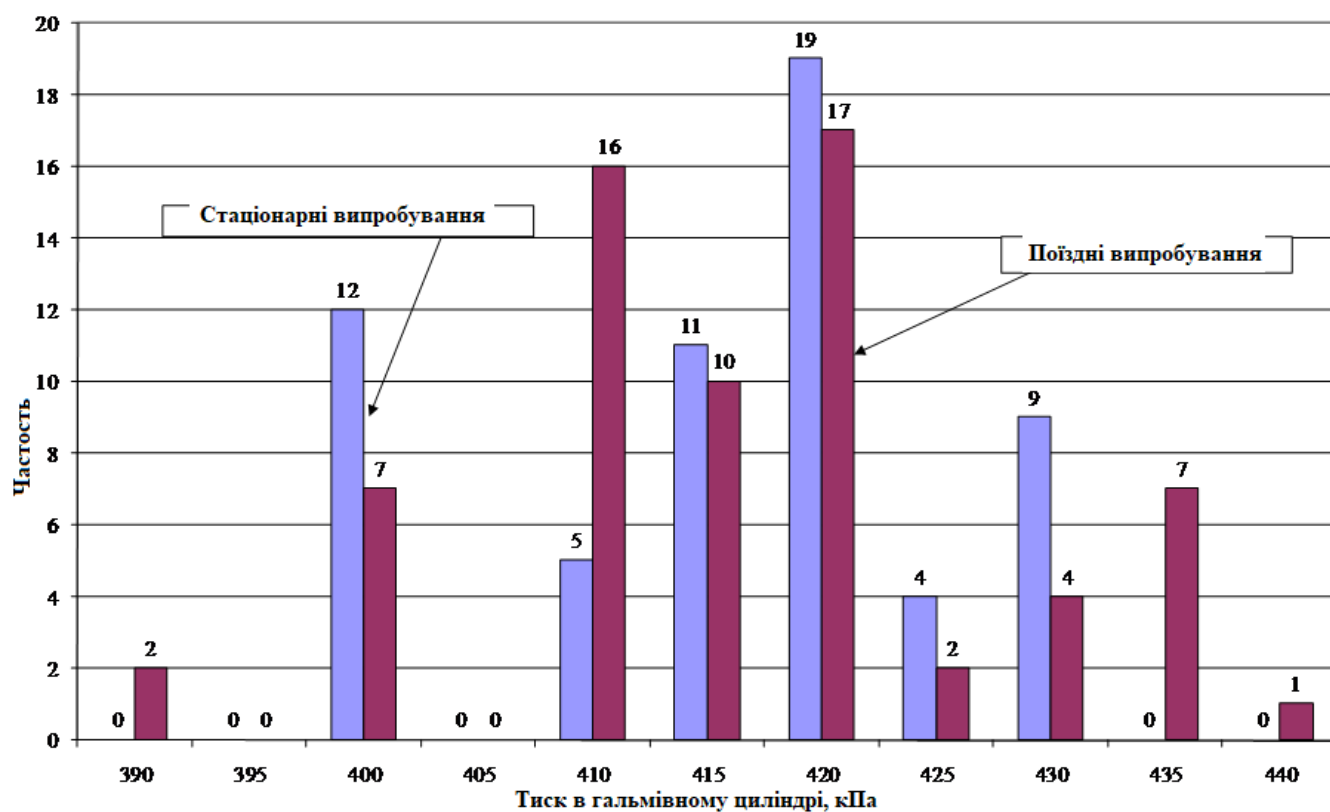


Рисунок 2.12 - Гістограма розподілу тиску в гальмівному циліндрі завантаженого вагона при чавунних колодках

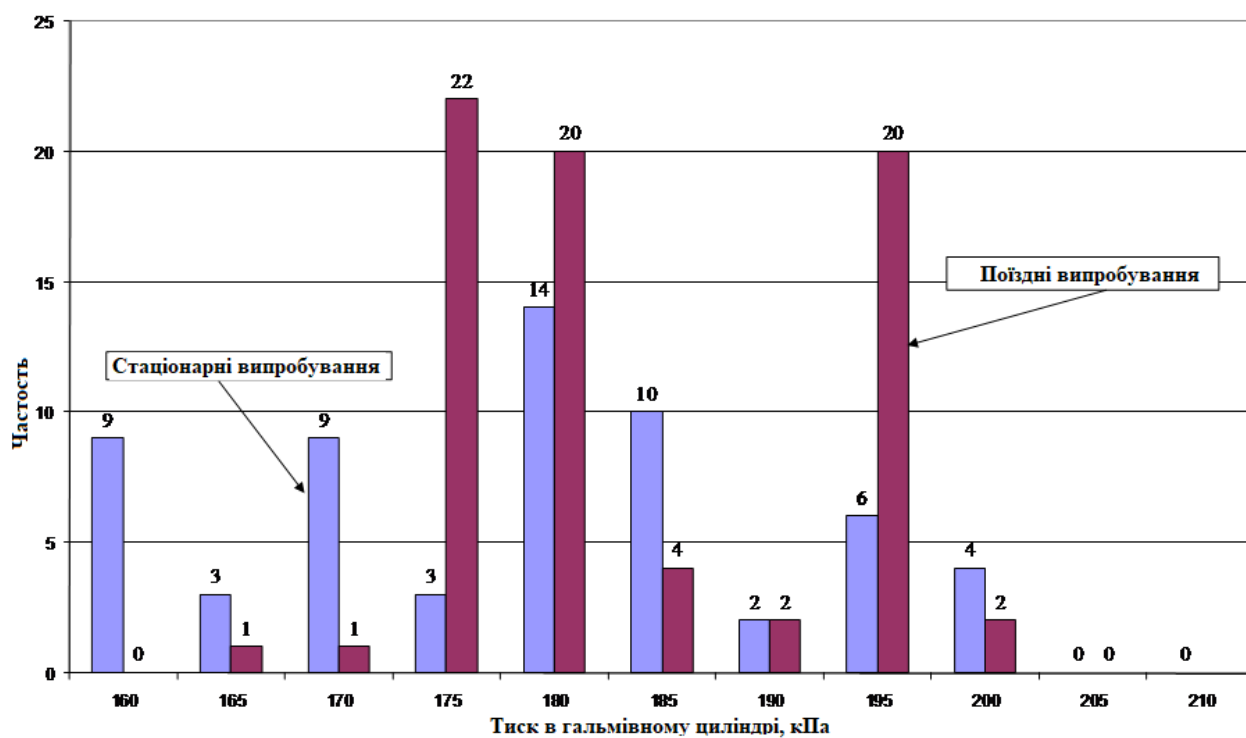


Рисунок 2.13 - Гістограма розподілу тиску у гальмівному циліндрі порожнього вагона при чавунних колодках

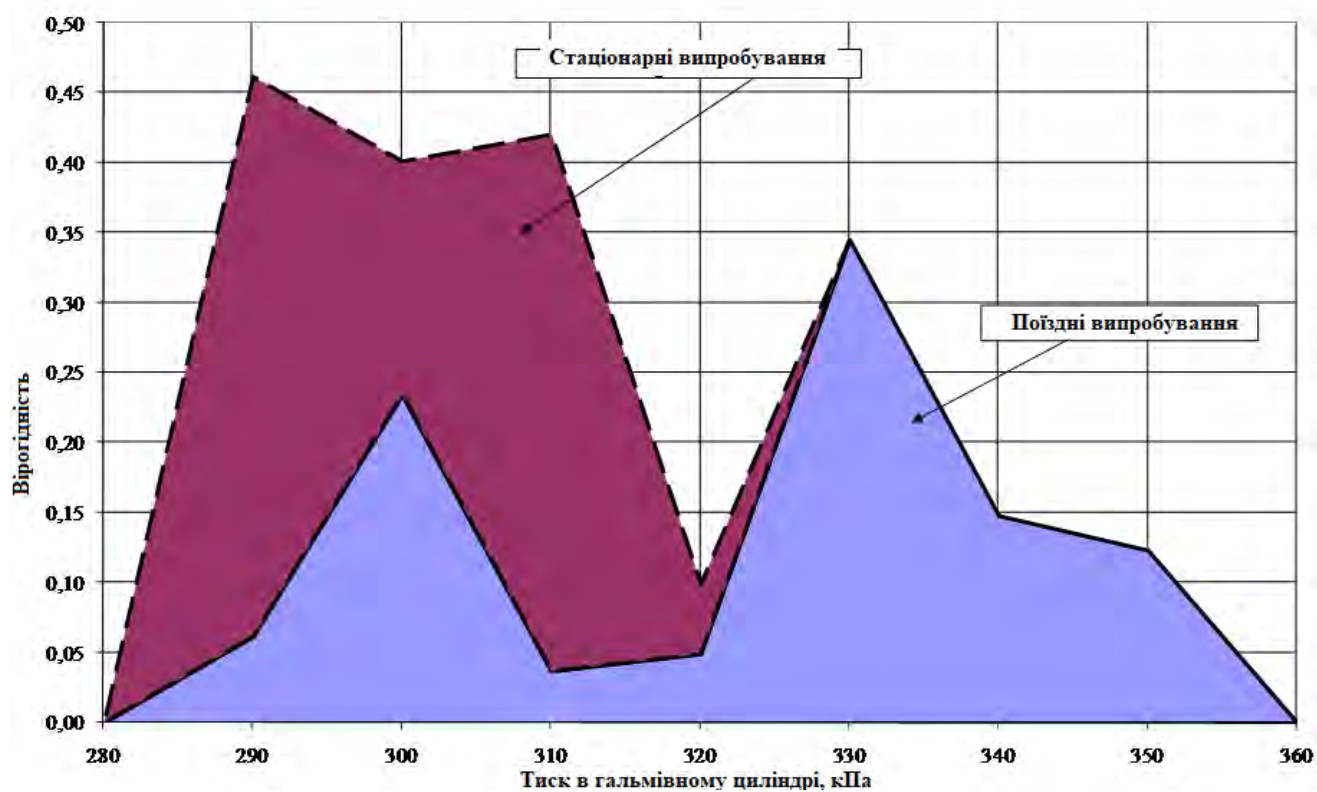


Рисунок 2.14- Емпіричний розподіл ймовірності величини тиску в гальмівному циліндрі завантаженого вагона при композиційних колодках

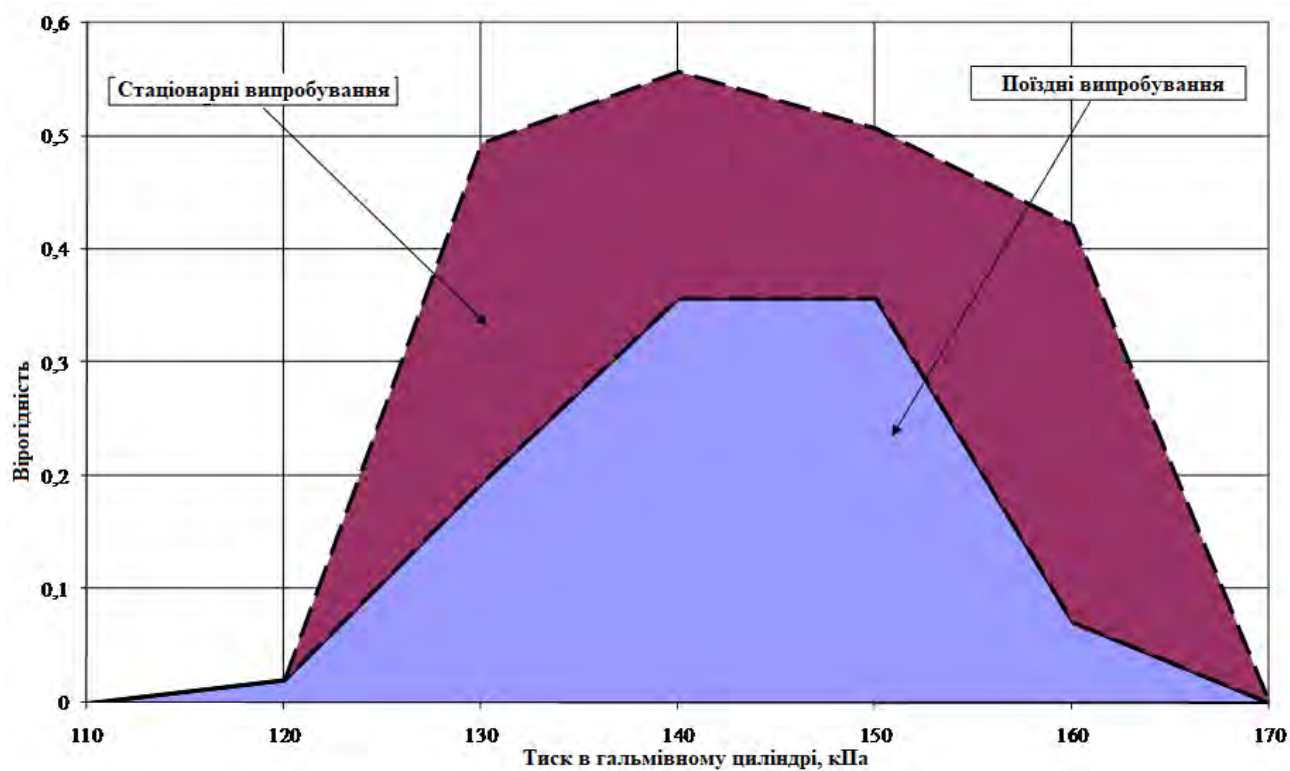


Рисунок 2.15 - Емпіричний розподіл ймовірності величини тиску в гальмівному циліндрі порожнього вагона при композиційних колодках

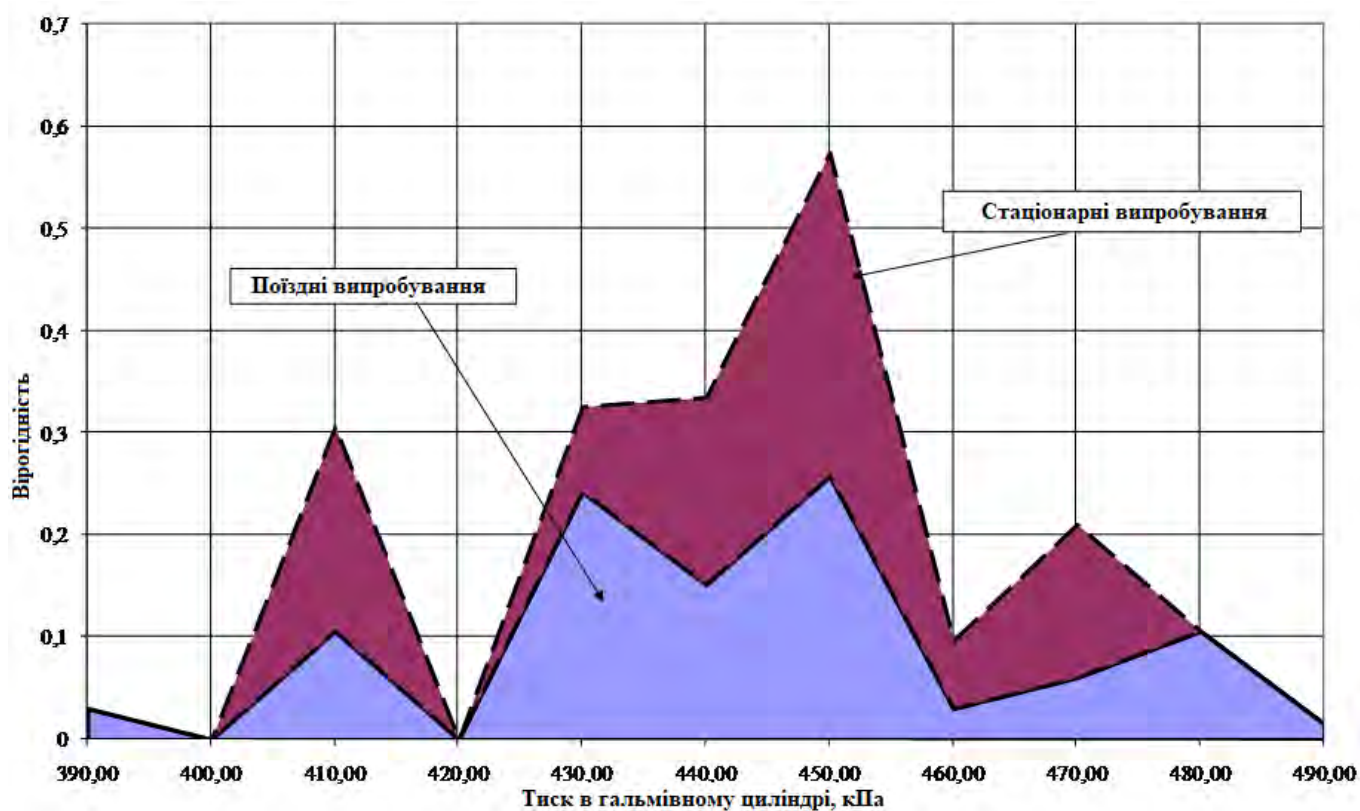


Рисунок 2.16- Емпіричний розподіл ймовірності величини тиску в гальмівному циліндрі завантаженого вагона при чавунних колодках

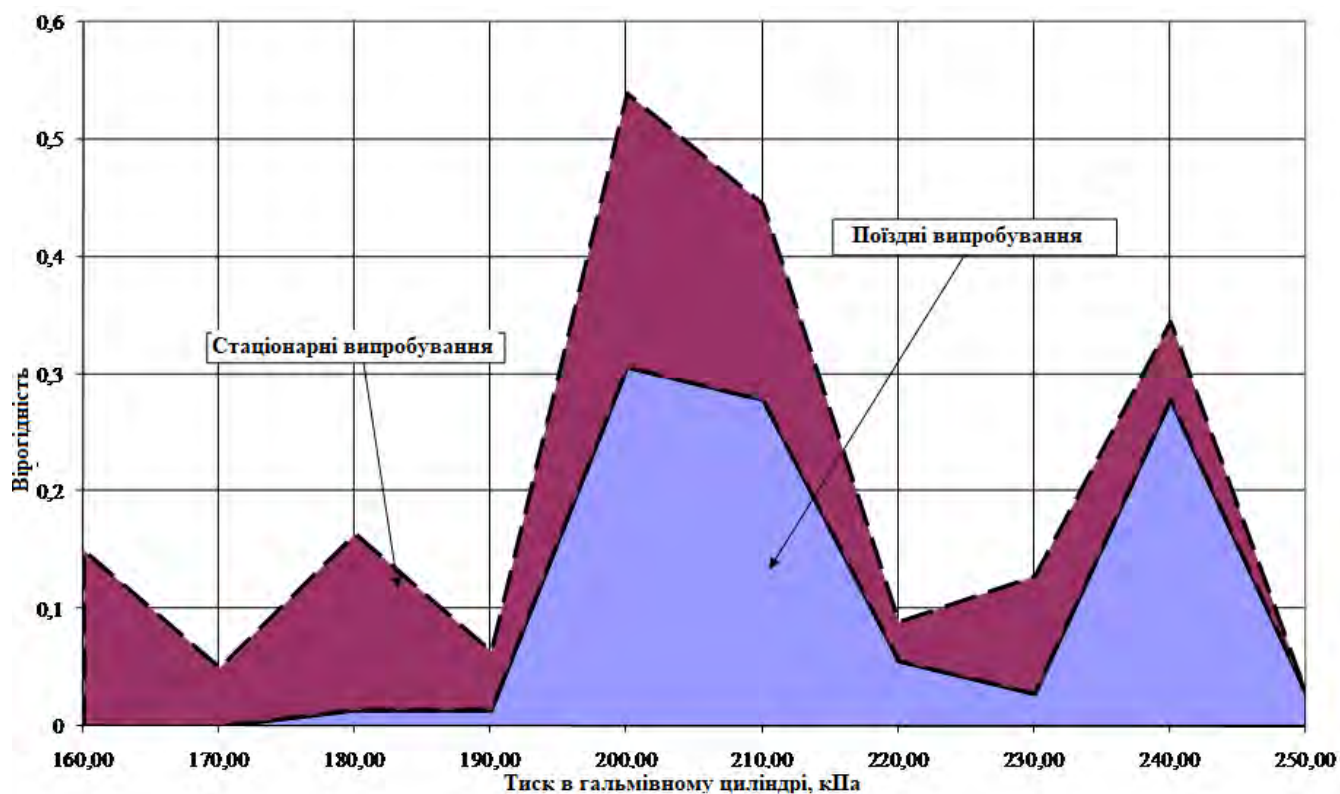


Рисунок 2.17 - Емпіричне розподілення ймовірності величини тиску в гальмівному циліндрі порожнього вагона при чавунних колодках

де h_{ij} - значення j -ої випадкової величини в i -му інтервалі;

n_i - кількість вимірювань i -му інтервалі;

$m_{\Delta t_i}$ - математичне очікування випадкового значення в i -му інтервалі

- середньоквадратичного відхилення:

$$S_{\Delta t_i} = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^{n_i} (h_{ij} - m_{\Delta t_i})^2}{n_i - 1}}, \quad (2.9)$$

Випадкові значення у кожному часовому зрізі групувалися на класи (інтервали) за правилом Штюрґеса [82]:

$$k \approx 1 + \lg(n_{ij}), \quad (2.10)$$

де k число класів.

Перевірка нульової гіпотези про рівність (однорідність) середніх оцінюється за допомогою критерію Стьюдена .

Оцінкою σ^2 служить вибірка повна (загальна) дисперсія S^2 , а інтервальною оцінкою математичного очікування a – вибіркве загальне середнє $\bar{m}_{\Delta t_i}$. Довірчі інтервали для a та σ^2 для $p = \sum_{j=1}^{n_i} n_{ij} - 1$ ступенів свободи визначалися з виразів:

$$\bar{m}_{\Delta t_i} - \frac{S_i}{\sqrt{\sum_{j=1}^{n_i} n_{ij}}} t_{\alpha,p} < a < \bar{m}_{\Delta t_i} + \frac{S_i}{\sqrt{\sum_{j=1}^{n_i} n_{ij}}} t_{\alpha,p}, \quad (2.11)$$

$$\bar{m}_{\Delta t_i} - \frac{S_i}{\sqrt{\sum_{j=1}^{n_i} n_{ij}}} t_{\alpha,p} < a < \bar{m}_{\Delta t_i} + \frac{S_i}{\sqrt{\sum_{j=1}^{n_i} n_{ij}}} t_{\alpha,p}, \quad (2.12)$$

$$\frac{S_i^2 (\sum_{j=1}^{n_i} n_{ij} - 1)}{\chi_{P_1}^2} < \sigma^2 < \frac{S_i^2 (\sum_{j=1}^{n_i} n_{ij} - 1)}{\chi_{P_2}^2}, \quad (2.13)$$

Значення $t_{\alpha,p}$, $\chi_{P_1}^2$ та $\chi_{P_2}^2$ визначають за таблицями залежно від числа ступенів свободи та вибіркового рівня довірчої ймовірності ($P = 0,95$).

Результати статистичної обробки представлені у таблиця 2.3 та на рисунок 2.18 – рисунок 2.21.

Таблиця 2.3– Статистичні показники тисків (кПА), отримані за результатами випробувань

Статистичні показники	Стаціонарні випробування				Поїзні випробування			
	Композиційні колодки		Чавунні колодки		Композиційні колодки		Чавунні колодки	
	Завантажений	Порожній	Завантажений	Порожній	Завантажений	Порожній	Завантажений	Порожній
Математичне очікування	309,8	144,3	316,1	178,5	321,9	141,3	316,4	188,4
Стандартне відхилення	8,7	12,0	9,8	12,0	19,0	10,3	11,1	08,9
Інтервал зміни маточікування з довірчою ймовірністю 0,95	307,6-312,0	141,3-147,4	313,6-318,6	175,5-181,5	317,7-326,0	139,2-143,3	313,8-319,1	186,3-190,5

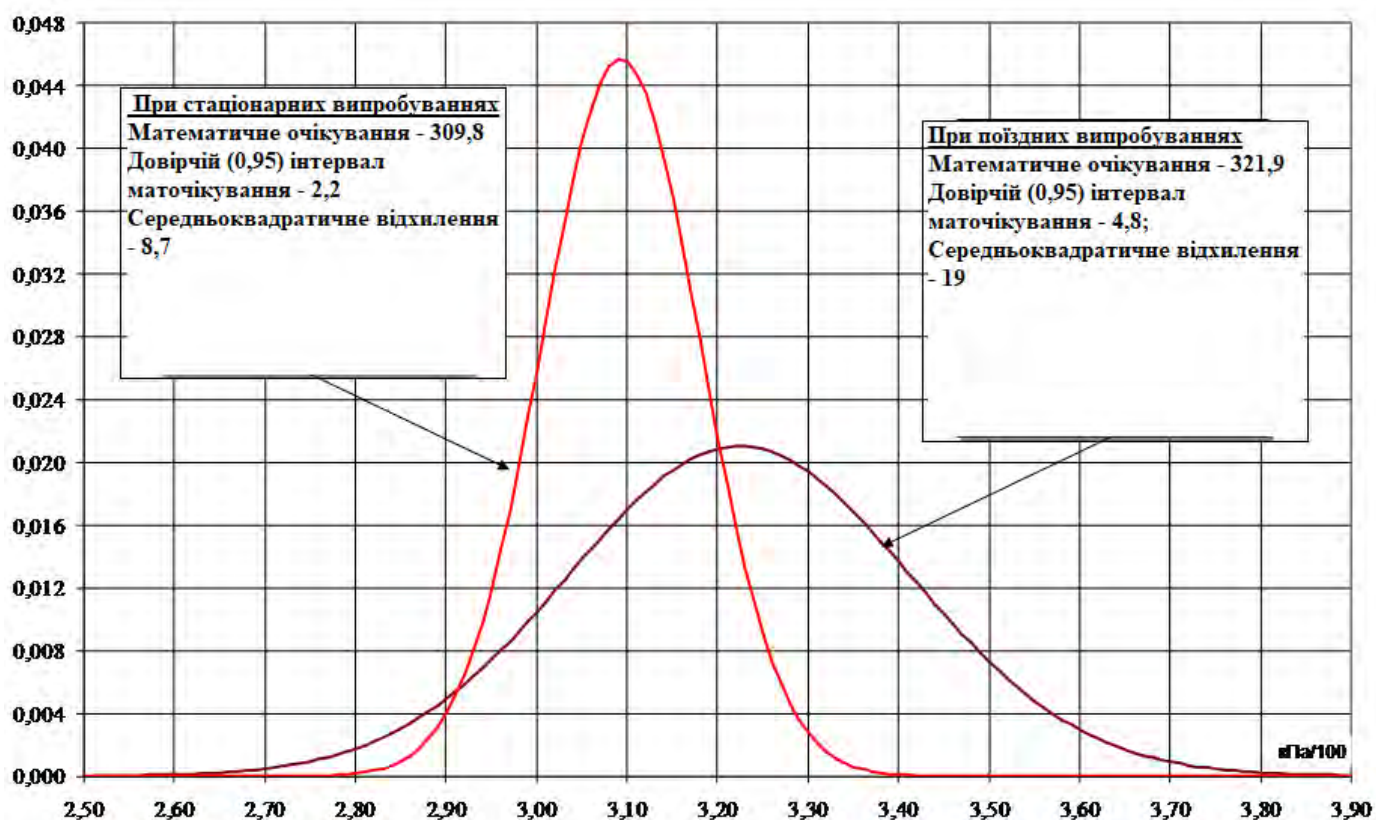


Рисунок 2.18- Щільність ймовірності розподілу величин тиску для середнього режиму повітророзподільника при композиційних колодках

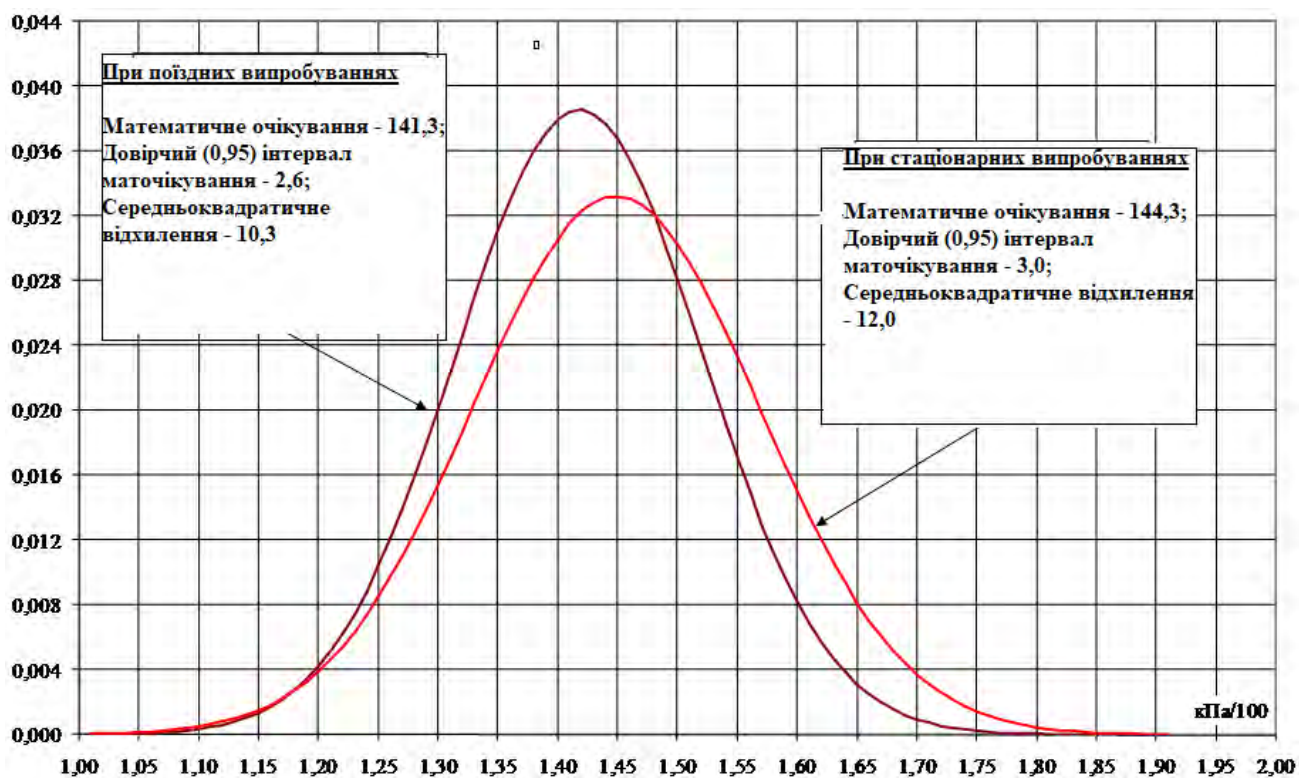


Рисунок 2.19- Щільність ймовірності розподілу величин тиску для порожнього режиму повітророзподільника при композиційних колодках

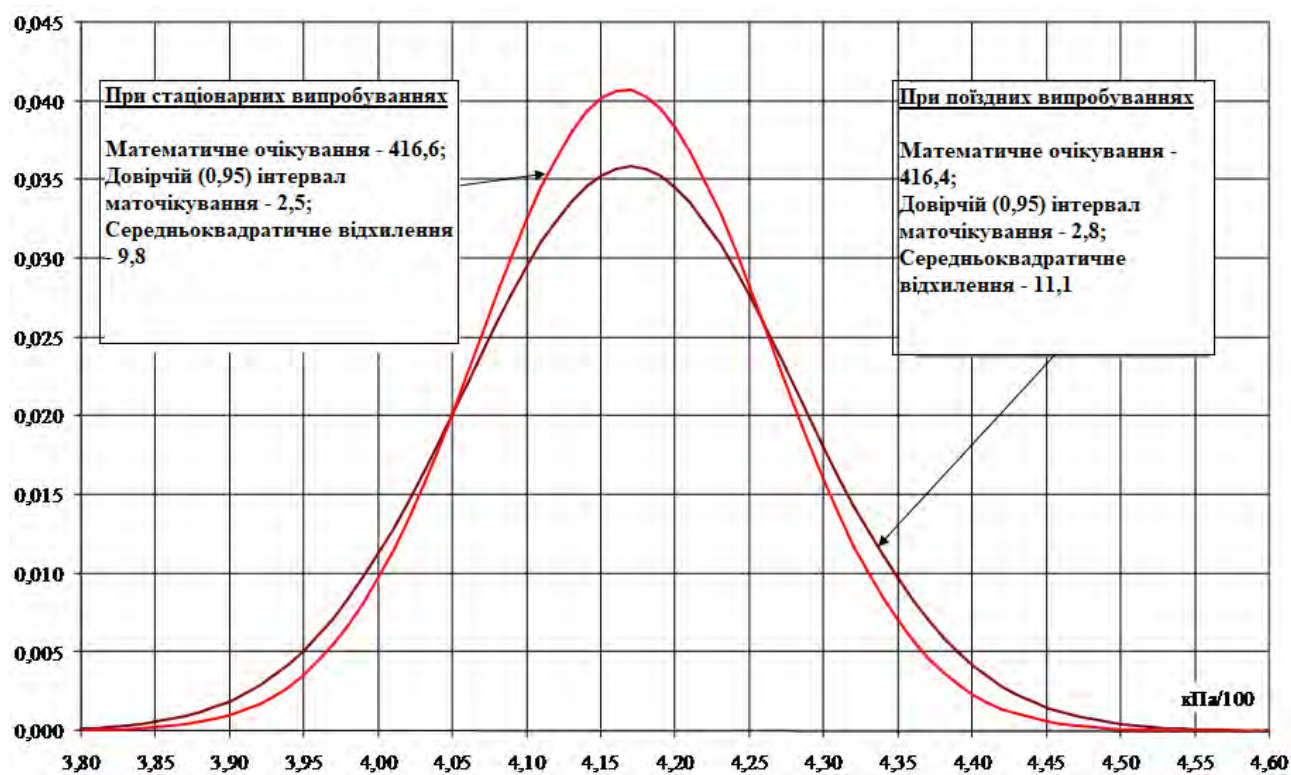


Рисунок 2.20 - Щільність ймовірності розподілу величин тиску для навантаженого режиму повітророзподільника при чавунних колодках

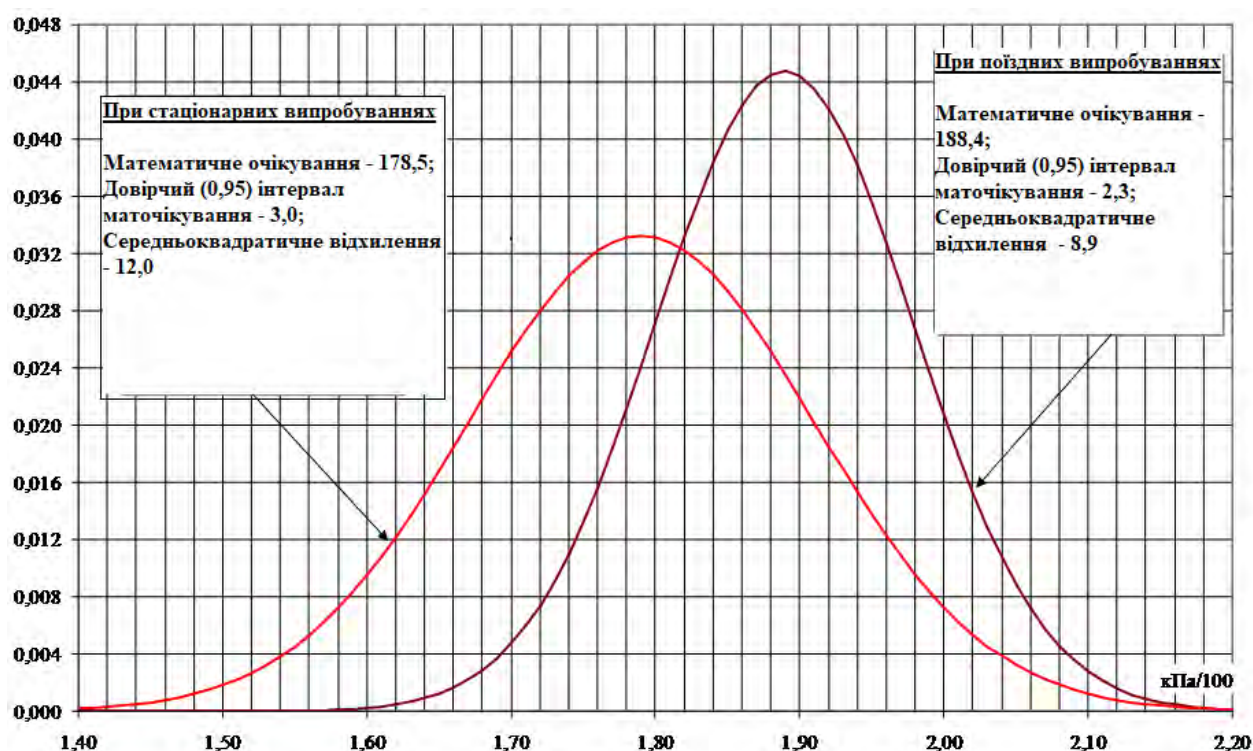


Рисунок 2.21 - Щільність ймовірності розподілу величин тиску для порожнього режиму повітророзподільника при чавунних колодках

Найменша ймовірність зміни тиску в гальмівному циліндрі в інтервалі значень, зазначених у таблиця 2.3, отримана для повітророзподільника на середньому режимі гальмування при композиційних колодках. Виконані дослідження свідчать:

1. При гальмуванні вагона в процесі руху тиску в гальмівних циліндрах зміщуються в область більш високих значень порівняно зі стаціонарними умовами;
2. Зміна тиску у гальмівних циліндрах має дискретний характер;
3. Ймовірність реалізованого авторежимом тиску в гальмівних циліндрах, який менший за мінімальний (таблиця 2.3), становить: для композиційних колодок при порожньому режимі – 0,138 (13,8 %), при завантаженому – 0,125 (12,5 %); для чавунних колодок - відповідно 0,001 (0,1%) та 0,07 (7%);
4. Ймовірність реалізованого авторежимом тиску в гальмівних циліндрах, який більший за максимальний (таблиця 2.3), становить: для композиційних колодок при порожньому режимі – 0,35 (3,5 %), при завантаженому – 0,169 (16,9 %); для чавунних колодок відповідно - 0,087 (8,7%) та 0,001 (0,1%);

5. Авторежим більш стабільно підтримує діапазон зміни тисків у гальмівному циліндрі при увімкненні повітророзподільника на навантажений режим.

2.3 Дослідження впливу коефіцієнту тертя гальмівної колодки

В гальмівних системах рухомого складу залізниць, в основному приміняються пневматичні фрикційні гальмівні системи, тому однією з основних характеристик що визначає гальмівну ефективність є коефіцієнт тертя, який реалізується між колодкою та колесом (диском та накладкою) при гальмуванні. Дослідженням з його визначення присвячені роботи [33, 34, 35, 127, 128, 129].

Фрикційні властивості нових гальмівних колодок, а також вплив температури нагріву на величину коефіцієнта тертя колодки та колеса визначають на гальмівному інерційному стенді (рисунок 2.22) шляхом виконання серій тривалих гальмування до повної зупинки [125].

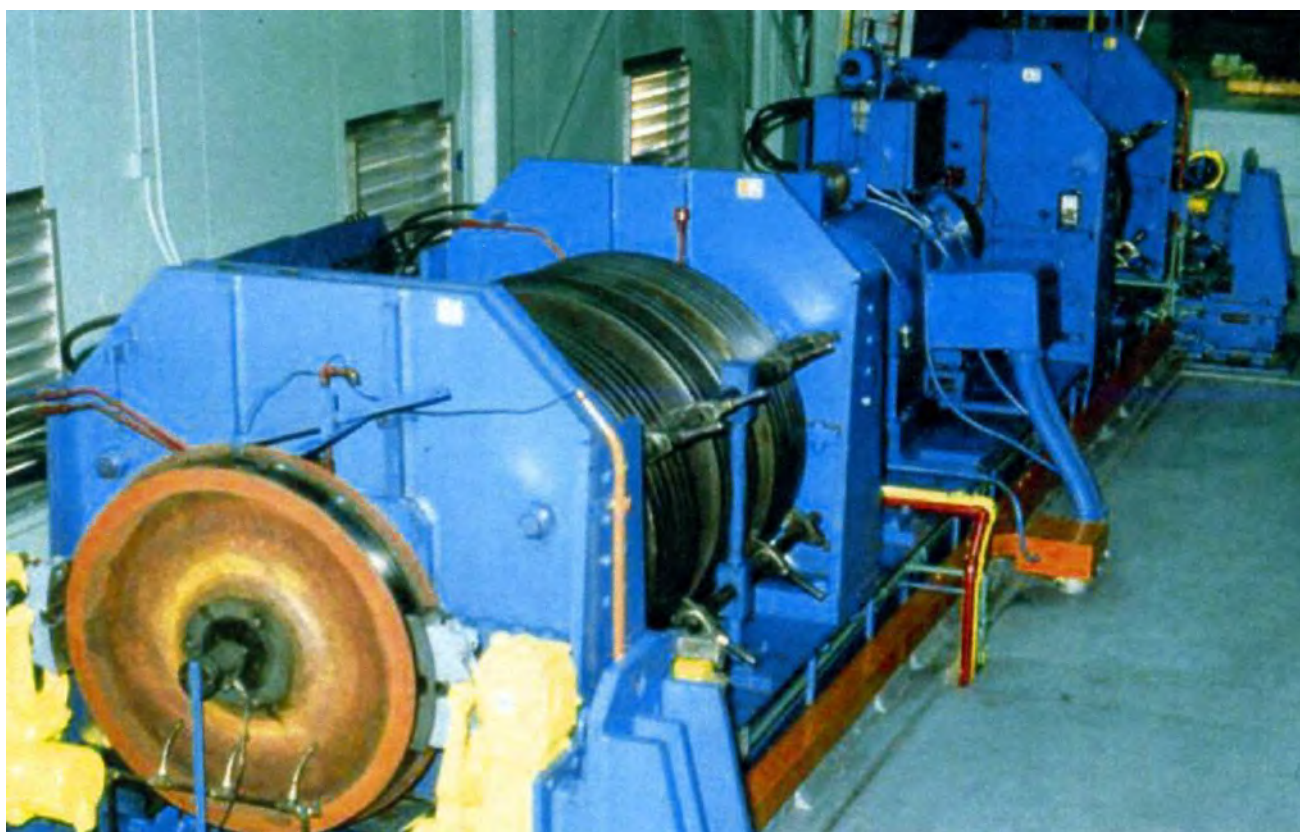


Рисунок 2.22– Інерційний стенд для випробування колодок

Режими навантаження колодки при випробуваннях на стенді повинні адекватно відображати умови експлуатації вантажного вагона (експлуатаційні навантаження), а також враховувати основні характеристики (вагона):

- осьове навантаження;
- максимальну допустиму швидкість;
- діаметр колеса колісної пари;
- максимально допустимий гальмівний шлях за максимальної швидкості на початку гальмування.

Для вибору моменту інерції інерційних мас стенду використовується рівняння (2.14), що виражає рівність кінетичної енергії поступального руху вагона, що припадає на одну гальмівну колодку та обертального руху інерційних мас стенду:

$$\frac{J_{\text{ст}} \cdot \omega^2}{2} = \frac{M_{\text{ваг}} \cdot V^2}{2 \cdot m}, \quad (2.14)$$

перетворюючи яке отримаємо:

$$J_{\text{ст}} = \frac{M_{\text{ваг}} \cdot V^2}{\omega_{\text{ст}}^2 \cdot m} = \frac{M_{\text{ваг}} \cdot R_{\text{кол}}^2}{m}, \quad (2.15)$$

де ω – частота обертання, 1/с;

J – момент інерції інерційних мас стенду, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

m – маса вагона, кг;

V – максимальна швидкість руху вагона, м/с;

m – число гальмівних колодок встановлених на вагоні;

R_o – радіус колеса, м.

Основним параметром, що характеризує масу вагона, є навантаження від колісної пари на рейки (осьове навантаження), тому момент інерції визначається через осьове навантаження (q_o кН/вісь), а навантаження колодки як відношення осьового навантаження до кількості колодок, що впливають на одну колісну пару вантажного вагона при гальмування.

На рисунок 2.23 представлені номограми та аналітичні вирази для визначення (вибору) моменту інерції інерційних мас гальмівного стенда для випробування гальмівної колодки в залежності від осьового навантаження вагона.

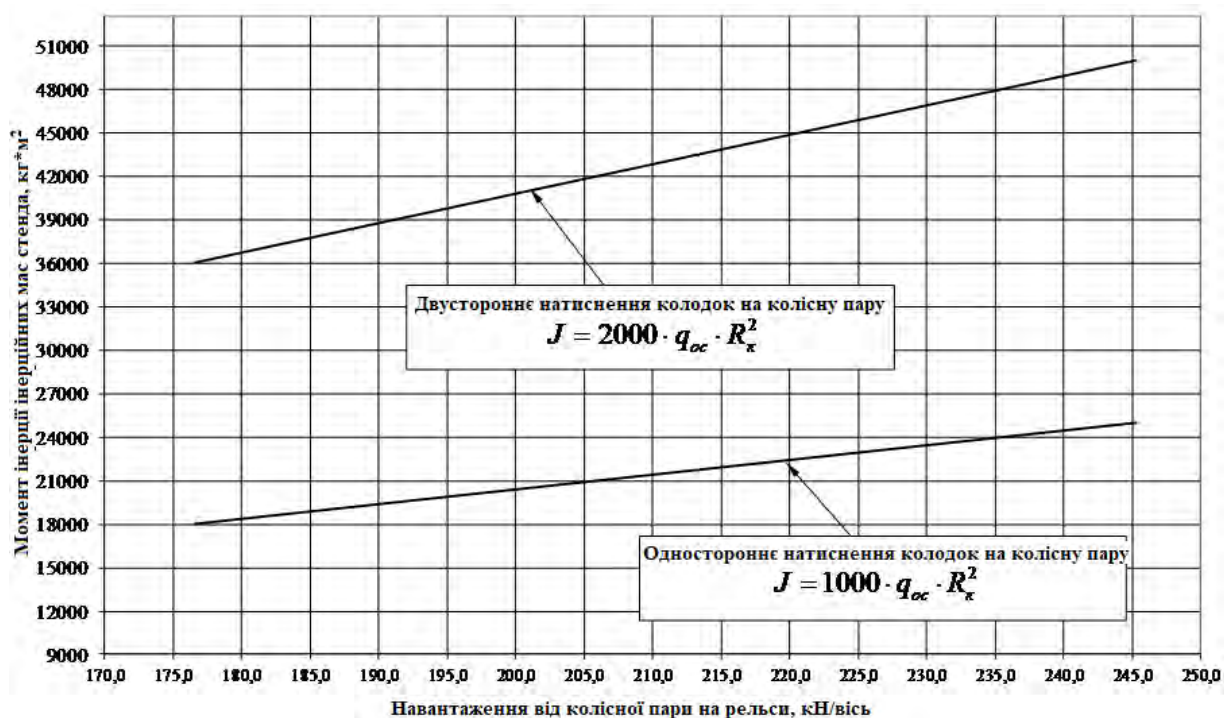


Рисунок 2.23- Номограми визначення моменту інерції інерційних мас стенду

Для більшості вітчизняних вантажних вагонів максимальне осьове навантаження для завантаженого вагона складає 230 кН (23,5 тс/вісь), а радіус колеса – 0,479 м тоді при односторонньому натисканні колодок на колеса момент інерції інерційних мас стенду складе:

$$J = 1000 \cdot 23.5 \cdot 0.479^2 = 5392 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Частота обертання колісної пари визначається залежно від заданої початкової швидкості V (м/с) та діаметра колеса D_k (м):

$$n = \frac{V}{\pi \cdot D_k}, \quad (2.16)$$

Процедура дослідження фрикційних властивостей гальмівної колодки має забезпечувати можливість безперервного вимірювання та реєстрації параметрів:

- початок гальмування;
- швидкість V (кутова частота) колісної пари, м/с (об/хв);
- кількість оборотів колісної пари від початку гальмування до поточного моменту часу та до повної зупинки;
- гальмівний шлях S , виміряний від початку гальмування до поточного моменту часу та до повної зупинки, м;
- час t від початку гальмування до поточного моменту;

- сила натиснення F , яка прикладається до гальмівних колодок, Н;
- сила гальмування F_t , Н;
- температури на поверхні контакту колодки та колеса в $^{\circ}\text{C}$, яка реєструється не менше ніж у 3-х точках, на глибині 1 мм від поверхні тертя колеса з колодкою. Точки виміру повинні бути розташовані на осі симетрії колодки: одна в середній частині, дві інші на відстані 30 мм від торців.

Усі вимірювання повинні виконуватися та реєструватися за допомогою датчиків, при цьому повинен вестись безперервний запис параметрів гальмування.

Дослідження фрикційних властивостей досліджуваної колодки проводяться за сухих та вологих умов, а також за підвищеного температурного впливу.

Середнє значення коефіцієнта тертя μ_m визначається шляхом інтегрування миттєвого значення коефіцієнта тертя μ_a гальмівним шляхом S_2 (шлях з моменту досягнення сили натиснення F_b величини 95 % F - максимальної сили натиснення) до зупинки (рисунок 2.24).

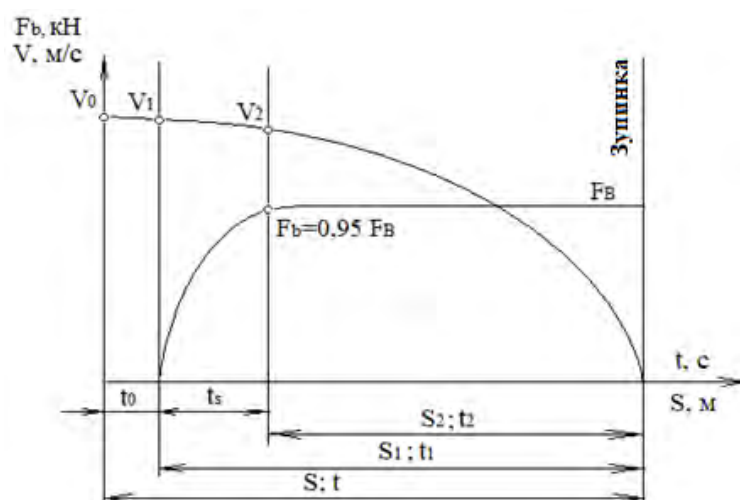


Рисунок 2.24– Вимірювані характеристики (F_b - загальне номінальне контактне зусилля на колесо, кН; F_b - загальне миттєве контактне зусилля на колесо, кН; V_0 -

фактична швидкість на початку гальмування, м/с; V_1 - швидкість на початку зростання зусилля, м/с; V_2 - швидкість в момент досягнення зусилля $F_b = 0,95 F_B$, м/с; S - гальмівний шлях від початку гальмування до зупинки, м; t_1 - час гальмування, відповідне S_1 , с; S_2 - гальмівний шлях від початку досягнення зусилля $F_b = 0,95 F_B$ до зупинки, м)

$$\mu_m = \frac{1}{S_2} \cdot \int_0^{S_2} \mu_a \cdot dS, \quad (2.17)$$

Миттєве значення коефіцієнта тертя μ_a у будь-який момент часу гальмування визначається ставленням сили гальмування F_t , яка відповідає цьому моменту, до сили натиснення F_b :

$$\mu_a = \frac{F_t}{F_b}, \quad (2.18)$$

Середнє значення коефіцієнта тертя $\bar{\mu}_{m,i}$ для швидкості V_i визначається за такою формулою:

$$\bar{\mu}_{m,i} = \frac{\sum_{j=1}^k S_{2,j} \cdot \bar{\mu}_{a,j}}{\sum_{j=1}^k S_{2,j}}, \quad (2.19)$$

де $\bar{\mu}_{a,j}$ - середнє значення миттєвих коефіцієнтів тертя, отриманих для швидкості V_i при j -му гальмуванні: де $S_{2,j}$ - гальмівний шлях

$$\bar{\mu}_{a,j} = \sum_{l=1}^{n_j} \frac{\mu_{a,l,j}}{n_j}, \quad (2.20)$$

$\mu_{a,l,j}$ - миттєвий коефіцієнт тертя, відповідний l - му виміру при j -му гальмуванні зі швидкістю V_i ;

n_j - число вимірюваних значень миттєвих коефіцієнтів тертя при j -му гальмуванні зі швидкістю V_i ;

Отримані значення фактичних коефіцієнтів тертя оцінюються на відповідність значенням, що визначаються за емпіричними формулами [35, 136]:

для композиційних колодок:

$$\phi_d = 0,44 \cdot \frac{K_d + 20}{4 \cdot K_d + 20} \cdot \frac{V + 150}{2 \cdot V + 150}, \quad (2.21)$$

для чавунних колодок:

$$\phi_d = 0,6 \cdot \frac{16 \cdot K_d + 100}{80 \cdot K_d + 100} \cdot \frac{V + 100}{5 \cdot V + 100}, \quad (2.22)$$

де K – дійсна сила натиснення колодки на колесо.

Середні нормативні емпіричні значення коефіцієнтів тертя визначаються за дійсної сили натиснення 10 кН (1 тс) для композиційних колодок і 20 кН (2 тс) для

чавунних, а мінімальні та максимальні значення - при $\pm 50\%$ відхиленні від середніх величин (рисунк 2.25, рисунок 2.26).

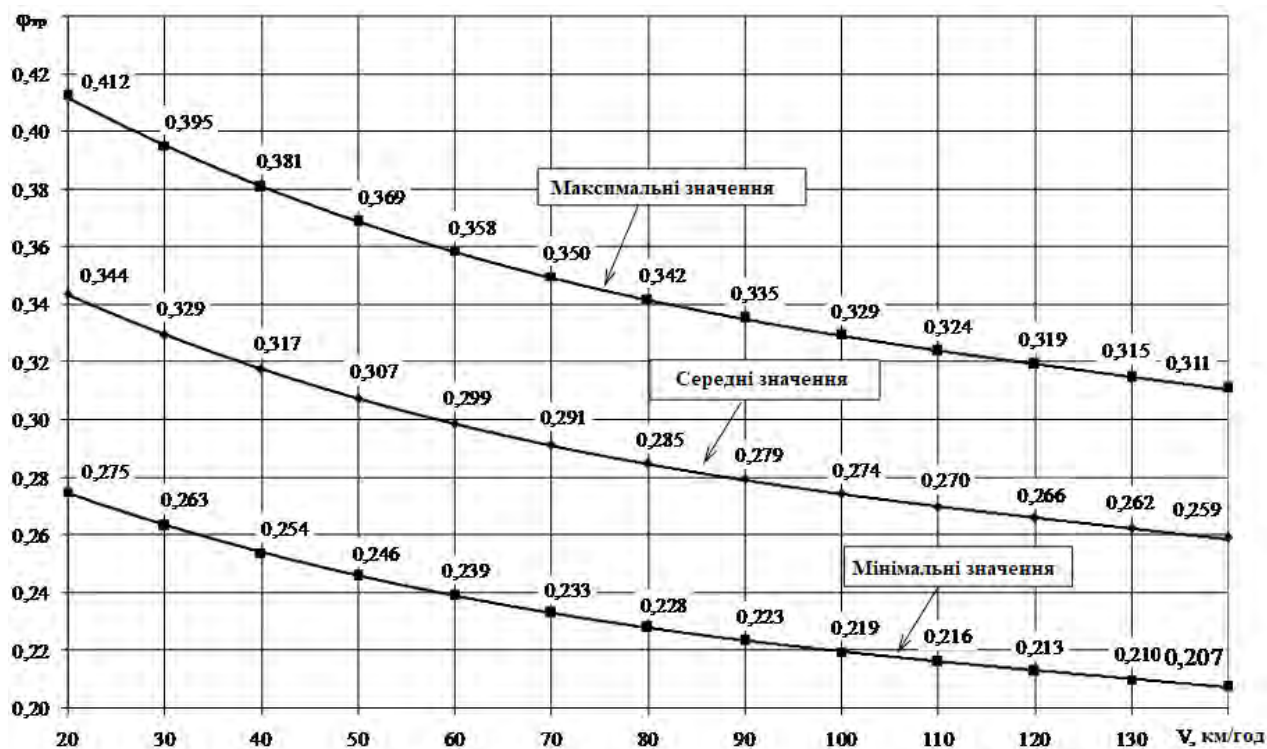


Рисунок 2.25– Нормативні значення коефіцієнтів тертя при силі натиснення колодки 10 кН

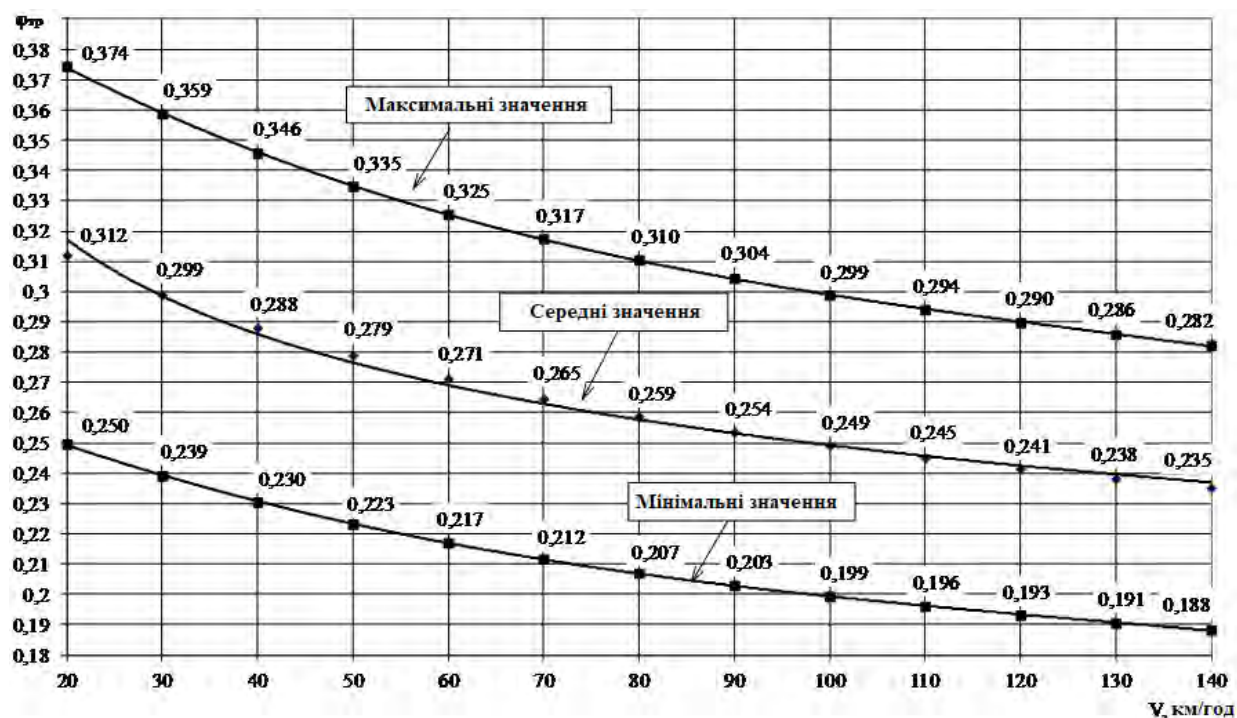


Рисунок 2.26– Нормативні значення коефіцієнтів тертя при силі натиснення колодки 20 кН

2.3.1 Дослідження фрикційних властивостей гальмівної колодки на інерційному стенді

Дослідженням піддавалася композиційна гальмівна колодка умовного типу W700 у кількості трьох екземплярів, обраних із партії випадковим чином (рисунок 2.27) [33-35]



Рисунок 2.27 – Композиційні гальмівні колодки

В якості ілюстрації наведено результати дослідження фрикційних властивостей (коефіцієнтів тертя) дослідної композиційної колодки № 1. Температура і сила тертя вимірювалися при силі натиснення колодки на колесо 10 кН і 20 кН при сухих і вологих умовах в діапазоні швидкостей (50- 140) км/год.

Масив миттєвих значень коефіцієнтів тертя, виміряний у процесі гальмування (рисунок 2.28), групувався за інтервалами швидкостей та температур, при цьому в кожному інтервалі визначалася середня температура та середній коефіцієнт тертя. У таблиця 2.4 показано динаміку зміни коефіцієнтів тертя.

Аналіз результатів дослідження показав, що коефіцієнти тертя (таблиця 2.5 - таблиця 2.6) у тому числі статичні (

таблиця 2.7) відповідають нормативним вимогам, а зношування колодок менше допустимих величин (таблиця 2.8).

2.3.2 Статистичний аналіз результатів за нормальних (сухих) умов

Випробування при сухих умовах проводилися для швидкостей 50, 70, 90, 120, 140 км/год при початковій температурі 50 °С і номінальній силі натиснення 10 кН і 20 кН. Для статистичної обробки вся сукупність виміряних параметрів розбивалася на окремі масиви за швидкостями гальмування з інтервалом 5 км/год, як початкова приймалася швидкість 20 км/год [33-35].

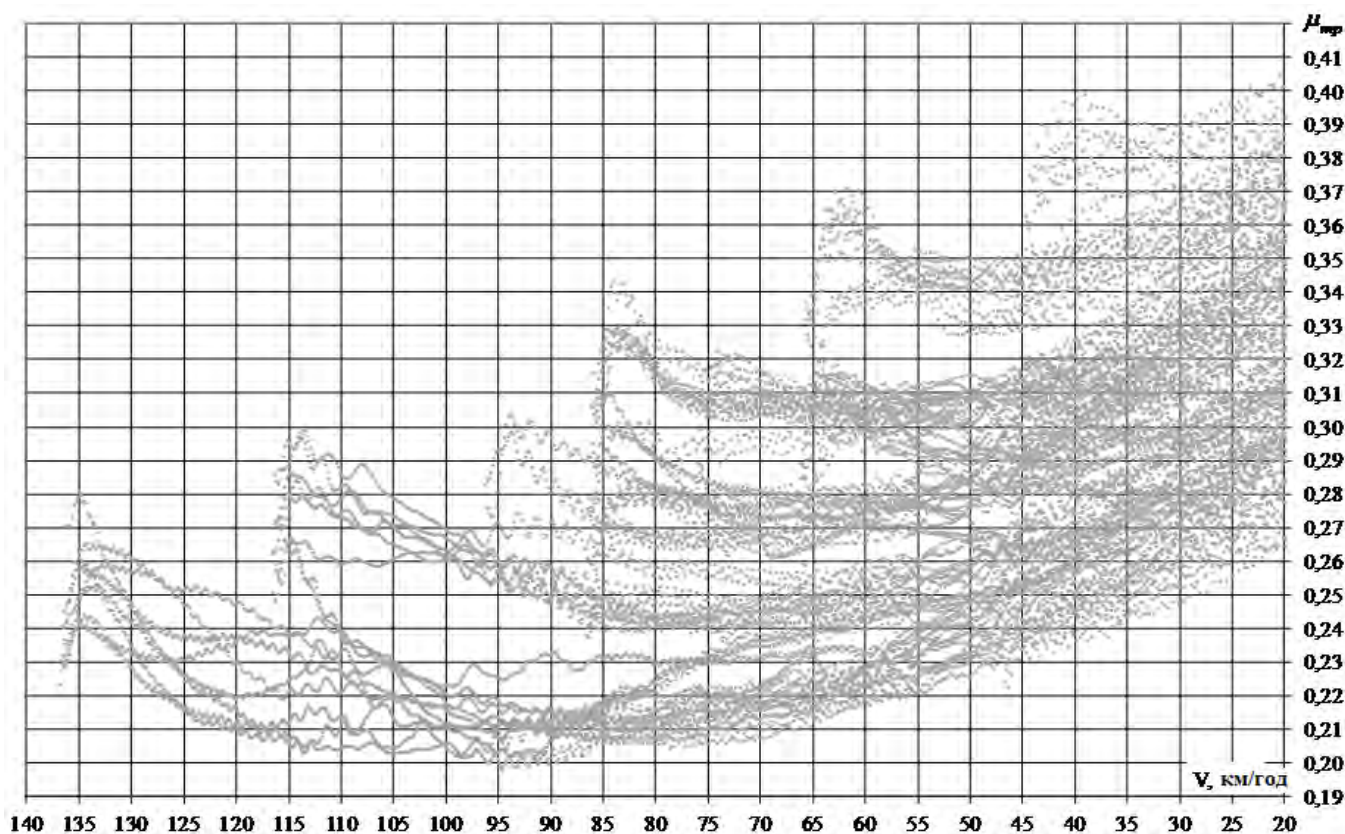
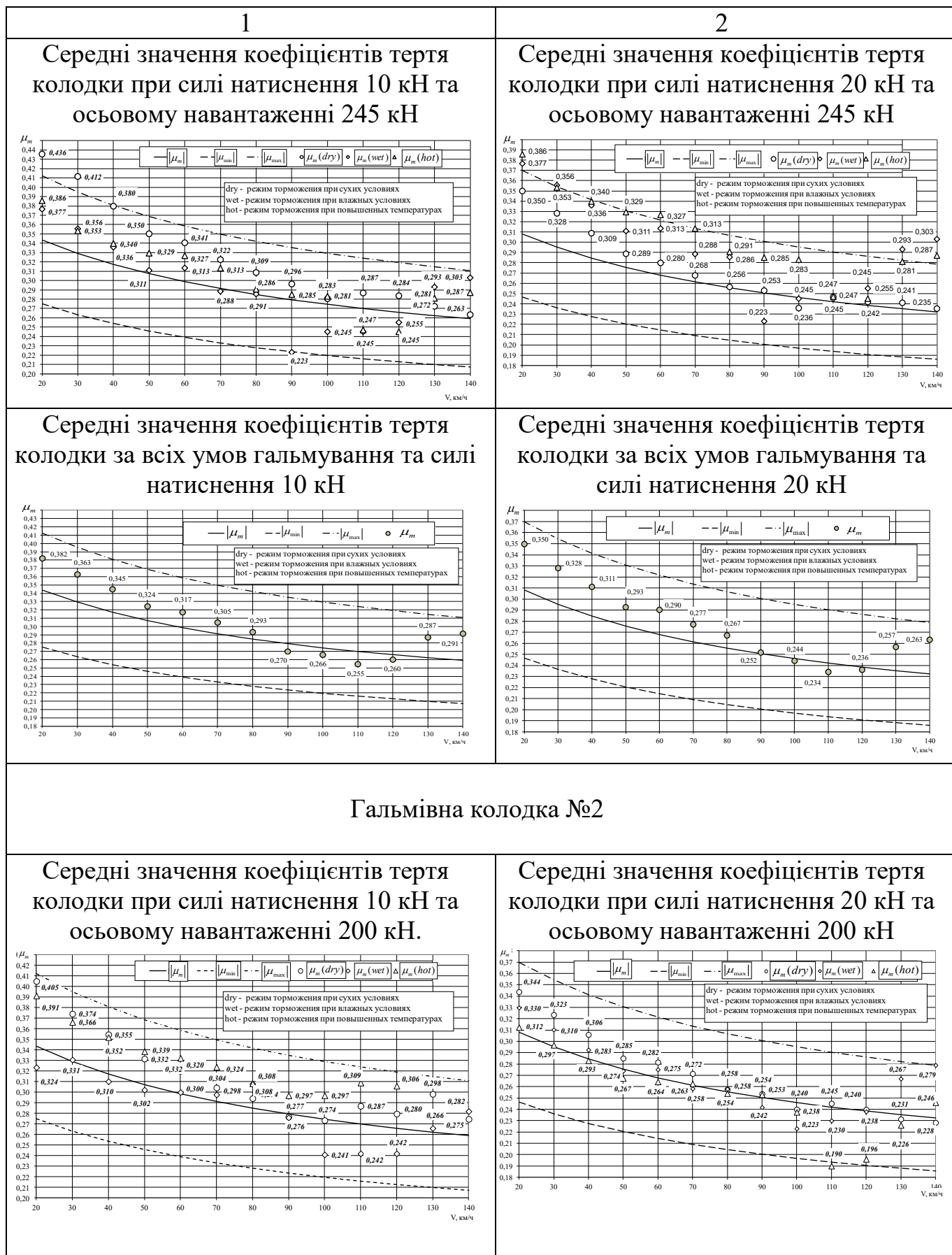


Рисунок 2.28– Массив миттєвих значень коефіцієнтів тертя, виміряних у процесі дослідження

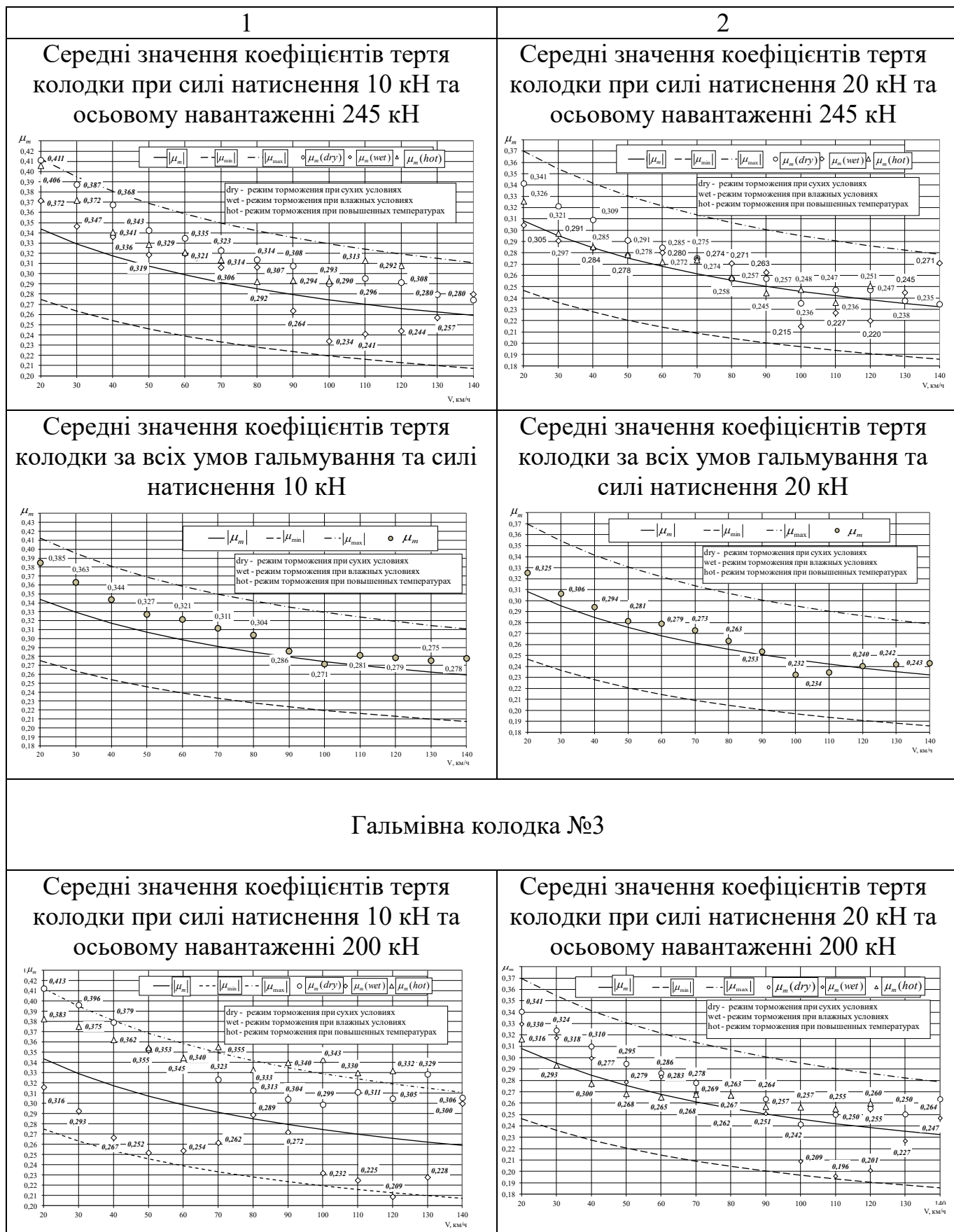
Таблиця 2.4 Динаміка зміни коефіцієнтів тертя



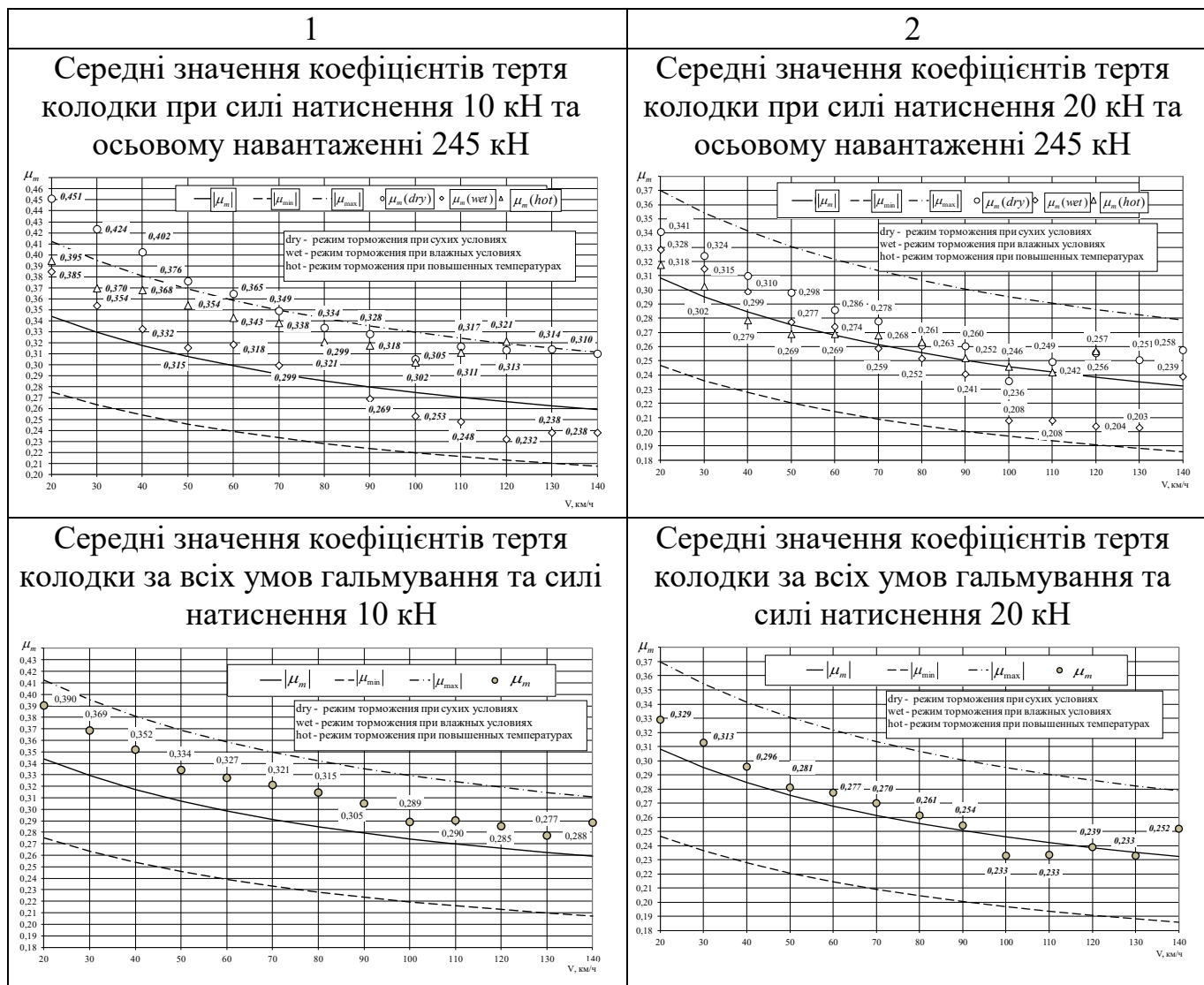
Продовження таблиця 2.4



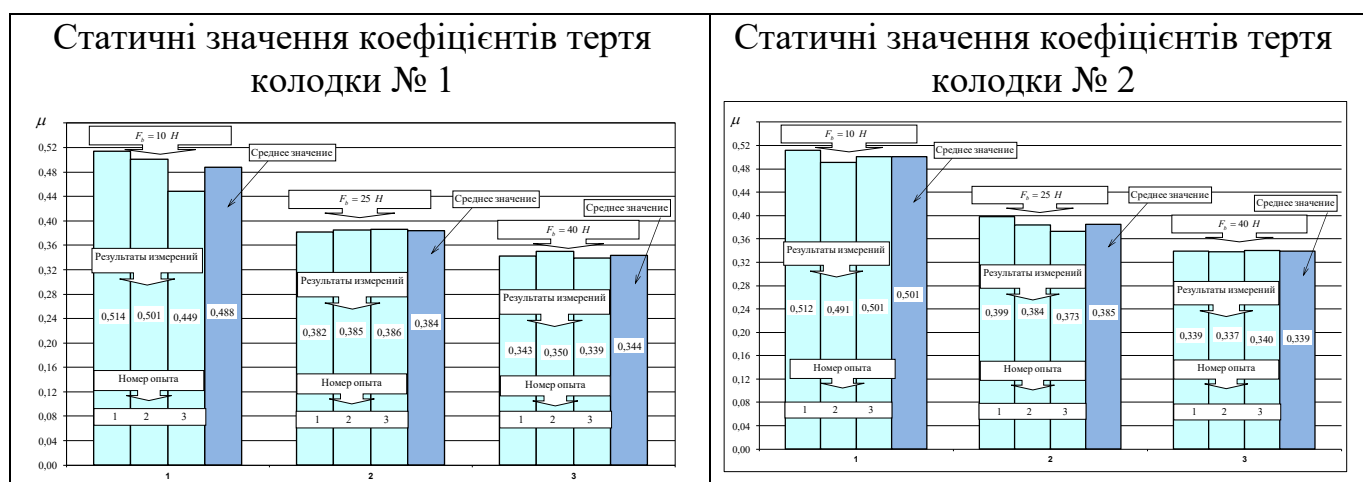
Продовження таблиця 2.4



Кінець таблиця 2.4



Таблиця 2.5– Статичні значення коефіцієнтів тертя колодок



Кінець таблиця 2.5

Статичні значення коефіцієнтів тертя колодки № 3

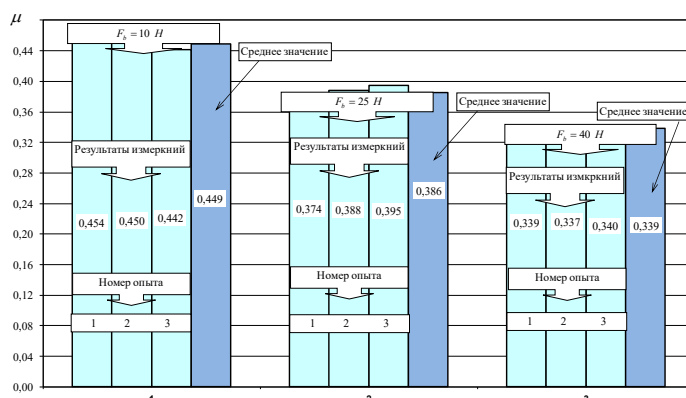


Таблица 2.6– Средні значення коефіцієнтів тертя колодок

V, км/год	$ \mu_m $	Номери колодок			$\mu_{\text{среднее}}$
		№ 1 (μ_1)	№ 2 (μ_2)	№ 3 (μ_3)	
1	2	3	4	5	6
При силі натиснення 10 кН					
50	0,246-0,369	0,324	0,327	0,332	0,328
60	0,239-0,358	0,317	0,321	0,330	0,323
70	0,233-0,350	0,305	0,311	0,321	0,312
80	0,228-0,342	0,293	0,304	0,315	0,304
90	0,223-0,335	0,270	0,286	0,309	0,288
100	0,219-0,329	0,266	0,271	0,286	0,274
110	0,216-0,324	0,255	0,281	0,289	0,275
120	0,213-0,266	0,260	0,279	0,286	0,275
130	0,21-0,315	0,287	0,275	0,265	0,276
140	0,207-0,311	0,291	0,278	0,308	0,292
При силі натиснення 20 кН					
50	0,220-0,331	0,293	0,098	0,279	0,22300
60	0,214-0,321	0,290	0,097	0,276	0,221
70	0,209-0,314	0,277	0,092	0,268	0,212
80	0,204-0,307	0,267	0,089	0,258	0,205
90	0,200-0,301	0,252	0,084	0,250	0,195
100	0,197-0,295	0,244	0,081	0,233	0,186
110	0,194-0,290	0,234	0,078	0,234	0,182
120	0,191-0,286	0,236	0,079	0,238	0,184
130	0,188-0,282	0,257	0,086	0,225	0,189
140	0,186-0,279	0,263	0,088	0,245	0,199

Таблиця 2.7- Статичні коефіцієнти тертя

Сила натиснення колодки, кН	Номер колодки			$\mu_{ст, \vec{v}} \text{ среднее}$
	№1	№2	№3	
1	2	3	4	5
10	0,514	0,501	0,449	3,821
25	0,382	0,385	0,386	8,718
40	0,343	0,350	0,339	13,677

Таблиця 2.8- Знос колодок

Номер колодки	Знос колодок, г	
	Сила натиснення 10 кН ($ \Delta W = 100\text{г}$)	Сила натиснення 20 кН ($ \Delta W = 200\text{г}$)
1	2	3
1	38,6	53,4
2	32,8	48,9
3	37,1	56,1

Як статистичний закон розподілу сили натиснення колодки на колесо приймався нормальний закон розподілу, для якого функція розподілу та щільність ймовірності мають вигляд [82, 83]:

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \sigma} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{(x-a)^2}{2 \cdot \sigma^2}} dx, \quad (2.23)$$

$$\phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \sigma} \cdot e^{-\frac{(x-a)^2}{2 \cdot \sigma^2}}, \quad (2.24)$$

де a і σ^2 математичне очікування та дисперсія випадкової величини x .

Довірчі інтервали для математичного очікування визначалися за такою формулою [82-84]:

$$\bar{x} - z_{p_1} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}} < a < \bar{x} + z_{p_2} \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}}, \quad (2.25)$$

де $\bar{x}$ - вибіркве середнє із n незалежних значень;

z_p - квантиль нормованого нормального розподілу.

Показані на рисунок 2.29 та рисунок 2.30 щільності розподілу ймовірності миттєвих коефіцієнтів тертя свідчать (колодка № 3), що зі зменшенням швидкості розкид зміни їх значень збільшується. Нестабільність коефіцієнта тертя при малих швидкостях обертання колеса може бути обумовлено впливом температури як

колеса, так і фрикційними характеристиками гальмівної колодки, однак такий висновок потребує експериментального підтвердження.

Як правило, при випробуваннях на інерційному стенді температура вимірюється лише на колесі.

Статистичні характеристики коефіцієнтів тертя наведено у таблиця 2.9

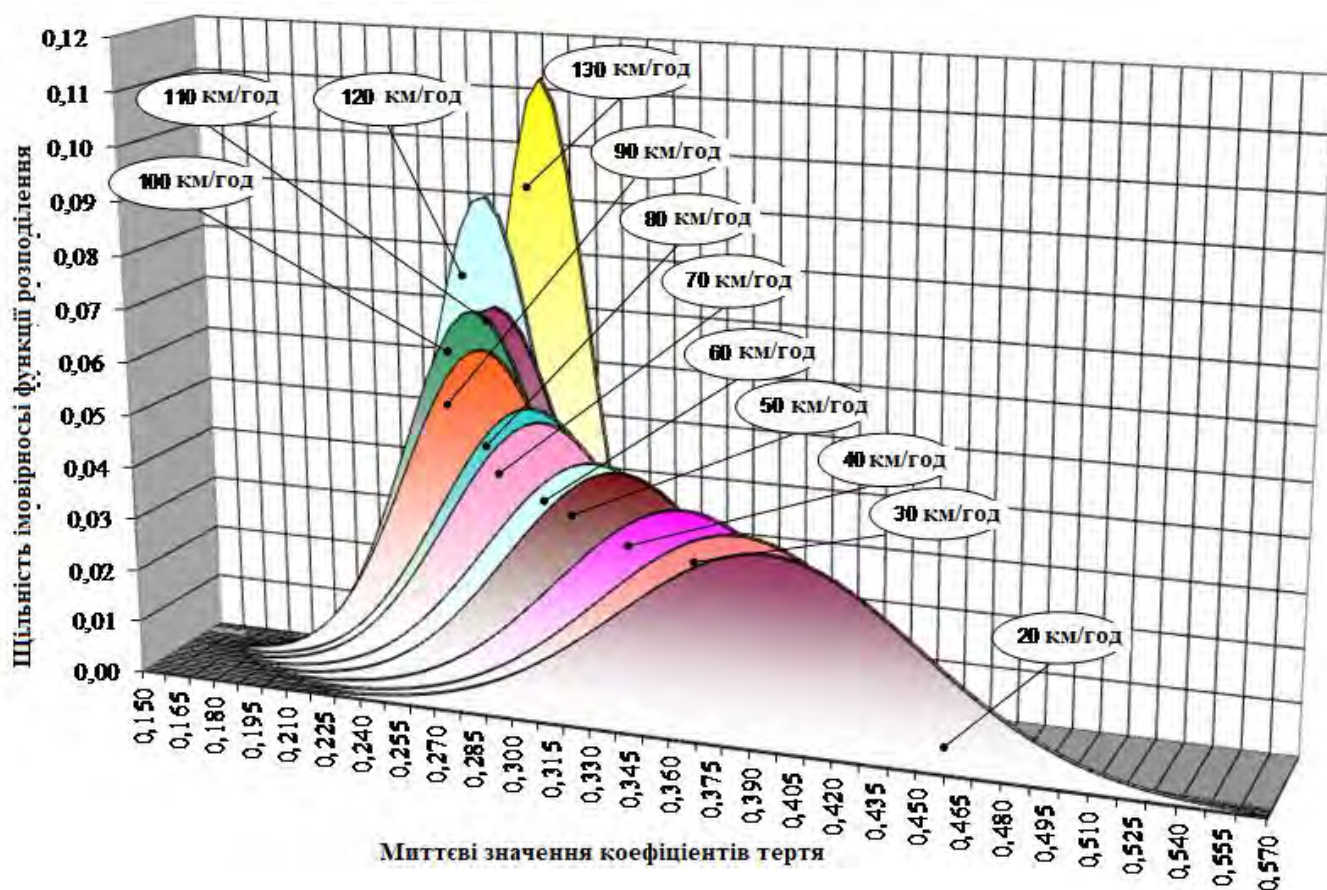


Рисунок 2.29 - Щільність розподілу миттєвих значень коефіцієнтів тертя при силі натиснення колодки на колесо 10 кН

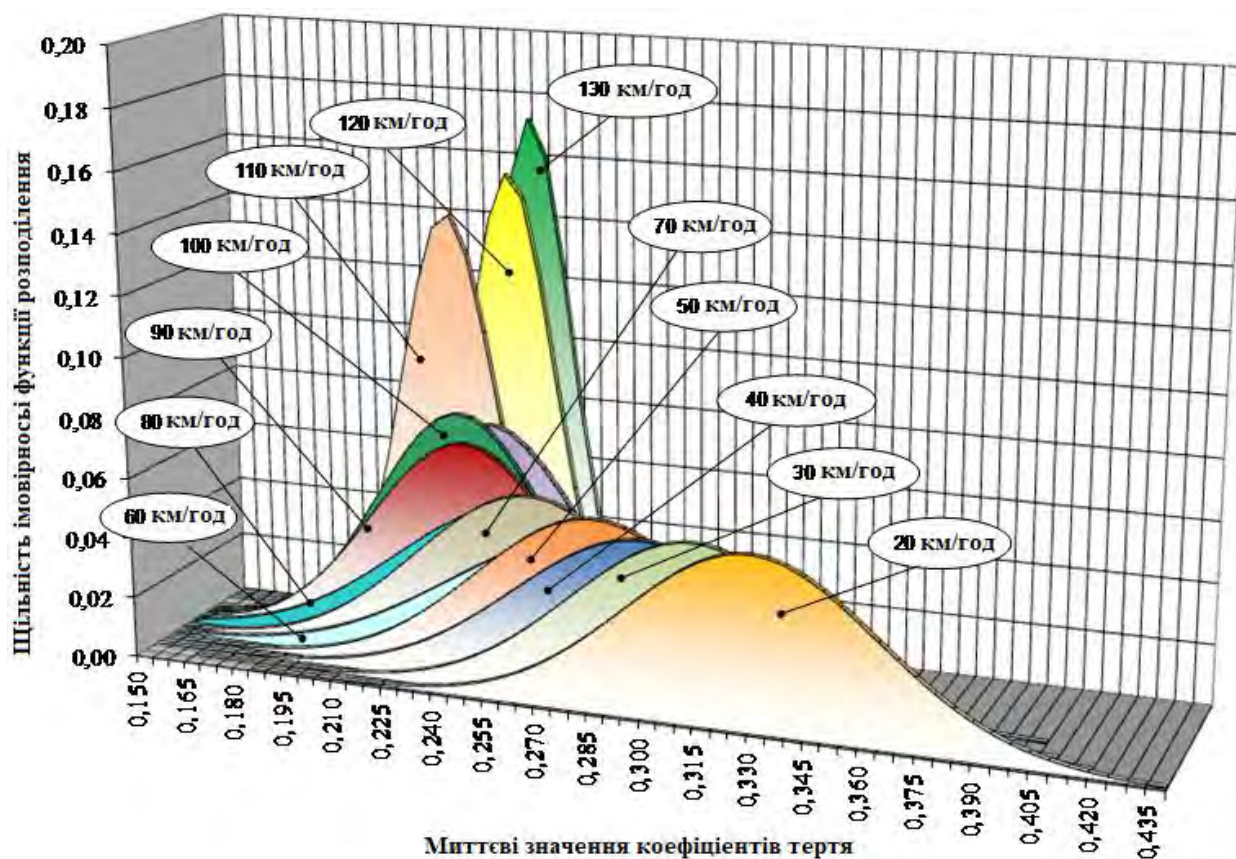


Рисунок 2.30 - Щільність розподілу миттєвих значень коефіцієнтів тертя при силі натиснення колодки на колесо 20 кН

Таблиця 2.9 - Статистичні характеристики миттєвих значень коефіцієнтів тертя

Швидкість, км/год	Сила натиснення колодки на колесо 10 кН		Сила натиснення колодки на колесо 20 кН	
	Математичне очікування при довірчій ймовірності 0,95	Стандартне відхилення	Математичне очікування при довірчій ймовірності 0,95	Стандартне відхилення
1	2	3	4	5
20	0,392±0,0077	0,0553	0,327±0,0064	0,0349
25	0,379±0,0075	0,0546	0,316±0,0066	0,0368
30	0,380±0,0072	0,0523	0,310±0,0062	0,0351
35	0,368±0,0068	0,0513	0,300±0,0062	0,0360
40	0,359±0,0064	0,0488	0,294±0,0064	0,0371
45	0,350±0,0061	0,0471	0,282±0,0062	0,0332
50	0,332±0,0063	0,0436	0,279±0,0066	0,0349
55	0,326±0,0062	0,0427	0,276±0,0071	0,0376
60	0,321±0,0063	0,0431	0,275±0,0077	0,0415
65	0,319±0,0062	0,0433	0,257±0,0071	0,0329

Кінець таблиця 2.9

1	2	3	4	5
70	0,299±0,0062	0,0382	0,256±0,0072	0,0341
75	0,297±0,0059	0,0363	0,251±0,0075	0,0336
80	0,293±0,0061	0,0370	0,251±0,0081	0,0377
85	0,292±0,0068	0,0405	0,234±0,0066	0,0256
90	0,271±0,0067	0,0314	0,232±0,0076	0,0284
95	0,272±0,0071	0,0337	0,226±0,0070	0,0239
100	0,266±0,0062	0,0285	0,229±0,0071	0,0254
105	0,266±0,0059	0,0268	0,234±0,0076	0,0260
110	0,272±0,0063	0,0283	0,236±0,0079	0,0269
115	0,280±0,0070	0,0309	0,233±0,0093	0,0282
120	0,266±0,0063	0,0220	0,221±0,0053	0,0140
125	0,270±0,0040	0,0146	0,229±0,0046	0,0114
130	0,282±0,0148	0,0513	0,238±0,0050	0,0128
135	0,295±0,0058	0,0204	0,248±0,0056	0,0115

Незважаючи на те, що середні значення коефіцієнтів тертя (рисунок 2.31 та рисунок 2.32) знаходяться в заданому нормованому діапазоні допустимих значень коефіцієнтів тертя [131], проте для оцінки гальмівних властивостей досліджуваної колодки необхідно враховувати ймовірність попадання миттєвого значення коефіцієнта тертя в допустимий інтервал ($|\mu(V)|_m$, $|\mu(V)|_m$)

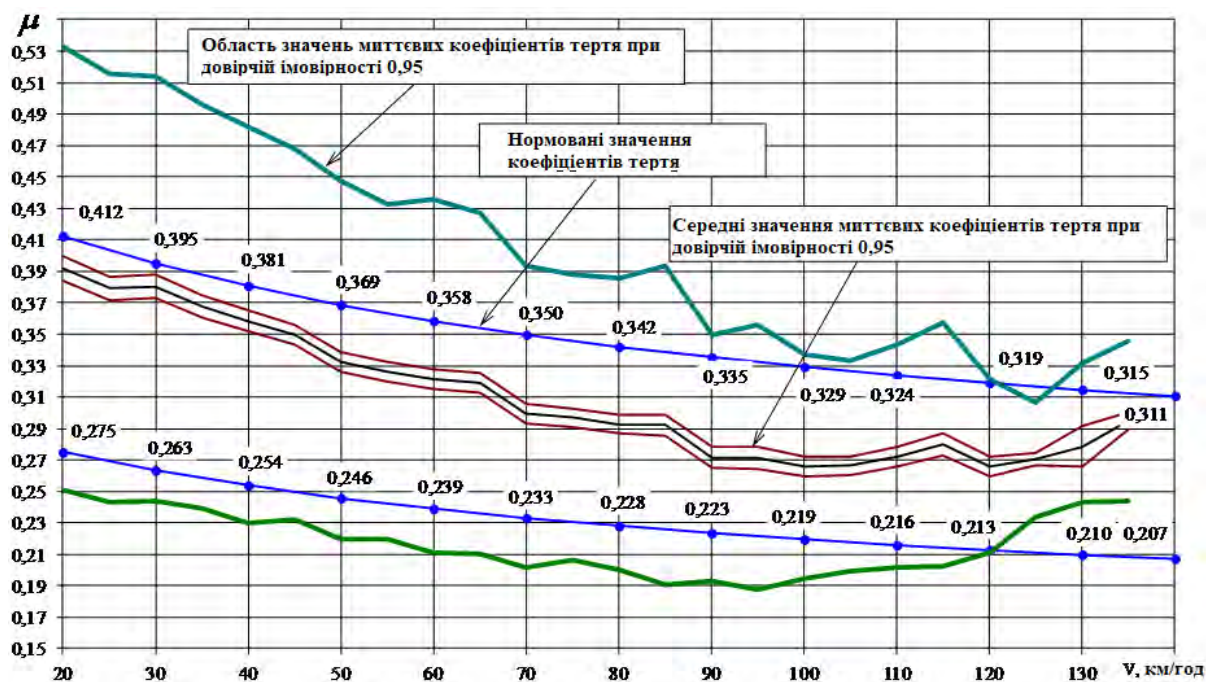


Рисунок 2.31– Статистичне розподілення коефіцієнтів тертя при силі натиснення 10 кН

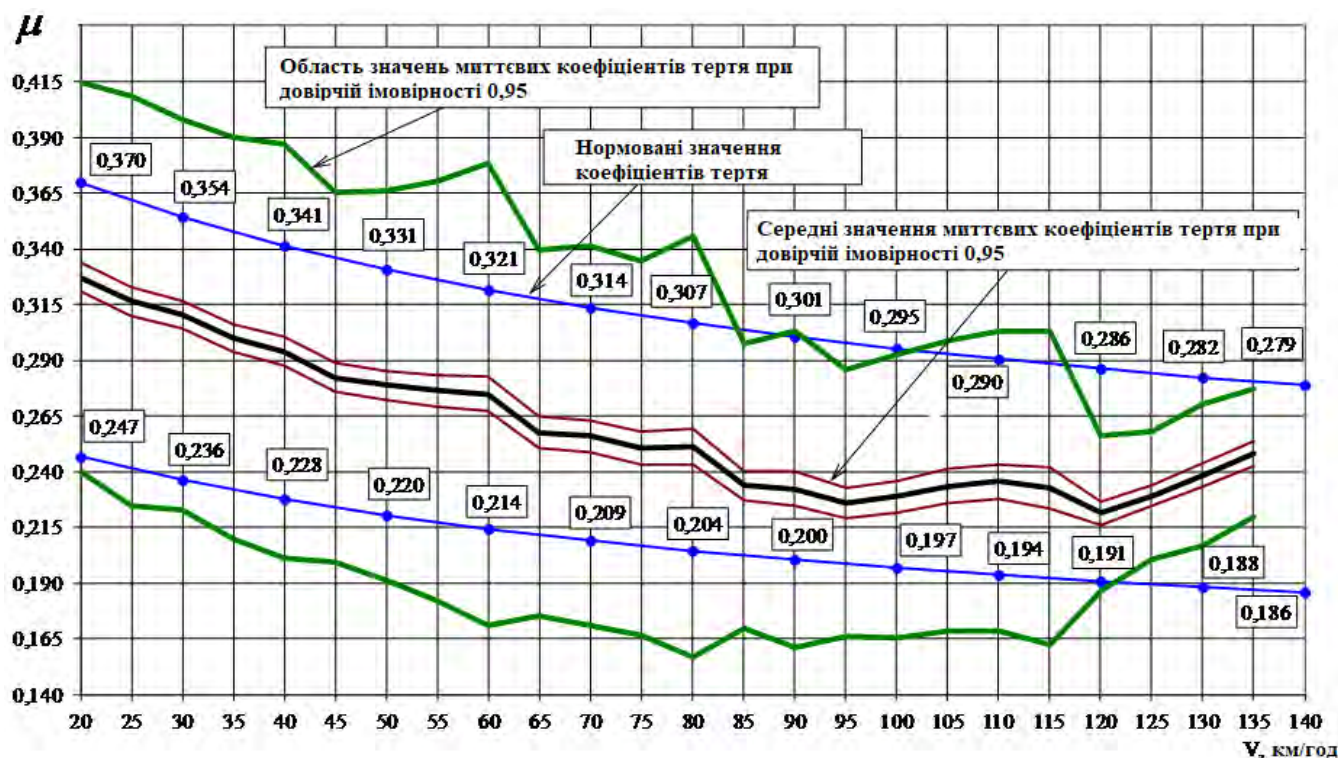


Рисунок 2.32- Статистичне розподілення коефіцієнтів тертя при силі натиснення 20 кН

Ймовірність влучення випадкової величини дорівнює інтегралу від щільності ймовірності в цих межах [82]:

$$P(|\mu(V)|_{\min} \leq \mu < |\mu(V)|_{\max}) = \int_{\mu_1}^{\mu_2} p(\mu) \cdot d\mu = F(|\mu(V)|_{\max}) - F(|\mu(V)|_{\min}), \quad (2.26)$$

де $|\mu(V)|_{\min}$ и $|\mu(V)|_{\max}$ - відповідно мінімальне та максимальне нормовані значення коефіцієнтів тертя, встановлені [131] для швидкості V .

Виконані розрахунки показали, що ймовірність попадання миттєвих значень коефіцієнтів тертя у нормований інтервал при силі натиснення 10 кН становить для швидкостей до 60 км/год 0,6-0,79, для решти – більше 0,8, при силі натиснення 20 кН ця ймовірність перевищує 0,84 для всього діапазону швидкостей (рисунок 2.33).

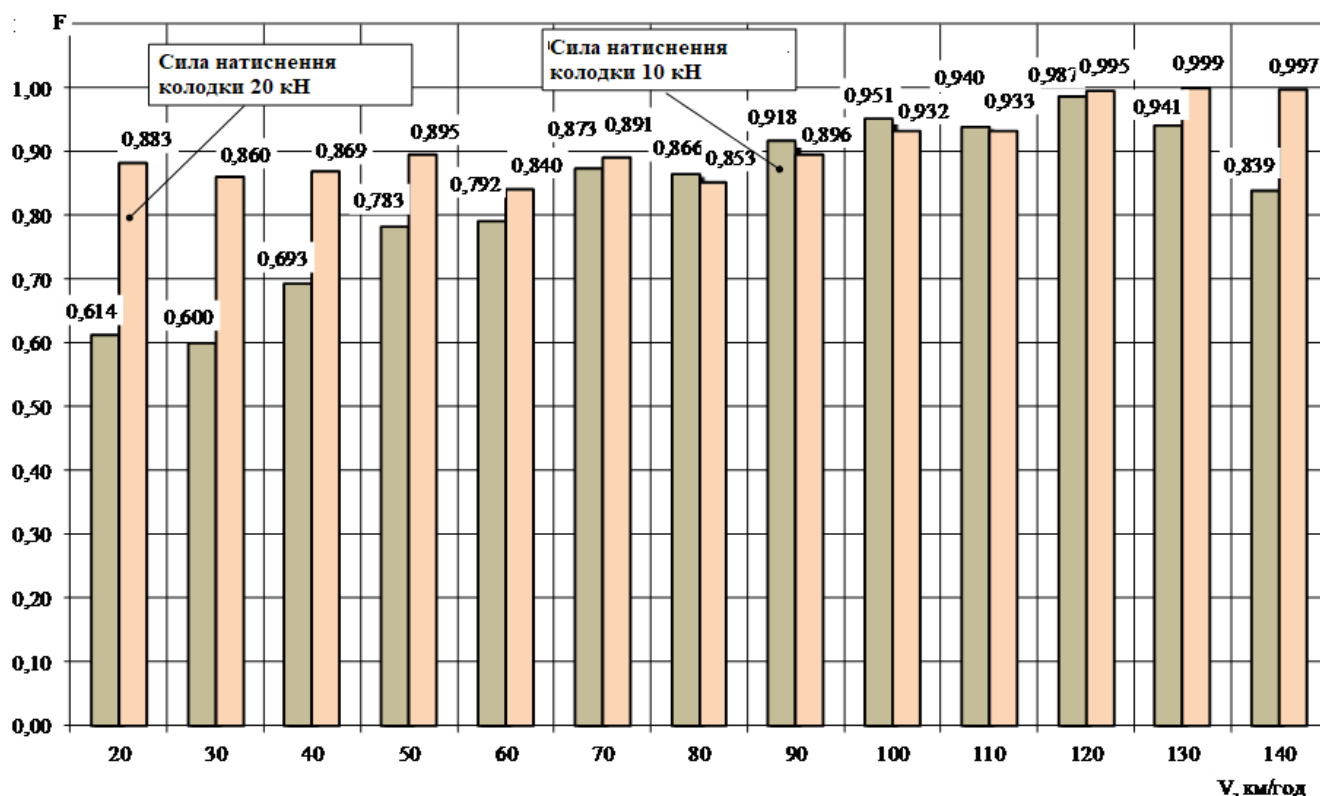


Рисунок 2.33- Імовірність потрапляння миттєвих значень коефіцієнтів тертя в інтервал, що нормується [131]

Важливе значення при аналізі фрикційних властивостей гальмівної колодки мають максимальні та мінімальні значення коефіцієнтів тертя, оскільки високі значення коефіцієнтів тертя можуть призвести до пошкоджень поверхні колісних пар при гальмуванні, а низькі до недостатньої гальмівної ефективності вагона.

Імовірність перевищення коефіцієнтів тертя колодки максимальної нормованої величини визначається за формулою (2.27) [82], а ймовірність того, що коефіцієнти тертя будуть нижчими за мінімальну нормовану величину - за формулою (2.28) [82].

$$P(\mu \geq |\mu(V)|_{\max}) = \int_{\mu_1}^{\infty} p(\mu) \cdot d\mu = 1 - F(|\mu(V)|_{\max}), \quad (2.27)$$

$$P(\mu \leq |\mu(V)|_{\min}) = \int_{-\infty}^{\mu_1} p(\mu) \cdot d\mu = F(|\mu(V)|_{\min}), \quad (2.28)$$

Розрахункові дослідження свідчать, що при силі натиснення 20 кН ймовірності виходу значень коефіцієнтів тертя за нормований інтервал не перевищує 0,13 (рисунок 2.34), при силі натиснення 10 кН перевищення

коефіцієнтів тертя максимальних нормативних значень для швидкостей 40 км/год включно складає більше ніж 0,33 (рисунок 2.35).

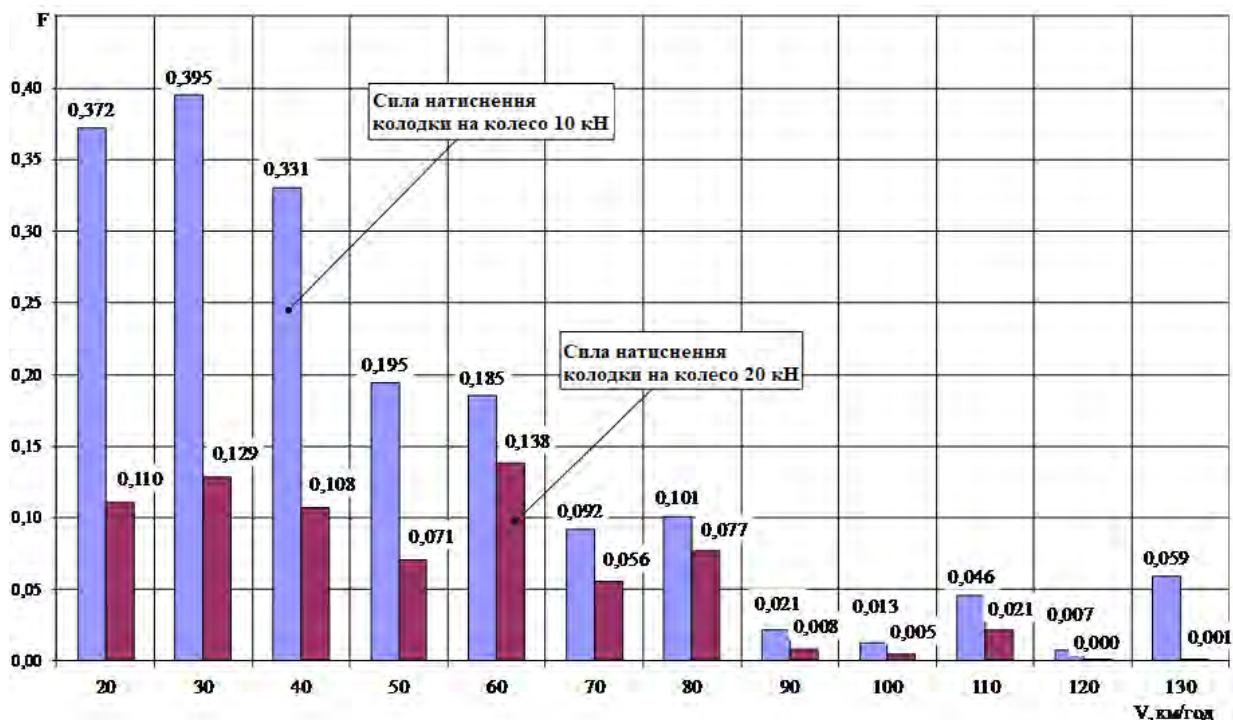


Рисунок 2.34- Імовірність перевищення коефіцієнтів тертя нормованих максимальних значень [131]

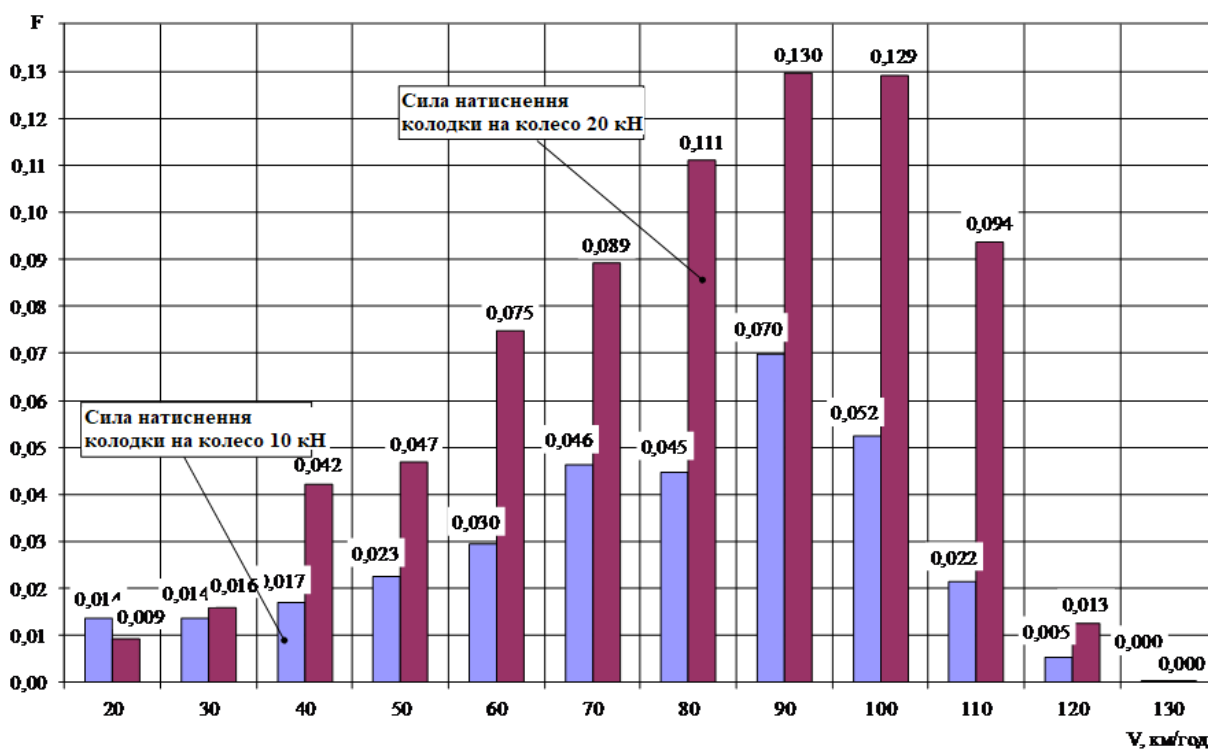


Рисунок 2.35- Імовірність того, що коефіцієнти тертя будуть меншими від нормованих мінімальних значень [131]

Висока ймовірність перевищення коефіцієнтів тертя максимальних нормативних значень вимагає проведення аналізу за умов недопущення юзової ситуації. Як критерій використовувався граничний коефіцієнт зчеплення коліс з рейками [92, 93].

Результати розрахунку показали, що максимальна ймовірність появи повзунів становить 0,053 (рисунок 2.36), тобто зі ста вагонів, що експлуатуються на досліджуваних композиційних колодках, п'ять вагонів можуть мати повзуни на колісних парах, обумовлені коефіцієнтом тертя гальмівної колодки.

Викладена методика на основі застосування методів математичної статистики дозволяє проводити глибший аналіз фрикційних властивостей гальмівних колодок рухомого складу.

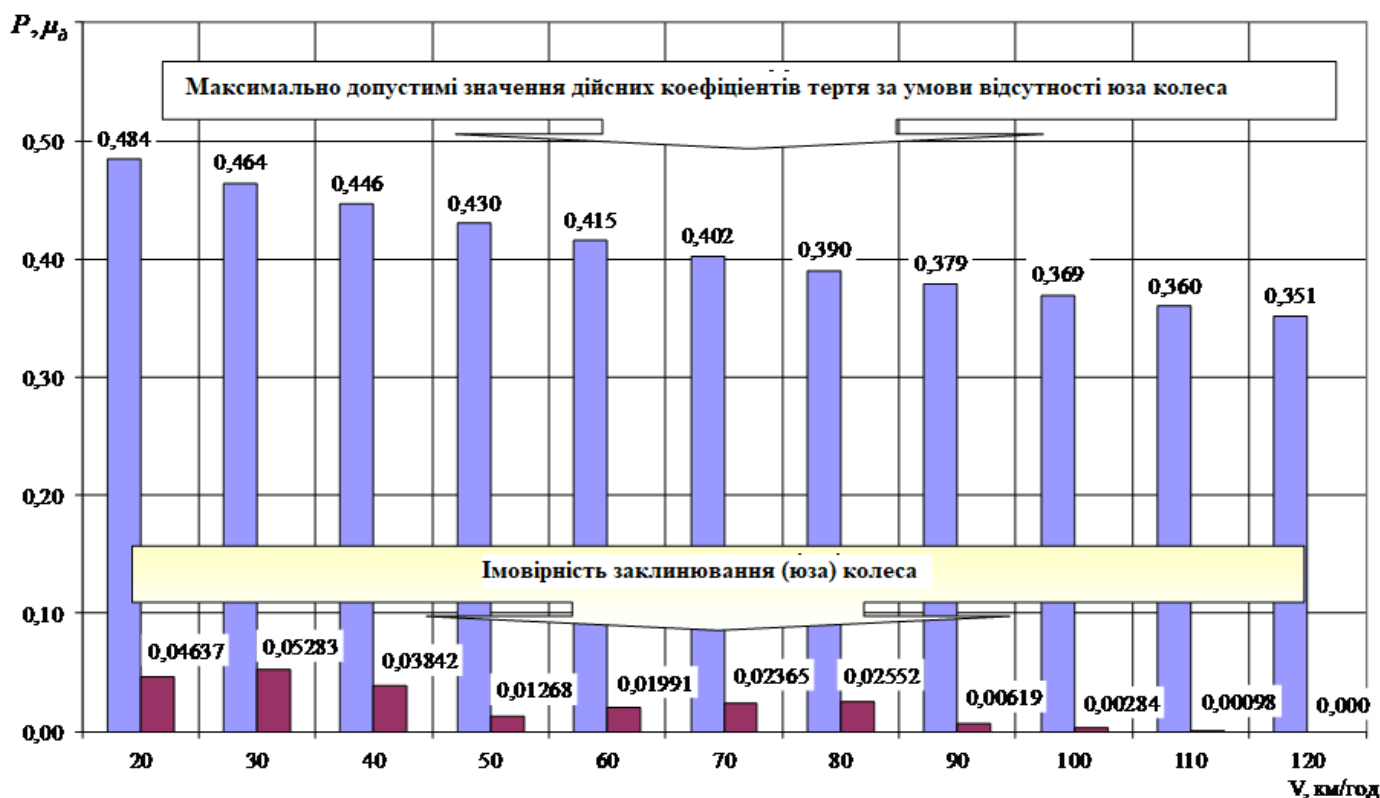


Рисунок 2.36- Імовірність появи повзунів на колісних парах та гранично допустимі значення дійсних коефіцієнтів тертя за умовою недопущення юза

2.3.3 Дослідження температурного впливу на коефіцієнт тертя композиційної колодки

Дослідження закономірностей зміни коефіцієнта тертя від температури на натурних зразках у реальних умовах експлуатації пов'язане із значними труднощами, тому загальні закономірності та характер залежності коефіцієнта тертя від температури визначають на інерційних стендах (див. рисунок 2.22), а уточнення фактичних характеристик – у процесі експериментальних досліджень на натурних зразках у реальних умовах експлуатації [127, 132, 133].

Розподіл миттєвих значень коефіцієнтів тертя від температури, одержаних при стендових випробуваннях колодки № 1, наведено на рисунок 2.37 та рисунок 2.38. Усереднені статистичні криві показують: як за сухих, і при вологих умовах, є порогові значення температур, характеризуються точками зміни значень коефіцієнтів тертя.

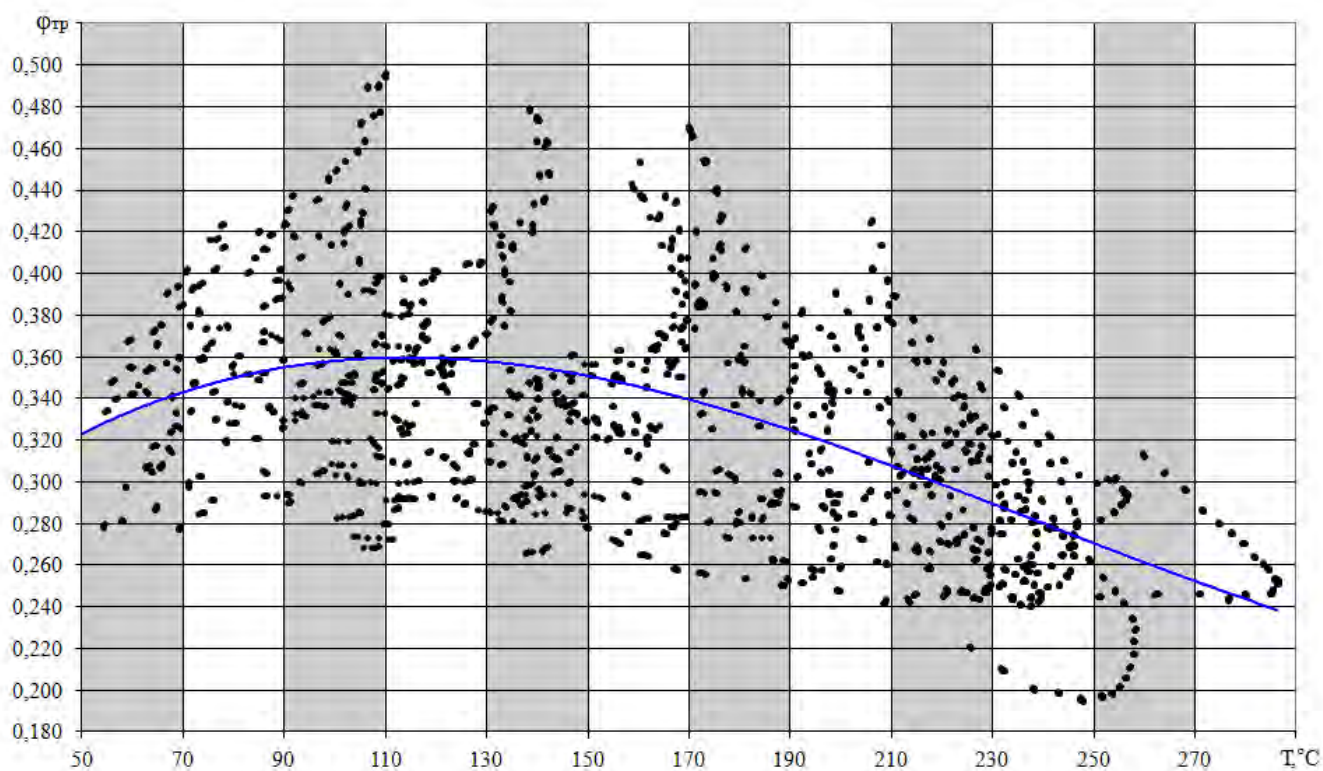


Рисунок 2.37 – Розподіл коефіцієнтів тертя залежно від температури при силі натиснення 10 кН

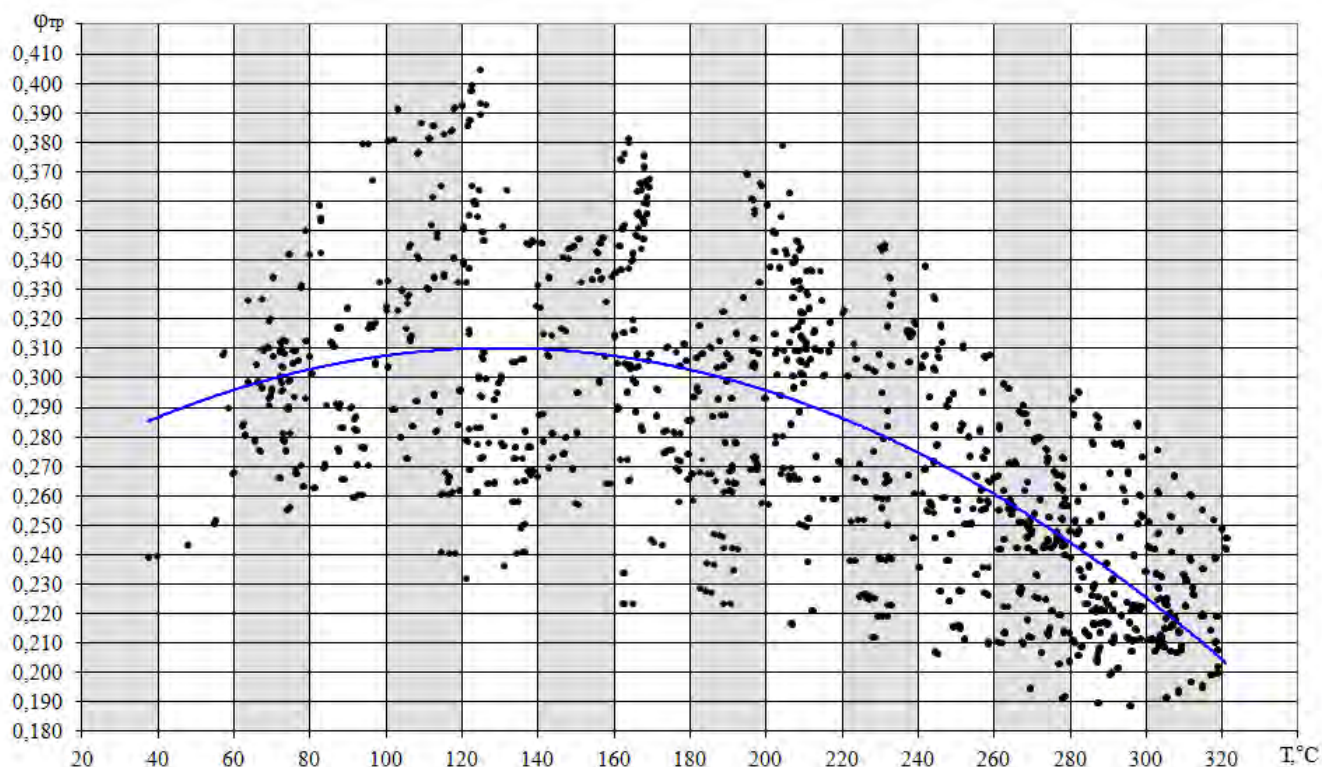


Рисунок 2.38 – Розподіл коефіцієнтів тертя залежно від температури при силі натиснення 20 кН

За сухих умов гальмування можна виділити три області (рисунок 2.39 та рисунок 2.40): перша область характеризується збільшенням коефіцієнта тертя зі зростанням температури, дві інші області зниженням коефіцієнта тертя, які відрізняються швидкістю зниження, для вологих умов зниження коефіцієнта тертя є більш рівномірним.

При силі натиснення гальмівної колодки на колесо 10 кН коефіцієнт тертя збільшується до температури 85 °С, в іншому діапазоні зростання температури величина коефіцієнта тертя знижується, причому за сухих умов гальмування в діапазоні зміни температури від 85 °С до 180 °С середня швидкість зниження склала мінус 0,000339 1/°С, а діапазоні від 180 °С до 250 °С – мінус 0,001184 1/°С, за вологих умов середня швидкість зниження коефіцієнта тертя становила мінус 0,000479 1/°С.

При силі натиснення гальмівної колодки на колесо 20 кН коефіцієнт тертя збільшується до температури 120 °С, в іншому діапазоні зростання температури величина коефіцієнта тертя знижується, причому за сухих умов гальмування в

діапазоні зміни температури від 120°C до 250°C середня швидкість зниження складала мінус $0,000764\ 1/^{\circ}\text{C}$, а діапазоні від 250°C до 310°C – мінус $0,000844\ 1/^{\circ}\text{C}$, за вологих умов середня швидкість зниження коефіцієнта тертя становила мінус $0,00037\ 1/^{\circ}\text{C}$.

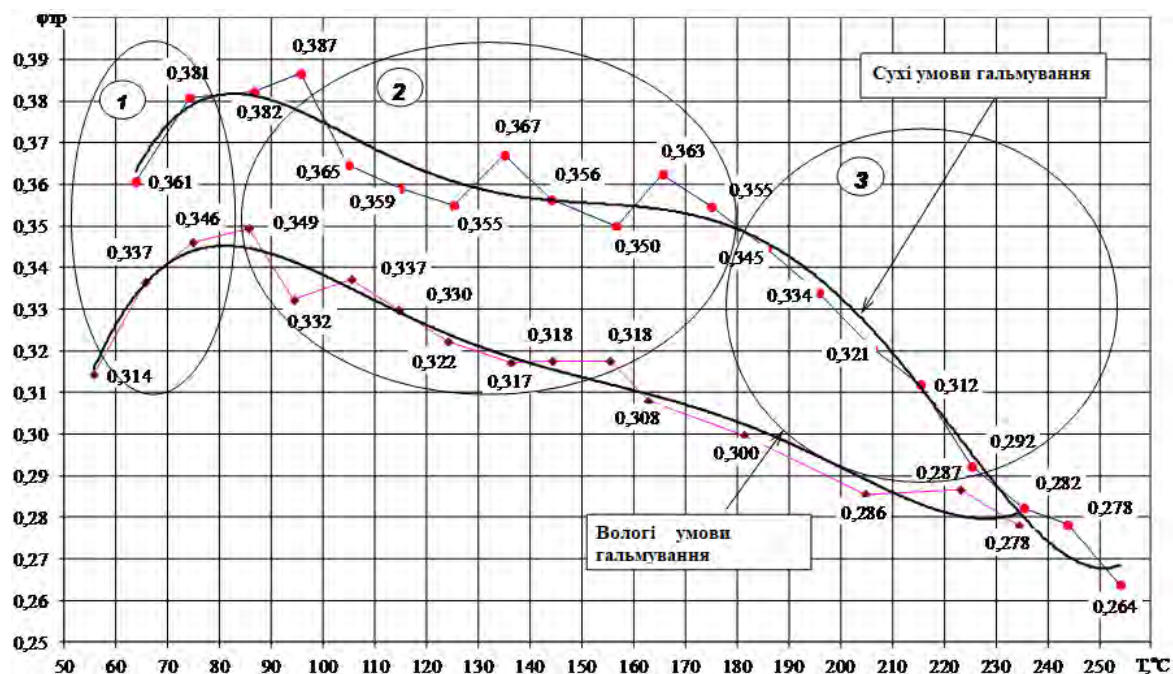


Рисунок 2.39 - Зміна коефіцієнта тертя зі зростанням температури на поверхні колеса при силі натиснення колодки на колесо 10 Кн

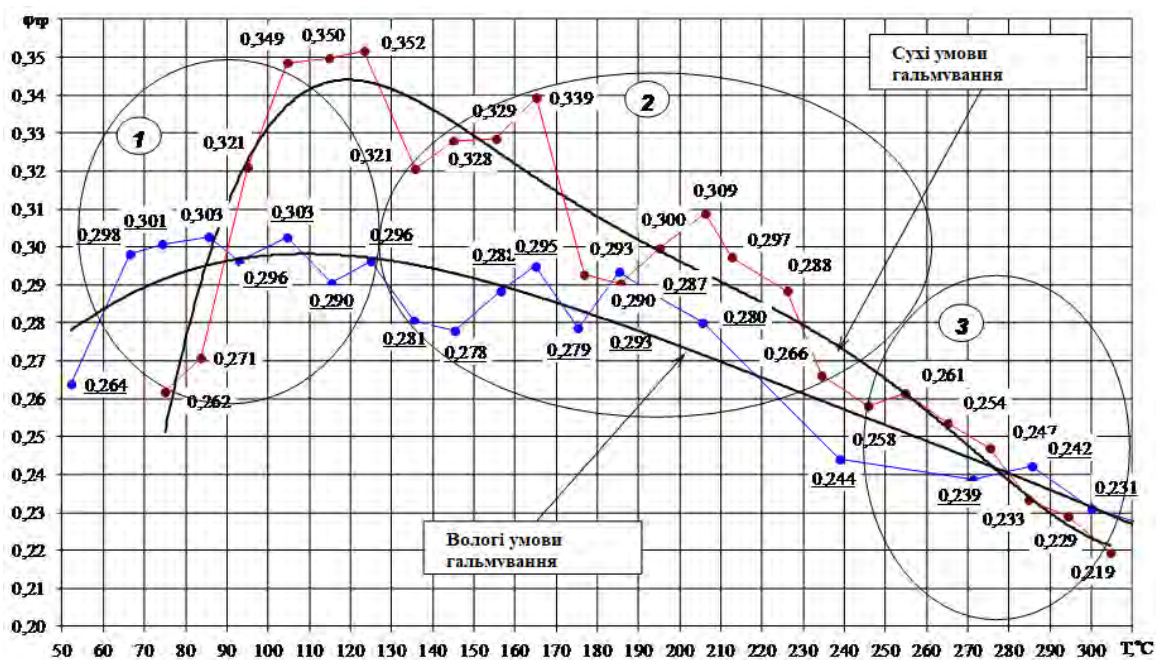


Рисунок 2.40- Зміна коефіцієнта тертя зі зростанням температури на поверхні колеса при силі натиснення колодки на колесо 20 кН

Виконані дослідження свідчать про неоднозначну залежність коефіцієнта тертя від температури:

- 1 Порогові значення температур, до досягнення яких коефіцієнт тертя збільшується, склали за силою натиснення колодки на колесо 10 кН - 85°C , при силі натиснення колодки на колесо 20 кН - 120°C .
- 2 Статистичні криві свідчать про наявність двох діапазонів значень температур, що характеризуються різними швидкостями зниження коефіцієнта тертя від температури:
 - при силі натиснення 10 кН швидкість зниження коефіцієнта тертя складала мінус $0,000339\ 1/^{\circ}\text{C}$ в діапазоні зміни температури $(85 - 180)^{\circ}\text{C}$ та мінус $0,001184\ 1/^{\circ}\text{C}$ в діапазоні зміни температури $(180 - 250)^{\circ}\text{C}$;
 - при силі натиснення 20 кН швидкість зниження коефіцієнта тертя складала мінус $0,000764\ 1/^{\circ}\text{C}$ в діапазоні зміни температури $(120 - 250)^{\circ}\text{C}$ та мінус $0,0008441\ 1/^{\circ}\text{C}$ в діапазоні зміни температури $(250 - 310)^{\circ}\text{C}$;
 - від порогового значення при силі натиснення 10 кН складала $0,0007621/^{\circ}\text{C}$ при силі натиснення 20 кН - $0,0008041/^{\circ}\text{C}$, що на 6% менше.
- 3 Сухі та вологі умови гальмування відрізняються як за характером зміни коефіцієнтів тертя, так і за їх величинами: при силі натиснення 10 кН максимальне значення коефіцієнта тертя за сухих умов становило 0,387 при вологих - 0,349 (відмінність - 11 %), при силі натиснення 20 кН - 0,352 та 0,303 (відмінність - 16%).
- 4 При силі натиснення 10 кН коефіцієнти тертя вище, ніж при силі натиснення 20 кН відповідно при сухих умовах на 10%, при вологих - на 15%.
- 5 Для підвищення гальмівної ефективності потрібне попереднє розігрів колодки та колеса, яке може бути здійснене в процесі послідовних регулювальних гальмування поїзда.
- 6 При гальмуванні необхідно враховувати погодні умови, оскільки підвищена вологість зменшує коефіцієнт тертя.

2.3.4 Розрахункові залежності визначення фактичних коефіцієнтів тертя за результатами ходових гальмівних випробувань вагонів

Водночас інерційні стенди не враховують усіх особливостей процесів гальмування за реальних умов експлуатації. Тому дослідження, пов'язані з експериментальним визначенням фактичних значень коефіцієнтів тертя фрикційних елементів гальма в реальних умовах експлуатації, є одними з основних в оцінці гальмівної ефективності вагона.

Фактичні значення коефіцієнтів тертя визначаються з урахуванням фактичних значень гальмівного шляху та швидкості, зареєстрованих у процесі ходових гальмівних випробувань [34, 35, 127].

Сумарна сила тертя при гальмуванні вагона визначається за такою формулою:

$$F_T = \phi_{\text{тр}} \cdot \sum_{i=1}^m K_d = \phi_{\text{тр}} \cdot m \cdot K_d, \quad (2.29)$$

де K - дійсна сила натиснення накладки на диск (колодки на колесо);

ϕ - дійсний коефіцієнт тертя;

m - число колодок, встановлених на вагоні.

Робота моменту сили тертя в інтервалі часу $\Delta t_j = t_{j+1} - t_j$ дорівнює зміні кінетичної енергії:

$$\phi_{\text{тр},j} \cdot m \cdot r \cdot K_{d,j} \cdot g \cdot \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\alpha = \frac{Q_B}{2} (V_j^2 - V_{j+1}^2), \quad (2.30)$$

де $K_{j,j}$ - дійсна сила натиснення накладки на диск (колодки на колесо), кгс;

α - кут повороту колеса, радий;

Q - маса вагона, кг;

g - прискорення вільного падіння, м/с²;

r - радіус тертя, м;

V_j і V_{j+1} - швидкість руху на початку та наприкінці часового інтервалу, м/с.

Вважаючи, що гальмівний шлях у досить малому інтервалі часу Δt_j змінюється лінійно (рисунок 2.41), формула (2.30) може бути подана у вигляді:

$$\phi_{\text{факт},j} \cdot m \cdot r \cdot K_{d,j} \cdot g \cdot \frac{S_{j+1} - S_j}{R_k} = \frac{Q_B}{2} (V_j^2 - V_{j+1}^2), \quad (2.31)$$

де R - радіус колеса, м;

S_j і S_{j+1} - гальмівний шлях на початку та наприкінці часового інтервалу Δt_j , м.

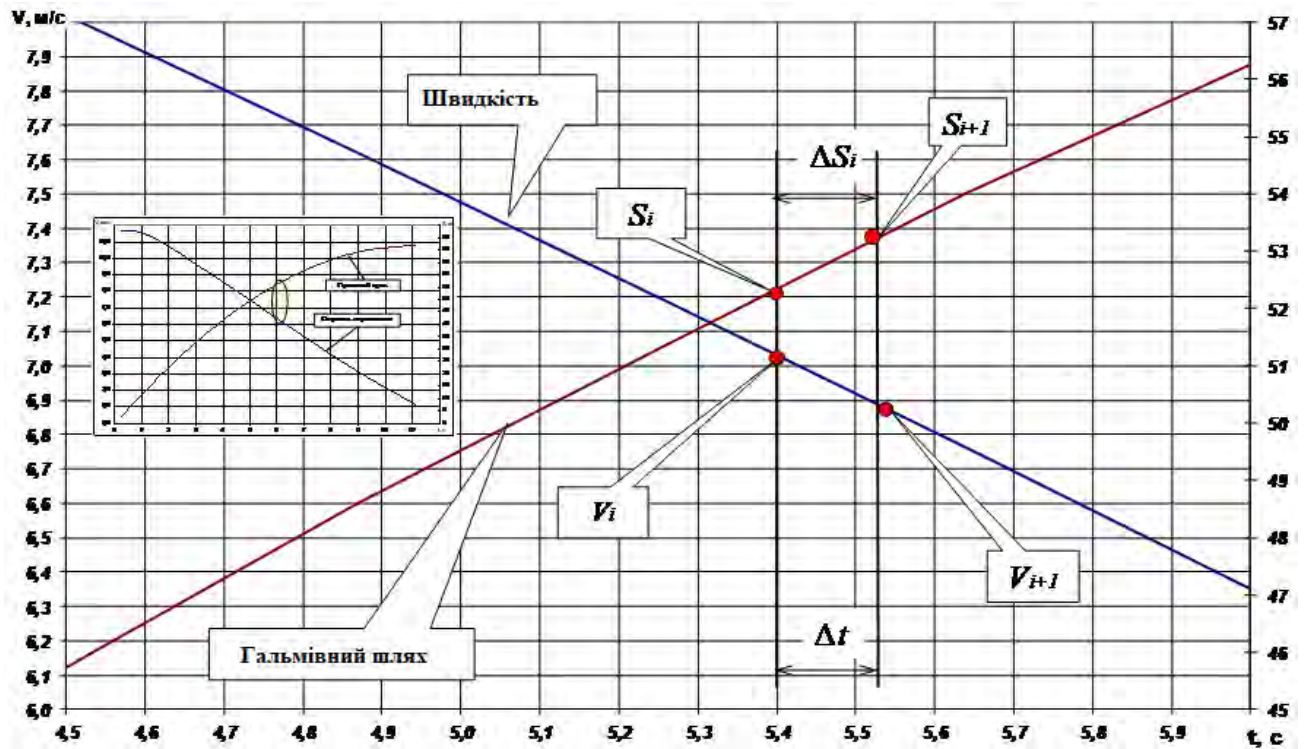


Рисунок 2.41- Діаграми зміни гальмівного шляху та швидкості при гальмуванні

Перетворюючи формулу (2.31), отримаємо:

$$\phi_{\text{факт},j} \cdot \frac{m \cdot r \cdot K_{\text{д},j}}{R_K \cdot Q_B} = \frac{(V_j^2 - V_{j+1}^2)}{2 \cdot g \cdot (S_{j+1} - S_j)}, \quad (2.32)$$

Так як ліва частина рівняння (2.32) представляє питому гальмівну силу, то миттєве значення питомої гальмівної сили в малому інтервалі часу може бути представлена математичним виразом:

$$b_j = \frac{(V_j^2 - V_{j+1}^2)}{2 \cdot g \cdot (S_{j+1} - S_j)}, \quad (2.33)$$

Формула визначення миттєвого фактичного коефіцієнта тертя колодки запишеться як:

$$\phi_{\text{факт},j} = \frac{\frac{Q_B}{2} (V_j^2 - V_{j+1}^2)}{\delta_{\text{д},j}}, \quad (2.34)$$

де $\delta_{\text{д},j}$ – миттєве значення дійсного гальмівного коефіцієнта.

Для визначення дійсного гальмівного коефіцієнта розрахунків сили натиснення колодок перераховуються на дійсні за формулами:

для композиційних колодок:

$$K_{д,к} = \frac{-\left(24,4 - 4 \cdot \frac{\delta_{р,факт} \cdot Q}{m}\right) + \sqrt{\left(24,4 - 4 \cdot \frac{\delta_{р,факт} \cdot Q}{m}\right)^2 + \left(97,6 \cdot \frac{\delta_{р,факт} \cdot Q}{m}\right)}}{2,44}, \quad (2.35)$$

для чавунних колодок:

$$K_{д,ч} = \frac{-\left(13,875 - 5 \cdot \frac{\delta_{р,факт} \cdot Q}{m}\right) + \sqrt{\left(13,875 - 5 \cdot \frac{\delta_{р,факт} \cdot Q}{m}\right)^2 + \left(55,5 \cdot \frac{\delta_{р,факт} \cdot Q}{m}\right)}}{4,44}, \quad (2.36)$$

де δ - розрахунковий фактичний гальмівний коефіцієнт, отриманий за результатами випробувань.

Миттєве значення дійсного гальмівного коефіцієнта визначиться за такою формулою:

для композиційних колодок:

$$\delta_{кд,j} = \frac{K_{д,к} \cdot m \cdot K_j / K_{макс}}{q_0 \cdot n}, \quad (2.37)$$

для чавунних колодок:

$$\delta_{чд,j} = \frac{K_{д,ч} \cdot m \cdot K_j / K_{макс}}{q_0 \cdot n}, \quad (2.38)$$

де m_j - число колодок (накладок) на вагоні;

K_j / K_m - відносна сила натиснення колодок (дисків);

q_0 - осьове навантаження, кН;

n - число осей.

Отримані значення фактичних коефіцієнтів тертя оцінюються на відповідність значенням, що визначаються за емпіричними формулами [131]:

Для перевірки відсутності юза при гальмуванні як основний критерій приймається нерівність [92, 93]:

$$\Psi_{\phi} \leq [\Psi_{\kappa}], \quad (2.39)$$

де Ψ - питома гальмівна сила у місці контакту колеса з рейкою, що реалізується гальмівною системою вагона, визначається за формулою [92, 93]:

$$\Psi_{\phi} = \frac{(V_j^2 - V_{j+1}^2)}{2 \cdot g \cdot (S_{j+1} - S_j)}, \quad (2.40)$$

$[\Psi]$ - граничний допустимий коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою при гальмуванні:

$$[\Psi_k] = \Psi(q_o) \cdot \Psi(V), \quad (2.41)$$

$\Psi(V)$ - Коефіцієнт, що залежить від швидкості руху:

$$\Psi(V) = \frac{V+81}{2.4 \cdot V+81}, \quad (2.42)$$

де q_o – навантаження на колісну пару (осьове навантаження) вагона, кН (тс);

V - швидкість, км/год.

Для колодкових гальм рекомендується, щоб виконувалася умова (10 % запас по юзу [92, 93]):

$$\Psi_\phi \leq 0,9 \cdot [\Psi_k], \quad (2.43)$$

2.3.5 Розрахунково-експериментальні дослідження температури нагрівання колеса за результатами гальмівних ходових випробувань вантажного вагона

Як показано, температура може впливати на величину коефіцієнта тертя і, отже, на гальмівну ефективність поїзда. Крім того, висока температура поверхні катання колеса може призводити до термомеханічних змін сталі, які можуть призвести до появи мікротріщин, вищірбин і наварів на поверхні катання. Особливої важливості зазначені проблеми набувають для вантажних вагонів з підвищеними осьовими навантаженнями та швидкостями руху до 140 км/год і вище.

Тому завдання, пов'язані з визначенням температури нагрівання колеса за результатами експериментальних досліджень на натурних зразках, набувають актуального значення. Вирішення таких завдань може бути виконано розрахунково-експериментальним методом [35, 127, 133].

Так як гальмівна сила реалізується на поверхні фактичного контакту колодки і колеса, щільності теплових потоків і температурні спалахи в них можуть досягати великих величин.

Підвищення температури на поверхні тертя колодки та колеса описується диференціальним рівнянням [134]:

$$d(\Delta\tau_n) = \frac{q_a \cdot \left(1 - \frac{t}{t_B}\right) - \alpha \cdot \Delta\tau_n}{\sqrt{\pi \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot c \cdot \sqrt{t_1 - t}}} dt, \quad (2.44)$$

де $\Delta\tau$ - підвищення температури на поверхні тертя;

q_a - кількість тепла, що виділяється на одиниці поверхні за одиницю часу (щільність теплового потоку) на початку процесу підвищення температури;

t - поточне значення часу;

α - коефіцієнт тепловіддачі з поверхні тертя в навколишнє середовище;

t_1 - значення часу, у якому визначається температура;

t - час гальмування;

λ - коефіцієнт теплопровідності;

γ - питома вага колеса, що нагрівається;

- питома теплоємність колеса.

Приймаючи $t = t_1$ і вважаючи, що α зменшується лінійно:

$$\alpha = \alpha_0 \cdot \left(1 - \frac{t}{t_B}\right), \quad (2.45)$$

де α_0 - величини α в початковий момент часу за $t = 0$,

Рішення рівняння (2.44) запишеться у вигляді [134]:

$$\Delta\tau_{\pi} = \frac{q_a}{\varepsilon \cdot \alpha_0} \cdot \left[1 - \exp\left(-2 \cdot \frac{\varepsilon \cdot \alpha_0}{\sqrt{\pi \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot c}} \cdot \sqrt{t} \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{t}{t_B}\right)\right)\right], \quad (2.46)$$

Вираз (2.46) застосовується для розрахунку температури на поверхні тертя у будь який момент часу t .

Максимальне значення підвищення температури, згідно з виразом (2.46), досягається при $t = \frac{1}{2} \cdot t$ і визначається за формулою:

$$\Delta\tau_{\pi, \max} = \frac{q_a}{\varepsilon \cdot \alpha_0} \cdot \left[1 - \exp\left(-0,9433 \cdot \frac{\varepsilon \cdot \alpha_0}{\sqrt{\pi \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot c}} \cdot \sqrt{t_B}\right)\right], \quad (2.47)$$

Значення q_a визначається залежно від швидкості руху та гальмівної сили [35]:

$$q_a = \frac{\alpha_R \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_1 \cdot b_T \cdot P \cdot v_H}{A \cdot F}, \quad (2.48)$$

де b_T - середня за аналізований період питома гальмівна сила;

P - навантаження від колеса на рейку;

v_H - початкова швидкість гальмування;

α_R - коефіцієнт розподілу теплових потоків;

ε - коефіцієнт, що враховує перехід кінетичної енергії в інші види нетеплової енергії;

ε_1 - коефіцієнт, що враховує нерівномірність щільності теплового потоку внаслідок нерівномірного розподілу питомого тиску в зоні контакту та профілю колеса;

A - механічний еквівалент теплової роботи;

F - площа поверхні, де виділяється тепло.

З наведених формул випливає, що на нагрівання поверхні катання колеса при гальмуванні впливає безліч факторів конструктивних, так і теплотехнічних. Крім того, на розподіл температури в зоні тертя впливає обертання колісної пари.

Як приклад визначимо температуру поверхні колеса чотиривісного навантаженого напіввагону. За результатами ходових гальмівних випробувань методом «кидання» гальмівний шлях одиночного вагона на майданчику при швидкості 120 км/год становив 1460 м, а час гальмування – 78,6 с (рис. 2.42)

Підвищення середньої температури поверхні тертя колеса визначається за формулою (2.46), розклавши її в ряд і прийняв три перші члени ряду, отримаємо [134]:

$$\Delta\tau_{\text{п,сред}} = \frac{q \cdot \alpha_R}{\sqrt{\pi \cdot \lambda_R \cdot \gamma_R \cdot c_R}} \cdot \frac{1}{t_B} \cdot \int_0^{t_B} \left[\left(2 - \frac{4}{3} \cdot \frac{t}{t_B} \right) \cdot \sqrt{t} - \frac{\alpha_0}{\sqrt{\pi \cdot \lambda_R \cdot \gamma_R \cdot c_R}} \cdot \frac{1}{t_B} \cdot \left(2 \cdot t_B - \frac{8}{3} \cdot t + 9 \cdot \frac{t^2}{t_B} \right) \right] \cdot dt = \quad (2.49)$$

$$= \frac{q \cdot \alpha_R}{\sqrt{\pi \cdot \lambda_R \cdot \gamma_R \cdot c_R}} \cdot \left(\frac{4}{5} \cdot \sqrt{t_B} - \frac{1}{3} \cdot \frac{\alpha_0}{\sqrt{\pi \cdot \lambda_R \cdot \gamma_R \cdot c_R}} \cdot t_B \right),$$

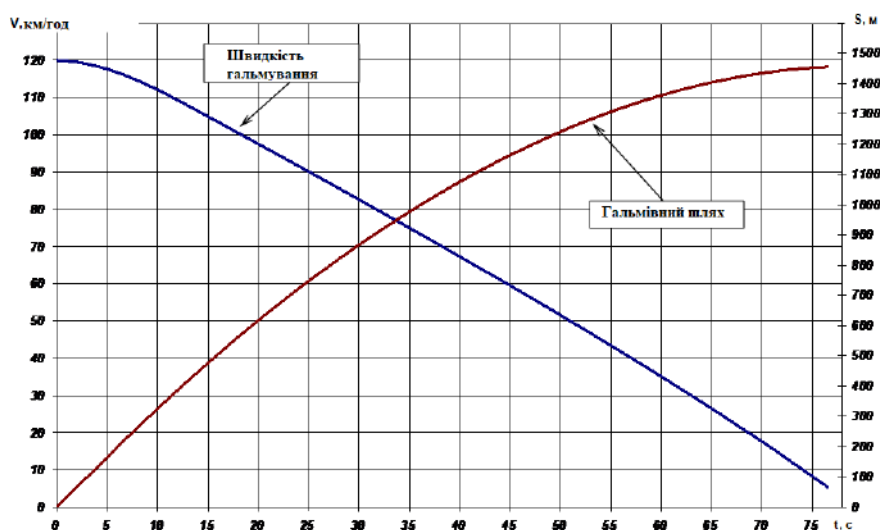


Рисунок 2.42 - Швидкість та гальмівний шлях одиночного завантаженого вагона на майданчику

Середня питома гальмівна сила визначається за формулою (2.50) або за результатами гальмівних ходових випробувань:

$$b_T = \frac{v_H^2}{2 \cdot S_T \cdot \zeta} - w_0, \quad (2.50)$$

де S_T - повний гальмівний шлях, м;

ζ - прискорення від одиниці питомої сили $\zeta = 8,25 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot \text{т} / ^2 \cdot$;

v_H - початкова швидкість гальмування, м/с;

w_0 - питомий основний опір руху, визначається за формулою [135]:

$$w_0 = 0,7 + \frac{3 + 0,09 \cdot v + 0,002 \cdot v^2}{q_o}, \quad (2.51)$$

де v - поточна швидкість гальмування, км/год;

q_o - осьове навантаження, кН/вісь (тс/вісь).

Для досліджуваного вантажного вагона питома гальмівна сила становила $b_T = 43,34 \text{ кгс/т}$

Значення коефіцієнта тепловіддачі визначається за емпіричною формулою [134]:

$$\alpha = 0,4 \cdot 10^{-2} \cdot (1 + 1,33 \cdot \sqrt{v}), \quad (2.52)$$

і становить $\alpha = 3,471 \cdot 10^{-2} \text{ /м}^2 \cdot \cdot \text{град}$.

Розрахункова величина коефіцієнта тепловіддачі, що визначається як сума значень при початковій швидкості гальмування та в момент зупинки, становитиме:

$$\alpha = 3,471 \cdot 10^{-2} + 0,4 \cdot 10^{-2} = 3,871 \cdot 10^{-2} \text{ /м}^2 \cdot \cdot \text{град} .$$

Коефіцієнт розподілу теплових потоків для композиційних колодок визначається за критерієм Фур'є, що дорівнює нулю:

$$f'_{\alpha_k} = \frac{0,8}{0,8 - \frac{1}{3} \cdot \frac{\alpha}{\sqrt{\pi \cdot \lambda_R \cdot \gamma_R \cdot c_R}} \cdot \sqrt{t_B}}, \quad (2.53)$$

Фізичні характеристики матеріалу коліс та гальмівних колодок приймаються за даними таблиці 23 [134]:

$$\lambda_R = 10,3 \cdot 10^{-3} \text{ ккал/м} \cdot \text{град} \cdot \text{с}; \gamma_R = 7850 \text{ кг/м}^3; \gamma_R = 0,11 \text{ /} \cdot \text{град};$$

$$\lambda_K = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ ккал/м} \cdot \text{град} \cdot \text{с}; \gamma_K = 2200 \text{ кг/м}^3; \gamma_K = 0,28 \text{ /} \cdot \text{град}.$$

Підставляючи значення в формулу, отримаємо: $f_{\alpha_k} = 1,028$.

Коефіцієнт розподілу теплових потоків знаходиться за формулою [134]:

$$\alpha_R = \frac{1}{1 + \frac{1}{\delta \cdot f_{\alpha_k}} \cdot \sqrt{\frac{\lambda_k \cdot \gamma_k \cdot c_k}{\lambda_R \cdot \gamma_R \cdot c_R}}}, \quad (2.54)$$

де δ - коефіцієнт, що враховує велику для гальмівної колодки щільність теплового потоку в порівнянні з колесом $\delta = 10,06$.

Підставляючи вихідні дані у формулу (2.54), отримаємо: $\alpha_R = 0,99$.

Щільність теплового потоку розраховується за формулою (2.49) та становить $59,63 \text{ ккал/м}^2 \text{ с}$.

Очікувана середня температура на поверхні катання колеса з виразу (2.49) дорівнюватиме:

$$\Delta \tau_{\text{с}} = \frac{59,63 \cdot 0,99}{\sqrt{\pi \cdot 10,3 \cdot 10^{-3} \cdot 7850 \cdot 0,11}} \cdot \left(\frac{4}{5} \cdot \sqrt{78,6} - \frac{1}{3} \cdot \frac{3,871 \cdot 10^{-2} \cdot 78,6}{\sqrt{\pi \cdot 10,3 \cdot 10^{-3} \cdot 7850 \cdot 0,11}} \right) =$$

$= 77,1^\circ$ максимальне підвищення температури поверхні катання колеса визначається за формулою (2.46) та складає:

$$\Delta \tau_{\text{с,м}} = \frac{59,63}{0,942 \cdot 3,87 \cdot 10^{-2}} \cdot \left[1 - \exp \left(-0,9433 \cdot \frac{0,942 \cdot 3,87 \cdot 10^{-2}}{\sqrt{\pi \cdot 10,3 \cdot 10^{-3} \cdot 7850 \cdot 0,11}} \cdot \sqrt{78,6} \right) \right] =$$

$$= 92^\circ$$

Виконані розрахунки показали, що для одиночного вантажного вагона максимальна температура не перевищила 100°C .

РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНЕ ТА КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМУВАННЯ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА

Фрикційна гальмівна система вантажного вагона відноситься до складної механічної системи, яка при гальмуванні перетворює кінетичну енергію вагона на теплову за рахунок сили тертя колодки та колеса. Тому однією з важливих проблем у галузі розробки та створення сучасних гальмівних систем є дослідження динаміки їхнього функціонування на різних етапах проектування, випробування та експлуатації. При дослідженні складних систем виникають завдання дослідження як окремих видів обладнання та апаратури, що входять до системи, так і системи загалом. Серед відомих методів аналізу показників ефективності систем та дослідження динаміки їх функціонування слід зазначити:

- аналітичний метод;
- метод натурних випробувань;
- метод напівнатурного моделювання;
- моделювання процесу функціонування системи на ЕОМ

Широке застосування дослідження характеристик складних систем знаходить метод напівнатурального моделювання. У цьому використовується частина реальних пристроїв системи. Включена в таку напівнатуральну модель ЕОМ імітує роботу інших механізмів системи, відображених математичними моделями.

Істотно важливим у теорії математичного моделювання є постійне узгодження всіх аспектів побудови моделі із завданнями та цілями дослідження [136] :

- 1 Чинники, що визначають такі об'єкти, які характеризуються як вимірні величини – параметри;
- 2 В основі таких моделей лежать рівняння, що описують фундаментальні закони природи (механіки), що не потребують перегляду та уточнення. Навіть готові частні моделі окремих явищ, що використовуються при складанні більш загальних, добре сформульовані та описані для конкретних умов та областей застосування;

- 3 Найбільшу складність розробки моделей механічних систем і процесів представляє опис не повністю досліджених тому і не в повній мірі відомих характеристик об'єкта, як функціональних, так і числових;
- 4 Сучасні вимоги до таких моделей викликають необхідність врахування багатьох факторів, що впливають на об'єкт, і не тільки таких, які пов'язані з відомими законами природи.

Всі ці особливості призводять до того, що моделі механічних систем та процесів відносяться в основному до класу математичних. Математичні моделі [137] ґрунтуються на математичному описі об'єкта.

Удосконалення обчислювальної техніки та широке поширення персональних комп'ютерів відкрило перед моделюванням величезні перспективи дослідження процесів і явищ навколишнього світу, включаючи сюди і людське суспільство. У цьому, широкого поширення набули методи комп'ютерного моделювання [136], яке включає процес реалізації інформаційної моделі на комп'ютері і дослідження за допомогою цієї моделі об'єкта моделювання - проведення обчислювального експерименту. За допомогою комп'ютерного моделювання вирішуються багато наукових та виробничих завдань.

Комп'ютерне моделювання – це певною мірою, те саме, описане вище моделювання, але реалізоване з допомогою комп'ютерної техніки. Для комп'ютерного моделювання важливою є наявність певного програмного забезпечення. Загальну схему процесу комп'ютерного математичного моделювання представлено на рисунок 3.1 [67].

Дослідження функціонування складних систем за допомогою моделювання їх роботи на ЕОМ допомагає скоротити час та кошти на розробку, а результати моделювання за своєю цінністю для практичного вирішення завдань часто близькі до результатів натурного експерименту.

Для реалізації методу необхідно розробити спеціальний моделюючий алгоритм. Відповідно до цього алгоритму в ЕОМ оброблюється інформація, що описує елементарні процеси досліджуваної системи з урахуванням взаємозв'язків та взаємних впливів.

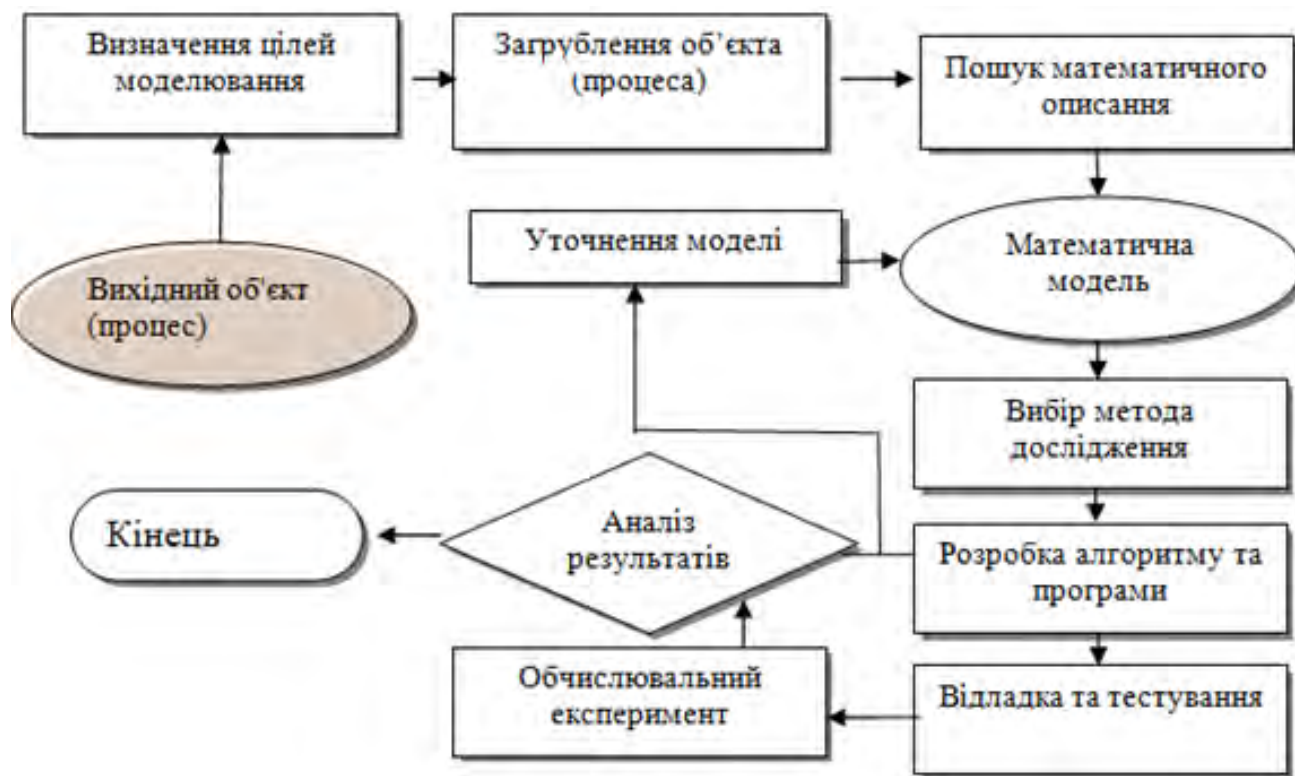


Рисунок 3.1– Загальна схема процесу комп'ютерного математичного моделювання

Наприкінці слід зазначити, що формалізація технічних завдань та застосування ЕОМ багаторазово прискорюють типові, масові розрахунки, підвищують точність і скорочують трудомісткість, дозволяють проводити багатоваріантні конструкційні обґрунтування складних систем, недоступні за панування "ручної" технології. Завдяки застосуванню методу моделювання значно посилюються можливості конкретного кількісного аналізу; вивчення багатьох чинників, які впливають на технічні процеси, кількісна оцінка технічних об'єктів тощо.

За основу математичного моделювання гальмівного процесу приймається диференціальне рівняння, що описує гальмування вагона як єдиної маси [138, 139]:

$$\frac{dv}{dt} = -\zeta \cdot \{1000 \cdot b_{\text{уд}} + w_{\text{ох}}(v) + i_c\}, \quad (3.1)$$

де ζ - сповільнення поїзда при дії питомої сповільнюючої сили, значення ζ для вантажних та пасажирських поїздів приймається рівним 120 км/год² [135];

$b_{\text{уд}}$ - питома гальмівна сила при номінальному (встановленому) тиску у гальмівному циліндрі;

i_c - величина ухилу рейкового шляху, ‰;

w_o - основний питомий опір руху поїзда визначається за формулою [93, 138, 139]:

$$w_{ox} = 0,7 + \frac{3+0,09 \cdot V+0,002 \cdot V^2}{q_0}, \quad (3.2)$$

де q_0 - осьове навантаження, транспортний засіб/вісь.

Питома гальмівна сила визначається як добуток розрахункового коефіцієнта сили натиснення колодок (далі гальмівний коефіцієнт) на коефіцієнт тертя [93, 138, 139]:

$$b_{\text{кол}} = \delta_p \cdot \phi_{\text{кр}}, \quad (3.3)$$

де δ - розрахунковий гальмівний коефіцієнт;

ϕ - розрахунковий коефіцієнт тертя.

Гальмівний коефіцієнт для колодкових гальм визначається за формулою [93, 138, 139]:

$$\delta_p = \frac{K_p \cdot m}{T+Q}, \quad (3.4)$$

де m – кількість гальмівних колодок;

T - тара вагона, кН (тс)

Q - вантажопідйомність (пасажиромісткість) вагона, кН (тс);

K_p - розрахункова сила натиснення, тс, залежно від величини дійсної сили натиснення (K) за формулами [93]:

для композиційних колодок:

$$K_p = 1,22 \cdot K \frac{K+20}{4K+20}, \quad (3.5)$$

для чавунних колодок:

$$K_p = 2,22 \cdot K \frac{16K+100}{80K+100}, \quad (3.6)$$

Розрахунковий коефіцієнт тертя композиційних і чавунних колодок $\phi_{\text{кр}}$ залежить від швидкості руху (V) і визначається відповідно до формул [93, 34, 35, 127]:

для композиційних колодок:

$$\phi_{\text{кр}} = 0,36 \cdot \frac{V + 150}{2 \cdot V + 150}, \quad (3.7)$$

для чавунних колодок:

$$\phi_{кр} = 0,27 \cdot \frac{V + 100}{5 \cdot V + 100}, \quad (3.8)$$

Математичний вираз визначення дійсної сили натиснення для композиційних та чавунних колодок на колеса має вигляд [93, 34, 35, 127]:

$$K = \frac{1}{m} \cdot (F_{ц} \cdot p_{ц} \cdot \eta_{ц} - K_{пр} - K_{ар}) \cdot n \cdot \eta_{рп}, \quad (3.9)$$

де F - ефективна площа гальмівного циліндра, см²;

- розрахунковий тиск у гальмівному циліндрі, кПа;

K - розрахункове зусилля стиснення внутрішньої відпускної пружини циліндра;

K - зусилля пружини авторегулятора важеля, приведене до штока гальмівного циліндра;

n - передаточне число важільної передачі;

η - к.п.д. важільної передачі;

η - к.п.д. гальмівного циліндра;

m - Число гальмівних колодок.

Відповідно до досліджень проведених в розділі 2, наростання гальмівної сили в часі відбувається пропорційно наростанню тиску в гальмівному циліндрі при гальмуванні, то математичну модель додається функція $F(\delta, t)$, що враховує особливість зміна гальмівного коефіцієнта від часу [140, 142]:

Функція $F(\delta, t)$ може бути подана у вигляді:

$$F(b(t)) = \beta(K_i/K_{\max}, t) \cdot \delta_p(p_{ц} = p_{ц, \max}), \quad (3.10)$$

де δ ($= \delta_m$) - гальмівний коефіцієнт при встановленому (максимальному) тиску в гальмівному циліндрі;

$\beta(K_i/K_m, t)$ - функція зміни відносної сили, що реалізується на штоку гальмівного циліндра;

K_i - сила, що реалізується на штоку гальмівного циліндра при наповненні гальмівного циліндра стисненим повітрям, відповідає тиску $p_{,i}(t_i)$;

$K_{\max}$ - сила, що реалізується на штоку гальмівного циліндра при встановленому (максимальному) тиску в гальмівному циліндрі $p_{\text{ом}}$.

Дійсна сила K_i на штоку гальмівного циліндра визначається за такою формулою:

$$K_i = (F_{\text{ц}} \cdot p_i(t_i) \cdot \eta_{\text{ц}} - K_{\text{пр}} - K_{\text{ар}}), \quad (3.11)$$

Функціональна залежність $\beta(K_i/K_m, t)$ визначалась за результатами стаціонарних гальмівних випробувань (розділ 2) за записаними значеннями зміни тиску в гальмівних циліндрах при реалізації гальмування або шляхом безпосереднього вимірювання сил натиснення колодок за допомогою силовимірювальних датчиків [143].

Аналіз діаграм наповнення гальмівних циліндрів стисненим повітрям при гальмуванні показує, що натиснення колодок на колеса відбувається із затримкою на час t_0 , обумовлене як інерційністю початку підвищення тиску в гальмівному циліндрі від моменту зниження тиску в гальмівній магістралі, так подолання сили стиснення відпускної пружини.

У зв'язку з цим процес гальмування може бути представлений трьома характерними періодами [142, 144]:

- 1 періодом гальмування під впливом зовнішніх сил опору руху;
- 2 періодом гальмування, обумовленого наростанням гальмівної сили від нуля до максимального значення (гальмування, що не встановилося);
- 3 періодом гальмування під дією постійної гальмівної сили (гальмування, що встановилося).

Відповідно до особливості зміни сили натиснення накладок (колодок), функція $\beta(K_i/K_m, t)$ запишеться у вигляді [11, 144]:

$$\beta(K_i/K(\theta \cdot H(t_1 - t) + H(t - t_1) \cdot H(t_2 - t) \cdot \theta(K_i/K_{\max}, t + H(t - t_2))) , \quad (3.12)$$

де t_1 - час від початку гальмування до початку притискання гальмівних накладок до диска, обумовлений подоланням сили відпускної пружини, с;

t_2 - час від початку гальмування до тиску, що встановився в гальмівному циліндрі. с;

$H(\)$ - функція Гевісайда - кусково-постійна функція, яка визначається формулою :

$$H(x) = \begin{cases} 0 & \text{при } x < 0 \\ 1 & \text{при } x \geq 0 \end{cases} \quad (3.13)$$

Процес зростання гальмівної сили вагона може представлятися у вигляді безперервної функції, що інтегрується в квадратурах або кусково-лінійної функцією від часу, а також задаватися у вигляді таблиці з часовим кроком зміни тиску рівним 0,05 с:

таблична залежність

$$\left. \begin{aligned} f_{i,1} &= 0 \quad \text{при } t < t_1; \\ f_{i,2} &= K_i/K_{\text{ном}} \quad \text{при } t_1 \leq t < t_2, \\ f_{i,3} &= 1 \quad \text{при } t \geq t_2, \end{aligned} \right\} \quad (3.14)$$

аналітична залежність

$$\left. \begin{aligned} f_{i,1} &= 0 \quad \text{при } t < t_1; \\ f_{i,2} &= F_2(K_i/K_{\text{ном}}) \quad \text{при } t_1 \leq t < t_2; \\ f_{i,3} &= 1 \quad \text{при } t \geq t_2, \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

де t - поточний час гальмування, с;

$f_{1,2}(K_i/K_{o.m})$ - функція зміни відносної сили при гальмуванні, що не встановилося.

Відповідно до викладених математичних моделей гальмування вантажного вагона можуть бути представлені у вигляді:

для вагона з композиційними колодками:

$$\frac{d^2s}{dt^2} = -\zeta \cdot \left\{ 1000 \cdot \delta_p(p_{\text{ц}} = p_{\text{ц,ном}}) \cdot 0,36 \cdot \frac{V + 150}{2 \cdot V + 150} \cdot \frac{m}{T+Q} \cdot \beta(K_i/K_{\text{мах}}, t) + w_{ox}(v) + i_c \right\}, \quad (3.16)$$

для вагону з чавунними колодками:

$$\frac{d^2s}{dt^2} = -\zeta \cdot \left\{ 1000 \cdot \delta_p(p_{\text{ц}} = p_{\text{ц,ном}}) \cdot 0,27 \cdot \frac{V + 100}{5 \cdot V + 100} \cdot \frac{m}{T+Q} \cdot \beta(K_i/K_{\text{мах}}, t) + w_{ox}(v) + i_c \right\}, \quad (3.17)$$

Залежно від розв'язання конкретних завдань при гальмівних розрахунках використовуються такі методи розв'язання диференціальних рівнянь руху [146]:

- 1) аналітичний метод розрахунку за інтервалами швидкості (метод підсумовування);
- 2) аналітичний метод розрахунку інтегруванням рівняння руху поїзда при гальмуванні, що встановилося;
- 3) метод розрахунку чисельним інтегруванням за інтервалами часу;
- 4) графічний метод;
- 5) метод розрахунку за номограмами;
- 6) вирішення диференціальних рівнянь наближеними методами інтегрування.

Диференціальні рівняння руху (3.16)-(3.17) представляють прості диференціальні рівняння і належать до класу завдань Коші. З усього різноманіття чисельного розв'язання задач Коші найпоширенішим є метод Рунге-Кутти [146, 147], заснований на обчисленні наближеного рішення y_{i+1} у вузлі $x_{i+1} = x_i + h$ у вигляді лінійної комбінації з постійними коефіцієнтами:

$$y_{i+1} = y_i + p_{q1} \cdot k_1(h) + p_{q2} \cdot k_2(h) + \dots + p_{qq} \cdot k_q(h), \quad (3.18)$$

Диференціальне рівняння у методі Рунге - Кутти наводиться до системи диференціальних рівнянь першого порядку, причому класичним варіантом запису методу Рунге - Кутти 4-го порядку є така схема:

$$k_{1i} = h \cdot f(x_i, y_{1i}, y_{2i}, \dots, y_{ni}), \quad (3.19)$$

$$k_{2i} = h \cdot f(x_i + \frac{h}{2}, y_{1i} + \frac{k_{1i}}{2}, \dots, y_{ni} + \frac{k_{1i}}{2}), \quad (3.20)$$

$$k_{3i} = h \cdot f(x_i + \frac{h}{2}, y_{1i} + \frac{k_{2i}}{2}, \dots, y_{ni} + \frac{k_{2i}}{2}) \quad (3.21)$$

$$k_{4i} = h \cdot f(x_i + h, y_{1i} + k_{3i}, \dots, y_{ni} + k_{3i}) \quad (3.22)$$

$$y_{ji+1} = y_{ji} + \frac{1}{6} \cdot (k_{1i} + 2 \cdot k_{2i} + 2 \cdot k_{3i} + k_{4i}) \quad (3.23)$$

$$x_{i+1} = x_i + h \quad (3.24)$$

Приведення диференціального рівняння другого порядку до системи диференціальних рівнянь першого методу Рунге - Кутти проводиться шляхом введення додаткових аргументів:

$$\begin{cases} \frac{dy_1}{dt} = y_2 \\ \frac{dy_2}{dt} = f(t, y_1, y_2) \end{cases} \quad (3.25)$$

Початковими умовами на вирішення системи рівнянь є: $y_1(t=0) = 0$; $\frac{dy_1}{dt}(t=0) = V_0$, де V_0 - швидкість початку гальмування.

Блок схема розв'язання диференціального рівняння методом Рунге-Кутти 4 порядку представлена на рисунок 3.2 (як крок часу прийнято значення $shag=0,1$ с).

3.1 Функціональні залежності між вихідними параметрами, що варіюються

Обробка даних зводиться до систематизації всіх значень, класифікації, аналізу. Результати експериментів повинні бути зведені в легкочитані форми запису - таблиці, графіки, формули, що дозволяють швидко зіставляти та аналізувати отримані результати [144]. Розмірність усіх параметрів має відповідати єдиній системі фізичних величин. Особливу увагу в методиці має бути приділено математичним методам обробки та аналізу дослідних даних, у тому числі встановленню емпіричних залежностей між вихідними даними, що варіюються, встановленню критеріїв і довірчих інтервалів [145].

Значення гальмівних шляхів, отримані в результаті поїзних гальмівних ходових випробувань, є випадковими величинами, тому для їх вирівнювання використовуються методи математичної статистики.

На основі статистичних методів визначається рівняння лінії тренду, що відображає аналітичну залежність гальмівного шляху вагона (S) від швидкості (V) на початку гальмування ($S = F(V)$).

Накопичений досвід ходових гальмівних випробувань одиниць рухомого складу залізниць свідчить, що модель гальмівного шляху може бути представлена поліноміальною залежністю від швидкості на початку гальмування:

$$S = \sum_{k=1}^m a_k \cdot V^k, \quad (3.26)$$

де S - гальмівний шлях;

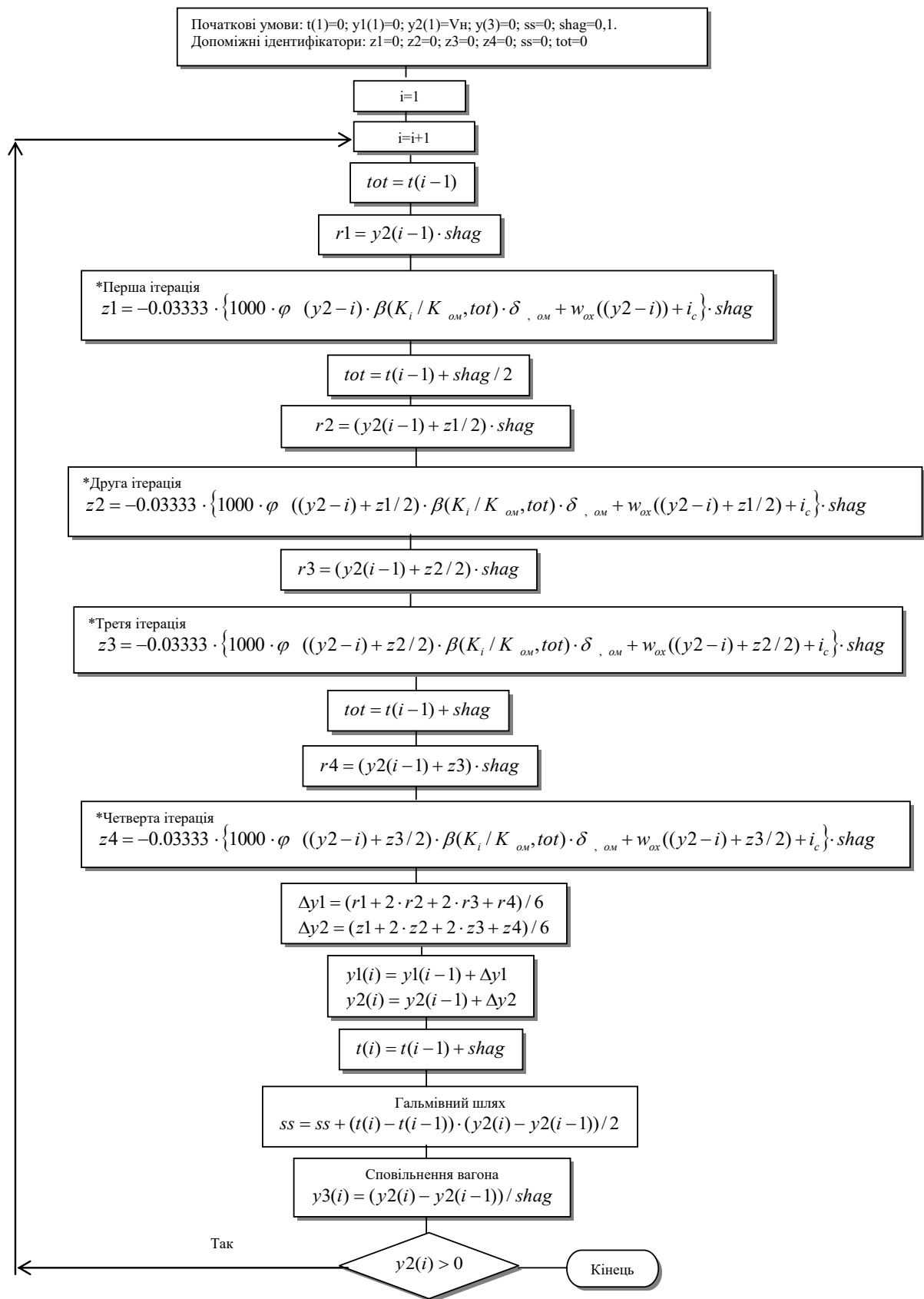


Рисунок 3.2- Блок схема розв'язання диференціального рівняння методом Рунге-Кутти 4 порядку

V - швидкість на початку гальмування;

m - порядок (число членів) статичного ряду (3.26);

a_k - коефіцієнти ряду що підлягають визначенню.

Вибір моделі гальмівного шляху проводиться за мінімальним значенням коефіцієнта детермінації та залишкової дисперсії [83]:

$$S = \sum_{k=1}^m a_k \cdot V^k + u, \quad (3.27)$$

де u враховує наявність впливу факторів, що не входять до заданої моделі;

Рівняння (3.27) визначає залежність фактичних значень фактора S для фактичних значень незалежної змінної V . Розрахункові значення $\hat{S}$ описуються рівнянням:

$$\hat{S} = \sum_{k=1}^m \hat{a}_k \cdot V^k, \quad (3.28)$$

Щоб рівняння (3.28) адекватно описувала фактичну залежність S від V необхідно визначити такі параметри $\hat{a}_k$, у яких відхилення фактичних значень S від розрахункових $\hat{S}$ були мінімальними. У цьому випадку мінімізації піддається сума квадратів відхилень (залишків):

$$\{\sum_{i=1}^n u_i^2\} = \min, \quad (3.29)$$

де $u = S - \hat{S}$.

Для визначення коефіцієнтів $\hat{a}_k$ рівняння (3.28) використовується метод максимальної правдоподібності (метод найменших квадратів).

Аналіз експериментальних досліджень гальмівної ефективності вантажних вагонів свідчить, що для адекватного відображення гальмівного шляху достатньо обмежитися квадратичною ступеневою залежністю.

Для кожної швидкості в заданому діапазоні швидкостей проводиться щонайменше три досліди (кидання). Загальна кількість дослідів (кидань) оцінюється за коефіцієнтом детермінації R^2 , який має задовольняти нерівності: $R^2 \geq 0,95$. При невиконанні нерівності досліди продовжуються з метою збільшення статистичного ряду виміряних значень гальмівного шляху.

Система роздільних рівнянь визначається виразом:

$$U = \sum_{i=1}^n (S_i - (a_2 \cdot V_i^2 + a_1 \cdot V_i))^2, \quad (3.30)$$

де n - кількість інтервалів досліджуваного діапазону швидкостей,

Визначаючи приватні похідні функції (3.30) за коефіцієнтами a_i і прирівнюючи їх нулю, отримаємо:

$$\begin{cases} \frac{dU}{da_2} = \sum_{i=1}^n (S_i - (a_2 V_i^2 + a_1 V_i)) \cdot V_i^2 = 0 \\ \frac{dU}{da_1} = \sum_{i=1}^n (S_i - (a_2 V_i^2 + a_1 V_i)) \cdot V_i = 0 \end{cases} \quad (3.31)$$

Після перетворення системи рівнянь (3.31) отримаємо:

$$\begin{cases} a_2 \sum_i V_i^4 + a_1 \sum_i V_i^3 = \sum_i S_i V_i^2 \\ a_2 \sum_i V_i^3 + a_1 \sum_i V_i^2 = \sum_i S_i V_i \end{cases} \quad (3.32)$$

вирішуючи яку знайдемо:

$$a_2 = \frac{\sum_{i=1}^n S_i V_i^2 \sum_{i=1}^n V_i^2 - \sum_{i=1}^n S_i V_i \sum_{i=1}^n V_i^3}{\sum_{i=1}^n V_i^4 \sum_{i=1}^n V_i^2 - (\sum_{i=1}^n V_i^3)^2}, \quad (3.33)$$

$$a_1 = \frac{\sum_{i=1}^n S_i V_i \sum_{i=1}^n V_i^4 - \sum_{i=1}^n S_i V_i^2 \sum_{i=1}^n V_i^3}{\sum_{i=1}^n V_i^4 \sum_{i=1}^n V_i^2 - (\sum_{i=1}^n V_i^3)^2}, \quad (3.34)$$

Коефіцієнт детермінації R^2 , Визначається за формулою:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (S_i - (a_2 \cdot V_i^2 + a_1 \cdot V_i))^2}{\sum_{i=1}^n S_i^2 - \frac{(\sum_{i=1}^n S_i)^2}{n}}, \quad (3.35)$$

Математичні залежності між розрахунковим гальмівним коефіцієнтом (δ_p) та величиною гальмівного шляху описується ступеневою залежністю виду:

$$A = c \cdot B^d, \quad (3.36)$$

де коефіцієнти c та d підлягають визначенню.

Такий вибір обумовлений тим, що гальмівний шлях і параметри, що визначають його величину (гальмівні коефіцієнти, питомі гальмівні сили, коефіцієнти тертя, коефіцієнти зчеплення колеса з рейкою та ін.) знаходяться в зворотній залежності гіперболічного типу.

Коефіцієнти рівняння (3.36) визначаються методом максимальної правдоподібності (методом найменших квадратів) [137, 138]. Для цього формула (3.36) шляхом логарифмування правої та лівої частин наводиться до вигляду:

$$\ln(A) - \ln(c) - d \cdot \ln(B) = 0, \quad (3.37)$$

Після введення позначень $y = \ln(A)$; $A = \ln(c)$; $B = d$; $z = \ln(B)$, формула (3.37) перетворюється до лінійного вигляду $y = A + B \cdot z$. З урахуванням зазначених перетворень, рівняння набуває вигляду:

$$U = \sum_{i=1}^n (y_i - (A + B \cdot z))^2, \quad (3.38)$$

де n – число інтервалів.

Після диференціювання рівняння (3.38) за невідомими коефіцієнтами A і виходить система рівнянь:

$$\begin{cases} A \cdot n + \sum_{i=1}^n z_i = \sum_{i=1}^n y_i \\ A \sum_{i=1}^n z_i + B \sum_{i=1}^n z_i^2 = \sum_{i=1}^n y_i z_i \end{cases} \quad (3.39)$$

В результаті розв'язання системи рівнянь (3.39) коефіцієнти рівняння (3.36), з урахуванням введених позначень, визначаються за формулами:

$$c = \exp \left(\frac{\sum_{i=1}^n \ln(A) \cdot \sum_{i=1}^n (\ln(B))^2 - \sum_{i=1}^n \ln(B) \cdot \ln(A) \cdot \sum_{i=1}^n \ln(B)}{n \cdot (\sum_{i=1}^n \ln(B))^2 - \sum_{i=1}^n (\ln(B))^2} \right), \quad (3.40)$$

$$d = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n \ln(B) \cdot \ln(A) - \sum_{i=1}^n \ln(B) \cdot \sum_{i=1}^n \ln(A)}{n \cdot (\sum_{i=1}^n \ln(B))^2 - \sum_{i=1}^n (\ln(B))^2}, \quad (3.41)$$

Коефіцієнти рівняння (3.36) залежать від швидкості початку гальмування (V_0), при цьому функціональні залежності параметрів запишуться у вигляді:

розрахунковий гальмівний коефіцієнт –

$$\delta_p = c(V_0) \cdot S(V_0)^{d(V_0)}, \quad (3.42)$$

гальмівний шлях –

$$S(V_0) = c(V_0) \cdot \delta_p(V_0)^{d(V_0)}, \quad (3.43)$$

Коефіцієнти рівнянь (3.42)-(3.43) визначаються методом комп'ютерного моделювання шляхом розв'язання диференціального рівняння (3.16), (3.17) на ЕОМ за формулами (3.40), (3.41). У процесі вирішення визначається масив значень гальмівних шляхів для заданого діапазону значень розрахункового гальмівного коефіцієнта за фіксованої величини початкової швидкості гальмування.

3.2 Визначення фактичного значення розрахункового гальмівного коефіцієнта з допомогою комп'ютерного моделювання

Найважливішою характеристикою для оцінки гальмівної ефективності вагона є розрахунковий гальмівний коефіцієнт, тому однією з основних цілей ходових

гальмівних випробувань є визначення фактичних значень розрахункових гальмівних коефіцієнтів, що відповідають вимірним значенням гальмівних шляхів та швидкостей на початку гальмування [141].

Для визначення коефіцієнтів рівняння (3.36) обирається дискретний ряд значень розрахункових гальмівних коефіцієнтів з кроком $\Delta\delta$ і діапазон зміни швидкості від мінімальної до максимальної з кроком ΔV . Для кожного значення в заданому діапазоні зміни гальмівного коефіцієнта і швидкості на початку гальмування визначаються гальмівні шляхи, які є вихідними даними для статистичного визначення коефіцієнтів рівняння (3.36) за формулами (3.40) і (3.41), на рисунок 3.3 представлені номограми гальмівних шляхів, блок-схема обчислень – на рис. 3.4.

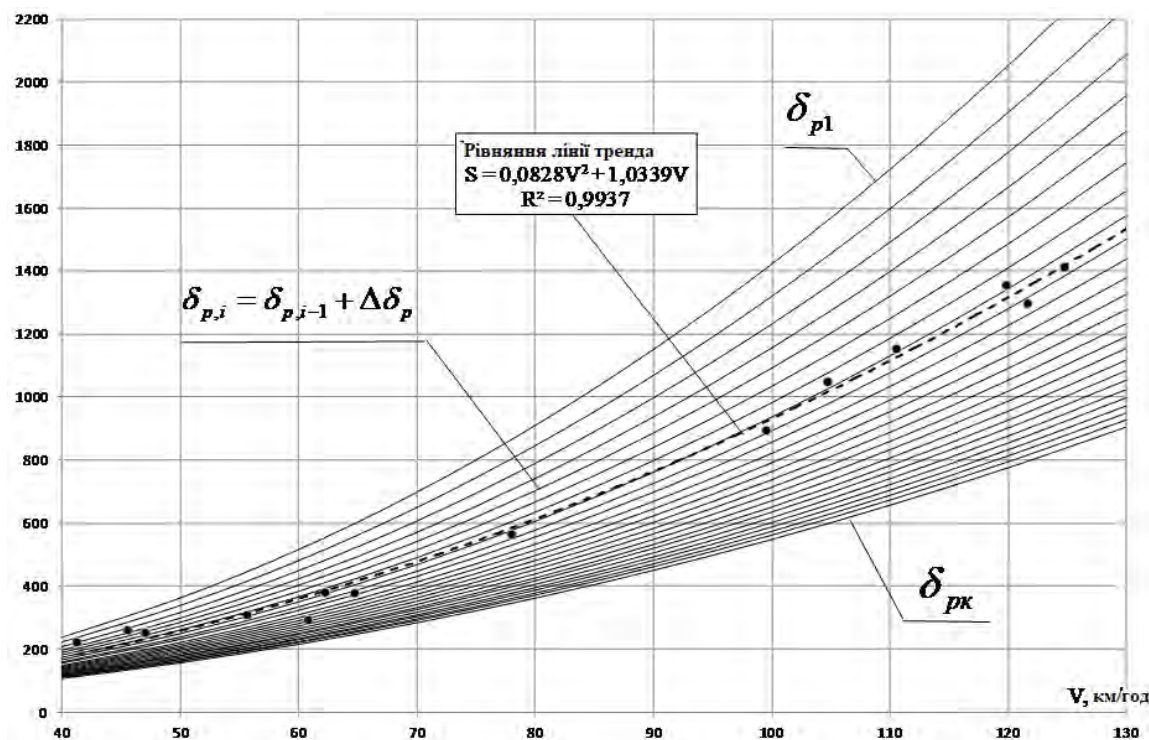


Рисунок 3.3- Номограми гальмівних колій вантажного вагона у діапазонах зміни питомих гальмівних сил та швидкостей руху

3.3 Методологія перерахунку гальмівного шляху окремого вагона на гальмівну ефективність вантажного поїзда

Оскільки вагони експлуатуються у складі поїзда, виникає необхідність перерахунку гальмівного шляху одиночного вагона на гальмівний шлях вантажного поїзда [140, 142, 145, 148]. Такий перерахунок обумовлений тим, що гальмівні

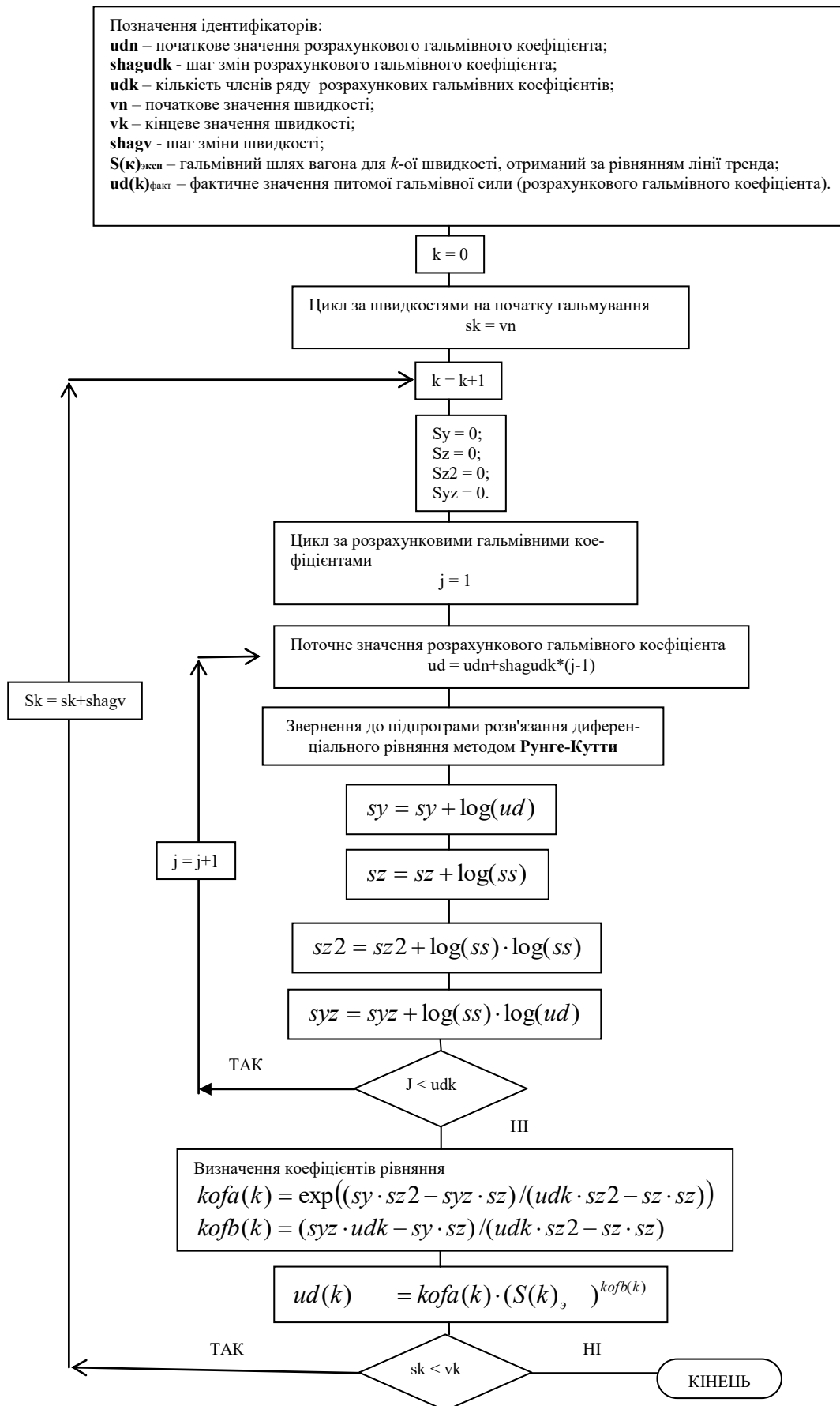


Рисунок 3.4- Блок схема визначення фактичного значення розрахункового гальмівного коефіцієнта

процеси у поїзді відрізняються від гальмівного процесу окремого вагона. Основна відмінність полягає у поступовому наростанні гальмівної сили за рахунок послідовного спрацювання гальм окремих вагонів (рисунок 3.5), обумовлених швидкістю падіння тиску в гальмівній магістралі (швидкістю поширення гальмівної хвилі).

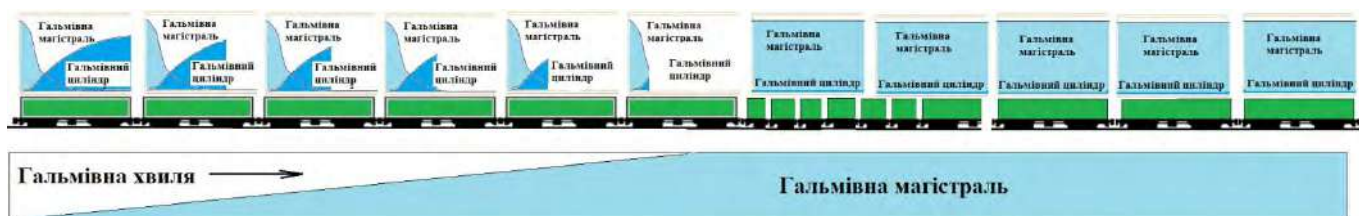


Рисунок 3.5– Процес поширення гальмівної хвилі вантажного поїзда

Час наростання гальмівної сили у кожному вагоні відбуватиметься із запізненням обумовленим часом поширення гальмівної хвилі до середини окремого вагона.

Час (t_i) поширення гальмівної хвилі до середини i -го вагона визначиться за формулою [148]:

$$t_i = \frac{\sum_{j=1}^{i-1} L_{6,i-1} + \frac{L_{6,i}}{2}}{V_{\text{ТВ}}}, \quad (3.44)$$

де $L_{6,i}$ - база i -го вагона по осях зчеплення автозчепів, м;

i – порядковий номер вагона у складі поїзда;

V - швидкість поширення гальмівної хвилі, м/с.

Динаміка зміни гальмівної сили для поїзда з урахуванням швидкості поширення гальмівної хвилі визначиться за формулою:

$$F_{\text{поезд}}(\delta(t)) = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n F \left(K_i / K_{\text{ном}}, \left(t - \frac{\sum_{j=1}^{i-1} L_{6,i-1} + \frac{L_{6,i}}{2}}{V_{\text{ТВ}}} \right) \right) \cdot \delta_{i,\text{експ}}, \quad (3.45)$$

де $\delta_{i,\text{э}}$ - фактичне значення розрахункового гальмівного коефіцієнта i -го вагона;

n – число вагонів у складі поїзда;

При однотипних вагонах у складі поїзда формула (3.44) запишеться у вигляді:

$$t_i = \frac{(2 \cdot i - 1) \cdot L_{6,i}}{2 \cdot V_{\text{ТВ}}}, \quad (3.46)$$

При цьому зміна питомого розрахункового гальмівного коефіцієнта у процесі гальмування запишеться у вигляді:

$$F_{\text{поезд}}(\delta(t)) = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n F \left(K_i / K_{\text{ном}}, \left(t - \frac{(2 \cdot i - 1) \cdot L_{6,i}}{2 \cdot V_{\text{ТВ}}} \right) \right) \cdot \delta_{i,\text{експ}}, \quad (3.47)$$

Блок-схема визначення динаміки зміни гальмівної сили у процесі гальмування вантажного поїзда наведено на рисунок 3.6.

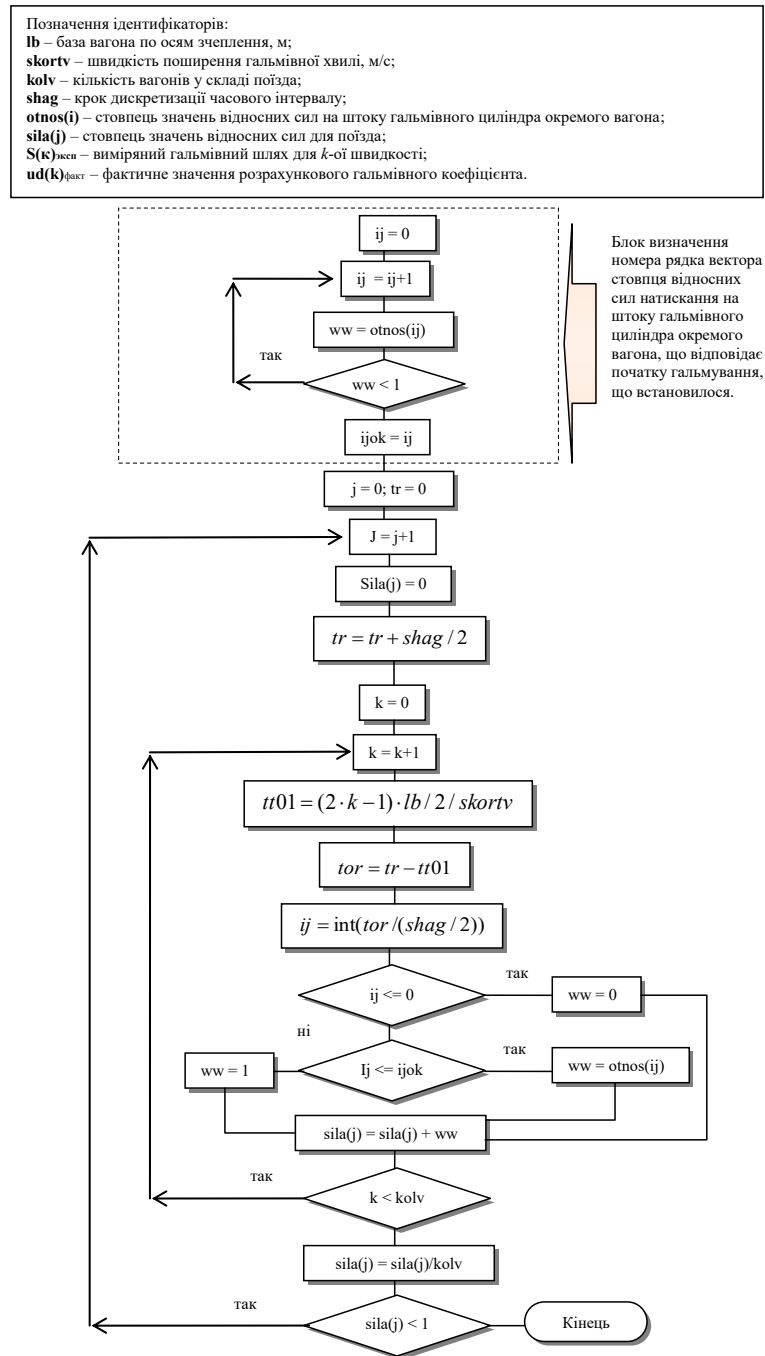


Рисунок 3.6 – Блок-схема визначення поточного значень гальмівної сили для вантажного поїзда

Графіки зміни відносних сил натиснення для одиночного вагона та вантажного поїзда показано на рисунку 3.7, що дозволяє розглядати гальмування поїзда як єдиної маси та використовувати математичні моделі (3.16) та (3.17).

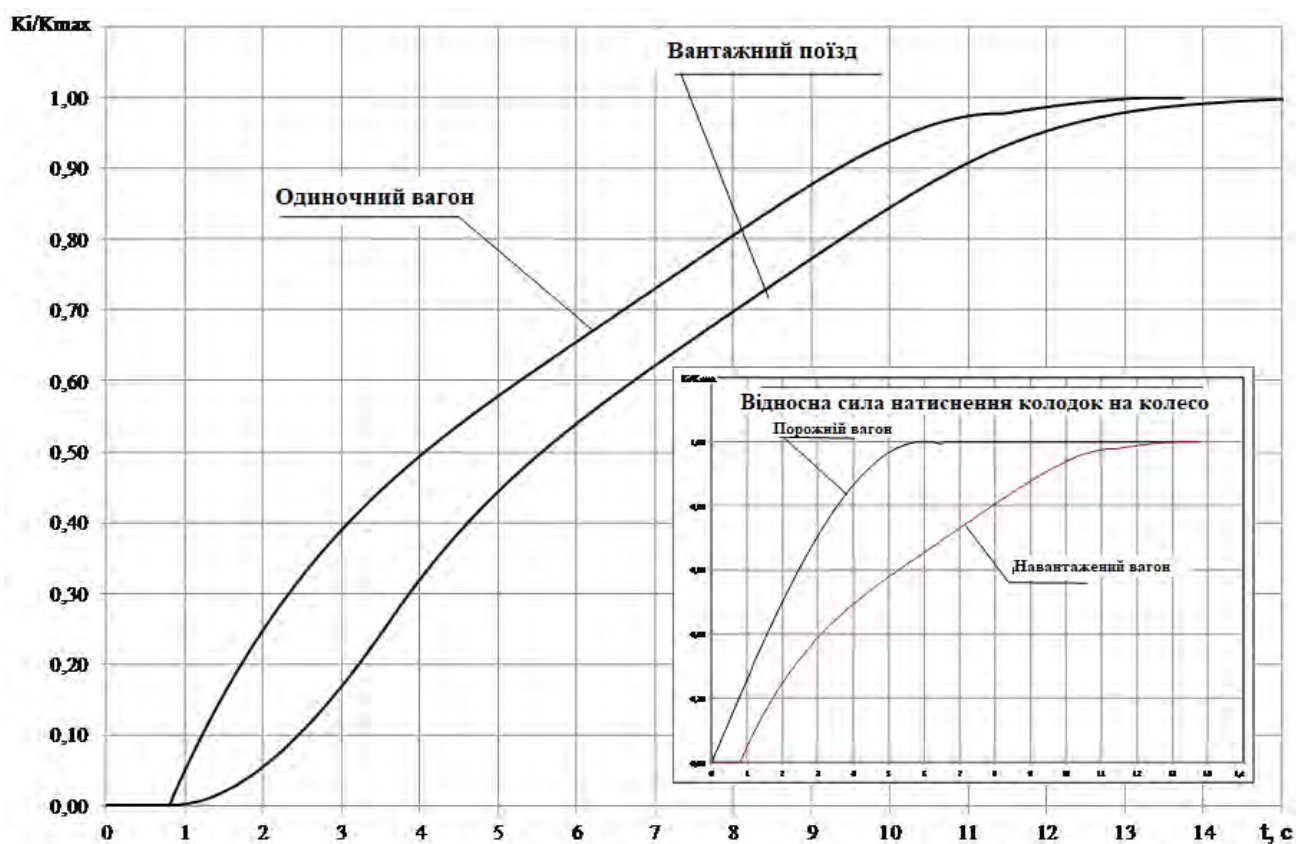


Рисунок 3.7- Зміна гальмівної сили в процесі гальмування одиночного вагона та вантажного поїзда

3.4 Опис пакету прикладних програм

Для реалізації алгоритмів і розв'язання диференціальних рівнянь було розроблено пакет прикладних програм для ЕОМ, написаних мовою VBA (Visual Basic for Application) в середовищі Excel.

Такий вибір зумовлений відносною простотою сприйняття та відсутності значного досвіду у програмування як для розробників так і для користувачів [149].

Кожній досліджуваній моделі вантажного вагона відповідає робоча книга, при цьому вихідні дані та результати розрахунків записуються на робочі аркуші електронних таблиць Excel, що дозволяє при необхідності використовувати математичні та статистичні функції Excel.

Пакет складається з шести модулів (макросів - підпрограм), кожному модулю відповідає лист робочої книги Excel, до якої заносяться результати розрахунку:

- 1 Модуль «А» для визначення фактичних розрахункових гальмівних коефіцієнтів за зареєстрованими значеннями гальмівних колій у результаті ходових гальмівних випробувань (рисунок 3.8);
- 2 Модуль «Б» для визначення гальмівного шляху одиночного вагона (рисунок 3.9);
- 3 Модуль "В" для визначення динаміки зміни швидкості від початку гальмування до повної зупинки (рисунок 3.10);
- 4 Модуль "Г" для визначення уповільнення вагона від початку гальмування до повної зупинки (рисунок 3.11);
- 5 Модуль «Д» для визначення фактичного коефіцієнта тертя та питомої гальмівної сили вагона від початку гальмування до повної зупинки (рисунок 3.12);
- 6 Модуль «Е» для визначення гальмівного шляху у перерахунку на поїзд на майданчику залежно від бази вагона, кількості вагонів у складі поїзда та швидкості поширення гальмівної хвилі (рисунок 3.13);
- 7 Модуль «Ж» для визначення гальмівного шляху у перерахунку на поїзд на спуску 6 ‰ залежно від бази вагона, кількості вагонів у складі поїзда та швидкості поширення гальмівної хвилі (рисунок 3.14);
- 8 Модуль «І» для визначення гальмівного шляху у перерахунку на поїзд на спуску 10 ‰ залежно від бази вагона, кількості вагонів у складі поїзда та швидкості поширення гальмівної хвилі (рисунок 3.15).

Вихідні дані для розрахунків задаються на окремому аркуші робочої книги, які приймаються:

- q_0 - осьове навантаження, кН (тс);
- u_d - початкове значення питомої гальмівної сили (розрахункового гальмівного коефіцієнта);
- u_{d1} - крок зміни питомої гальмівної сили (розрахункового гальмівного коефіцієнта);

- udk – кількість членів низки значень питомих гальмівних сил (розрахункових гальмівних коефіцієнтів);
- vn - Початкове значення швидкості, км / год;
- vk - кінцеве значення швидкості, км/год;
- $shag$ - крок інтервалу часу для розрахунку методом Рунге-Кутти, що приймається рівним 0,1 с;
- $shag\ 1$ - крок зміни швидкості, км/год;
- ii – величина спуску, ‰;
- $kolvo$ – кількість колодок, встановлених на вагоні;
- масив швидкостей та величин гальмівних шляхів, виміряних у результаті ходових гальмівних випробувань (задається у вигляді таблиці);
- масив значень часу та відповідних їм відносних сил натиснення, отриманих за результатами стаціонарних гальмівних випробувань (задається у вигляді таблиці).

На робочому листі модуля перерахунку гальмівного шляху одиночного вагона на поїзд задаються значення:

- lb – база вагона, м;
- $skortv$ – швидкість поширення гальмівної хвилі, м/с;
- $kolv$ – кількість вагонів у складі поїзда.

Середні значення дійсних коефіцієнтів тертя $\phi_{тр,д}$ та уповільнень w визначаються за формулами:

$$\phi_{тр,д} = \frac{\sum_i (\phi_{тр,i}(t_i) + \phi_{тр,i+1}(t_i + \Delta t)) \cdot \Delta t}{2 \cdot t_{торм}}, \quad (3.48)$$

$$w = \frac{\sum_i (w_i(t_i) + w_{i+1}(t_i + \Delta t)) \cdot \Delta t}{2 \cdot t_{торм}}, \quad (3.49)$$

де $\phi_{тр,i}$ і w_i - миттєві значення коефіцієнта тертя та уповільнення;

Δt - інтервал часу, який приймається при інтегруванні диференціального рівняння методом Рунге-Кутти $\Delta t = 0,1$ с;

$t_{о\ м}$ - час від початку гальмування до зупинки вагона.

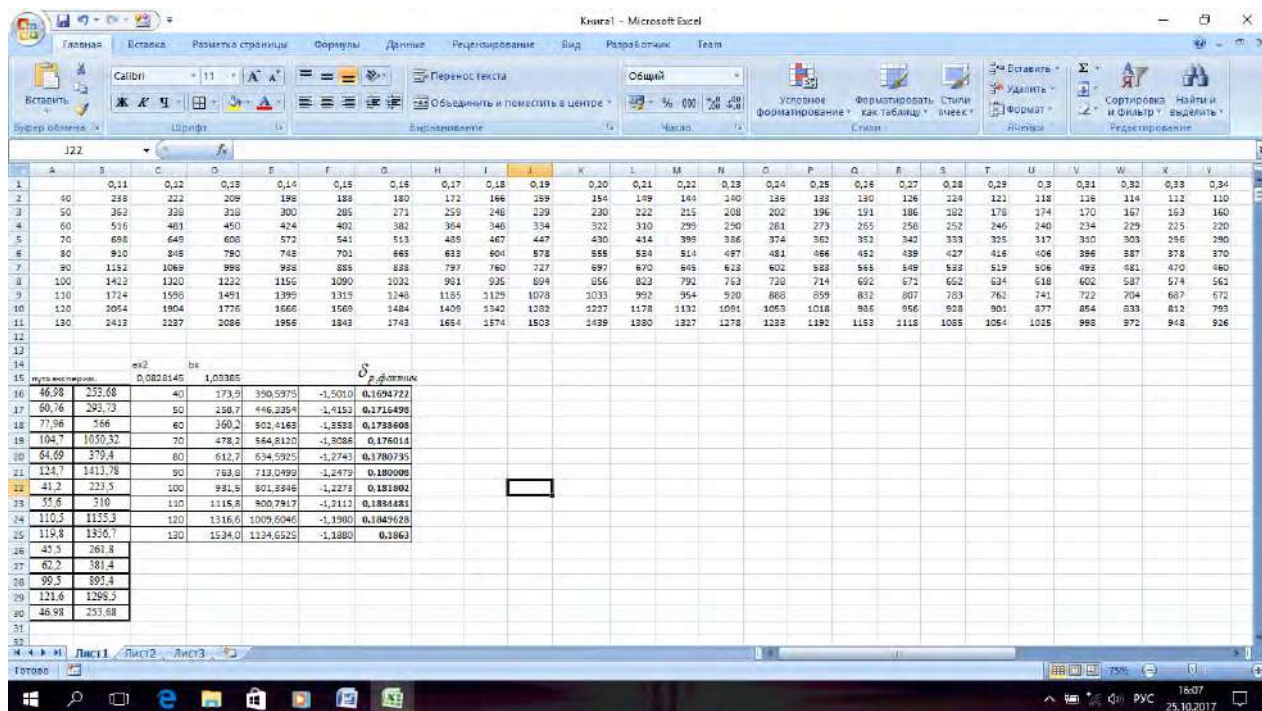


Рисунок 3.8- Результаты розрахунку за модулем «А» для визначення фактичних розрахункових гальмівних коефіцієнтів або питомих гальмівних сил

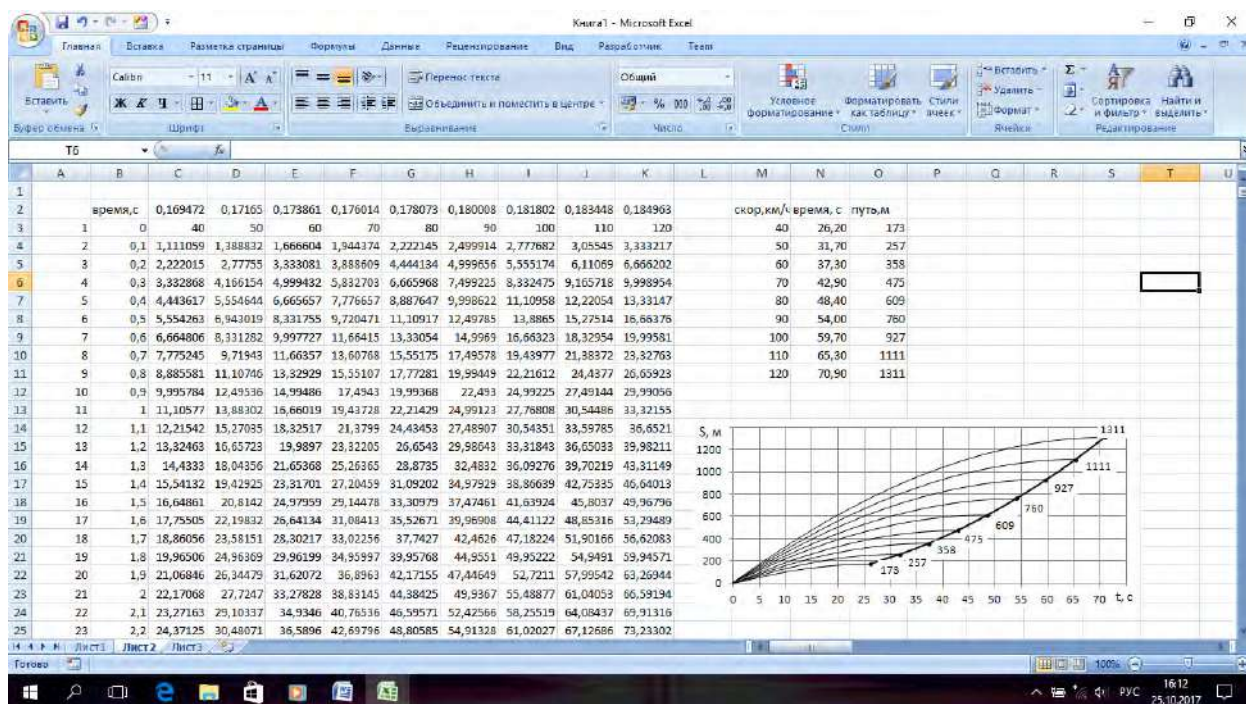


Рисунок 3.9- Результаты розрахунку за модулем «Б» для визначення для визначення гальмівного шляху одиночного вагона

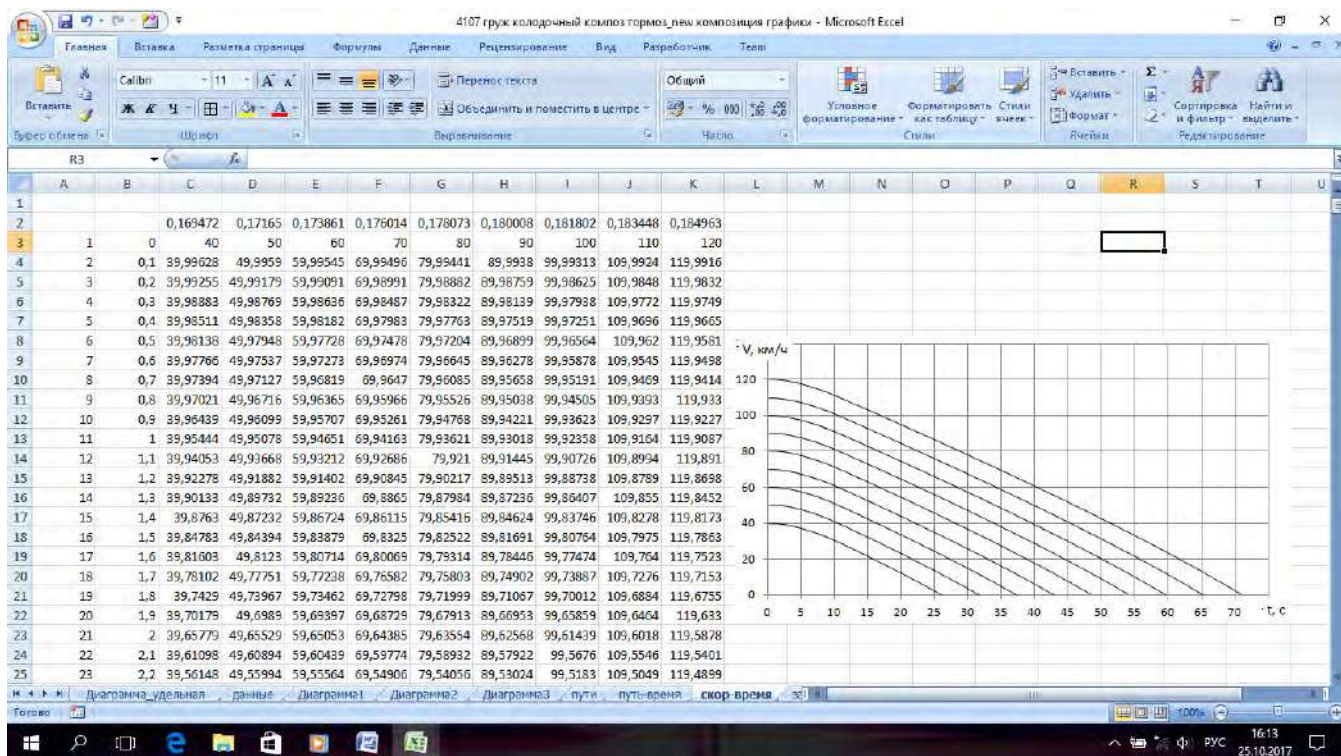


Рисунок 3.10– Результати розрахунку за модулем «В» для визначення динаміки зміни швидкості

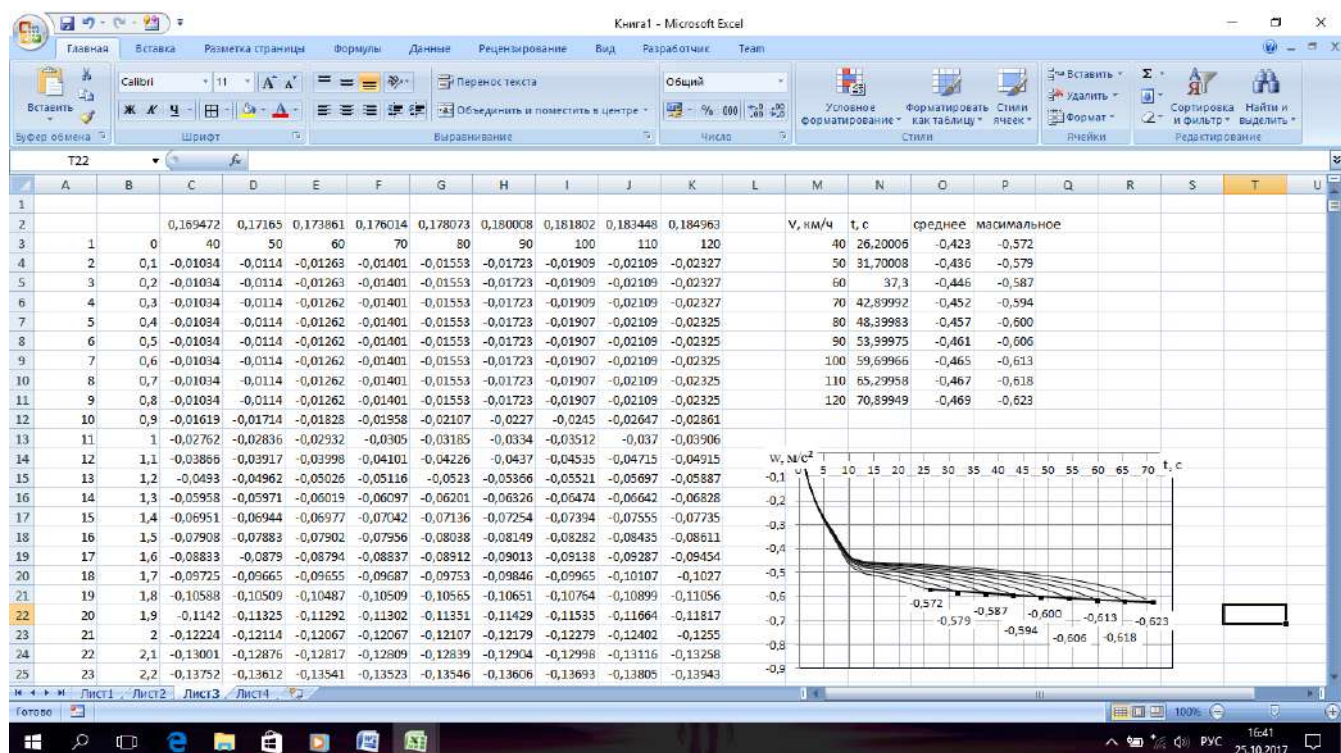


Рисунок 3.11- Результати розрахунку за модулем «Г» для визначення сповільнення вагона

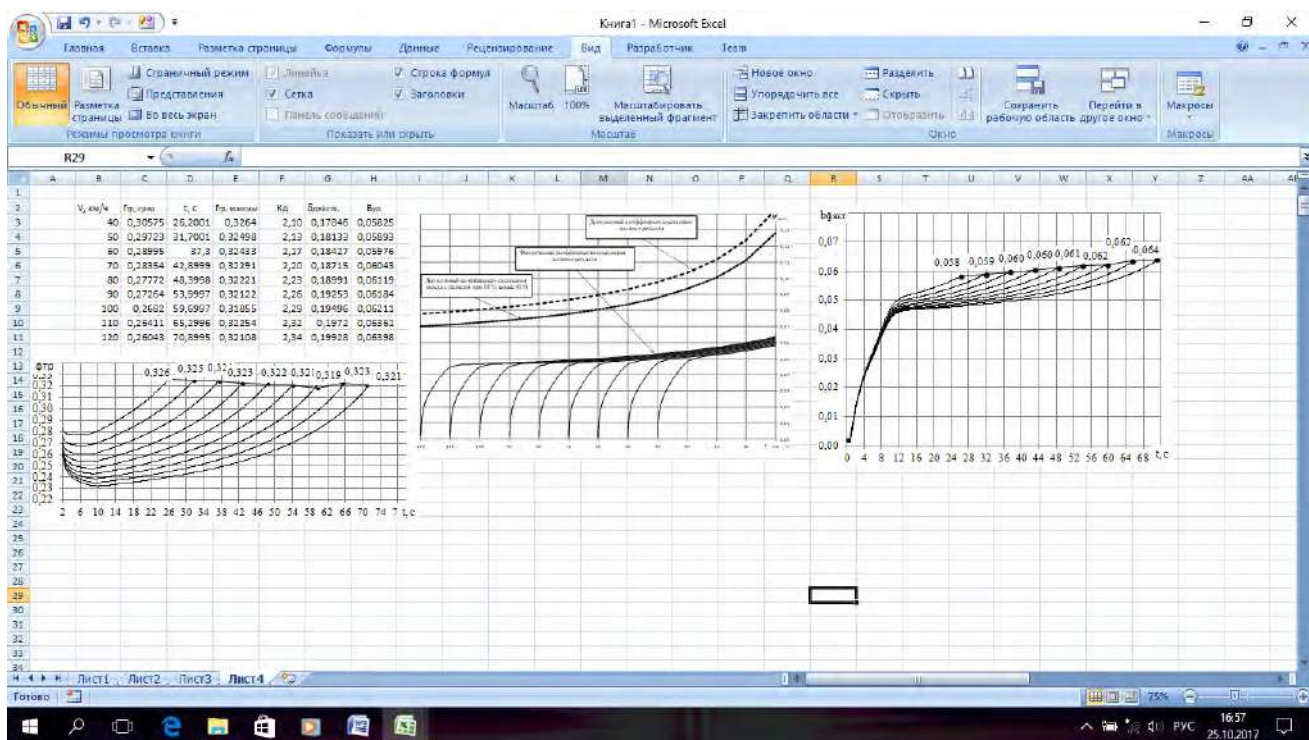


Рисунок 3.12- Результаты розрахунку за модулем «Д» для визначення фактичного коефіцієнта тертя та питомої гальмівної сили

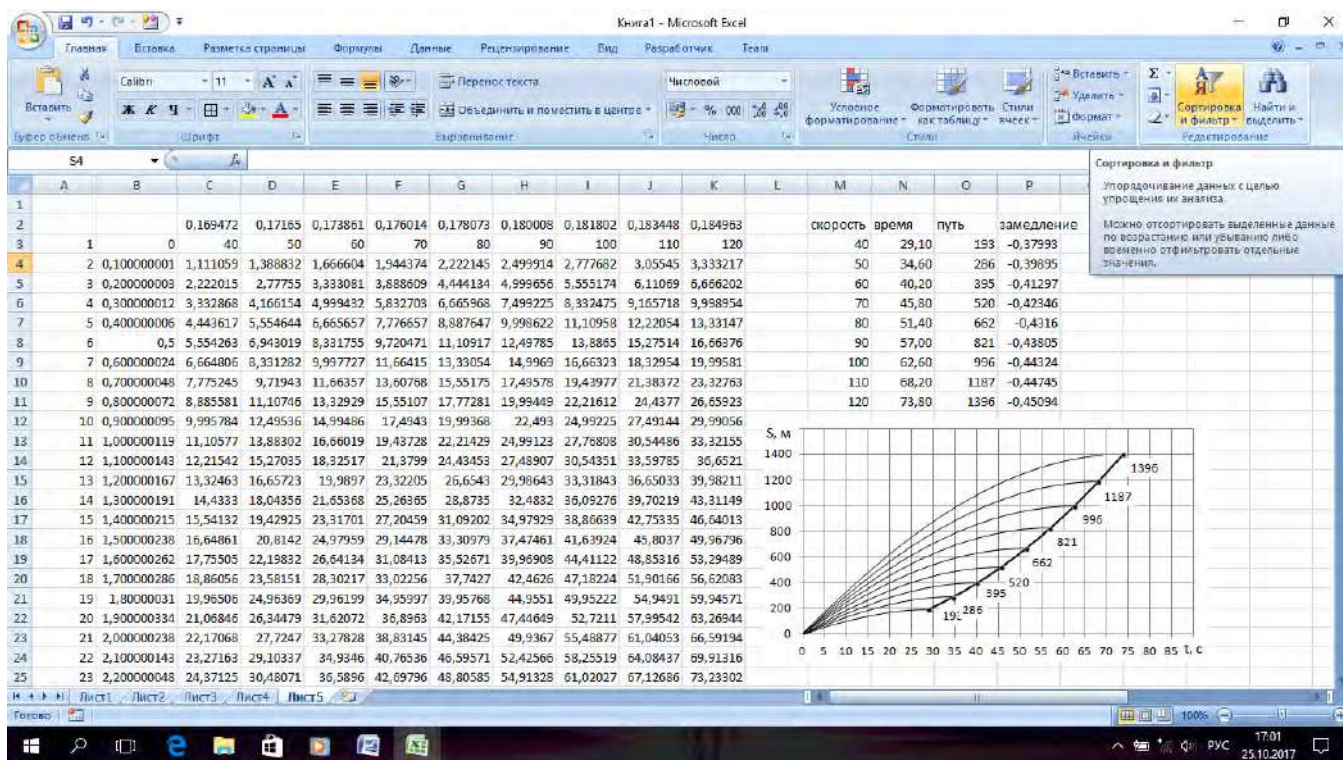


Рисунок 3.13- Результаты розрахунку за модулем «Е» для визначення гальмівного шляху поїзда на майданчику

The screenshot displays a Microsoft Excel spreadsheet with a table of data and a corresponding line graph. The table has columns labeled A through W and rows numbered 1 through 25. The graph plots data from the table, showing a curve that rises and then levels off. The x-axis is labeled 't, c' and ranges from 0 to 90. The y-axis is labeled 'S, м' and ranges from 0 to 2200. The graph includes data points labeled with values like 245, 360, 495, 652, 828, 1026, 1244, 1483, and 1743.

Рисунок 3.15- Результати розрахунку за модулем «І» для визначення гальмівного шляху поїзда на спуску 10 ‰

Всі модулі працюють незалежно один від одного, причому для обчислення параметра гальмівного процесу використовують фактичні значення гальмівних коефіцієнтів отриманих в модулі «А», що дозволяє проводити додаткові дослідження з динаміки зміни параметра, що цікавить, залежно від розрахункового коефіцієнта, який може бути заданий (змінений) в робочій книжки модуля «А» з наступним запуском виконання відповідного модуля.

3.5 Методологія розрахункових досліджень гальмівної ефективності вантажних вагонів з застосуванням моделювання

В Україні для колодкових гальмівних систем приміними певні правила щодо розрахунків і діє ряд нормативно-технічних документів [92, 93, 122, 135, 137, 138, 139], яка регламентує вимоги до вантажних вагонів.

Гальмівна ефективність колодкових гальм оцінюється за величиною розрахункового коефіцієнта сили натиснення гальмівних колодок на колеса (далі гальмівний коефіцієнт), що визначається як відношення сумарної розрахункової сили натиснення колодок на колеса до ваги вагона [93]. Критерієм гальмівної ефективності колодкових гальм є єдине найменше гальмівне натиснення колодок у перерахунку на чавунні [150]. Так згідно [150], завантажені, а також порожні довжиною від 400 до 520 осей вантажні поїзди, забезпечені гальмівним натисненням не менше 33 тс на 100 тс ваги рухомого складу можуть йти зі швидкістю до 90 км/год включно по ділянках, обладнаних автоблокуванням з тризначним сигналом при зеленому вогні локомотивного світлофора автоматичної локомотивної сигналізації безперервного типу (АЛСН), що дозволяє рух із зазначеною максимальною швидкістю.

Крім того, для вантажних вагонів з композиційними колодками гальмівний коефіцієнт повинен становити не менше 0,14 та 0,22 відповідно для завантаженого та порожнього вагонів [92, 93].

Параметри важільної передачі гальмівної системи для вантажних вагонів з колодковим гальмом встановлюються відповідно до Інструкції [122], виходячи з

вагових характеристик та типу вагона, а також від типу гальмівної колодки (композиційна або чавунна) [92, 93, 122].

Розрахунок гальма проводиться з метою підтвердження:

- необхідна гальмівна ефективність вагона у складі поїзда;
- без'юзового гальмування вагона (відсутності юза коліс при гальмуванні);
- допустимої потужності, що припадає на колодку при гальмуванні;
- утримання вагона ручним гальмом на спуску розрахункового уклону.

При визначенні гальмівного шляху вантажних поїздів в залежності від величини розрахункового гальмівного коефіцієнта керуються таблицями або номограмами [135, 139, 155]. Використання номограм не забезпечує достатньої точності, а таблиці викликають необхідність використання методів інтерполювання для визначення проміжних результатів. У цьому відношенні гнучкішим є застосування аналітичних залежностей між досліджуваними параметрами гальмівної системи.

Критерієм забезпечення необхідної гальмівної ефективності вагона є виконання умови для розрахункового коефіцієнта сили натиснення колодок [93, 150]:

$$\delta_p \geq |\delta_p|, \quad (3.50)$$

де δ - розрахунковий гальмівний коефіцієнт, що визначається за формулою (2.1);

$|\delta|$ - мінімально допустима величина розрахункового гальмівного коефіцієнта.

Повний гальмівний шлях вантажного поїзда S_T від початку гальмування до повної зупинки визначається як сума дійсного S_d та підготовчого S шляхів [93, 138, 139]:

$$S_T = S_d + S_{\pi} = S_T + \frac{V_0 \cdot t_{\pi}}{3,6}, \quad (3.51)$$

де V_0 - швидкість поїзда на початку гальмування, км/год;

t - час підготовки гальм до дії, с.

Для вантажного поїзда час підготовки автогальм на майданчику та нормованих спусках визначається за формулами [135, 139]:

до 200 осей у складі поїзда:

$$t_{\Pi} = 7 - \frac{10 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \phi_{кр}}, \quad (3.52)$$

до від 200 до 300 осей у складі поїзда:

$$t_{\Pi} = 10 - \frac{15 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \phi_{кр}}, \quad (3.53)$$

понад 300 осей у складі поїзда:

$$t_{\Pi} = 12 - \frac{18 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \phi_{кр}}, \quad (3.54)$$

У практиці розрахункових досліджень найбільшого поширення набув метод чисельного інтегрування рівняння руху [44, 67] за інтервалами швидкості, при цьому вирішальне рівняння для гальмівного шляху вантажного вагона має вид [93, 135, 138, 139]:

$$S_T = \frac{V_0 \cdot t_{\Pi}}{3,6} + \sum_n \frac{4.17 \cdot (v_n^2 - v_{n+1}^2)}{1000 \cdot \delta_p \cdot \phi_{кр} + \omega_{ох} + i_c}, \quad (3.55)$$

де, V_0 - швидкість у початковий момент гальмування, км/год;

v_{n+1} і v_n - кінцева та початкова швидкість поїзда у прийнятому розрахунковому інтервалі швидкостей, км/год;

δ - розрахунковий гальмівний коефіцієнт;

$\omega_{ох}$ - питомий основний опір, кгс/тс;

i_c - ухил, ‰, для майданчика $i_c = 0$;

ϕ - розрахунковий коефіцієнт тертя колодок.

Типова методика розрахунку гальмівної ефективності вантажних вагонів [93] має ряд суттєвих недоліків, до основних з яких слід віднести неможливість перерахунку розрахункових гальмівних коефіцієнтів композиційних колодок на чавунні та навпаки, крім того проведення багатоваріантних розрахунків потребує значного обсягу обчислень та часу.

Ці недоліки можна уникнути, якщо використовувати комп'ютерне моделювання [44] (п.3.1 – 3.4) .

Пропонована методологія розрахункових досліджень базується на використанні універсальних формул, що відображають ступеневу залежність між параметрами, що досліджуються [157].

Коефіцієнти рівнянь (3.42) і (3.43) визначаються за формулами (3.40) - (3.41), а масиви значень параметрів, що входять до цих формул - методом комп'ютерного моделювання шляхом вирішення диференціальних рівнянь (3.16) і (3.17) $f(K_i/K_{max})$. Результати вирішення диференціальних рівнянь представлені у вигляді номограм для визначення дійсних гальмівних шляхів вагона в діапазоні зміни швидкостей (20-140) км/год з кроком 10 км/год та в діапазоні зміни розрахункового гальмівного коефіцієнта при композиційних колодках у межах від 0,1 до 0,5 з кроком 0,02 (рисунок 3.16) та при чавунних колодках від 0,2 до 1,0 з кроком 0,04 (рисунок 3.17). Аналогічно визначаються дійсні гальмівні шляхи на нормованих спусках.

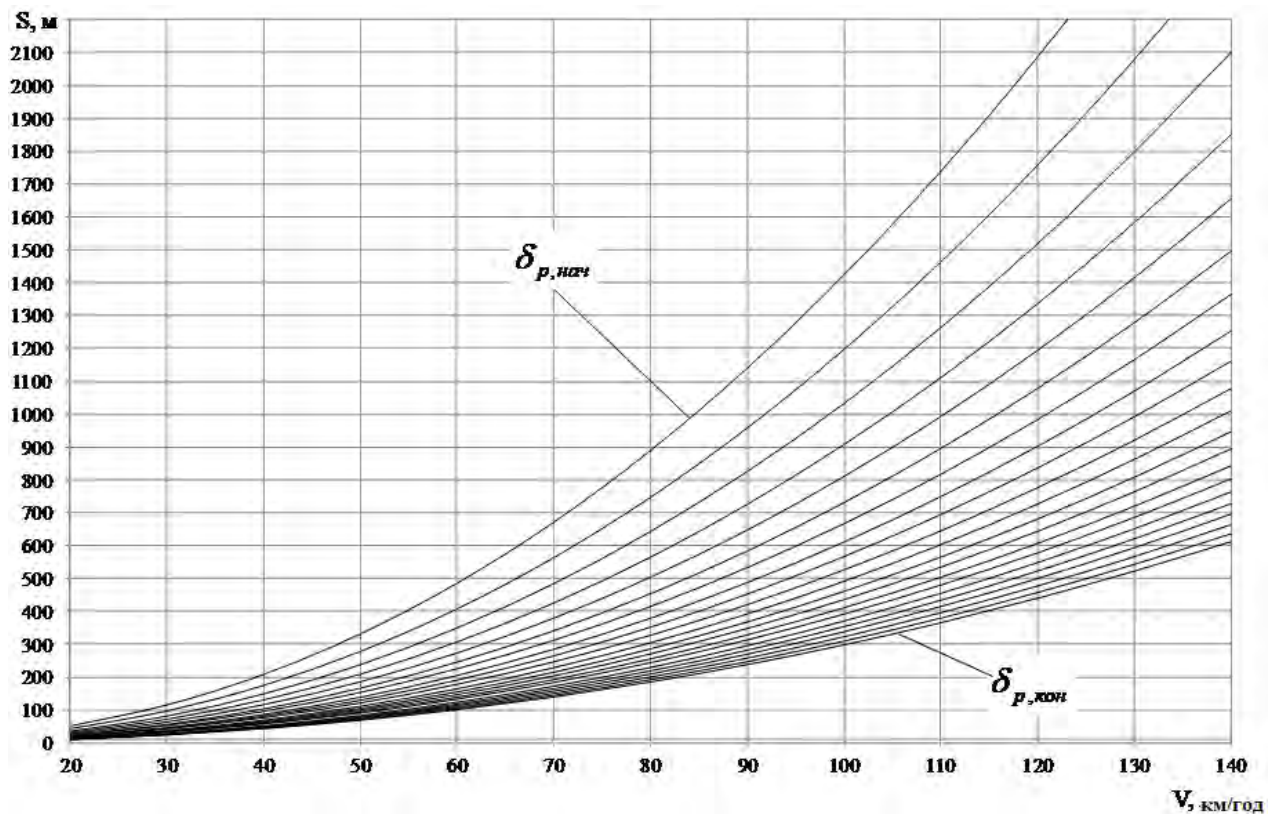


Рисунок 3.16 - Номограми визначення дійсних гальмівних шляхів вантажного вагона з композиційними колодками на майданчику

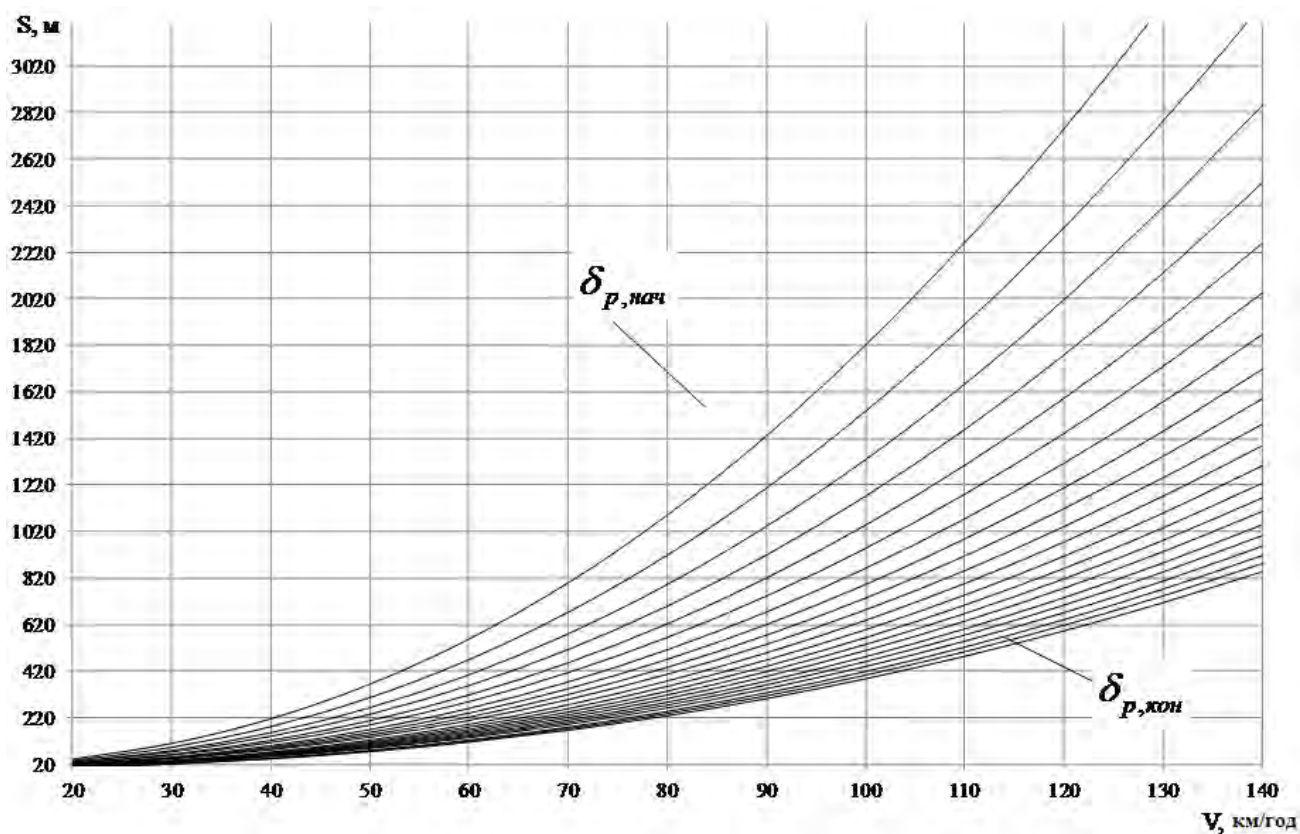


Рисунок 3.17– Номограми дійсних гальмівних шляхів вантажного вагона з чавунними колодками на майданчику

Коефіцієнти універсальної формули у вигляді ступеневої залежності параметрів, що визначають гальмівну ефективність вантажного вагона, наведені в таблицях 3.1 –3.4.

Таблиця 3.1- Коефіцієнти визначення дійсних гальмівних шляхів вантажного вагона на майданчику за величиною розрахункового гальмівного коефіцієнта

$V_0, \text{ км/год}$	$S = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)}$			
	Композиційні колодки		Чавунні колодки	
	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$c(V_0)$	$d(V_0)$
1	2	3	4	5
20	5,0262	-0,9881	0,399	9,0051
30	11,6831	-0,9870	0,399	22,8842
40	21,3848	-0,9857	0,399	44,8090
50	34,2987	-0,9844	0,399	75,7656
60	50,5772	-0,9829	0,399	116,5340
70	70,3487	-0,9813	0,399	167,7440
80	93,7306	-0,9795	0,399	229,8985

Кінець таблиця 3.1

1	2	3	4	5
90	120,8234	-0,9775	0,399	303,4029
100	151,7215	-0,9754	0,399	388,5863
110	186,5108	-0,9731	0,398	485,7132
120	225,2686	-0,9707	0,398	594,9852
130	268,0616	-0,9681	0,398	716,5604
140	314,9605	-0,9654	0,398	850,5494

Таблиця 3.2 - Коефіцієнти для визначення розрахункового гальмівного коефіцієнта за дійсними гальмівними шляхами вантажного вагона на майданчику

V_0 , км/год	$\delta_p = c(V_0) \cdot S^{d(V_0)}$			
	Композиційні колодки		Чавунні колодки	
	c (V_0)	d (V_0)	c (V_0)	d (V_0)
1	2	3	4	5
20	5,1247	-1,0120	9,2215	-1,0108
30	12,0672	-1,0132	23,8538	-1,0133
40	22,3516	-1,0144	47,5529	-1,0156
50	36,2722	-1,0158	81,9903	-1,0182
60	54,1522	-1,0174	128,8174	-1,0211
70	76,2908	-1,0191	189,7120	-1,0240
80	103,0743	-1,0209	266,6243	-1,0273
90	134,8616	-1,0229	361,6896	-1,0307
100	172,1939	-1,0252	476,9094	-1,0344
110	215,3285	-1,0275	616,2204	-1,0385
120	265,1443	-1,0301	781,8419	-1,0428
130	322,1281	-1,0329	977,8651	-1,0473
140	386,8061	-1,0357	1207,5520	-1,0520

Оскільки основним критерієм для визначення допустимої швидкості руху вантажних поїздів є сумарне натиснення чавунних колодок на 100 тс ваги поїзда, то важливе значення набувають завдання перерахунку гальмівного коефіцієнта композиційних колодок на чавунні.

Таблиця 3.3- Коефіцієнти для визначення дійсних гальмівних шляхів вантажного вагона на спуску 6 ‰ за розрахунковим гальмівним коефіцієнтом

V_0 , км/год	$\delta_p = c(V_0) \cdot S^{d(V_0)}$			
	Композиційні колодки		Чавунні колодки	
	c (V_0)	d (V_0)	c (V_0)	d (V_0)
1	2	3	4	5
20	4,8434	-1,0757	9,2035	-1,0687
30	11,2443	-1,0776	23,4548	-1,0778
40	20,5580	-1,0790	46,0378	-1,0857
50	32,9389	-1,0801	78,0129	-1,0923
60	48,5304	-1,0808	120,2330	-1,0977
70	67,4497	-1,0811	173,3843	-1,1020
80	89,8107	-1,0811	238,0296	-1,1052
90	115,7141	-1,0806	314,6279	-1,1074
100	145,2484	-1,0799	403,5649	-1,1087
110	178,4989	-1,0788	505,1427	-1,1091
120	215,5492	-1,0773	619,6144	-1,1087
130	256,4701	-1,0756	747,1798	-1,1075
140	301,3460	-1,0735	888,0020	-1,1056

Таблиця 3.4- Коефіцієнти для визначення дійсних гальмівних шляхів вантажного вагона на спуску 10 ‰ за розрахунковим гальмівним коефіцієнтом

V_0 , км/год	$\delta_p = c(V_0) \cdot S^{d(V_0)}$			
	Композиційні колодки		Чавунні колодки	
	c (V_0)	d (V_0)	c (V_0)	d (V_0)
1	2	3	4	5
20	4,6788	-1,1454	9,3225	-1,1310
30	10,8460	-1,1500	23,7854	-1,1511
40	19,7988	-1,1541	46,7324	-1,1692
50	31,6819	-1,1576	79,2534	-1,1852
60	46,6201	-1,1604	122,2191	-1,1993
70	64,7267	-1,1627	176,3463	-1,2115
80	86,1067	-1,1643	242,2150	-1,2219
90	110,8492	-1,1655	320,3142	-1,2306
100	139,0466	-1,1661	411,0500	-1,2376
110	170,7829	-1,1662	514,7587	-1,2431
120	206,1376	-1,1658	631,7283	-1,2470
130	245,1921	-1,1649	762,2000	-1,2496
140	288,0219	-1,1636	906,3639	-1,2509

Перерахунок розрахункового гальмівного коефіцієнта на чавунні або композиційні колодки проводиться виходячи з рівності гальмівних шляхів вантажного поїзда при чавунних та композиційних колодках. У таблиці 3.5 наведено коефіцієнти для перерахунку розрахункового гальмівного коефіцієнта колодок одного типу на інший.

Таблиця 3.5– Коефіцієнти для перерахунку розрахункового гальмівного коефіцієнта з одного типу колодок на інший

V_0 , км/год	$\delta_{рч} = c(V_0) \cdot \delta_{рк}^{d(V_0)}$		$\delta_{рк} = c(V_0) \cdot \delta_{рч}^{d(V_0)}$	
	Перерахунок композиційних колодок на чавунні		Перерахунок чавунних колодок на композиційні	
	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$c(V_0)$	$d(V_0)$
1	2	3	4	5
20	1,8029	0,9988	0,5542	1,0012
30	1,9763	1,0001	0,5060	0,9999
40	2,1197	1,0012	0,4722	0,9988
50	2,2411	1,0024	0,4471	0,9976
60	2,3450	1,0036	0,4278	0,9964
70	2,4347	1,0049	0,4125	0,9951
80	2,5134	1,0062	0,4001	0,9938
90	2,5832	1,0076	0,3899	0,9925
100	2,6451	1,0089	0,3813	0,9911
110	2,7018	1,0106	0,3740	0,9895
120	2,7532	1,0122	0,3677	0,9879
130	2,8003	1,0139	0,3622	0,9862
140	2,8433	1,0156	0,3574	0,9846

Похибка визначення дійсних гальмівних шляхів з використанням універсальних формул порівняно з розрахунковими як для композиційних, так і чавунних колодок, а також перерахунку гальмівних коефіцієнтів не перевищує 0,5 % (рисунок 3.18 – рисунок 3.20) [159 - 162].

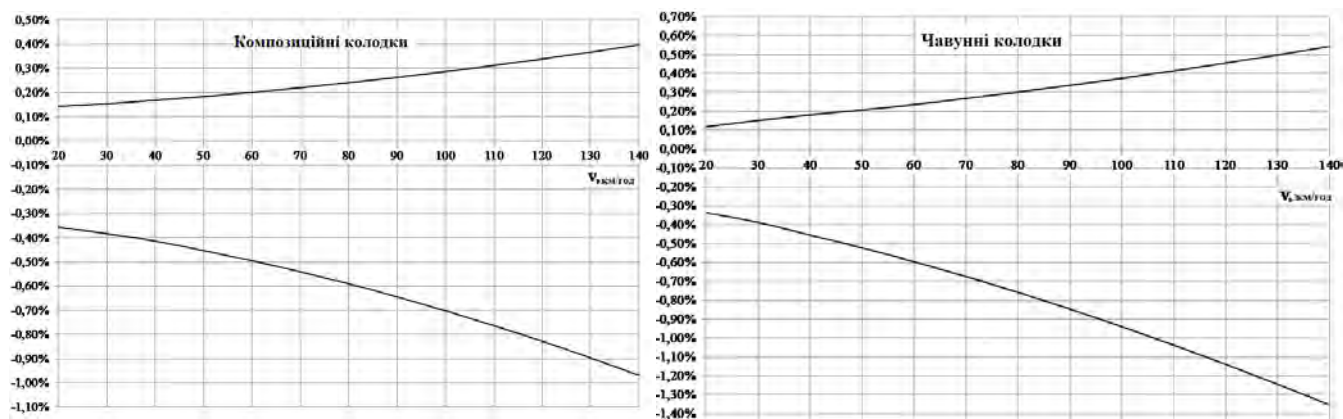


Рисунок 3.18– Максимальні похибки (%) щодо визначення дійсного гальмівного шляху вагона за універсальними формулами

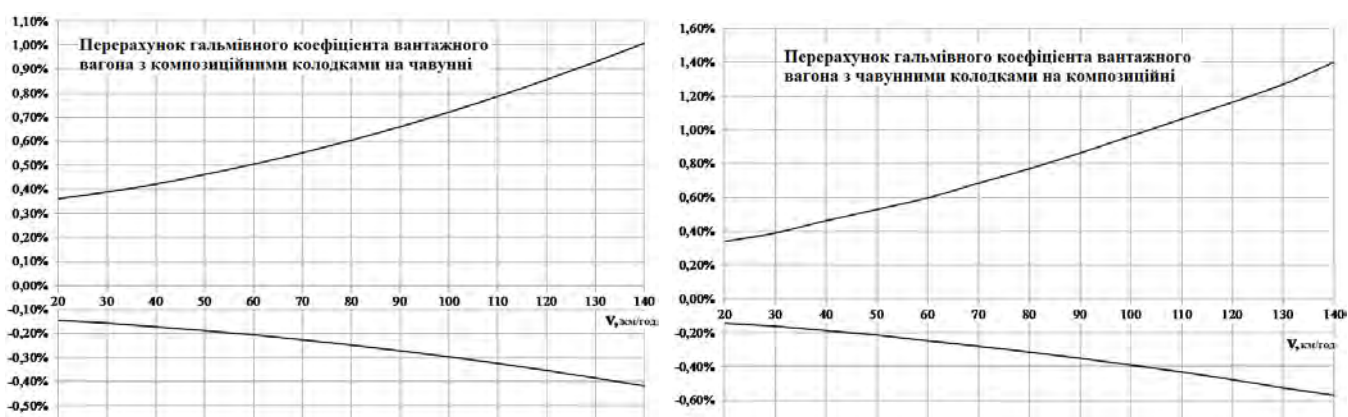


Рисунок 3.19– Максимальні похибки (%) під час перерахунку гальмівних коефіцієнтів

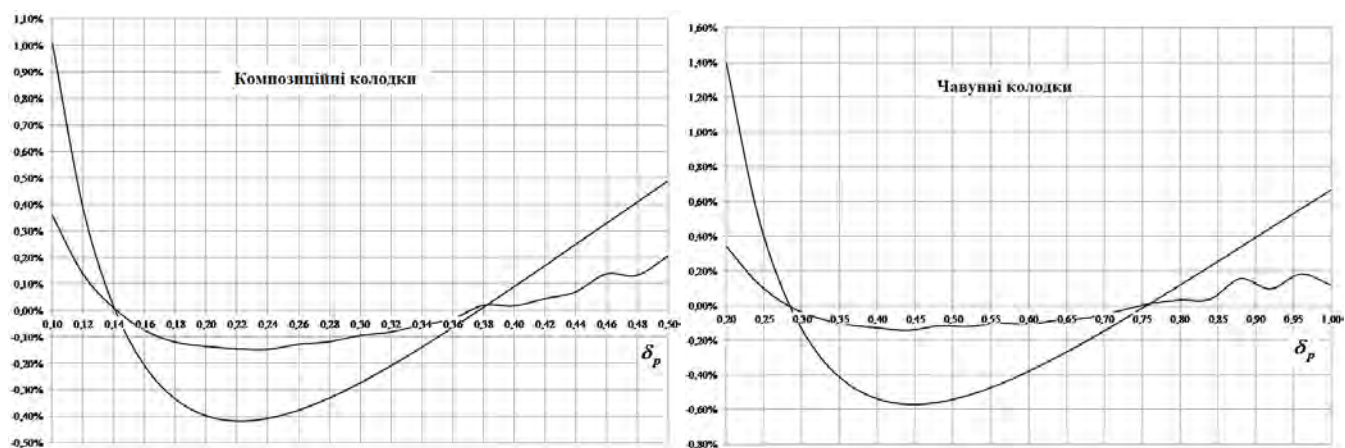


Рисунок 3.20- Максимальні похибки (%) щодо визначення дійсного гальмівного шляху вагона за універсальними формулами залежно від величини гальмівного коефіцієнта

Таблиця 3.7- Розрахунок дійсного гальмівного шляху вантажного вагона на спуску 6 ‰ за типовою методикою

V, км/год	$\phi_{p,тр}$	δ_p	$1000 \cdot \delta_p \cdot \phi_{p,тр}$	$\omega_{ох}$	$i_c, \text{‰}$	$\Delta S, \text{м}$
1	2	3	4	5	6	7
115	0,25013	0,16	40,02078	2,4526596	-6	134,3375
110	0,252	0,16	40,32	2,3356383	-6	127,9817
105	0,253973	0,16	40,63562	2,228723	-6	121,6206
100	0,256056	0,16	40,96901	2,1143617	-6	115,2605
95	0,258261	0,16	41,32174	2,0101064	-6	108,9084
90	0,260597	0,16	41,69552	1,9101064	-6	102,5711
85	0,263077	0,16	42,09231	1,8143617	-6	96,25615
80	0,265714	0,16	42,51429	1,7228723	-6	89,97138
75	0,268525	0,16	42,96393	1,6356383	-6	83,72502
70	0,271525	0,16	43,44407	1,5526596	-6	77,52574
65	0,274737	0,16	43,95789	1,4739362	-6	71,38269
60	0,278182	0,16	44,50909	1,3994681	-6	65,30554
55	0,281887	0,16	45,10189	1,3292553	-6	59,30453
50	0,285882	0,16	45,74118	1,2632979	-6	53,39051
45	0,290204	0,16	46,43265	1,2015957	-6	47,57501
40	0,294894	0,16	47,18298	1,1441489	-6	41,87031
35	0,300000	0,16	48,00000	1,0909574	-6	36,28952
30	0,305581	0,16	48,89302	1,0420213	-6	30,84667
25	0,311707	0,16	49,87317	0,9973404	-6	25,55687
20	0,318462	0,16	50,95385	0,9569149	-6	20,43639
15	0,325946	0,16	52,15135	0,9207447	-6	15,50282
10	0,334286	0,16	53,48571	0,8888298	-6	10,7753
5	0,343636	0,16	54,98182	0,8611702	-6	6,274704
0	0,354194	0,16	56,67097	0,837766	-6	2,023929
						1544,693
Розрахунок за універсальною формулою (див. табл. 3.3)						
$S = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 215,5492 \cdot 0,16^{-1,0773} = 1552,201 \text{ м}$						

На підставі викладеного розрахунок гальмівної ефективності вантажного вагона може бути представлений алгоритмом, наведеним на рисунку 3.21.

Запропонована методологія дозволяє вирішувати обернене завдання – вибирати такі параметри гальмівної системи вантажного вагона, що відповідає наперед заданим вимогам.

Таблиця 3.8- Розрахунок дійсного гальмівного шляху вантажного вагона на спуску 10 ‰ за типовою методикою

V, км/ГОД	$\phi_{p,тр}$	δ_p	$1000 \cdot \delta_p \cdot \phi_{p,тр}$	$\omega_{ох}$	$i_c, ‰$	$\Delta S, м$
1	2	3	4	5	6	7
115	0,25013	0,16	40,02078	2,45266	-10	150,8849
110	0,252	0,16	40,32	2,335638	-10	143,6582
105	0,253973	0,16	40,63562	2,222872	-10	136,4259
100	0,256056	0,16	40,96901	2,114362	-10	129,1963
95	0,258261	0,16	41,32174	2,010106	-10	121,9779
90	0,260597	0,16	41,69552	1,910106	-10	114,7799
85	0,263077	0,16	42,09231	1,814362	-10	107,6116
80	0,265714	0,16	42,51429	1,722872	-10	100,4829
75	0,268525	0,16	42,96393	1,635638	-10	93,40433
70	0,271525	0,16	43,44407	1,55266	-10	86,38665
65	0,274737	0,16	43,95789	1,473936	-10	79,44128
60	0,278182	0,16	44,50909	1,399468	-10	72,58019
55	0,281887	0,16	45,10189	1,329255	-10	65,81594
50	0,285882	0,16	45,74118	1,263298	-10	59,16176
45	0,290204	0,16	46,43265	1,201596	-10	52,63158
40	0,294894	0,16	47,18298	1,144149	-10	46,24009
35	0,300000	0,16	48,00000	1,090957	-10	40,00286
30	0,305581	0,16	48,89302	1,042021	-10	33,93636
25	0,311707	0,16	49,87317	0,99734	-10	28,05813
20	0,318462	0,16	50,95385	0,956915	-10	22,38685
15	0,325946	0,16	52,15135	0,920745	-10	16,94252
10	0,334286	0,16	53,48571	0,88883	-10	11,7466
5	0,343636	0,16	54,98182	0,86117	-10	6,822199
0	0,354194	0,16	56,67097	0,837766	-10	2,194333
						1772,669
Розрахунок за універсальною формулою (див. табл. 3.4)						
$S = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 206,1376 \cdot 0,16^{-1,1658} = 1745,799м$						

Далі наведено приклад з визначення параметрів гальмівної системи вантажного вагона з осьовим навантаженням 245 кН (25,0 тс).

При виборі параметрів гальмівної системи як основний критерій приймається не перевищення заданого гальмівного шляху вантажного поїзда при екстремому пневматичному гальмуванні на майданчику. Як приклад виконано розрахунок визначення передавального числа важільного передачі напіввагону з осьовим

навантаженням 245 кН (25 тс) за умови не перевищення гальмівного шляху вантажного поїзда на майданчику при швидкості 90 км/год.



Рисунок 3.21 – Алгоритм розрахунку гальмівної ефективності вантажного вагона

Вхідні дані для вибору параметрів представлені у таблиця 3.9, а алгоритм – у таблиця 3.10. Розрахункові дослідження гальмівної колії поїзда на нормованих спусках наведено в таблиця 3.11. Аналіз показав, що гальмівна ефективність вантажного вагона з осьовим навантаженням 245 кН (25 тс) переважно задовольняє вимогам інструкції [151].

Таблиця 3.9- Вихідні дані, що задаються

Найменування параметра	Значення параметра
1	2
Тип вагона:	напіввагон
Гальмо	типовий
Максимальна швидкість на початку гальмування, км/год	90
Граничний гальмівний шлях, м	1000
Осьове навантаження, кН/вісь (тс/вісь)	245 (25)
Кількість гальмівних колодок	8,00
Параметри гальмівного циліндра	
Діаметр поршня, см	35,60
Жорсткість пружини, кг/см	6,57
Зусилля попереднього стиснення пружини, кгс	159,00
ККД гальмівного циліндра	0,98
тиск у гальмівному циліндрі, кПа (кгс/см ²) (завантажений)	300 (3,00)
Вихід штока гальмівного циліндра, см - завантажений	10,00
Параметри авторегулятора	
Зусилля попереднього стиснення, кгс	169,00

Кінець таблиця 3.9

1	2
Жорсткість пружини, кг/см	23,10
Величина стиску при гальмуванні, см	1,50
Передатне відношення (композиційні колодки)	0,56
ККД важільного передачі	0,95

Таблиця 3.10- Алгоритм розрахунку на вибір параметрів гальмівної системи

№ з/п	Найменування параметру	Математичний вираз
1	Дійсний гальмівний шлях, м	$S_d = S_T - \frac{V_0 \cdot t_{\Pi}}{3,6} = 1000 - \frac{90 \cdot 7}{3,6} = 825$
2	Розрахунковий гальмівний коефіцієнт	$\delta_p = c(V_0) \cdot S^{d(V_0)} = 134,86 \cdot 825^{-1,0229} = 0,1401$
3	Розрахункова сила натиснення колодки на колесо, тс	$K_p = \frac{\delta_p \cdot Q_{6p}}{m} = \frac{0,1401 \cdot 100}{8} = 1,7512$
4	Дійсна сила натиснення колодки на колесо, тс	$K_d = \frac{-\left(24,4 - 4 \cdot \frac{\delta_p \cdot Q_{6p}}{m}\right) + \sqrt{\left(24,4 - 4 \cdot \frac{\delta_p \cdot Q_{6p}}{m}\right)^2 + \left(97,6 \cdot \frac{\delta_p \cdot Q_{6p}}{m}\right)}}{2,44} = 1,8714$
5	Передаточне число гальмівної важільної передачі	$n = \frac{1000 \cdot K_d \cdot m}{(F_{\Pi} \cdot p_{\Pi} \cdot \eta_{\Pi} - K_{\Pi p} - K_{ap}) \cdot \eta_{\Pi p}} = \frac{1000 \cdot 1,8714 \cdot 8}{(\pi \cdot 35,6^2 / 4 \cdot 3 \cdot 0,98 - (159 + 6,57 \cdot 10) - (169 + 23,1 \cdot 10)) \cdot 0,95} = 6,09$

Таблиця 3.11- Розрахунок гальмівних шляхів вантажного поїзда із 200 осей на нормованих спусках

Найменування параметру	Розрахункові залежності
1	2
Розрахунок гальмівної колії вантажного поїзда на спуску 6 ‰	
Швидкість 80 км/год	
Дійсний гальмівний шлях при швидкості 80 км/год, м	$S_d = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 89,8107 \cdot 0,1401^{-1,0811} = 751,8$
Час підготовки гальм, с	$t_{\Pi} = 7 - \frac{10 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \phi_{кр}} = 7 - \frac{10 \cdot (-6)}{1000 \cdot 0,1401 \cdot 0,36 \cdot \frac{80}{2 \cdot 80 + 150}} = 8,6$

Продовження таблиця 3.11

1	2
Гальмівний шлях поїзда на спуску 6 ‰, м	$S_T(80) = S_d + \frac{t_{\Pi} \cdot V_0}{3,6} = 751,8 + \frac{8,6 \cdot 80}{3,6} = 942,9$
Швидкість 90 км/год	
Дійсний гальмівний шлях при швидкості 90 км/год, м	$S_d = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 115,714 \cdot 0,1401^{-1,0806} = 967,79$
Час підготовки гальм, с	$t_{\Pi} = 7 - \frac{10 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \phi_{кр}} = 7 - \frac{10 \cdot (-6)}{1000 \cdot 0,1401 \cdot 0,36 \cdot \frac{90 + 150}{2 \cdot 90 + 150}} = 8,635$
Гальмівний шлях поїзда на спуску 6 ‰, м	$S_T(90) = S_d + \frac{t_{\Pi} \cdot V_0}{3,6} = 967,79 + \frac{8,635 \cdot 90}{3,6} = 1158,7$
Швидкість 100 км/год	
Дійсний гальмівний шлях при швидкості 90 км/год, м	$S_d = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 145,25 \cdot 0,1401^{-1,0799} = 1212,96$
Час підготовки гальм, с	$t_{\Pi} = 7 - \frac{10 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \phi_{кр}} = 7 - \frac{10 \cdot (-6)}{1000 \cdot 0,1401 \cdot 0,36 \cdot \frac{100 + 150}{2 \cdot 100 + 150}} = 8,665$
Гальмівний шлях поїзда на спуску 6 ‰, м	$S_T(100) = S_d + \frac{t_{\Pi} \cdot V_0}{3,6} = 121,96 + \frac{8,665 \cdot 100}{3,6} = 1453,6$
Розрахунок гальмівної колії вантажного поїзда на спуску 10 ‰	
Швидкість 80 км/год	
Дійсний гальмівний шлях при швидкості 80 км/год, м	$S_d = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 86,1067 \cdot 0,1401^{-1,1643} = 848,9$
Час підготовки гальм, с	$t_{\Pi} = 7 - \frac{10 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \phi_{кр}} = 7 - \frac{10 \cdot (-10)}{1000 \cdot 0,1401 \cdot 0,36 \cdot \frac{80 + 150}{2 \cdot 80 + 150}} = 9,67$
Гальмівний шлях поїзда на спуску 10 ‰, м	$S_T(80) = S_d + \frac{t_{\Pi} \cdot V_0}{3,6} = 848,9 + \frac{9,67 \cdot 80}{3,6} = 1063,8$
Швидкість 90 км/год	
Дійсний гальмівний шлях при швидкості 90 км/год, м	$S_d = c(V_0) \cdot \delta_p^{d(V_0)} = 110,85 \cdot 0,1401^{-1,1655} = 1095,3$

Кінець таблиця 3.11

1	2
Час підготовки гальм, с	$t_{\Pi} = 7 - \frac{10 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \phi_{кр}} =$ $= 7 - \frac{10 \cdot (-10)}{1000 \cdot 0,1401 \cdot 0,36 \cdot \frac{90}{2 \cdot 90 + 150}} = 9,73$
Гальмівний шлях поїзда на спуску 6 ‰, м	$S_{\tau}(90) = S_d + \frac{t_{\Pi} \cdot V_0}{3.6} = 967,79 + \frac{8.635 \cdot 90}{3.6}$ $= 1338,5$

Таблиця 3.12- Допустимі значення гальмівних шляхів на нормованих спусках
[151]

Керівний спуск і максимально допустима швидкість руху поїздів на перегоні	Відстань, м		Розрахункові гальмівні шляхи, м
	А	Б	
1	2	3	4
На перегонах, де є керівні спуски менше 6 ‰, при швидкості руху вантажних поїздів – не більше 80 км/год.			
Вантажні поїзди - від 80 км/год до 90 км/год	1100	1300	1158,7
Вантажних поїздів - від 90 км/год до 100 км/год	1400	1600	1453,6
На перегонах, де є керівні спуски від 6 ‰ і крутіше, до 10 ‰, при швидкості руху:			
вантажних поїздів – не більше 80 км/год	1000	1200	1063,8
Вантажні поїзди - понад 80 км/год, до 90 км/год	1300	1500	1338,5
"А" - відстань від сигнальних знаків "Початок небезпечного місця" та "Кінець небезпечного місця" до сигналів зменшення швидкості; "Б" - відстань від тимчасових червоних сигналів та від місця раптової перешкоди, що виникла, до першої петарди.			

В результаті розрахункових досліджень було встановлено, що гальмівна система вантажного вагона з осьовим навантаженням на вісь 245 кН (25 тс) та передаточним числом гальмівної важільної передачі рівним 6,1 відповідає нормативним вимогам .

РОЗДІЛ 4 МАТЕМАТИЧНЕ ТА КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМУВАННЯ ПАСАЖИРСЬКОГО ВАГОНА

Експериментальне дослідження, чи науково поставлений дослід – найбільш складний та трудомісткий етап наукового дослідження. Мета експерименту залежить від характеру наукового дослідження та послідовності його проведення. Якщо експеримент проводиться після теоретичного дослідження, він підтверджує чи спростовує результати розробленої теорії. У разі відсутності достатньої теоретичної бази експеримент часто передує теоретичному дослідженню. За такого порядку проведення дослідження теорія пояснює та узагальнює результати експерименту.

Щоб перед експериментом вибрати фактори, що варіюються, тобто встановити основні і другорядні характеристики, що впливають на досліджуваний процес, необхідно проаналізувати розрахункові (теоретичні) схеми процесу. У цьому використовується метод ранжування. Основним принципом встановлення ступеня важливості характеристики є її роль досліджуваному процесі. Для цього процес вивчається залежно від якоїсь однієї змінної за інших постійних. Такий принцип проведення експерименту виправдовує себе лише у випадках, коли таких характеристик трохи більше трьох. Якщо змінних величин багато, доцільний принцип багатофакторного аналізу.

Гальмівні системи пасажирських вагонів, також як гальмівні системи вантажних вагонів являються складними механічними системами, які при гальмуванні перетворюють кінетичну енергію вагона на теплову за рахунок сили тертя колодки або накладки та колеса або гальмівного диска. Отже однією з важливих проблем у галузі розробки та створення сучасних гальмівних систем є дослідження динаміки їхнього функціонування на різних етапах проектування, випробування та експлуатації. При дослідженні складних систем виникають завдання дослідження як окремих видів обладнання та апаратури, що входять до системи, так і системи загалом.

Дослідження функціонування складних систем за допомогою моделювання їх роботи на ЕОМ допомагає скоротити час та кошти на розробку, а результати моделювання за своєю цінністю для практичного вирішення завдань часто близькі

до результатів натурного експерименту. Загальну схему процесу комп'ютерного математичного моделювання представлено на рисунок 3.1.

Метод імітаційного моделювання ґрунтується на використанні алгоритмічних (імітаційних) моделей, що реалізуються на ЕОМ, для дослідження процесу функціонування складних систем. Для реалізації методу необхідно розробити спеціальний моделюючий алгоритм. Відповідно до цього алгоритмом в ЕОМ оброблюється інформація, яка описує елементарні процеси досліджуваної системи з урахуванням взаємозв'язків та взаємних впливів.

Застосування ЕОМ прискорює типові, масові розрахунки, підвищує точність і скорочує трудомісткість, дозволяє проводити багатоваріантні конструкційні обґрунтування складних систем, недоступні при застосуванні "ручної" технології. Завдяки застосуванню методу моделювання значно зростають можливості конкретного кількісного аналізу; вивчення багатьох чинників, які впливають на технічні процеси, кількісна оцінка технічних об'єктів тощо.

Завданнями дослідження гальмівних систем пасажирського рухомого складу є визначення таких параметрів як:

- зміна тиску в гальмівних приладах, а також їх часові характеристики при гальмуванні та відпуску гальма;
- фактичні сили натиснення колодок (накладок) на колеса при гальмуванні;
- фактичні розрахункові гальмівні коефіцієнти (питомі гальмівні сили), що реалізуються гальмівною системою при гальмуванні в заданому діапазоні швидкостей;
- фактичні сили тертя колодок (накладок);
- фактичні коефіцієнти зчеплення колеса та рейки;
- сповільнення (зміна швидкості за одиницю часу) вагона при гальмуванні;
- величини гальмівних шляхів вагона в заданому діапазоні швидкостей на початку гальмування;
- величини гальмівних шляхів одиночного вагона у перерахунку на поїзд на майданчику та нормованих спусках;

- гальмівні шляхи пасажирського вагона під час спрацьовування протиюзного пристрою.

За основу математичного моделювання гальмівного процесу пасажирського вагона приймається диференціальне рівняння, що описує гальмування вагона як єдиної маси (формула (3.1)) [135, 138, 139], математичне моделювання для пасажирських вагонів з колодковим гальмом є аналогічним з описаним в розділі 3 та визначається згідно з залежностями за формулами (3.1)-(3.25).

Для дискового гальма коефіцієнт тертя є постійною величиною, а гальмівний коефіцієнт приводиться до поверхні кочення колеса:

$$\delta_{\text{прив}} = \frac{r_{\text{тр}}}{R_k} \cdot \frac{K_d \cdot k}{Q + T}, \quad (4.1)$$

де K - дійсна сила натиснення накладки на диск, кН (тс),

Q - корисне навантаження, кН (тс);

T - тара вагона, кН (тс);

r - радіус тертя гальмівного диска, см;

R - розрахунковий радіус колеса по колу катання, см;

k - кількість гальмівних накладок;

Формула для визначення дійсної сили натиснення накладки на диск має вигляд:

$$K_d = \frac{1}{k} \cdot (F_{\text{ц}} \cdot p_{\text{ц}}/10 - K_{\text{пр}}) \cdot n \cdot \eta/1000, \quad (4.2)$$

де F - ефективна площа гальмівного циліндра, см²;

- розрахунковий тиск у гальмівному циліндрі, кПа;

K - розрахункове зусилля стиснення внутрішньої відпускної пружини циліндра, Н;

n - передатне число кліщового механізму;

η - к.п.д. важільного передачі кліщового механізму.

Так як наростання гальмівної сили в часі відбувається пропорційно наростанню тиску в гальмівному циліндрі при гальмуванні, то математичну модель додається функція, що враховує особливість зміна гальмівного коефіцієнта від часу в процесі гальмування [142], яка може бути представлена у вигляді:

для колодкового гальма відповідно до формули (3.10).

для дискового гальма:

$$\beta(b_{\text{прив}}(t)) = f(K_i/K_{\text{макс}}, t) \cdot \delta_{\text{прив}}(p_{\text{ц}} = p_{\text{ц,макс}}), \quad (4.3)$$

де $\delta (=_{\text{м}})$ - гальмівний коефіцієнт при максимальному тиску, що встановився, в гальмівному циліндрі;

$\delta (=_{\text{м}})$ - гальмівний коефіцієнт при максимальному тиску, що встановився, в гальмівному циліндрі, приведений до поверхні катання колеса;

$f(K_i/K_{\text{макс}}, t)$ - функція зміни відносної сили, що реалізується на штоку гальмівного циліндра;

K_i - сила, що реалізується на штоку гальмівного циліндра при поточному тиску в гальмівному циліндрі;

K_{om} - сила, що реалізується на штоку гальмівного циліндра при максимальному тиску в гальмівному циліндрі.

Дійсна сила K_i на штоку гальмівного циліндра визначається для колодкового гальма згідно з формулою (3.11), для дискового гальма за врахування формули (4.2):

$$K_i = (F_{\text{ц}} \cdot p_i(t_i)/10 \cdot \eta_{\text{ц}} - K_{\text{пр}}), \quad (4.4)$$

Функціональна залежність $f(K_i/K_{\text{макс}}, t)$ визначається за результатами стаціонарних гальмівних випробувань за записаними значеннями зміни тиску в гальмівних циліндрах від часу гальмування або шляхом безпосереднього вимірювання сил натиснення колодок (дисків) за допомогою силівимірювальних датчиків. Приклади одержання зазначених залежностей представлені у вигляді таблиця 4.1 для колодкового гальма та таблиця 4.2— для дискового.

Аналіз діаграм наповнення гальмівних циліндрів стисненим повітрям при гальмуванні показує, що натиснення накладок (колодок) на диски (колеса) відбувається із затримкою на час t_0 , що обумовлене і як інерційністю початку підвищення тиску в гальмівному циліндрі від моменту зниження тиску в гальмівній магістралі так і подоланням сили стиснення відпускної пружини (рисунок 4.1).

Таблиця 4.1– Приклад визначення функціональної залежності $f(K_i/K_{\max}, t)$

для колодкового гальма

Час, с	Поточний тиск у гальміному циліндрі i	Сила натиснення накладки K_i під час поточного тиску i $K_i = (F \cdot i \cdot \eta - K - K)$	Сила натиснення накладки $K_{\text{ном}}$ при тиску, що встановився $K_{\text{ом}} = (F \cdot \text{ом} \cdot \eta - K - K)$	$K_i/K_{\text{ом}}$
0	-	-	-	-
0,05	-	-	-	-

Таблиця 4.2– Приклад визначення функціональної залежності $f(K_i/K_{\max}, t)$

для дискового гальма

Час, с	Поточний тиск у гальмівному циліндрі i	Сила натиснення накладки K_i під час поточного тиску i $K_i = (F \cdot i / 10 \cdot \eta - K)$	Сила натиснення накладки при тиску, що встановився $K_{\text{ом}} = (F \cdot \text{ом} / 10 \cdot \eta - K)$	$K_i/K_{\text{ом}}$
0	-	-	-	-
0,05	-	-	-	-

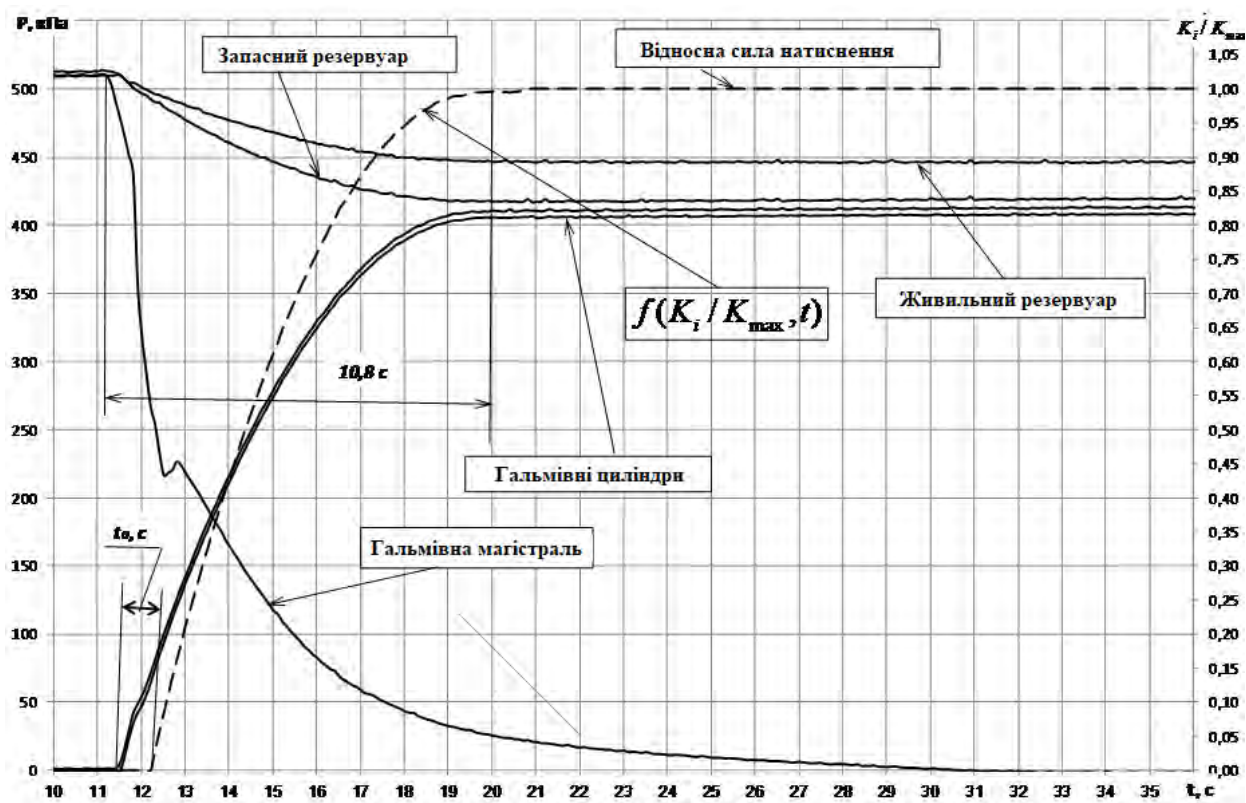


Рисунок 4.1- Діаграма зміни тиску в гальмівних приладах при гальмуванні пасажирського вагона з дисковим гальмом

У зв'язку з цим процес гальмування може бути представлений трьома характерними періодами:

- 1 періодом гальмування під впливом зовнішніх сил опору руху;
- 2 періодом гальмування, обумовленого наростанням гальмівної сили від нуля до максимального значення (гальмування, що не встановилося);
- 3 періодом гальмування під дією постійної гальмівної сили (гальмування, що встановилося).

Відповідно до особливості зміни сили натиснення накладок (колодок), функція $f(K_i/K_{\text{макс}}, t)$ запишеться у вигляді див. формулу (3.12), та вирішується за формулами функцій Гевісайду (формули (3.13)-(3.15)).

Відповідно до викладеного математичні моделі гальмування пасажирського вагона з колодковими (аналогічно до формул (3.16), (3.17) розділу 3) та дисковими гальмами можуть бути представлені у вигляді:

для пасажирського вагона з композиційними колодками:

$$\frac{d^2S}{dt^2} = -\zeta \cdot \left\{ 1000 \cdot \delta_p(p_{\text{ц}} = p_{\text{ц,ном}}) \cdot 0,36 \cdot \frac{V + 150}{2 \cdot V + 150} \cdot \frac{m}{T+Q} \cdot f(K_i/K_{\text{макс}}, t) + w_{ox}(v) + i_c \right\}, \quad (4.5)$$

для пасажирського вагона з чавунними колодками:

$$\frac{d^2S}{dt^2} = -\zeta \cdot \left\{ 1000 \cdot \delta_p(p_{\text{ц}} = p_{\text{ц,ном}}) \cdot 0,27 \cdot \frac{V + 100}{5 \cdot V + 100} \cdot \frac{m}{T+Q} \cdot f(K_i/K_{\text{макс}}, t) + w_{ox}(v) + i_c \right\}, \quad (4.6)$$

для пасажирського вагона з дисковим гальмом:

$$\frac{d^2S}{dt^2} = -\zeta \cdot \left\{ 1000 \cdot \delta(p_{\text{ц}} = p_{\text{ц,ном}})_{\text{прив}} \cdot \phi_{\text{тр}} \cdot f(K_i/K_{\text{макс}}, t) + w_{ox}(v) + i_c \right\}, \quad (4.7)$$

Залежно від розв'язання конкретних завдань при гальмівних розрахунках використовуються такі методи розв'язання диференціальних рівнянь руху [146]:

1. Аналітичний метод розрахунку за інтервалами швидкості (метод підсумовування);
2. Аналітичний метод розрахунку інтегруванням рівняння руху поїзда при гальмуванні, що встановилося;
3. Метод розрахунку чисельним інтегруванням за інтервалами часу;
4. Графічний метод;
5. Метод розрахунку за номограмами;
6. Вирішення диференціальних рівнянь наближеними методами інтегрування.

Диференціальні рівняння руху (4.5)-(4.7) представляють прості диференціальні рівняння і належать до класу завдань Коші, що розв'язуються методом Рунге-Кутти [82, 83, 84, 147] аналітичний вираз яких приведений в розділі 3 формула (3.18).

Диференціальне рівняння у методі Рунге-Кутти наводиться до системи диференціальних рівнянь першого порядку, за схемою згідно з формул (3.19)-(3.24).

Приведення диференціального рівняння другого порядку до системи диференціальних рівнянь першого здійснюється за формулою (3.25):

Початковими умовами на вирішення системи рівнянь є: $y_1(t = 0) = 0; \frac{dy_1}{dt}(t = 0) = V_0$, де V_0 - швидкість початку гальмування.

Блок схема рішення диференціального рівняння методом Рунге-Кутти 4 порядку представлені на рисунок 4.2 і рисунок 4.3 (як часовий крок прийнято значення $shag = 0,1$ с) відповідно для колодкового та дискового гальм.

4.1 Функціональні залежності між вихідними параметрами, що варіюються

Аналогічно до розділу 3 п. 3.1 обробка даних зводиться до систематизації всіх значень, класифікації, аналізу, та для пасажирських вагонів з колодковою гальмівною системою функціональні залежності будуть аналогічними з тими що зазначені в п. 3.1 та вирішуються за допомогою формул (3.26) – (3.43).

Для дискового гальма пасажирського вагона відмінність в математичних залежностях лиш в тому що питому гальмівну силу для дискового гальма, приведено до поверхні катання колеса ($b_{прив}$), а у колодкового визначається розрахунковим гальмівним коефіцієнтом (δ_p) але залежності цих величин із величиною гальмівного шляху описуємо ступеневою залежністю виду згідно з формулою (3.36)

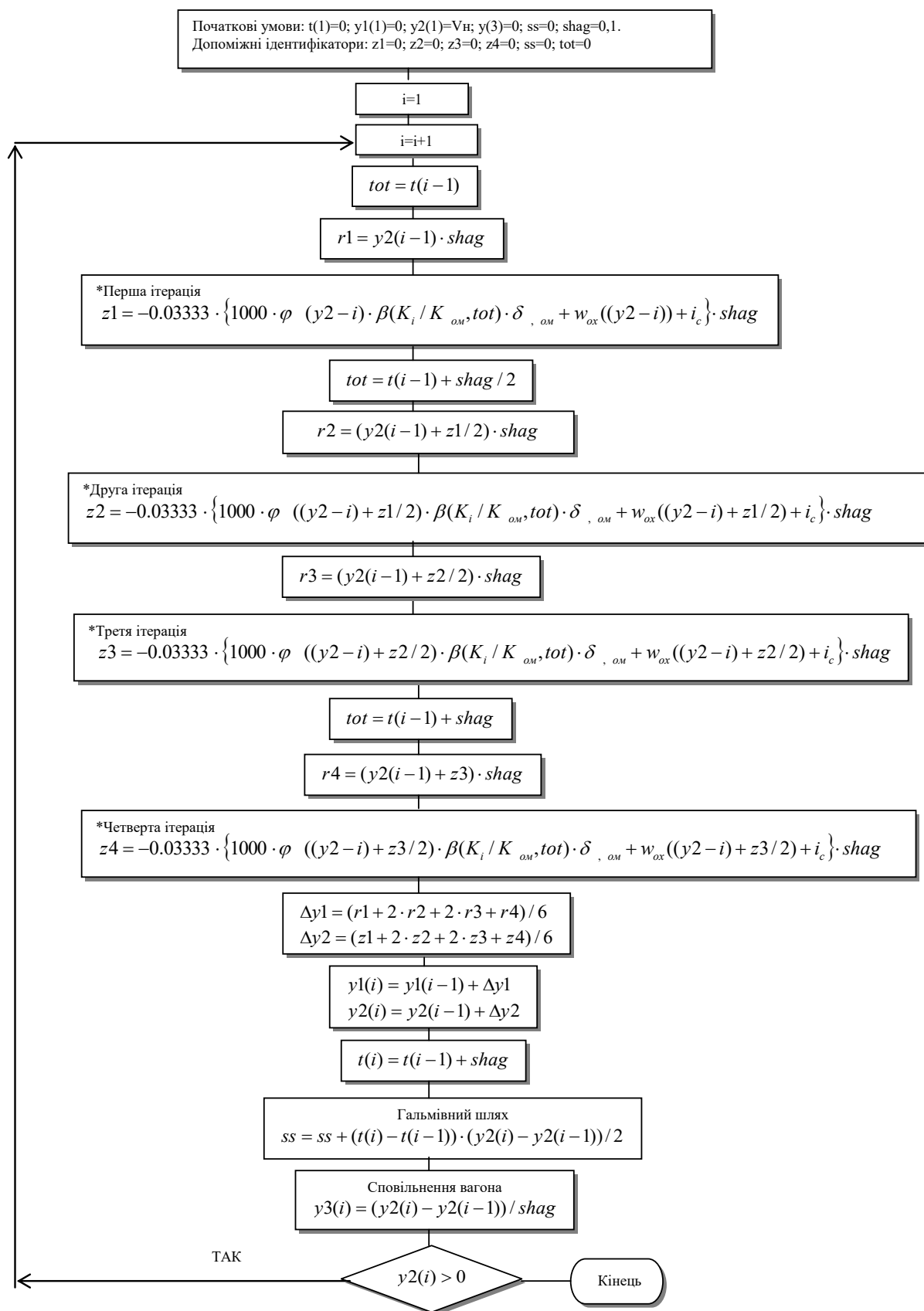


Рисунок 4.2- Блок схема розв'язання диференціального рівняння методом Рунге-Кутти (для колодкового гальма пасажирського вагона)

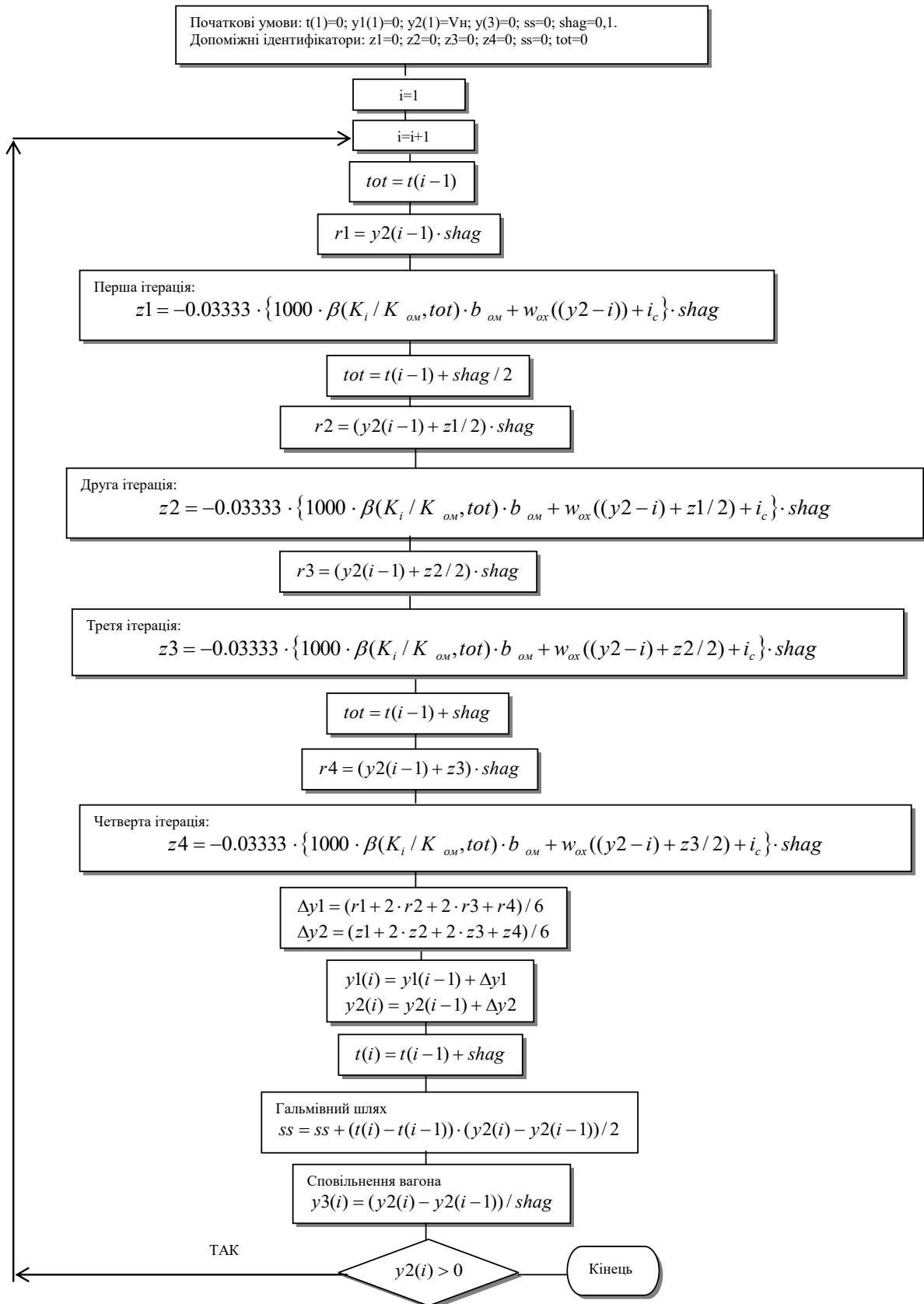


Рисунок 4.3- Блок схема розв'язання диференціального рівняння методом Рунге-Кутти (для дискового гальма пасажирського вагона)

Ступенева залежність обумовлена тим, що гальмівний шлях і визначальні його величини параметри (гальмівні коефіцієнти, питомі гальмівні сили, коефіцієнти тертя, коефіцієнти зчеплення колеса з рейкою та ін.) знаходяться у зворотній залежності один до одного.

Подальші перетворення відповідно до формул (3.37)-(3.41) дозволяють для пасажирського вагона записати функціональні залежності у для розрахункових гальмівних коефіцієнтів згідно з формулою (3.42), гальмівний шлях (колодкове гальмо) згідно з формулою (3.43), питому гальмівну силу -

$$b_{\text{прив}} = c(V_0) \cdot S(V_0)^{d(V_0)}, \quad (4.8)$$

гальмівний шлях (дискове гальмо) -

$$S(V_0) = c(V_0) \cdot b_{\text{прив}}(V_0)^{d(V_0)}, \quad (4.9)$$

Методом комп'ютерного моделювання шляхом розв'язання диференціального рівняння (4.5)-(4.7) на ЕОМ визначається масив значень гальмівних шляхів для заданого діапазону значень розрахункових гальмівних коефіцієнтів або питомих гальмівних сил при фіксованій величині початкової швидкості гальмування, та визначають коефіцієнти рівнянь для пасажирського вагона з колодковим гальмом за формулами (3.42),(3.43), з дисковим гальмом за формулами (4.8), (4.9).

Найважливішою характеристикою для оцінки гальмівної ефективності вагона є питома гальмівна сила, тому однією з основних цілей ходових гальмівних випробувань є визначення фактичних значень питомих гальмівних сил (розрахункових гальмівних коефіцієнтів), що відповідають виміряним значенням гальмівних шляхів і швидкостей.

Для визначення коефіцієнтів рівняння (4.8) знаходимо дискретний ряд значень питомих гальмівних сил з кроком Δb або розрахункових гальмівних коефіцієнтів з кроком $\Delta \delta$ і діапазон зміни швидкості від мінімальної до максимальної з кроком ΔV . Для кожного значення в заданому діапазоні зміни питомої гальмівної сили та швидкості на початку гальмування визначаються гальмівні шляхи, які є вихідними даними для визначення коефіцієнтів рівнянь (4.8), (4.9). Блок-схема обчислень представлена на рисунок 4.4.

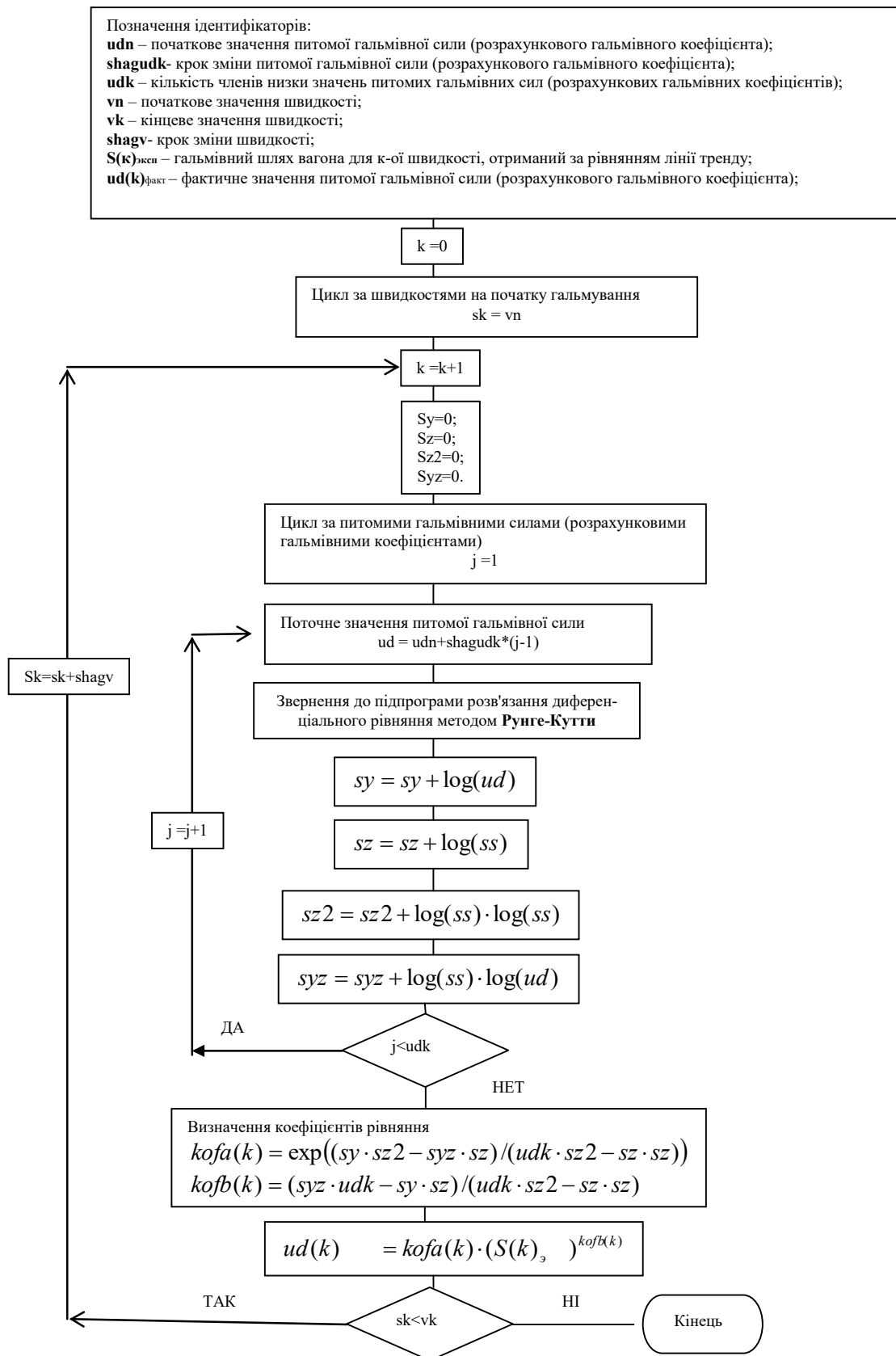


Рисунок 4.4— Блок схема визначення фактичного значення питомої гальмівної сили (розрахункового гальмівного коефіцієнта)

Для ілюстрації використання алгоритму методом комп'ютерного моделювання, у таблицях 4.3 і 4.4 наведено результати розрахунку фактичних значень питомих гальмівних сил пасажирського вагона, а на рисунку 4.5 – номограми гальмівних шляхів.

Таблиця 4.3- Значення гальмівного шляху пасажирського вагона, отримані внаслідок математичного моделювання

V, км/год	Ряд значень питомих гальмівних сил, що задаються											
	0,065	0,070	0,075	0,080	0,085	0,090	0,095	0,100	0,105	0,110	0,115	0,120
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	12
40	132,8	125,8	119,8	114,4	109,7	105,5	101,7	98,2	95,1	92,3	89,7	87,3
80	197,0	186,2	176,7	168,4	161,1	154,5	148,7	143,4	138,6	134,2	130,1	126,5
60	273,2	257,7	244,2	232,3	221,8	212,5	204,1	196,5	189,6	183,3	177,6	172,3
80	361,4	340,4	322,1	306,0	291,8	279,1	267,8	257,5	248,2	239,7	231,9	224,8
80	461,2	434,0	410,3	389,4	370,9	354,5	339,7	326,3	314,2	303,2	293,1	283,8
90	572,6	538,4	508,6	482,3	459,1	438,3	419,7	402,9	387,7	373,8	361,1	349,4
100	695,4	653,4	616,8	584,6	556,1	530,7	507,8	487,2	468,5	451,4	435,8	421,4
110	829,2	778,8	734,9	696,2	661,9	631,3	603,8	579,0	556,5	535,9	517,1	499,8
120	974,0	914,5	862,5	816,9	776,3	740,1	707,6	678,3	651,6	627,3	605,0	584,6
140	1129,4	1060,1	999,7	946,4	899,2	857,0	819,1	784,9	753,8	725,4	699,4	675,5
150	1295,2	1215,6	1146,0	1084,8	1030,4	981,8	938,2	898,7	862,8	830,1	800,2	772,6
160	1471,2	1380,6	1301,5	1231,7	1169,8	1114,4	1064,6	1019,6	978,7	941,4	907,2	875,8
170	1657,1	1555,0	1465,7	1387,0	1317,1	1254,6	1198,4	1147,5	1101,3	1059,1	1020,5	984,9
170	1852,5	1738,4	1638,6	1550,5	1472,3	1402,3	1339,3	1282,3	1230,5	1183,2	1139,8	1099,9

Таблиця 4.4- Фактичні значення питомих гальмівних сил під час пневматичного гальмування дослідного пасажирського вагона на майданчику

V ₀ , км/год	Фактичні значення гальмівного шляху (м), отримані за рівнянням лінії тренду	Коефіцієнти рівняння $b = c(V_0) \cdot S_0 \cdot (V_0)^{d(V_0)}$	Значення питомої гальмівної сили	
	$S_0 \cdot (V_0)$	$c(V_0)$	$d(V_0)$	b
1	2	3	4	5
40	106	95,56463	-1,49215	0,0903
50	158	111,4496	-1,40995	0,0887
60	219	128,6335	-1,3533	0,0875
70	290	147,5358	-1,31233	0,0865
80	371	168,3192	-1,2816	0,0857
90	462	191,2984	-1,25807	0,0849
100	563	216,8634	-1,2399	0,0843

Кінець таблиця 4.4

1	2	3	4	5
110	674	244,9187	-1,22552	0,0836
120	795	275,5394	-1,21397	0,0831
130	925	309,2048	-1,20478	0,0825
140	1066	346,8093	-1,19777	0,0820
150	1216	387,0686	-1,19189	0,0814
160	1377	431,7901	-1,1875	0,0809

Оскільки вагони експлуатуються у складі поїзда, виникає необхідність перерахунку гальмівного шляху одиночного вагона на гальмівний шлях пасажирського поїзда [98, 140, 142, 156 - 164]. Такий перерахунок обумовлений тим, що гальмівні процеси у поїзді відрізняються від гальмівного процесу окремого вагона. Основна відмінність полягає у поступовому наростанні гальмівної сили за рахунок послідовного спрацьовування гальм окремих вагонів (рисунок 3.5), обумовлених швидкістю падіння тиску в гальмівній магістралі (швидкістю поширення гальмівної хвилі).

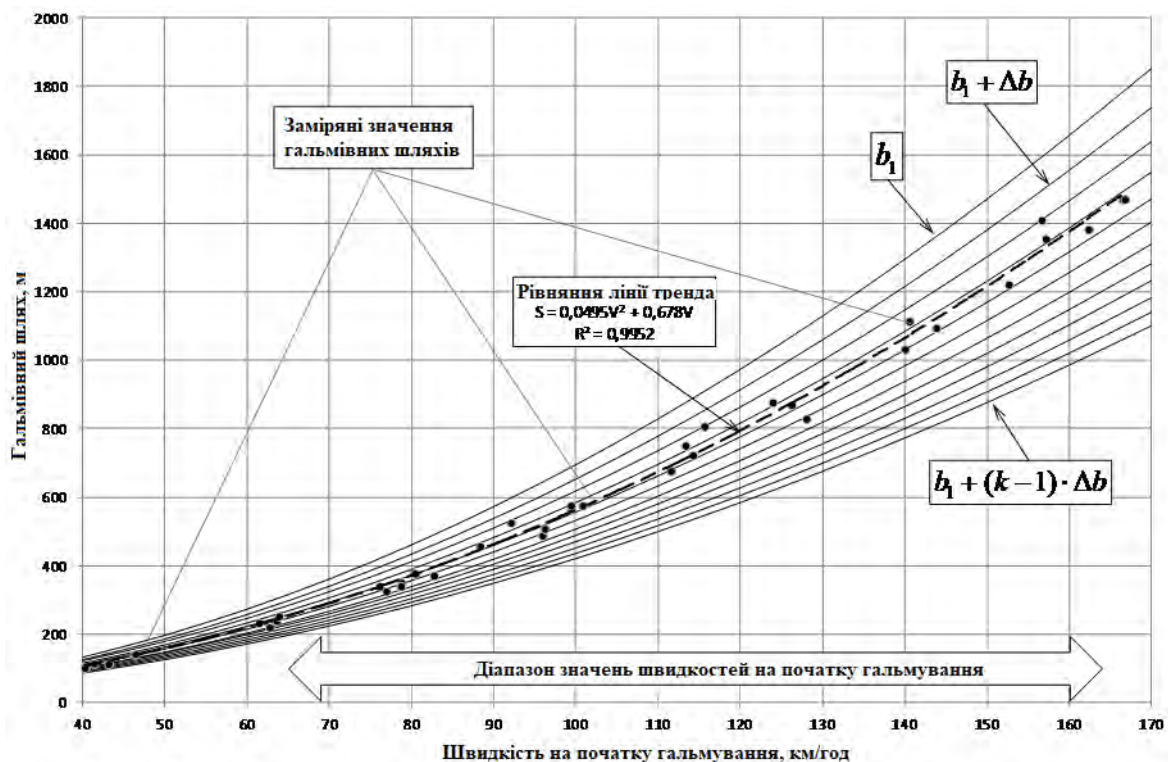


Рисунок 4.5- Гальмівні шляхи пасажирського вагона в діапазонах зміни питомих гальмівних сил та швидкостей руху (див. таблиця 4.3)

Час наростання гальмівної сили у кожному вагоні відбуватиметься із запізненням обумовленим часом поширення гальмівної хвилі до середини вагона.

Час (t_i) розповсюдження гальмівної хвилі до середини i вагона визначиться за формулою [142]:

$$t_i = \frac{\sum_{j=1}^{i-1} L_{6,i-1} + \frac{L_{6,i}}{2}}{V_{TB}}, \quad (4.10)$$

де $L_{6,i}$ - база i -го вагона по осях зчеплення автозчепів, м;

i – порядковий номер вагона у складі поїзда;

V - швидкість поширення гальмівної хвилі, м/с.

Функція зміни питомої гальмівної сили для поїзда з урахуванням швидкості поширення гальмівної хвилі визначиться за формулою:

$$f_{\text{поезд}}(b(t)) = \frac{1}{n} \cdot \sum_{j=1}^n \left(K_{i,j} / K_{\text{макс},j} \left(t - \frac{\sum_{j=1}^{i-1} L_{6,j-1} + \frac{L_{6,j}}{2}}{V_{TB}} \right) \right) \cdot b_{j,\text{експ}}, \quad (4.11)$$

де $b_{j,\text{э}}$ - фактичне значення питомої гальмівної сили (розрахункового гальмівного коефіцієнта) i -го вагона;

n – число вагонів у складі поїзда;

При однотипних вагонах у складі поїзда формула (4.10) запишеться у вигляді:

$$t_j = \frac{(2 \cdot j - 1) \cdot L_{6,j}}{2 \cdot V_{TB}}, \quad (4.12)$$

при цьому зміна питомої гальмівної сили (розрахункового гальмівного коефіцієнта) у процесі гальмування запишеться у вигляді:

$$f_{\text{поезд}}(b(t)) = \frac{1}{n} \cdot \sum_{j=1}^n \left(K_i / K_{\text{макс}} \left(t - \frac{(2 \cdot j - 1) \cdot L_{6,j}}{2 \cdot V_{TB}} \right) \right) \cdot b_{j,\text{експ}}, \quad (4.13)$$

Блок-схема визначення динаміки зміни питомої гальмівної сили у процесі гальмування пасажирського поїзда наведено рисунку 4.6 .

Як ілюстрацію в таблиця 4.5 наведено значення відносних сил, що реалізуються на штоку гальмівного циліндра для окремого вагона, а в таблиця 4.6 – для пасажирського поїзда з 20 вагонів (база вагона – 26,6 м, швидкість

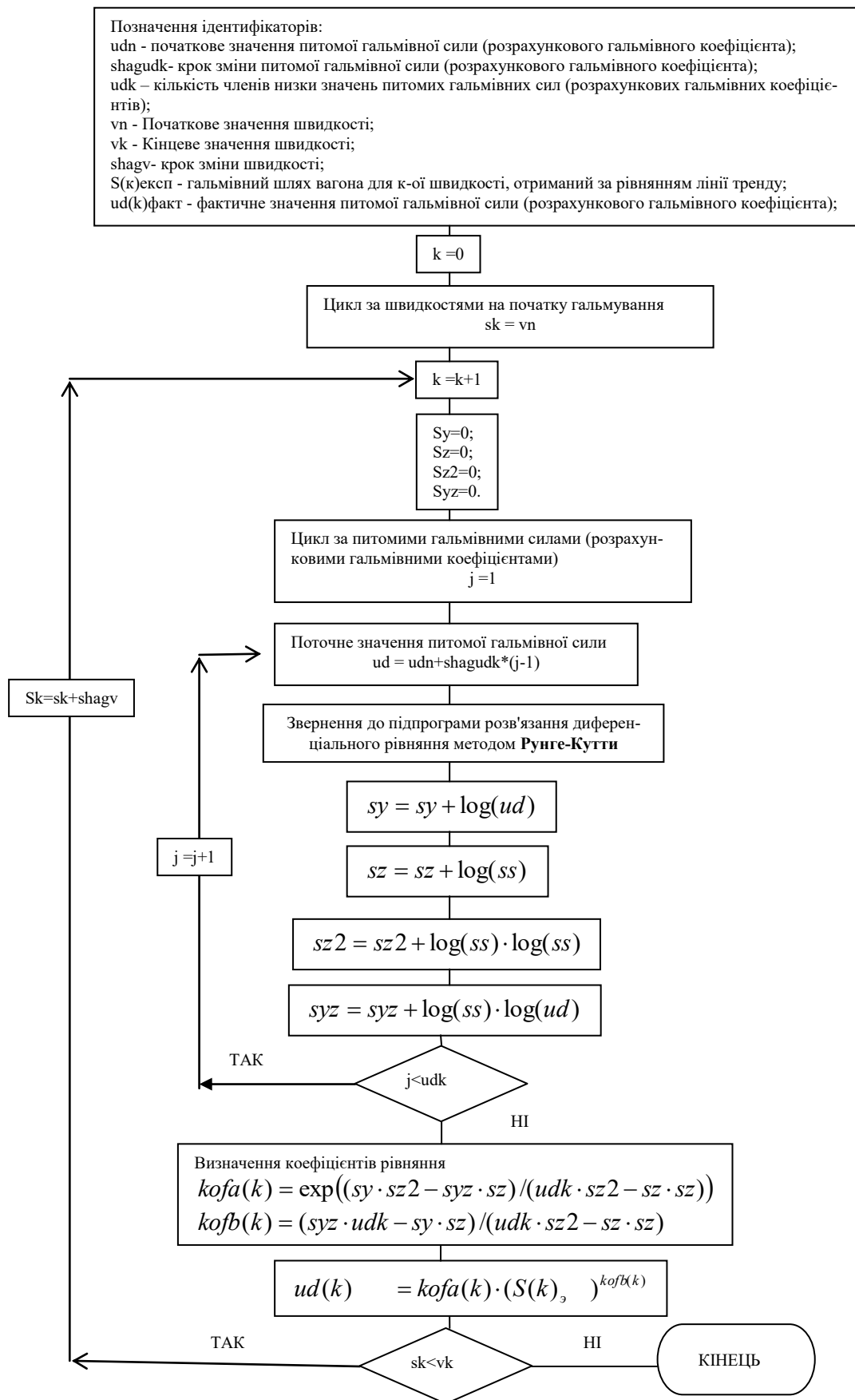


Рисунок 4.6– Блок схема визначення фактичного значення питомої гальмівної сили (розрахункового гальмівного коефіцієнта)

Таблиця 4.5 – Відносні сили, що реалізуються на штоку гальмівного циліндра для одиночного вагона

№ п/п	t, с	$K_i/K_{\max}$	№ п/п	t, с	$K_i/K_{\max}$	№ п/п	t, с	$K_i/K_{\max}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	0,00	0,0000	61	3,00	0,5330	121	6,00	0,9403
2	0,05	0,0000	62	3,05	0,5432	122	6,05	0,9436
3	0,10	0,0000	63	3,10	0,5532	123	6,10	0,9468
4	0,15	0,0000	64	3,15	0,5632	124	6,15	0,9498
5	0,20	0,0000	65	3,20	0,5731	125	6,20	0,9528
6	0,25	0,0000	66	3,25	0,5828	126	6,25	0,9557
7	0,30	0,0000	67	3,30	0,5925	127	6,30	0,9585
8	0,35	0,0000	68	3,35	0,6020	128	6,35	0,9612
9	0,40	0,0000	69	3,40	0,6114	129	6,40	0,9638
10	0,45	0,0000	70	3,45	0,6207	130	6,45	0,9662
11	0,50	0,0000	71	3,50	0,6299	131	6,50	0,9686
12	0,55	0,0000	72	3,55	0,6390	132	6,55	0,9710
13	0,60	0,0000	73	3,60	0,6480	133	6,60	0,9732
14	0,65	0,0000	74	3,65	0,6568	134	6,65	0,9753
15	0,70	0,0000	75	3,70	0,6656	135	6,70	0,9773
16	0,75	0,0000	76	3,75	0,6742	136	6,75	0,9793
17	0,80	0,0000	77	3,80	0,6827	137	6,80	0,9811
18	0,85	0,0134	78	3,85	0,6911	138	6,85	0,9829
19	0,90	0,0268	79	3,90	0,6994	139	6,90	0,9846
20	0,95	0,0402	80	3,95	0,7075	140	6,95	0,9862
21	1,00	0,0535	81	4,00	0,7156	141	7,00	0,9877
22	1,05	0,0668	82	4,05	0,7235	142	7,05	0,9892
23	1,10	0,0800	83	4,10	0,7313	143	7,10	0,9905
24	1,15	0,0932	84	4,15	0,7390	144	7,15	0,9918
25	1,20	0,1063	85	4,20	0,7465	145	7,20	0,9931
26	1,25	0,1194	86	4,25	0,7540	146	7,25	0,9942
27	1,30	0,1325	87	4,30	0,7613	147	7,30	0,9953
28	1,35	0,1455	88	4,35	0,7685	148	7,35	0,9963
29	1,40	0,1584	89	4,40	0,7756	149	7,40	0,9973
30	1,45	0,1713	90	4,45	0,7826	150	7,45	0,9982
31	1,50	0,1841	91	4,50	0,7894	151	7,50	0,9990
32	1,55	0,1969	92	4,55	0,7962	152	7,55	0,9998
33	1,60	0,2096	93	4,60	0,8028	153	7,60	1,0005
34	1,65	0,2223	94	4,65	0,8093	154	7,65	1,0000
35	1,70	0,2348	95	4,70	0,8156	155	7,70	1,0000
36	1,75	0,2473	96	4,75	0,8219	156	7,75	1,0000
37	1,80	0,2598	97	4,80	0,8280	157	7,80	1,0000
38	1,85	0,2721	98	4,85	0,8340	158	7,85	1,0000

Кінець таблиця 4.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
39	1,90	0,2844	99	4,90	0,8399	159	7,90	1,0000
40	1,95	0,2966	100	4,95	0,8457	160	7,95	1,0000
41	2,00	0,3088	101	5,00	0,8513	161	8,00	1,0000
42	2,05	0,3208	102	5,05	0,8569	162	8,05	1,0000
43	2,10	0,3328	103	5,10	0,8623	163	8,10	1,0000
44	2,15	0,3447	104	5,15	0,8676	164	8,15	1,0000
45	2,20	0,3565	105	5,20	0,8728	165	8,20	1,0000
46	2,25	0,3682	106	5,25	0,8778	166	8,25	1,0000
47	2,30	0,3799	107	5,30	0,8828	167	8,30	1,0000
48	2,35	0,3914	108	5,35	0,8876	168	8,35	1,0000
49	2,40	0,4029	109	5,40	0,8923	169	8,40	1,0000
50	2,45	0,4143	110	5,45	0,8970	170	8,45	1,0000
51	2,50	0,4255	111	5,50	0,9014	171	8,55	1,0000
52	2,55	0,4367	112	5,55	0,9058	172	8,65	1,0000
53	2,60	0,4478	113	5,60	0,9101	173	8,75	1,0000
54	2,65	0,4588	114	5,65	0,9142	174	8,85	1,0000
55	2,70	0,4697	115	5,70	0,9183	175	8,95	1,0000
56	2,75	0,4805	116	5,75	0,9222	176	9,05	1,0000
57	2,80	0,4912	117	5,80	0,9260	177	9,15	1,0000
58	2,85	0,5018	118	5,85	0,9298	178	9,25	1,0000
59	2,90	0,5123	119	5,90	0,9334	179	9,35	1,0000
60	2,95	0,5227	120	5,95	0,9369	180	9,45	1,0000

Таблиця 4.6– Відносні сили, що реалізуються на штоку гальмівного циліндра для пасажирського поїзда з 20 вагонів

№ п/п	t, c	K_i/K_{max}	№ п/п	t, c	K_i/K_{max}	№ п/п	t, c	K_i/K_{max}
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	0,00	0,0000	71	3,50	0,4082	141	7,00	0,9333
2	0,05	0,0000	72	3,55	0,4194	142	7,05	0,9367
3	0,10	0,0000	73	3,60	0,4305	143	7,10	0,9400
4	0,15	0,0000	74	3,65	0,4415	144	7,15	0,9431
5	0,20	0,0000	75	3,70	0,4524	145	7,20	0,9462
6	0,25	0,0000	76	3,75	0,4632	146	7,25	0,9491
7	0,30	0,0000	77	3,80	0,4739	147	7,30	0,9520
8	0,35	0,0000	78	3,85	0,4845	148	7,35	0,9548
9	0,40	0,0000	79	3,90	0,4951	149	7,40	0,9574
10	0,45	0,0000	80	3,95	0,5055	150	7,45	0,9600
11	0,50	0,0000	81	4,00	0,5158	151	7,50	0,9625
12	0,55	0,0000	82	4,05	0,5260	152	7,55	0,9649
13	0,60	0,0000	83	4,10	0,5361	153	7,60	0,9672

Продовження таблиця 4.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9
14	0,65	0,0000	84	4,15	0,5462	154	7,65	0,9694
15	0,70	0,0000	85	4,20	0,5561	155	7,70	0,9715
16	0,75	0,0000	86	4,25	0,5659	156	7,75	0,9735
17	0,80	0,0000	87	4,30	0,5756	157	7,80	0,9754
18	0,85	0,0000	88	4,35	0,5852	158	7,85	0,9772
19	0,90	0,0007	89	4,40	0,5946	159	7,90	0,9789
20	0,95	0,0013	90	4,45	0,6040	160	7,95	0,9805
21	1,00	0,0027	91	4,50	0,6133	161	8,00	0,9820
22	1,05	0,0040	92	4,55	0,6224	162	8,05	0,9835
23	1,10	0,0060	93	4,60	0,6315	163	8,10	0,9849
24	1,15	0,0067	94	4,65	0,6404	164	8,15	0,9862
25	1,20	0,0080	95	4,70	0,6492	165	8,20	0,9874
26	1,25	0,0107	96	4,75	0,6606	166	8,25	0,9885
27	1,30	0,0133	97	4,80	0,6743	167	8,30	0,9896
28	1,35	0,0167	98	4,85	0,6834	168	8,35	0,9906
29	1,40	0,0200	99	4,90	0,6916	169	8,40	0,9915
30	1,45	0,0239	100	4,95	0,6997	170	8,45	0,9924
31	1,50	0,0279	101	5,00	0,7078	171	8,50	0,9932
32	1,55	0,0325	102	5,05	0,7157	172	8,55	0,9940
33	1,60	0,0371	103	5,10	0,7234	173	8,60	0,9947
34	1,65	0,0423	104	5,15	0,7311	174	8,65	0,9953
35	1,70	0,0476	105	5,20	0,7387	175	8,70	0,9959
36	1,75	0,0534	106	5,25	0,7461	176	8,75	0,9965
37	1,80	0,0593	107	5,30	0,7534	177	8,80	0,9969
38	1,85	0,0658	108	5,35	0,7606	178	8,85	0,9974
39	1,90	0,0723	109	5,40	0,7677	179	8,90	0,9978
40	1,95	0,0794	110	5,45	0,7747	180	8,95	0,9982
41	2,00	0,0865	111	5,50	0,7815	181	9,00	0,9985
42	2,05	0,0943	112	5,55	0,7882	182	9,05	0,9988
43	2,10	0,1020	113	5,60	0,7948	183	9,10	0,9990
44	2,15	0,1103	114	5,65	0,8013	184	9,15	0,9993
45	2,20	0,1186	115	5,70	0,8077	185	9,20	0,9994
46	2,25	0,1275	116	5,75	0,8140	186	9,25	0,9996
47	2,30	0,1364	117	5,80	0,8201	187	9,30	0,9997
48	2,35	0,1459	118	5,85	0,8261	188	9,35	0,9998
49	2,40	0,1554	119	5,90	0,8321	189	9,40	0,9999
50	2,45	0,1655	120	5,95	0,8378	190	9,45	1,0000
51	2,50	0,1756	121	6,00	0,8435	191	9,50	1,0000
52	2,55	0,1862	122	6,05	0,8491	192	9,55	1,0000
53	2,60	0,1968	123	6,10	0,8545	193	9,55	1,0000

Кінець таблиця 4.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9
54	2,65	0,2081	124	6,15	0,8598	194	9,55	1,0000
55	2,70	0,2192	125	6,20	0,8651	195	9,55	1,0000
56	2,75	0,2310	126	6,25	0,8702	196	9,55	1,0000
57	2,80	0,2427	127	6,30	0,8751	197	9,55	1,0000
58	2,85	0,2550	128	6,35	0,8800	198	9,55	1,0000
59	2,90	0,2673	129	6,40	0,8848	199	9,55	1,0000
60	2,95	0,2794	130	6,45	0,8894	200	9,55	1,0000
61	3,00	0,2915	131	6,50	0,8940	201	9,55	1,0000
62	3,05	0,3036	132	6,55	0,8984	202	9,55	1,0000
63	3,10	0,3155	133	6,60	0,9027	203	9,55	1,0000
64	3,15	0,3274	134	6,65	0,9069	204	9,55	1,0000
65	3,20	0,3392	135	6,70	0,9110	205	9,55	1,0000
66	3,25	0,3509	136	6,75	0,9150	206	9,55	1,0000
67	3,30	0,3625	137	6,80	0,9189	207	9,55	1,0000
68	3,35	0,3741	138	6,85	0,9226	208	9,55	1,0000
69	3,40	0,3855	139	6,90	0,9263	209	9,55	1,0000
70	3,45	0,3969	140	6,95	0,9299	210	9,55	1,0000

розповсюдження гальмівної хвилі – 270 м/с). Отримана таблиця зміни питомої гальмівної сили (розрахункового гальмівного коефіцієнта) для пасажирського поїзда дозволяє розглядати гальмування поїзда як єдиної маси та використовувати математичні моделі (формула (4.5)-(4.7)).

Графіки зміни відносних сил натиснення для одиночного вагона та пасажирського поїзда показано на рисунку 4.7.

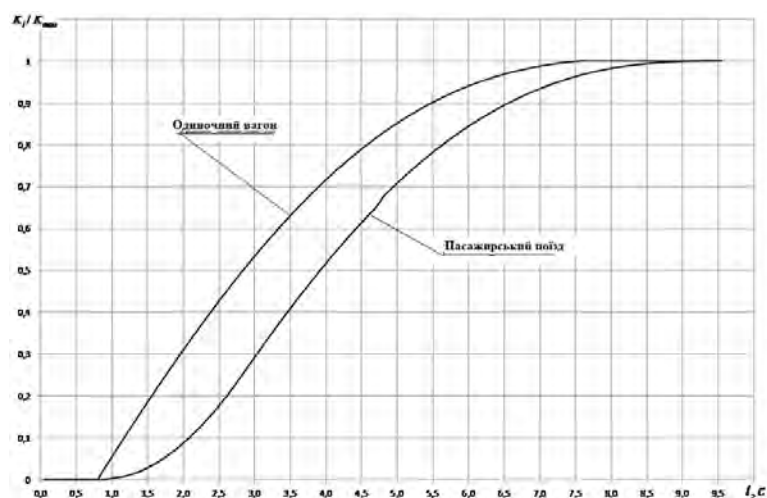


Рисунок 4.7- Зміна гальмівної сили в процесі гальмування одиночного вагона та пасажирського поїзда

Для реалізації алгоритмів і розв'язання диференціальних рівнянь було розроблено пакет прикладних програм для ЕОМ, написаних мовою VBA (Visual Basic for Application) серед Excel :

- колодкове гальмо з композиційними колодками;
- колодкове гальмо з чавунними колодками;
- дискове гальмо.

Кожній програмі відповідає робоча книга, при цьому вихідні дані та результати розрахунків записуються на робочі аркуші електронних таблиць Excel , що дозволяє при необхідності використовувати математичні та статистичні функції Excel .

Пакет складається з восьми модулів (підпрограм), кожному модулю відповідає лист робочої книги Excel , до якої заносяться результати розрахунку:

1. Модуль для визначення фактичних розрахункових гальмівних коефіцієнтів або питомих гальмівних сил за результатами вимірювань у процесі ходових гальмівних випробувань гальмівних шляхів (рисунк 4.8);

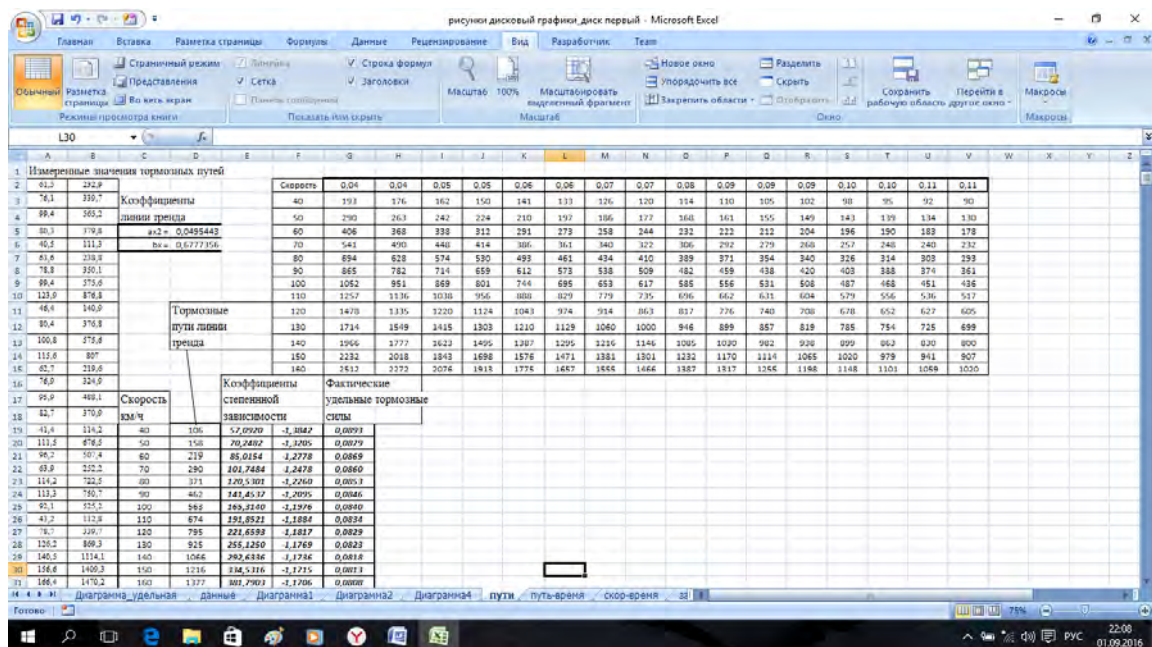


Рисунок 4.8- Результаты розрахунку із застосуванням модуля для визначення фактичних розрахункових гальмівних коефіцієнтів або питомих гальмівних сил

2. Модуль визначення гальмівного шляху одиночного вагона (рисунк 4.9);

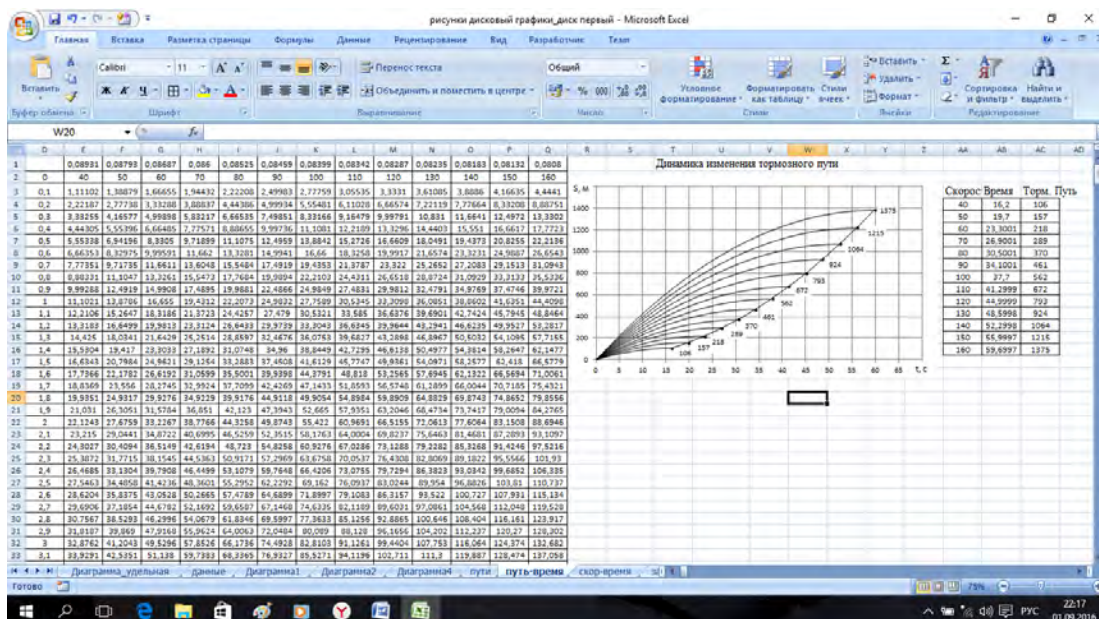


Рисунок 4.9 - Результати розрахунку із застосуванням модуля для визначення гальмівного шляху одиночного вагона

3. Модуль визначення динаміки зміни швидкості від початку гальмування до повної зупинки (рисунк 4.10);

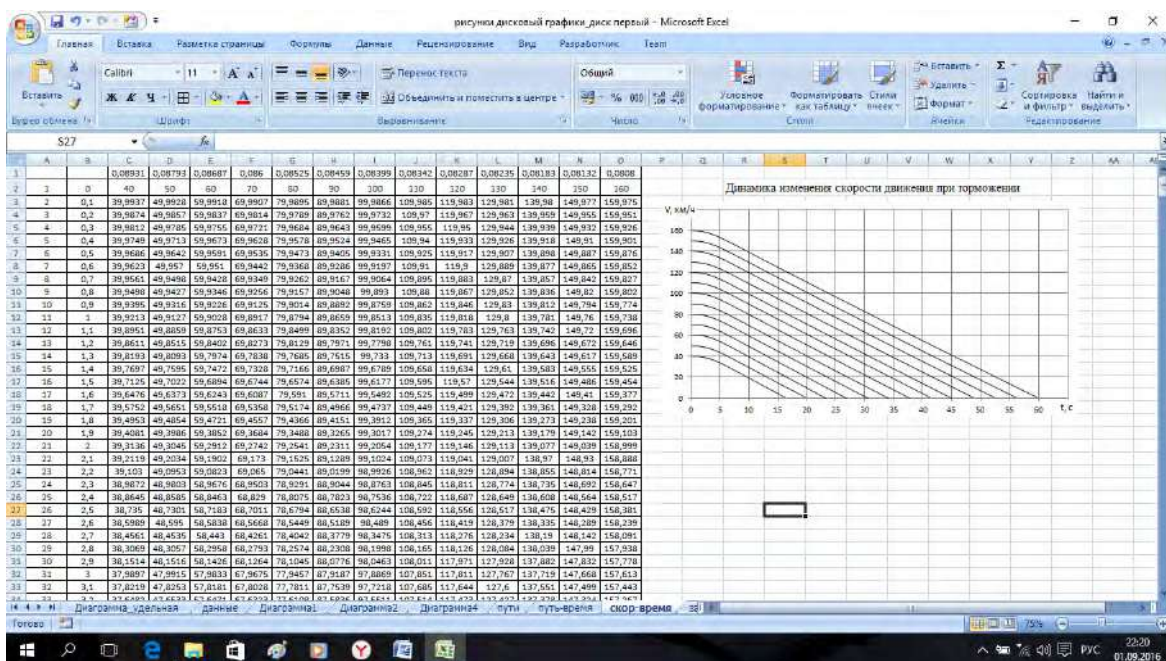


Рисунок 4.10- Результати розрахунку із застосуванням модуля для визначення динаміки зміни швидкості

4. Модуль для визначення уповільнення вагона від початку гальмування до повної зупинки (рисунк 4.11) ;

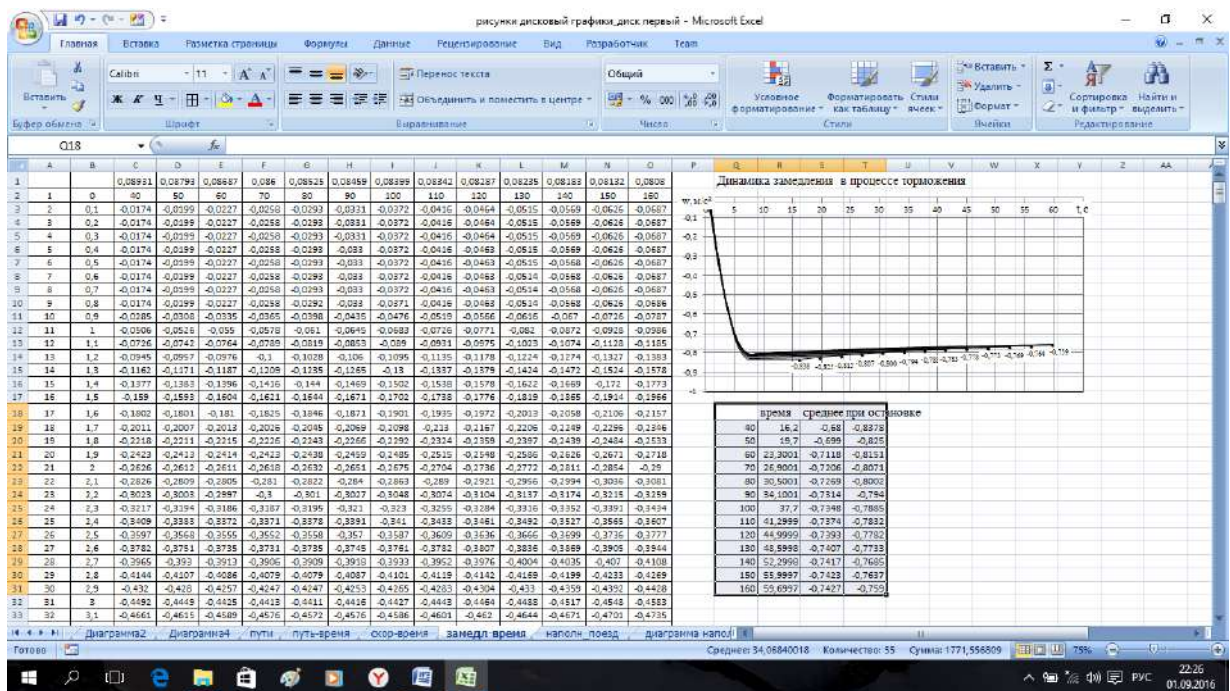


Рисунок 4.11- Результати розрахунку із застосуванням модуля для визначення сповільнення вагона

5. Модуль для визначення фактичного коефіцієнта тертя та питомої гальмівної сили вагона від початку гальмування до повної зупинки (рисунок 4.12 та рисунок 4.13);

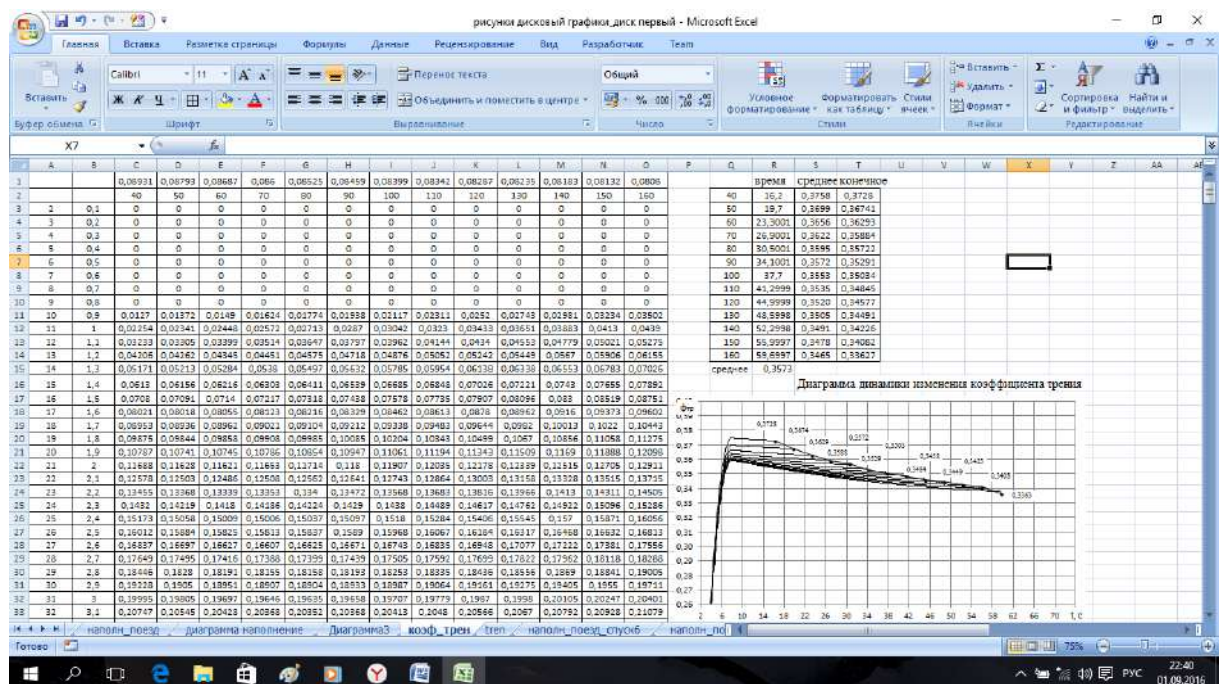


Рисунок 4.12- Результати розрахунку із застосуванням модуля для визначення фактичного коефіцієнта тертя та питомої гальмівної сили

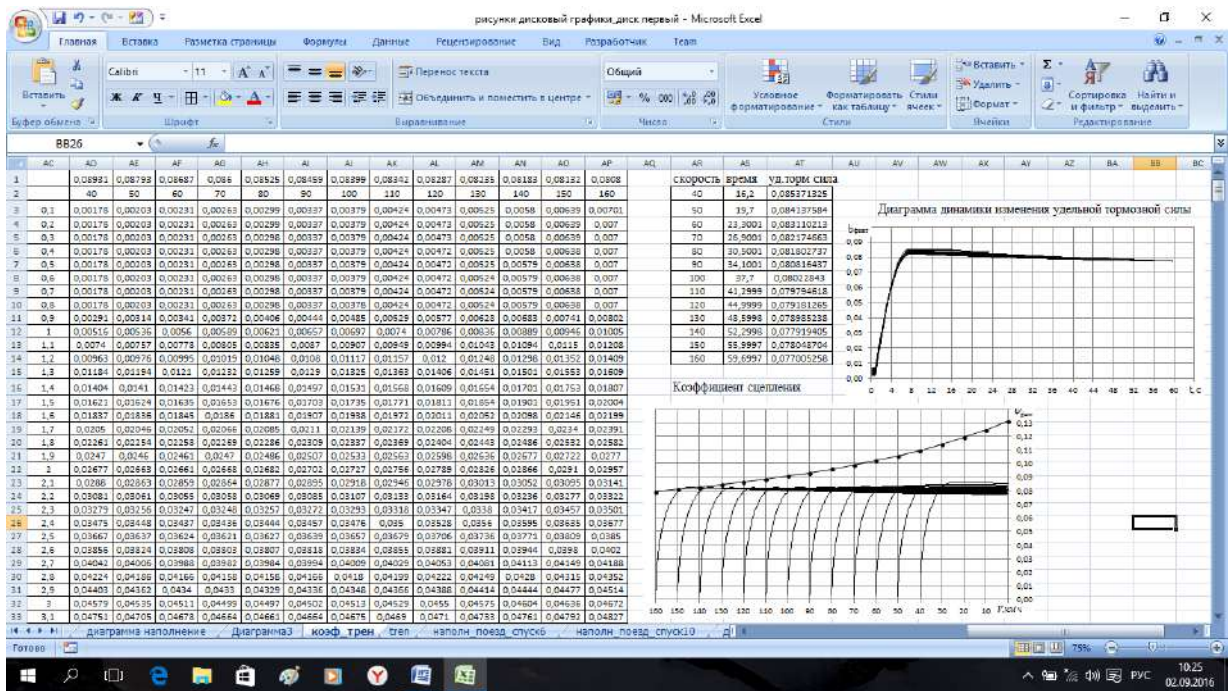
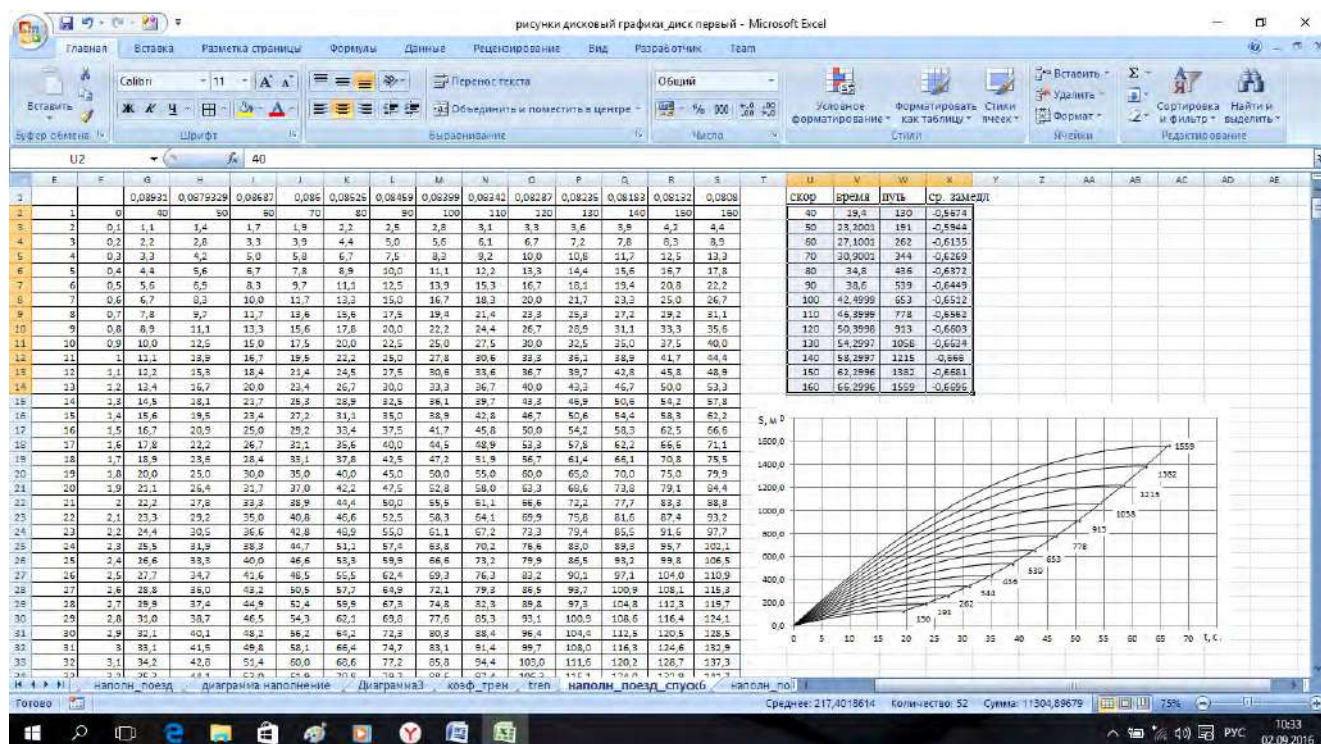
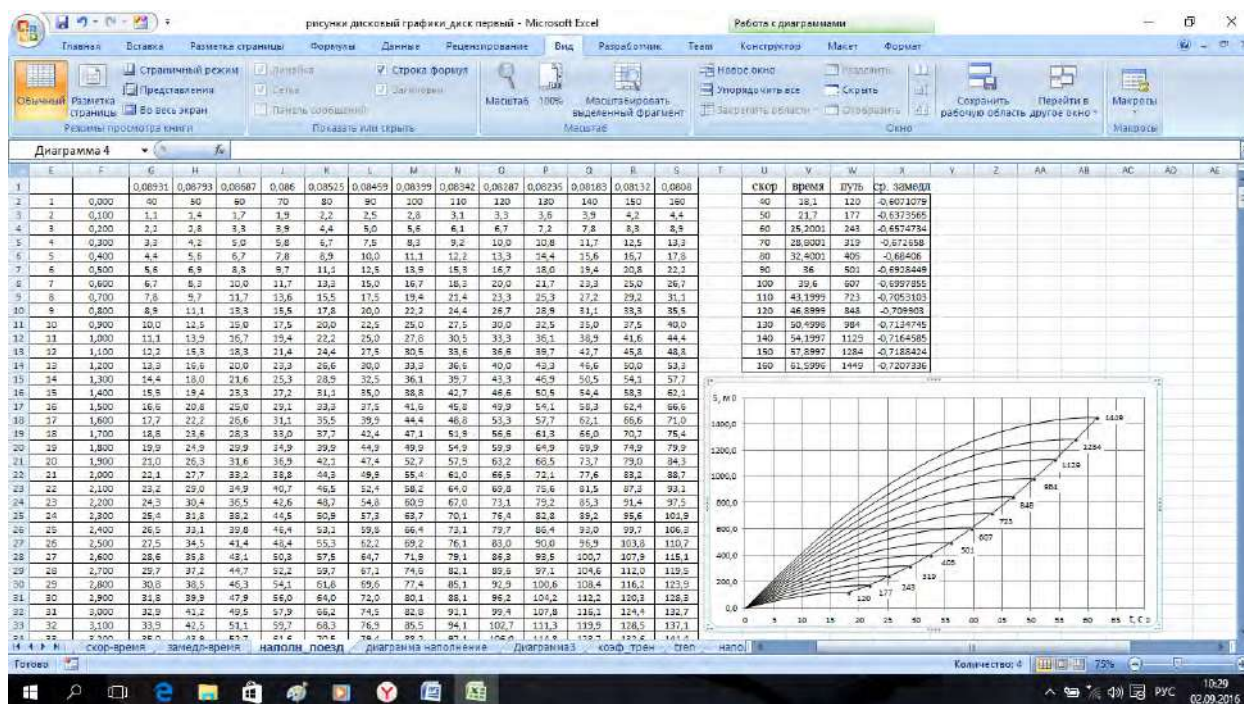


Рисунок 4.13- Результати розрахунку із застосуванням модуля для визначення фактичного коефіцієнта тертя та питомої гальмівної сили

6. Модуль для визначення гальмівного шляху у перерахунку на поїзд на майданчику залежно від бази вагона, кількості вагонів у складі поїзда та швидкості поширення гальмівної хвилі (рисунок 4.14);
7. Модуль для визначення гальмівного шляху у перерахунку на поїзд на спуску 6 ‰ залежно від бази вагона, кількості вагонів у складі поїзда та швидкості поширення гальмівної хвилі (рисунок 4.15);
8. Модуль для визначення гальмівного шляху у перерахунку на поїзд на спуску 10 ‰ залежно від бази вагона, кількості вагонів у складі поїзда та швидкості поширення гальмівної хвилі (рисунок 4.16);

Вихідні дані для розрахунків задаються на окремому аркуші робочої книги, які приймаються:

- q_0 - осьове навантаження, тс;
- u_d - початкове значення питомої гальмівної сили (розрахункового гальмівного коефіцієнта);
- $u_d 1$ - крок зміни питомої гальмівної сили (розрахункового гальмівного коефіцієнта);



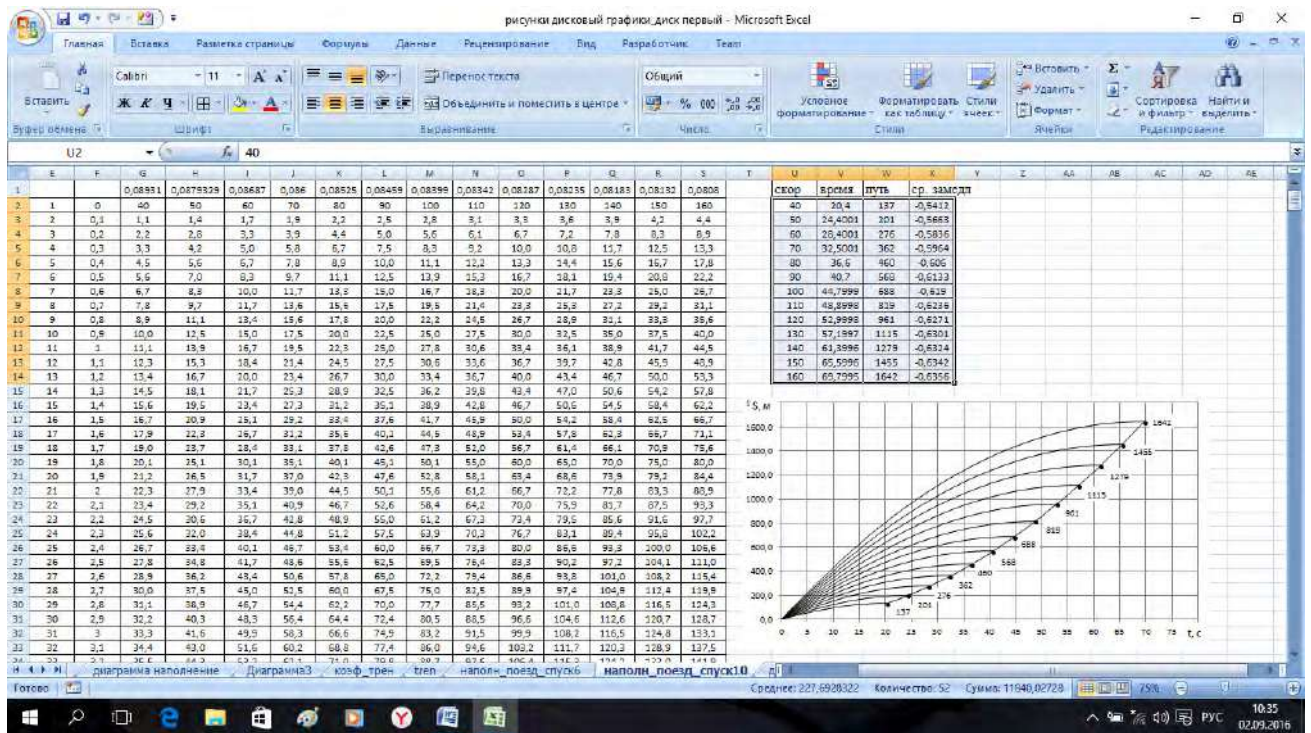


Рисунок 4.16- Результати розрахунку із застосуванням модуля для визначення гальмівного шляху поїзда на спуску 10 %

- udk – кількість членів низки значень питомих гальмівних сил (розрахункових гальмівних коефіцієнтів);
- vp - Початкове значення швидкості, км / год;
- vk - кінцеве значення швидкості, км/год;
- $shag$ - крок інтервалу часу для розрахунку методом Рунге-Кутти, с;
- $shag\ 1$ - крок зміни швидкості, км/год;
- ii – величина спуску, %;
- $kolvo$ – кількість колодок (накладок), встановлених на вагоні;
- Массив швидкостей та величин гальмівних шляхів, виміряних у результаті ходових гальмівних випробувань (задається у вигляді таблиці);

Массив значень часу та відповідних їм відносних сил натиснення, отриманих за результатами стаціонарних гальмівних випробувань (задається у вигляді таблиці);

На робочому листі модуля перерахунку гальмівного шляху одиночного вагона на поїзд задаються значення:

- lb – база вагона, м;
- $skortv$ – швидкість поширення гальмівної хвилі, м/с;

- kol_v – кількість вагонів у складі поїзда.

Середні значення дійсних значень коефіцієнтів тертя $\phi_{тр,д}$ та уповільнень w визначаються за формулами:

$$\phi_{тр,д} = \frac{\sum_i (\phi_{тр,i}(t_i) + \phi_{тр,i+1}(t_i + \Delta t)) \cdot \Delta t}{2 \cdot t_{торм}}, \quad (4.14)$$

$$w = \frac{\sum_i (w_i(t_i) + w_{i+1}(t_i + \Delta t)) \cdot \Delta t}{2 \cdot t_{торм}}, \quad (4.15)$$

де $\phi_{тр,i}$ і w_i - миттєві значення коефіцієнта тертя та уповільнення;

Δt - інтервал часу, який приймається при інтегруванні диференціального рівняння методом Рунге-Кутти $\Delta t = 0,1$ с;

$t_{о м}$ - час від початку гальмування до зупинки вагона.

В Україні для колодкових гальмівних систем діє нормативна документація [92, 93, 122, 150, 151], яка регламентує вимоги до пасажирських вагонів з колодковими гальмами для швидкостей руху до 160 км/год включно.

Гальмівна ефективність колодкових гальм оцінюється за величиною гальмівного коефіцієнта (розрахункового коефіцієнта сили натиснення гальмівних колодок на колеса), що визначається як відношення сумарної розрахункової сили натиснення колодок на колеса до ваги вагона [92, 93]. Критерієм гальмівної ефективності колодкових гальм є єдине найменше гальмівне натиснення колодок у перерахунку на чавунні [150].

Для допустимих максимальних швидкостей руху поїздів встановлено єдині найменші гальмівні натиснення у перерахунку на чавунні колодки на кожні 100 тс ваги поїзда (табл. 4.7).

Крім того, для швидкості 160 км/год гальмівний коефіцієнт пасажирського поїзда з композиційними колодками при електропневматичному гальмуванні повинен становити не менше 0,28, при пневматичному - 0,3 [92, 93].

Вибір параметрів важільної передачі гальмівної системи для пасажирських вагонів з колодковим гальмом здійснюється відповідно до Інструкції [122] виходячи з вагових характеристик вагона, а також від типу гальмівної колодки (композиційна або чавунна). Так, наприклад, для пасажирських вагонів з тарою 53-65 тс

передавальне число важільної передачі приймається рівним 12 і 5,3 відповідно для чавунних та композиційних колодок [122].

Таблиця 4.7– Єдине найменше гальмівне натиснення для пасажирських поїздів [150]

Максимальна швидкість руху, км/год	Найменше гальмівне натиснення на 100 тс ваги поїзда	Розрахунковий коефіцієнт сили натиснення колодок у перерахунку на чавунні колодки
до 120 км/год включно	60	0,6
від 120 км/год до 130 км/год включно	68	0,68
від 130 км/год до 140 км/год включно	78	0,78
від 140 км/год до 160 км/год включно	80	0,80

Розрахунок гальма проводиться з метою підтвердження:

- потрібну гальмівну ефективність вагона у складі поїзда;
- без'юзового гальмування вагона (відсутності юза коліс при гальмуванні);
- допустимої потужності, що припадає на колодку при гальмуванні;
- утримання вагона ручним гальмом на спуску розрахункової крутості.

При визначенні гальмівного шляху пасажирських поїздів в залежності від величини розрахункового гальмівного коефіцієнта керуються таблицями або номограмами. Використання номограм не забезпечує достатньої точності, а таблиці викликають необхідність використання методів інтерполювання для визначення проміжних результатів [172, 173]. У цьому відношенні гнучкішим є застосування аналітичних залежностей між досліджуваними параметрами гальмівної системи.

Критерієм забезпечення необхідної гальмівної ефективності вагона є виконання умови для розрахункового коефіцієнта сили натиснення колодок (далі розрахунковий гальмівний коефіцієнт) [92, 93, 150, 165, 166] (див. формулу (3.50))

Згідно [150] розрахункове натиснення композиційних гальмівних колодок на колісну пару в перерахунку на чавунні для пасажирських вагонів з тарою більше 53 тс і передатним числом гальмівної важільної передачі 5,3 для швидкостей руху до 120 км/год включно приймається рівним 10 т швидкість руху (120-140) км/год і (140-160) км/год збільшується відповідно на 25% і 30% на колісну пару.

Повний гальмівний шлях пасажирського поїзда S_T від початку гальмування до повної зупинки визначається як сума дійсного S_d та підготовчого S шляхів [92, 93, 135, 139] (див. формулу (3.51)):

Для пасажирського поїзда при пневматичному та електропневматичному гальмування час підготовки автогальм до дії на майданчику та нормованих спусках визначається за формулами [138, 139]:

при пневматичному гальмуванні:

$$t_{\Pi} = 4 - \frac{5 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \phi_{кр}}, \quad (4.16)$$

при електропневматичному гальмуванні:

$$t_{\Pi} = 2 - \frac{3 \cdot i_c}{1000 \cdot \delta_p \cdot \phi_{кр}}, \quad (4.17)$$

У практиці розрахункових досліджень найбільшого поширення набув метод чисельного інтегрування рівняння руху за інтервалами швидкості, а вирішальне рівняння для гальмівного шляху пасажирського вагона з колодковим гальмом бути мати аналогічний вигляд як і для вантажного вагона з колодковим гальмом [92, 93, 135, 139] - формула (3.55).

Типова методика розрахунку гальмівної ефективності пасажирських вагонів [92, 93] має низку істотних недоліків, до основних з яких слід віднести неможливість:

- визначення розрахункових гальмівних коефіцієнтів за змішаних типів гальмівних колодок, встановлених на вагоні;
- перерахунку розрахункових гальмівних коефіцієнтів композиційних колодок на чавунні та навпаки;
- ефективно здійснювати багатоваріантні розрахунки на вибір оптимальних параметрів гальмівної системи.

Ці недоліки можна уникнути, якщо використовувати комп'ютерне моделювання.

Пропонована методологія розрахункових досліджень базується на використанні універсальних формул, що відображають степеневу залежність між параметрами, що досліджуються.

Коефіцієнти рівнянь ((3.42) і (3.43)) які визначались в розділі 3, але вже для пасажирських вагонів визначаються за формулами ((3.40) - (3.41)), а масиви значень, що входять до цих формул, - методом комп'ютерного моделювання шляхом вирішення диференціальних рівнянь ((3.16) і (3.17)) з постійними значеннями розрахункових гальмівних $f(K_i / K_{\max}, t) = 1$ коефіцієнтів від (0,2-0,5) з кроком 0,02 для композиційних колодок та від 0,4 до 1,15 з кроком 0,05 для чавунних колодок, а також для швидкостей на початку гальмування від 40 км/год до 160 км/год із кроком 10 км/год. Результати розв'язання диференціальних рівнянь представлені у вигляді номограм рисунок 4.17 та рисунок 4.18 а також таблиць (

таблиця 4.8 та таблиця 4.9). Аналогічно визначаються дійсні гальмівні шляхи на нормованих спусках.

Коефіцієнти степеневих залежностей параметрів, що визначають гальмівну ефективність пасажирського вагона, наведено в таблиця 4.10 – таблиця 4.15.

Оскільки основним критерієм визначення допустимої швидкості руху пасажирських поїздів є сумарне натиснення чавунних колодок на 100 тс ваги поїзда, то важливе значення набувають завдання перерахунку гальмівного коефіцієнта композиційних колодок на чавунні.

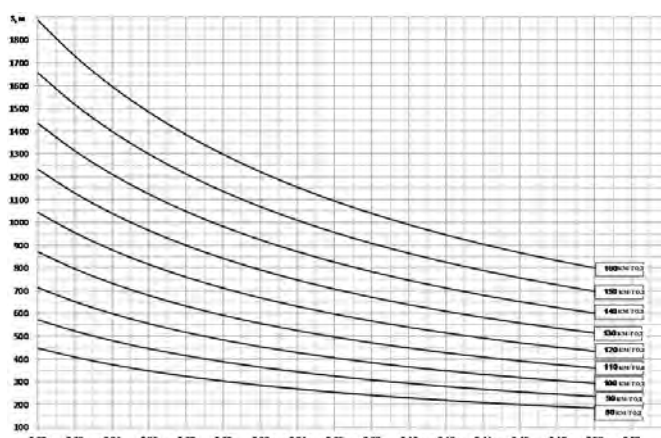


Рисунок 4.17 - Номограми дійсних гальмівних шляхів пасажирського вагона з композиційними колодками

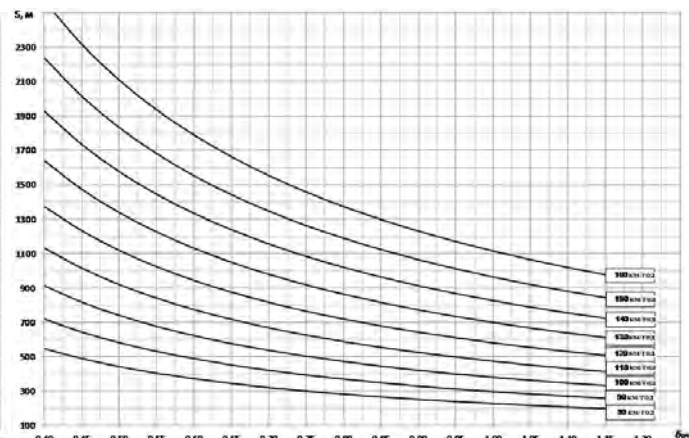


Рисунок 4.18 - Номограми дійсних гальмівних шляхів пасажирського вагона з чавунними колодками на майданчику

Таблиця 4.8- Дійсні гальмівні шляхи вагона з композиційними колодками на майданчику

V, км/Год	Розрахунковий гальмівний коефіцієнт															
	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38	0,40	0,42	0,44	0,46	0,48	0,5
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
40	104	94	87	80	75	70	65	62	58	55	52	50	48	46	44	42
50	165	151	139	128	119	111	105	99	93	88	84	80	76	73	70	67
60	243	221	204	188	175	164	154	145	137	130	123	118	112	108	103	99
70	336	307	282	261	243	227	213	201	190	180	171	163	156	149	143	138
80	445	407	374	346	322	301	283	267	252	239	228	217	207	198	190	183
90	571	521	479	444	413	387	363	342	324	307	292	279	266	255	245	235
100	712	651	599	555	517	483	454	428	405	384	366	349	333	319	306	294
110	870	795	732	678	632	591	556	524	496	471	448	427	408	391	375	360
120	1043	954	879	814	759	710	668	630	596	566	539	514	491	470	451	434
130	1232	1127	1039	963	898	841	791	746	706	670	638	609	582	558	535	514
140	1436	1314	1212	1124	1048	982	924	872	826	784	746	712	681	652	626	602
150	1654	1515	1398	1297	1210	1134	1067	1008	954	906	863	824	788	755	724	697
160	1888	1730	1597	1483	1384	1297	1221	1153	1092	1038	988	943	902	865	830	798

Таблиця 4.9- Дійсні гальмівні шляхи вагона з чавунними колодками на майданчику

V, км/Год	Розрахунковий гальмівний коефіцієнт															
	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
40	109	97	88	80	74	68	63	59	55	52	49	47	45	42	40	39
50	184	164	148	135	124	115	107	100	94	88	83	79	75	72	68	65
60	281	251	227	207	190	176	164	153	144	135	128	121	115	110	105	101
70	402	360	325	297	273	252	235	220	206	194	184	174	166	158	151	144
80	548	490	443	405	372	344	321	300	282	266	251	238	227	216	206	198
90	718	643	582	531	489	453	422	394	371	349	331	314	298	284	272	260
100	913	818	740	677	623	577	538	503	473	446	422	401	381	364	347	333
110	1131	1015	920	841	775	718	669	627	589	556	526	499	475	453	433	415
120	1374	1233	1119	1024	944	875	816	764	719	678	642	610	580	554	529	507
130	1640	1473	1338	1225	1130	1048	978	916	862	814	771	732	697	665	636	609
140	1928	1734	1576	1444	1333	1237	1155	1082	1019	962	911	866	824	787	753	721
150	2237	2015	1833	1681	1552	1442	1346	1262	1188	1123	1064	1011	963	919	880	843
160	2567	2315	2107	1934	1787	1661	1552	1456	1371	1296	1228	1168	1113	1062	1017	975

Таблиця 4.10- Коефіцієнти для визначення дійсних гальмівних шляхів пасажирського вагона на майданчику за розрахунковим гальмівним коефіцієнтом

V_0 , км/год	$S = c(V_0) \cdot \delta^{d(V_0)}$			
	Композиційні колодки		Чавунні колодки	
	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$c(V_0)$	$d(V_0)$
40	21,3074	-0,9831	44,5113	-0,9827
50	34,1659	-0,9809	75,1444	-0,9793
60	50,3620	-0,9785	115,3807	-0,9755
70	70,0248	-0,9758	165,7643	-0,9714
80	93,2617	-0,9729	226,7142	-0,9669
90	120,1645	-0,9697	298,5191	-0,9621
100	150,8156	-0,9663	381,3917	-0,9569
110	185,2971	-0,9626	475,4566	-0,9514
120	223,6632	-0,9587	580,7718	-0,9456
130	265,9752	-0,9545	697,3338	-0,9395
140	312,2785	-0,9502	825,0981	-0,9331
150	362,6247	-0,9456	963,9686	-0,9265
160	417,0382	-0,9408	1113,8055	-0,9196

Таблиця 4.11- Коефіцієнти для визначення розрахункового гальмівного коефіцієнта за дійсними гальмівними шляхами пасажирського вагона на майданчику

V_0 , км / год	$\delta = c(V_0) \cdot S^{d(V_0)}$			
	Композиційні колодки		Чавунні колодки	
	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$c(V_0)$	$d(V_0)$
40	22,4562	-1,0172	47,5818	-1,0176
50	36,5971	-1,0195	82,3255	-1,0211
60	54,9158	-1,0221	130,0069	-1,0251
70	77,8242	-1,0248	192,6725	-1,0294
80	105,8990	-1,0280	273,0058	-1,0343
90	139,5689	-1,0313	373,5006	-1,0393
100	179,6188	-1,0349	498,2697	-1,0450
110	227,1141	-1,0390	650,9611	-1,0510
120	282,2025	-1,0430	837,0891	-1,0574
130	346,9214	-1,0476	1062,0477	-1,0643
140	421,9097	-1,0524	1333,9282	-1,0715
150	508,8846	-1,0575	1662,3274	-1,0793
160	609,8053	-1,0630	2056,0427	-1,0874

Таблиця 4.12 - Коефіцієнти для визначення дійсних гальмівних шляхів пасажирського вагона на спуску 6 ‰ за розрахунковим гальмівним коефіцієнтом

V_0 , км / год	$S = c(V_0) \cdot \delta^{d(V_0)}$			
	Композиційні колодки		Чавунні колодки	
	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$c(V_0)$	$d(V_0)$
40	21,12966	-1,045974	46,3544	-1,0459
50	33,87981	-1,045201	78,5247	-1,0478
60	49,94102	-1,044036	120,9413	-1,0485
70	69,43885	-1,042468	174,2301	-1,0483
80	92,48351	-1,040486	238,8702	-1,0471
90	119,1769	-1,038083	315,2125	-1,0452
100	149,6034	-1,035295	403,5058	-1,0424
110	183,839	-1,032147	503,9011	-1,0388
120	221,9596	-1,028626	616,4791	-1,0346
130	264,0211	-1,024776	741,2515	-1,0297
140	310,0739	-1,020624	878,1565	-1,0243
150	360,1831	-1,016142	1027,1034	-1,0183
160	414,3911	-1,011356	1187,9280	-1,0118

Таблиця 4.13- Коефіцієнти для визначення дійсних гальмівних шляхів пасажирського вагона на спуску 10 ‰ за розрахунковим гальмівним коефіцієнтом

V_0 , км / год	$S = c(V_0) \cdot \delta^{d(V_0)}$			
	Композиційні колодки		Чавунні колодки	
	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$c(V_0)$	$d(V_0)$
1	2	3	4	5
40	20,95082	-1,092724	47,6646	-1,0934
50	33,58304	-1,093237	80,9436	-1,0997
60	49,49574	-1,093147	124,9392	-1,1043
70	68,81276	-1,092506	180,3422	-1,1075
80	91,64326	-1,091346	247,6809	-1,1094
90	118,0915	-1,089634	327,3527	-1,1100
100	148,2408	-1,087444	419,6417	-1,1094
110	182,1765	-1,084768	524,7176	-1,1077
120	219,9676	-1,081648	642,6855	-1,1050
130	261,6978	-1,078046	773,5536	-1,1013
140	307,4046	-1,074072	917,2737	-1,0968
150	357,1591	-1,069692	1073,7323	-1,0914
160	411,0053	-1,064949	1242,7717	-1,0854

Таблиця 4.14- Коефіцієнти для визначення розрахункового гальмівного коефіцієнта за гальмівними шляхами пасажирського вагона на спуску 6 ‰

V_0 , км/год	$\delta = c(V_0) \cdot S^{d(V_0)}$			
	Композиційні колодки		Чавунні колодки	
	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$c(V_0)$	$d(V_0)$
1	2	3	4	5
40	18,4773	-0,9560	39,1615	-0,9560
50	29,0817	-0,9567	64,3423	-0,9544
60	42,3369	-0,9578	96,8794	-0,9537
70	58,4037	-0,9592	137,3073	-0,9539
80	77,5514	-0,9611	186,6531	-0,9550
90	99,9747	-0,9633	245,7898	-0,9568
100	126,0561	-0,9658	316,0926	-0,9593
110	156,2135	-0,9688	399,2759	-0,9626
120	190,9171	-0,9721	497,5880	-0,9666
130	230,7533	-0,9758	612,4756	-0,9711
140	275,9205	-0,9797	747,5649	-0,9762
150	327,9346	-0,9841	907,4533	-0,9821
160	387,2595	-0,9888	1094,8621	-0,9885

Таблиця 4.15- Коефіцієнти для визначення розрахункового гальмівного коефіцієнта за гальмівними шляхами пасажирського вагона на спуску 10 ‰

V_0 , км/год	$\delta = c(V_0) \cdot S^{d(V_0)}$			
	Композиційні колодки		Чавунні колодки	
	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$c(V_0)$	$d(V_0)$
40	16,1740	-0,9150	34,2369	-0,9144
50	24,8700	-0,9146	54,3132	-0,9092
60	35,4651	-0,9146	79,0873	-0,9053
70	48,0631	-0,9152	108,7500	-0,9026
80	62,7492	-0,9162	143,5778	-0,9011
90	79,7116	-0,9176	184,1284	-0,9007
100	99,1049	-0,9195	231,0265	-0,9012
110	121,2427	-0,9218	284,9019	-0,9025
120	146,2515	-0,9244	347,1138	-0,9047
130	174,9033	-0,9276	418,9784	-0,9078
140	206,9929	-0,9310	501,6669	-0,9115
150	243,4430	-0,9348	597,7821	-0,9161
160	284,7635	-0,9390	708,8982	-0,9212

Перерахунок розрахункового гальмівного коефіцієнта на чавунні чи композиційні колодки проводиться виходячи з рівності гальмівних шляхів пасажирського поїзда при чавунних і композиційних колодках. У таблиця 4.16 наведено коефіцієнти зазначених формул для перерахунку розрахункового гальмівного коефіцієнта колодок одного типу на інший.

Таблиця 4.16– Коефіцієнти для перерахунку розрахункового гальмівного коефіцієнта з одного типу колодок на інший

V_0 км/год	$\delta = c(V_0) \cdot \delta^{d(V_0)}$		$\delta = c(V_0) \cdot \delta^{d(V_0)}$	
	Перерахунок композиційних колодок на чавунні		Перерахунок чавунних колодок на композиційні	
	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$c(V_0)$	$d(V_0)$
1	2	3	4	5
40	2,1162	1,0004	0,4727	0,9996
50	2,2363	1,0016	0,4477	0,9983
60	2,3393	1,0031	0,4286	0,9970
70	2,4280	1,0045	0,4135	0,9955
80	2,5061	1,0062	0,4013	0,9940
90	2,5747	1,0078	0,3912	0,9922
100	2,6366	1,0097	0,3828	0,9903
110	2,6921	1,0116	0,3757	0,9885
120	2,7429	1,0137	0,3696	0,9863
130	2,7892	1,0159	0,3643	0,9843
140	2,8323	1,0181	0,3597	0,9820
150	2,8726	1,0206	0,3556	0,9798
160	2,9101	1,0230	0,3520	0,9775

Похибка визначення дійсних гальмівних шляхів з використанням універсальних формул [160-162] як композиційних, так і чавунних колодок, а також перерахунку гальмівних коефіцієнтів не перевищує 0,5 % (рисунок 4.19 - рисунок 4.20).

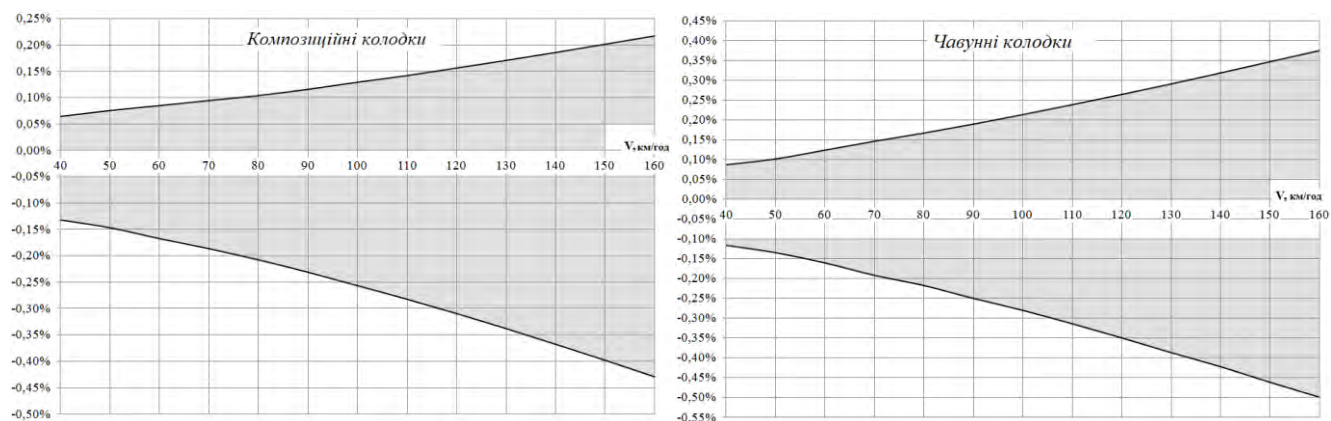


Рисунок 4.19- Похибка (%) під час визначення дійсного гальмівного шляху вагона

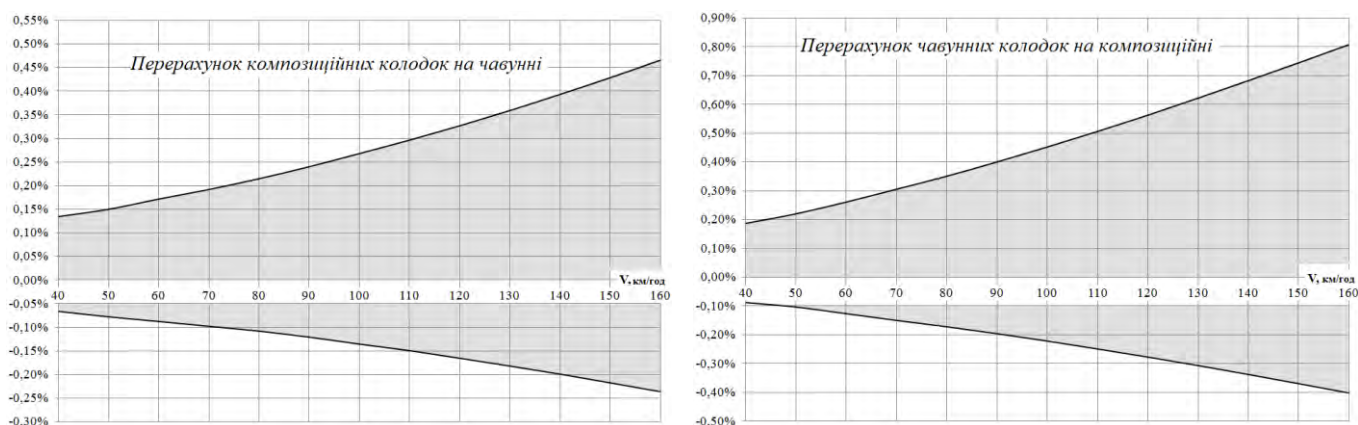


Рисунок 4.20- Похибка (%) при перерахуванні гальмівних коефіцієнтів

На підставі викладеного розрахунок гальмівної ефективності пасажирського вагона може бути представлений алгоритмом, наведеним на рисунок 4.21

На більшості пасажирських вагонах локомотивної тяги разом із композиційними використовуються чавунні колодки на колісних парах із приводом від підвагонного генератора. Очевидно, для таких вагонів необхідно враховувати вплив чавунних колодок на гальмівну ефективність [167 - 171].

Для пасажирського вагона зі змішаними гальмівними колодками розрахунковий гальмівний коефіцієнт визначається за формулою (4.18):

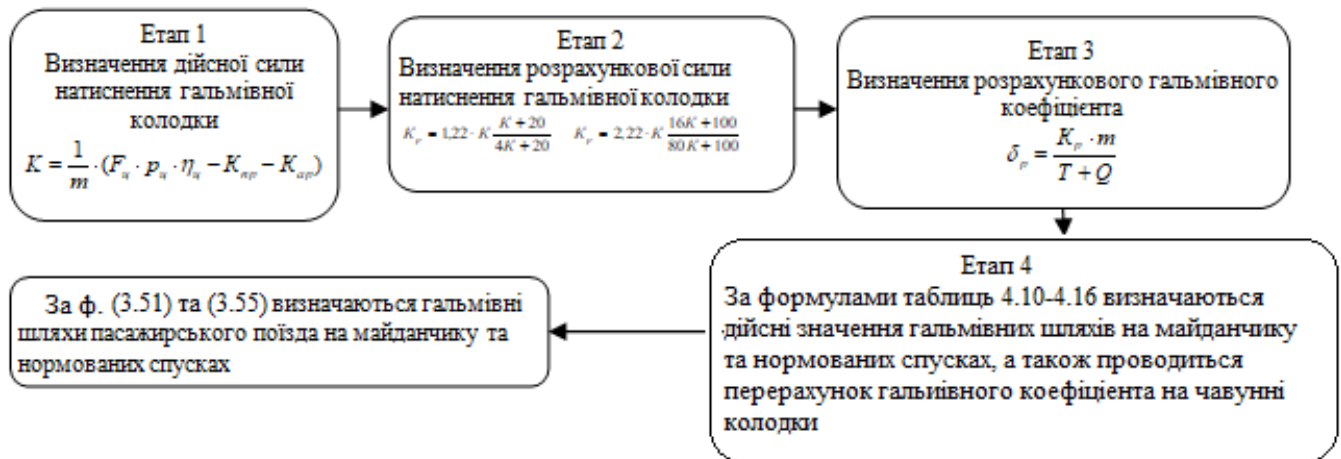


Рисунок 4.21– Алгоритм розрахунку гальмівної ефективності пасажирського вагона

$$\delta_p^q = \frac{n_k \cdot \delta_p^{k \rightarrow q} + n_q \cdot \delta_p^{k \rightarrow q} \cdot \frac{i_{pk}}{i_{pq}}}{n_k + n_q}, \quad (4.18)$$

де n_k – кількість осей з композиційними колодками;

n – кількість осей із чавунними колодками;

δ^q – розрахунковий гальмівний коефіцієнт композиційних колодок у перерахунку на чавунні;

δ – розрахунковий коефіцієнт натиснення змішаних колодок пасажирського вагона у перерахунку на чавунні;

i – передавальне відношення гальмівної важільної передачі при композиційних колодках;

i – передавальне відношення гальмівної важільної передачі при чавунних колодках.

Алгоритм розрахунку гальмівної ефективності пасажирського вагона з встановленими на різні вісі гальмівними колодками різних типів (чавунні та композиційні) представлено на рисунок 4.22.



Рисунок 4.22– Алгоритм розрахунку гальмівної ефективності пасажирського вагона зі змішаним типом гальмівних колодок

4.2 Розрахункові дослідження гальмівної ефективності пасажирських вагонів з композиційними колодками

Для ілюстрації запропонованого алгоритму було виконано розрахунок для пасажирського вагона з композиційними колодками підвагонним генератором, причому на колісній парі з приводом від підвагонного генератора були встановлені чавунні колодки.

Вихідні дані для розрахунку наведено у таблиця 4.17, а визначення гальмівного коефіцієнта – у таблиця 4.18.

Таблиця 4.17– Вихідні дані для розрахунку гальмівної ефективності пасажирського вагона

Найменування параметру	Позначення	Значення параметра
1	2	3
Сила тяжіння вагона, тс	T	59,00
Сила тяжкості вантажу, тс	Q	4,20
Кількість гальмівних колодок	m	16,00

Кінець таблиці 4.17

1	2	3
Параметри гальмівного циліндра		
Діаметр поршня, см	d	35,60
Жорсткість пружини, кг/см	g	6,57
Зусилля попереднього стиснення пружини, кгс	F	159,00
ККД гальмівного циліндра	η	0,98
Тиск у гальмівному циліндрі, кгс/см ²		4,10
Передатне відношення важеля	n	5,3
Вихід штока гальмівного циліндра, см-навантажений	l	15,00
Параметри авторегулятора		
Зусилля попереднього стиснення, кгс	F	169,00
Жорсткість пружини, кг/см	g	23,10
Величина стиску при гальмуванні, см	l	4,50
Передатне відношення (композиційні)	n	1,5
ККД важільного передачі	η	0,90

Таблиця 4.18– Розрахунок гальмівного коефіцієнта

№ п/п	Найменування	Результати обчислень
1	2	3
1	Розрахункове зусилля стиснення внутрішньої відпускної пружини циліндра, кгс	$K = F + g \cdot l =$ $= 159 + 6,57 \cdot 15,0 = 257,55$
2	Зусилля пружини авторегулятора важеля, приведені до штока гальмівного циліндра, кгс	$K = (F + g \cdot l) \cdot n =$ $= (169 + 23,1 \cdot 4,5) \cdot 1,5 = 305,475$
3	Справжня сила натиснення колодки на колесо, кгс (тс)	$K = \frac{1}{m} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \eta - K - K \right) \cdot n \cdot \eta$ $=$ $= \frac{1}{16} \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 35,6^2}{4} \cdot 4,1 \cdot 0,98 - 257,55 - 305,475 \right) \cdot 5,3 \cdot 0,9 =$ $= 1024,5(1,0245)$

Кінець таблиця 4.18

1	2	3
4	Розрахункова сила натиснення колодки на колесо, тс	$K = 1,22 \cdot K \frac{K + 20}{4K + 20}$ $= 1,22 \cdot (1,024 \cdot \frac{(1,024 + 20)}{4 \cdot (1,024 + 20)})$ $= 1,0905$
5	Розрахунковий гальмівний коефіцієнт композиційних колодок	$\delta = \frac{K \cdot m}{T + Q} = \frac{1,0905 \cdot 16}{59 + 4,2} = 0,2761$
6	Перерахунок на чавунні колодки	$\delta_{pc} = 2,91 \cdot \delta^{1,023} = 2,91 \cdot 0,2761^{1,023}$ $= 0,78$
7	Розрахунковий гальмівний коефіцієнт при змішаних колодках у перерахунку на чавунні	$\delta = \frac{n_k \cdot \delta^{\rightarrow} + n \cdot \delta^{\rightarrow} \cdot \frac{i}{i}}{n_k + n} =$ $= \frac{3 \cdot 0,78 + 1 \cdot 0,79 \cdot \frac{5,3}{12}}{3 + 1} = 0,683$
8	Розрахунковий гальмівний коефіцієнт при змішаних колодках	$\delta_{pk} = 0,352 \cdot \delta^{0,9775} = 0,352 \cdot 0,683^{0,9775}$ $= 0,2425$

Аналіз результатів обчислень (див. таблиця 4.18) показав, що наявність чавунних колодок зменшує розрахунковий гальмівний коефіцієнт на 12,1% відповідно з 0,2761 (розрахунок без урахування чавунних колодок) до 0,2425 (уточнений розрахунок).

Практична реалізація обчислень розрахункових параметрів гальмівної ефективності виконувалася за допомогою програмного пакету EXCEL для цього на робочі листи записувалися коефіцієнти універсальних формул, а для визначення параметра використовувалася формула **СТУПЕНЯ**.

Гальмівні шляхи в діапазоні швидкостей 40-160 км/год, отримані за викладеною методикою представлені в таблиця 4.19 та таблиця 4.20.

Таблиця 4.19– Розрахункові значення гальмівних шляхів пасажирського поїзда при композиційних колодках

Швидкість, км/год	На майданчику			На спуску 6 ‰			На спуску 10 ‰		
	Дійсний шлях, м	Гальмівний шлях поїзда, м		Дійсний шлях, м	Гальмівний шлях поїзда, м		Дійсний шлях, м	Гальмівний шлях поїзда, м	
		При електропневматичному гальмуванні	При пневматичному гальмуванні		При електропневматичному гальмуванні, м	При пневматичному гальмуванні, м		При електропневматичному гальмуванні, м	При пневматичному гальмуванні, м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
40	76	98	120	81	107	132	85	111	137
50	121	149	176	130	162	194	137	169	201
60	177	211	244	191	230	269	202	240	280
70	246	285	324	266	310	356	281	325	371
80	326	371	415	353	404	457	373	424	477
90	419	469	519	453	511	571	480	538	597
100	523	579	634	567	631	698	601	665	732
110	640	701	762	694	764	838	736	806	880
120	768	835	901	834	911	992	885	962	1043
130	909	981	1053	987	1070	1158	1048	1131	1219
140	1061	1139	1216	1153	1243	1338	1225	1314	1409
150	1225	1308	1391	1332	1428	1530	1415	1511	1613
160	1400	1489	1577	1523	1625	1735	1618	1721	1830

Таблиця 4.20– Розрахункові значення гальмівних шляхів пасажирського поїзда при змішаних колодках

Швидкість, км/год	На майданчику			На спуску 6 ‰			На спуску 10 ‰		
	Дійсний шлях, м	Гальмівний шлях поїзда, м		Дійсний шлях, м	Гальмівний шлях поїзда, м		Дійсний шлях, м	Гальмівний шлях поїзда, м	
		При електропневматичному гальмуванні	При пневматичному гальмуванні		При електропневматичному гальмуванні, м	При пневматичному гальмуванні, м		При електропневматичному гальмуванні, м	При пневматичному гальмуванні, м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
40	86	108	130	93	119	145	99	125	151
50	137	165	193	149	182	214	158	191	224
60	201	235	268	219	258	298	233	272	312

Кінець таблиця 4.20

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
70	279	318	357	304	350	397	324	369	416
80	370	415	459	404	456	510	430	482	536
90	475	525	575	519	577	638	553	612	673
100	593	648	704	649	714	782	692	757	825
110	725	786	847	793	865	941	847	919	994
120	870	937	1003	953	1031	1114	1018	1096	1179
130	1028	1101	1173	1128	1212	1302	1205	1290	1380
140	1200	1278	1356	1317	1408	1505	1408	1499	1596
150	1384	1468	1551	1520	1617	1722	1626	1723	1828
160	1581	1670	1759	1737	1841	1953	1858	1962	2075

Порівняльний аналіз результатів розрахункових досліджень свідчить, що при швидкостях 120-160 км/год гальмівний шлях при змішаних колодках збільшується на 11%, а розрахункові гальмівні коефіцієнти зменшуються на величину від 16% для швидкості 120 км/год до 13% для швидкості 160 км/год, а в перерахунку на чавунні колодки - відповідно на 15% та 13% (таблиця 4.21).

Таблиця 4.21- Розрахункові гальмівні коефіцієнти композиційних колодок у перерахунку на чавунні

V_0 км/год	Композиційні колодки				Змішані колодки			
	δ_p	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$\delta = c(V_0) \cdot \delta^{d(V_0)}$	δ_p	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$\delta = c(V_0) \cdot \delta^{d(V_0)}$
1	2	3	4	5	6	7	9	10
40	0,2761	2,1162	1,0004	0,584	0,2425	2,1162	1,0004	0,5129
50	0,2761	2,2363	1,0016	0,616	0,2425	2,2363	1,0016	0,5411
60	0,2761	2,3393	1,0031	0,643	0,2425	2,3393	1,0031	0,5648
70	0,2761	2,4280	1,0045	0,666	0,2425	2,4280	1,0045	0,5850
80	0,2761	2,5061	1,0062	0,686	0,2425	2,5061	1,0062	0,6024
90	0,2761	2,5747	1,0078	0,704	0,2425	2,5747	1,0078	0,6175
100	0,2761	2,6366	1,0097	0,719	0,2425	2,6366	1,0097	0,6306
110	0,2761	2,6921	1,0116	0,732	0,2425	2,6921	1,0116	0,6422
120	0,2761	2,7429	1,0137	0,744	0,2425	2,7429	1,0137	0,6523
130	0,2761	2,7892	1,0159	0,755	0,2425	2,7892	1,0159	0,6614
140	0,2761	2,8323	1,0181	0,764	0,2425	2,8323	1,0181	0,6694
150	0,2761	2,8726	1,0206	0,772	0,2425	2,8726	1,0206	0,6766
160	0,2761	2,9101	1,0230	0,78	0,2425	2,9101	1,0230	0,6830

Допустима швидкість руху пасажирського поїзда при змішаних гальмівних колодках становить трохи більше 120 км/год за критерієм єдиного найменшого гальмівного натиснення на 100 тс ваги поїзда (таблиця 4.22)

Таблиця 4.22- Єдине найменше гальмівне натиснення для пасажирських поїздів у перерахунку на чавунні колодки [150]

Максимальна швидкість руху, км/год	Найменше гальмівне натиснення на 100 тс ваги поїзда, тс	Гальмівне натиснення на 100 тс ваги поїзда (з композиційним и колодками на всіх колісних парах), тс	Гальмівне натиснення на 100 тс ваги поїзда, (з чавунними колодками на колісній парі із приводом від підвагонного генератора), тс
до 120 км/год включно	60 (0,6)	75,1 (0,751)	65,2 (0,652)
від 120 км/год до 130 км/год включно	68 (0,68)	76,2 (0,762)	66,1 (0,661)
від 130 км/год до 140 км/год включно	78 (0,78)	77,1 (0,771)	66,9 (0,669)
від 140 км/год до 160 км/год включно	80 (0,80)	78,7 (0,787)	68,3 (0,683)

Розрахунок гальмівного шляху для швидкості 160 км/год за типовою методикою (формула (4.18) показав (таблиця 4.23), що відмінність значень дійсних гальмівних шляхів (1581 м і 1601 м) становить 1,3%, а в перерахунку на поїзд (1759 м та 1779 м) - 1,15%.

Таблиця 4.23- Розрахунок гальмівної колії пасажирського поїзда на майданчику зі змішаними гальмівними колодками за формулою (4.18)

V	i	δ_p	$K_2 * K_3 * 1000$	W	$\%$	ΔS	$\Sigma \Delta S$
1	2	3	4	5	6	7	8
150	0,238696	0,2425	57,8837	6,290952	0	201,4	
140	0,241364	0,2425	58,53068	5,75127	0	188,1	389,6
130	0,244286	0,2425	59,23929	5,240794	0	174,6	564,2
120	0,2475	0,2425	60,01875	4,759524	0	160,9	725,1
110	0,251053	0,2425	60,88026	4,30746	0	147,1	872,2

Кінець таблиця 4.23

1	2	3	4	5	6	7	8
100	0,255	0,2425	61,8375	3,884603	0	133,2	1005,5
90	0,259412	0,2425	62,90735	3,490952	0	119,3	1124,8
80	0,264375	0,2425	64,11094	3,126508	0	105,4	1230,2
70	0,27	0,2425	65,475	2,79127	0	91,6	1321,9
60	0,276429	0,2425	67,03393	2,485238	0	78,0	1399,8
50	0,283846	0,2425	68,83269	2,208413	0	64,6	1464,4
40	0,2925	0,2425	70,93125	1,960794	0	51,5	1515,9
30	0,302727	0,2425	73,41136	1,742381	0	38,8	1554,7
20	0,315	0,2425	76,3875	1,553175	0	26,8	1581,5
10	0,33	0,2425	80,025	1,393175	0	15,4	1596,9
0	0,34875	0,2425	84,57188	1,262381	0	4,9	1601,7
Перерахунок дійсного гальмівного шляху на поїзд при пневматичному гальмуванні ($t_{\text{п}} = 4 \text{ с}$)							1779,5

Гальмівні шляхи пасажирського поїзда на нормованих спусках як з композиційними, так і зі змішаними колодками перевищують допустимі значення, наведені в інструкції [151], за винятком швидкості 100 км/год (таблиця 4.24).

Таблиця 4.24- Величини гальмівних шляхів пасажирського поїзда на нормованих спусках при екстрених пневматичних гальмуваннях

Величина ухилу	Швидкість на початку гальмування, км/год	Гальмівний шлях пасажирського поїзда з композиційними колодками, м	Гальмівний шлях пасажирського поїзда зі змішаними колодками, м	Максимально допустимі значення згідно з інструкцією [151]
$6^0/00$	100	698	782	1000
$6^0/00$	140	1338	1505	1200
$6^0/00$	160	1735	1953	1600
$10^0/00$	100	732	825	1200
$10^0/00$	140	1409	1596	1300
$10^0/00$	160	1830	2075	1700

Виконані розрахункові дослідження гальма для пасажирського вагона з параметрами, зазначеними в таблиця 4.17, свідчать, що його гальмівна ефективність не відповідає нормативним вимогам [93, 150, 151]. У зв'язку з цим виникає необхідність встановлення таких параметрів пасажирського вагона зі змішаним типом колодок, гальмівна ефективність якого задовольняла б нормативні вимоги.

Так як для всіх пасажирських вагонів використовується типова гальмівна система, то основним параметром, що варіюється, є вага (брутто) вагона. Відповідно до [150], розрахунковий гальмівний коефіцієнт композиційних колодок у перерахунку на чавунні при екстремому пневматичному гальмуванні повинен становити не менше 0,80 при швидкості 160 км/год. Використовуючи формулу (4.18), визначимо розрахунковий гальмівний коефіцієнт композиційних колодок у перерахунку чавунні:

$$\delta_{\text{р}}^{\text{к} \rightarrow \text{ч}} = |\delta_{\text{р}}^{\text{ч}}| \cdot (n_{\text{к}} + n_{\text{ч}}) \cdot \frac{1}{n_{\text{к}} + n_{\text{ч}} \cdot \frac{i_{\text{рк}}}{i_{\text{рч}}}} = 0,80 \cdot (3 + 1) \cdot \frac{1}{3 + 1 \cdot \frac{5,3}{12}} = 0,93, \quad (4.19)$$

Здійснюючи перерахунок чавунних колодок на композиційні для швидкості 160 км/год:

$$\delta_{\text{рк}} = c(V_0) \cdot \delta_{\text{рч}}^{d(V_0)} = 0,352 \cdot 0,93^{0,9775} = 0,3279, \quad (4.20)$$

отримаємо розрахунковий гальмівний коефіцієнт рівний 0,3279, якому відповідатиме брутто вагона:

$$Q = \frac{K \cdot m}{\delta \rightarrow} = \frac{1,0905 \cdot 16}{0,3279} = 53,2 \text{ т}.$$

Таким чином, щоб гальмівна ефективність вагона зі змішаними гальмівними колодками задовольняла вимоги єдиного найменшого гальмівного натиснення у перерахунку на чавунні колодки для швидкості 160 км/год, брутто вагона має становити не більше 53 тс.

4.3 Розрахункові дослідження гальмівної ефективності пасажирських вагонів з чавунними колодками

Розрахунковим дослідженням гальмівної ефективності піддавався пасажирський вагон із конструктивними параметрами аналогічними попередньому вагону. Вихідні дані для розрахунку та визначення розрахункового гальмівного коефіцієнта представлені в таблиця 4.25 та таблиця 4.26.

Розрахунок параметрів із застосуванням програмного пакету EXCEL. Значення гальмівних шляхів пасажирського поїзда на майданчику та нормованих спусках представлені у таблиця 4.27.

Таблиця 4.25– Вихідні дані для розрахунку гальмівної ефективності пасажирського вагона з чавунними колодками

Найменування параметру	Позначення	Значення параметра
1	2	3
Сила тяжіння вагона, тс	T	59,00
Сила тяжкості вантажу, тс	Q	4,20
Кількість гальмівних колодок	m	16,00
Параметри гальмівного циліндра		
Діаметр поршня, см	d	35,60
Жорсткість пружини, кг/см	g	6,57
Зусилля попереднього стиснення пружини, кгс	F	159,00
ККД гальмівного циліндра	η	0,98
Тиск у гальмівному циліндрі, кгс/см ²		4,1
Передатне відношення важеля	n	12
Вихід штока гальмівного циліндра, см-навантажений	l	15,00
Параметри авторегулятора		
Зусилля попереднього стиснення, кгс	F	169,00
Жорсткість пружини, кг/см	g	23,10
Величина стиску при гальмуванні, см	l	4,50
Передатне відношення (композиційні)	n	0,67
ККД важільного передачі	η	0,90

Таблиця 4.26- Визначення розрахункового гальмівного коефіцієнта

№ п/п	Найменування	Результати обчислення
1	2	3
1	Розрахункове зусилля стиснення внутрішньої відпускної пружини циліндра, кгс	$K = F + g \cdot l =$ $= 159 + 6,57 \cdot 15,0 = 257,55$
2	Зусилля пружини авторегулятора важеля, приведені до штока гальмівного циліндра, кгс	$K = (F + g \cdot l) \cdot n =$ $= (169 + 23,1 \cdot 4,5) \cdot 0,67 = 182,877$
3	Справжня сила натиснення колодки на колесо, кгс (тс)	$K = \frac{1}{m} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \eta - K - K \right) \cdot n \cdot$ $\eta = \frac{1}{16} \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 35,6^2}{4} \cdot 4,1 \cdot 0,98 - \right.$ $\left. 257,55 - 182,877 \right) \cdot 12 \cdot 0,9 =$ $= 2402,3(2,4023)$

Кінець таблиця 4.26

1	2	3
4	Розрахункова сила натиснення колодки на колесо, тс	$K = 2,22 \cdot K \cdot \frac{16 \cdot K + 100}{80 \cdot K + 100}$ $= 2,22 \cdot \frac{16 \cdot 2,4023 + 100}{80 \cdot 2,4023 + 100}$ $= 2,5269$
5	Розрахунковий гальмівний коефіцієнт	$\delta = \frac{K \cdot m}{T + Q} = \frac{2,5269 \cdot 16}{59 + 4,2} = 0,6397$

З єдиного найменшого гальмівного натиснення чавунних колодок на 100 тс ваги поїзда (див. таблиця 4.7), допустима швидкість руху вагона у складі поїзда відповідає швидкість 120 км/год.

Таблиця 4.27- Значення гальмівних шляхів пасажирського поїзда з чавунними колодками

Швидкість, км/год	На майданчику			На спуску 6 ‰			На спуску 10 ‰		
	Дійсний шлях, м	Гальмівний шлях поїзда, м		Дійсний шлях, м	Гальмівний шлях поїзда, м		Дійсний шлях, м	Гальмівний шлях поїзда, м	
		При електропневматичному гальмуванні	При пневматичному гальмуванні		При електропневматичному гальмуванні, м	При пневматичному гальмуванні, м		При електропневматичному гальмуванні, м	При пневматичному гальмуванні, м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
40	69	91	113	74	97	120	78	101	125
50	116	144	172	125	154	183	132	162	192
60	178	212	245	193	228	263	205	240	276
70	256	295	334	278	319	359	296	337	379
80	349	394	438	381	428	474	407	454	502
90	459	509	559	503	555	607	538	591	645
100	585	640	696	643	701	759	689	748	808
110	727	788	850	801	865	929	861	926	992
120	886	953	1019	979	1048	1118	1053	1124	1197
130	1061	1133	1205	1174	1249	1326	1265	1342	1421
140	1252	1330	1407	1388	1469	1551	1497	1580	1665
150	1458	1542	1625	1619	1705	1794	1748	1837	1929
160	1680	1769	1857	1867	1959	2053	2018	2113	2211

На нормованих спусках швидкість вагона має перевищувати 100 км/год (таблиця 4.28).

Таблиця 4.28- Величини гальмівної колії пасажирського поїзда на нормованих спусках при екстрених гальмуваннях

Величина ухилу	Швидкість на початку гальмування, км/год	Гальмівний шлях пасажирського поїзда з чавунними колодками, м	Максимально допустимі значення згідно з інструкцією [151]
1	2	3	4
$6^0/_{00}$	100	759	1000
$6^0/_{00}$	140	1551	1200
$6^0/_{00}$	160	2053	1600
$10^0/_{00}$	100	808	1200
$10^0/_{00}$	140	1665	1300
$10^0/_{00}$	160	2211	1700

За результатами проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

- 1 Під час розрахунку гальмівної ефективності пасажирських вагонів зі змішаним типом гальмівних колодок необхідно враховувати вплив чавунних колодок;
- 2 Гальмівна ефективність пасажирських вагонів зі змішаним типом гальмівних колодок відповідає інструкції [150] по гальмівному натисканню у перерахунку на чавунні колодки на 100 тс ваги поїзда;
- 3 Гальмівне натиснення пасажирських вагонів з композиційними гальмівними колодками в перерахунку на чавунні менше 1,1 % та 1,6 % мінімально допустимих значень на 100 тс ваги поїзда відповідно для діапазонів швидкостей (130-140) км / год та (140-160) год;
- 4 Гальмівні шляхи пасажирських поїздів на нормованих спусках як із композиційними колодками, так і змішаними відповідають нормативним значенням інструкції [151] для швидкостей до 100 км/год.
- 5 Гальмівна ефективність пасажирських вагонів з чавунними колодками за гальмівним натисненням на 100 тс ваги поїзда відповідає швидкості 120 км/год;

6 Гальмівні шляхи пасажирських поїздів із чавунними колодками на нормованих спусках відповідають нормативним значенням інструкції [151] для швидкості до 100 км/год.

4.4 Розрахункові дослідження гальмівної ефективності пасажирських вагонів з дисковим гальмом

Наразі в Україні діють нормативні вимоги до гальмівної ефективності пасажирських вагонів тільки з колодковими гальмами для швидкостей руху не більш 160 км/год включно. Особливої важливості у умовах набувають питання нормативних вимог пасажирських вагонів з дисковими гальмівними системами [172- 175].

Відсутність нормативних вимог до дискових гальм обумовлює прийняття інших критеріїв для оцінки гальмівної ефективності, а також необхідність оцінки гальмівної ефективності на відповідність нормативним вимогам.

Одним з таких критеріїв може бути гальмівний шлях, тому що основна вимога до високошвидкісних поїздів є збереження існуючого нормативного гальмівного шляху при значно більшій швидкості руху поїздів.

Враховуючи основні особливості дискових гальмівних систем, як універсальну характеристику для оцінки гальмівної ефективності пасажирських вагонів з дисковими гальмами пропонується використовувати питому гальмівну силу, а як критерій – гальмівний шлях пасажирського поїзда.

В даний час найбільшого поширення в Україні набули кліщові механізми виробництва німецької фірми «Knorr - Bremse», які згруповані відповідно до параметричного ряду ефективної площі поршня гальмівного циліндра (таблиця 4.29).

Таблиця 4.29- Типи гальмівних циліндрів кліщових механізмів

№ з/п	Тип гальмівного циліндра	Ефективна площа поршня, см ²
1	2	3
1	11	67,0
2	12	77,4

Кінець таблиця 4.29

1	2	3
3	121	80,0
4	14	90,5
5	15	97,0
6	151	100,5
7	16	105,0
8	18	112,0
9	20	122,0
10	22	131,6
11	24	142,7

Для всіх типів гальмівних циліндрів загальним є передатне відношення 11,41, зусилля відпускної пружини - 630 Н і к.п.д. кліщового механізму 0,97. Основні параметри кліщового механізму дискового гальма визначаються виходячи з величини заданого гальмівного шляху за максимальної швидкості руху.

Методологія розрахунку гальмівної ефективності пасажирського вагона з дисковим гальмом аналогічна розрахунку вагона з колодковим гальмом та базується на використанні універсальних степеневих залежностей між досліджуваними параметрами.

Масиви значень, що входять в формули (4.8) і (4.9) визначалися методом комп'ютерного моделювання шляхом вирішення диференціального рівняння (4.7) з постійними значеннями питомої гальмівної сили ($f(K_i/K_{max})$) для діапазону її зміни в межах від 0,05 до 0,170 з кроком 0,05 початку гальмування від 40 км/год до 250 км/год із кроком 10 км/год.

Коефіцієнти універсальних степеневих залежностей між досліджуваними параметрами для діапазону швидкостей (40-250) км/год наведені в таблиця 4.30 - таблиця 4.32, при цьому похибка при використанні отриманих формул не перевищує 0,7% (рисунок 4.23).

Таблиця 4.30- Коефіцієнти ступеневої залежності для визначення дійсного гальмівного шляху та питомої сили гальмівного натиснення на майданчику

V_0 км/год	$b = c(V_0) \cdot S(V_0)^{d(V_0)}$		$S(V_0) = c(V_0) \cdot b (V_0)^{d(V_0)}$	
	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$c(V_0)$	$d(V_0)$
1	2	3	4	5
40	7,04814	-1,01734	6,81734	-0,98296
50	11,16564	-1,01899	10,67408	-0,98139
60	16,30842	-1,02081	15,40612	-0,97963
70	22,53391	-1,02281	21,02110	-0,97772
80	29,90813	-1,02499	27,53182	-0,97560
90	38,51495	-1,02737	34,94687	-0,97334
100	48,43937	-1,02992	43,27681	-0,97094
110	59,76680	-1,03259	52,53799	-0,96836
120	72,72794	-1,03565	62,74286	-0,96563
130	87,28539	-1,03868	73,90231	-0,96277
140	103,73141	-1,04197	86,03671	-0,95975
150	122,10925	-1,04532	99,15527	-0,95662
160	142,81491	-1,04897	113,28564	-0,95332
170	165,73665	-1,05258	128,43051	-0,94992
180	191,59296	-1,05658	144,61824	-0,94638
190	220,46017	-1,06075	161,86198	-0,94272
200	251,96593	-1,06469	180,15796	-0,93901
210	287,94223	-1,06926	199,58990	-0,93508
220	327,46323	-1,07374	220,09187	-0,93114
230	371,80338	-1,07851	241,72847	-0,92709
240	420,72986	-1,08328	264,50574	-0,92295

Виконання умови відсутності юза полягає в не перевищенні питомої гальмівної сили показників гранично допустимих значень коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою (таблиця 4.33).

Таблиця 4.31 - Коефіцієнти ступеневої залежності для визначення дійсного гальмівного шляху та питомої сили гальмівного натиснення на спуску 6 ‰

V_0 км/год	$b = c(V_0) \cdot S(V_0)^{d(V_0)}$		$S(V_0) = c(V_0) \cdot b (V_0)^{d(V_0)}$	
	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$c(V_0)$	$d(V_0)$
1	2	3	4	5
40	5,70225	-0,95180	6,22893	-1,05055
50	8,77526	-0,95349	9,75685	-1,04874
60	12,51959	-0,95537	14,08906	-1,04671
70	16,95648	-0,95738	19,23505	-1,04448

Кінець таблиця 4.31

1	2	3	4	5
80	22,12487	-0,95961	25,20585	-1,04207
90	28,05872	-0,96199	32,01390	-1,03947
100	34,81097	-0,96454	39,67080	-1,03670
110	42,48341	-0,96742	48,19375	-1,03374
120	51,05991	-0,97029	57,59246	-1,03063
130	60,72519	-0,97350	67,89845	-1,02727
140	71,46854	-0,97675	79,10732	-1,02382
150	83,41513	-0,98014	91,24095	-1,02024
160	96,73924	-0,98376	104,32741	-1,01648
170	111,57233	-0,98759	118,37695	-1,01259
180	128,02646	-0,99156	133,42694	-1,00852
190	146,24338	-0,99565	149,46912	-1,00436
200	166,49738	-0,99995	166,55147	-1,00003
210	188,92122	-1,00438	184,65237	-0,99565
220	213,54521	-1,00881	203,81358	-0,99117
230	241,32484	-1,01368	224,08806	-0,98653
240	271,54663	-1,01841	245,43062	-0,98185
250	305,15665	-1,02334	267,92056	-0,97704

Таблиця 4.32- Коефіцієнти ступеневої залежності для визначення дійсного гальмівного шляху та питомої сили гальмівного натиснення на спуску 10 ‰

V_0 км/год	$b = c(V_0) \cdot S(V_0)^{d(V_0)}$		$S(V_0) = c(V_0) \cdot b (V_0)^{d(V_0)}$	
	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$c(V_0)$	$d(V_0)$
1	2	3	4	5
40	4,92831	-0,90753	5,80182	-1,10159
50	7,43521	-0,90919	9,09184	-1,09955
60	10,43839	-0,91106	13,13304	-1,09733
70	13,94754	-0,91308	17,93730	-1,09488
80	17,99068	-0,91535	23,51698	-1,09219
90	22,59255	-0,91781	29,88434	-1,08931
100	27,77587	-0,92038	37,05246	-1,08623
110	33,59467	-0,92316	45,03669	-1,08297
120	40,12320	-0,92623	53,85851	-1,07948
130	47,35122	-0,92932	63,52731	-1,07584
140	55,41501	-0,93269	74,05959	-1,07205
150	64,30756	-0,93610	85,48340	-1,06806
160	74,23315	-0,93985	97,81155	-1,06392
170	85,11497	-0,94358	111,06838	-1,05961
180	97,26019	-0,94764	125,26594	-1,05518
190	110,69594	-0,95187	140,44244	-1,05057

Кінець таблиця 4.32

1	2	3	4	5
200	125,32890	-0,95600	156,58611	-1,04589
210	141,76617	-0,96056	173,75101	-1,04105
220	159,70471	-0,96506	191,94569	-1,03610
230	179,79303	-0,96992	211,19968	-1,03103
240	201,75284	-0,97474	231,50038	-1,02590
250	226,30632	-0,97987	252,93596	-1,02061

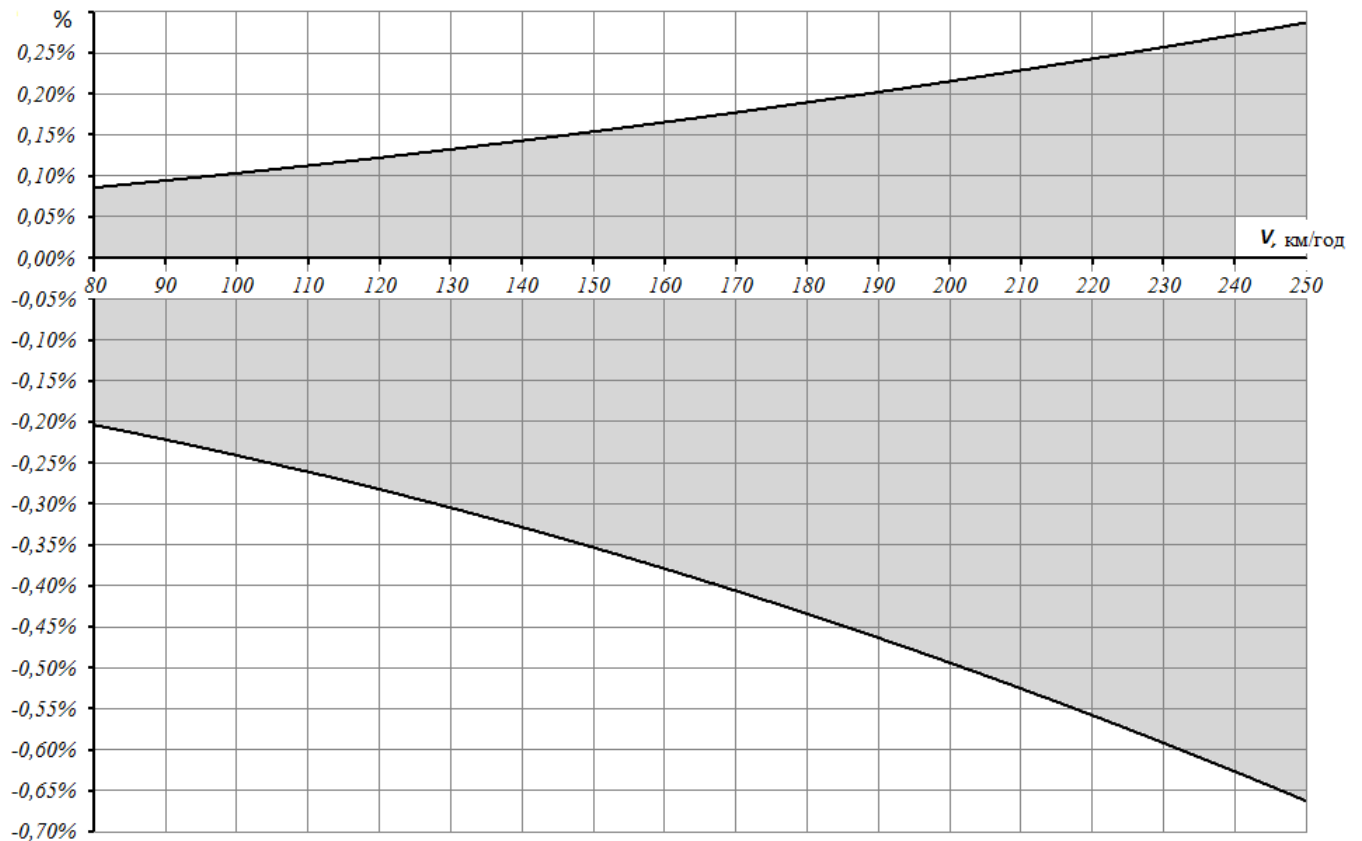


Рисунок 4.23- Похибка під час використання формул таблиці 4.30—4.32

Таблиця 4.33- Гранично допустимі, за критерієм відсутності юза, значення питомої гальмівної сили

V , км/год	Маса тари вагона				
	58	59	60	61	62
1	2	3	4	5	6
20	0,0822	0,0809	0,0795	0,0781	0,0768
30	0,0788	0,0775	0,0762	0,0749	0,0736
40	0,0757	0,0745	0,0732	0,0720	0,0707
50	0,0730	0,0718	0,0706	0,0694	0,0682
60	0,0705	0,0694	0,0682	0,0670	0,0659
70	0,0683	0,0672	0,0660	0,0649	0,0638

Кінець таблиця 4.33

1	2	3	4	5	6
80	0,0663	0,0652	0,0641	0,0630	0,0619
90	0,0644	0,0633	0,0623	0,0612	0,0601
100	0,0627	0,0616	0,0606	0,0596	0,0585
110	0,0611	0,0601	0,0591	0,0581	0,0571
120	0,0596	0,0587	0,0577	0,0567	0,0557
130	0,0583	0,0573	0,0564	0,0554	0,0544
140	0,0570	0,0561	0,0551	0,0542	0,0533
150	0,0559	0,0549	0,0540	0,0531	0,0522
160	0,0548	0,0539	0,0530	0,0521	0,0511
170	0,0538	0,0529	0,0520	0,0511	0,0502
180	0,0528	0,0519	0,0510	0,0502	0,0493
190	0,0519	0,0510	0,0502	0,0493	0,0484
200	0,0510	0,0502	0,0493	0,0485	0,0477
210	0,0502	0,0494	0,0486	0,0477	0,0469
220	0,0495	0,0487	0,0478	0,0470	0,0462
230	0,0488	0,0480	0,0471	0,0463	0,0455
240	0,0481	0,0473	0,0465	0,0457	0,0449
250	0,0474	0,0466	0,0459	0,0451	0,0443

У таблиця 4.34 наведено коефіцієнти для перерахунку питомої гальмівної сили на чавунні та композиційні колодки. Похибка перерахунку не перевищує 0,5 % (рисунок 4.24).

Таблиця 4.34- Коефіцієнти для перерахунку питомої гальмівної сили на чавунні колодки

V_0 км/год	$\delta = c(V_0) \cdot b^{d(V_0)}$		$\delta = c(V_0) \cdot b^{d(V_0)}$	
	Для перерахунку питомої гальмівної сили на чавунні		Для перерахунку питомої гальмівної сили на композиційні	
	$c(V_0)$	$d(V_0)$	$c(V_0)$	$d(V_0)$
1	2	3	4	5
40	6,697163	0,997324	3,16317	0,99693
50	7,275793	0,998935	3,24722	0,99730
60	7,807547	1,000776	3,32590	0,99777
70	8,296937	1,002657	3,39867	0,99818
80	8,756459	1,004859	3,46811	0,99878
90	9,184662	1,007061	3,53221	0,99925
100	9,593959	1,009609	3,59332	0,99983
110	9,982929	1,012269	3,65334	1,00070
120	10,35835	1,01518	3,70800	1,00131

Кінець таблиця 4.34

1	2	3	4	5
130	10,71913	1,018194	3,76267	1,00225
140	11,07117	1,021433	3,81465	1,00319
150	11,41759	1,024925	3,86522	1,00422
160	11,7548	1,028488	3,91495	1,00540

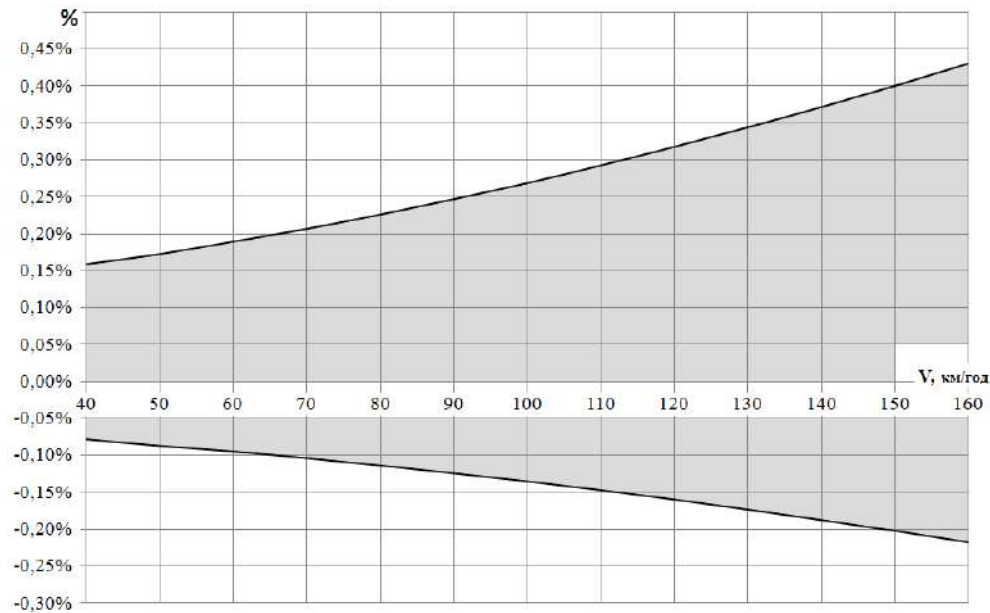


Рисунок 4.24- Похибка перерахунку питомої гальмівної сили на чавунні колодки

Відповідно до викладеного розрахунок дискового гальма на стадії проектування може бути представлений у вигляді алгоритму, наведеного на рисунок 4.25.

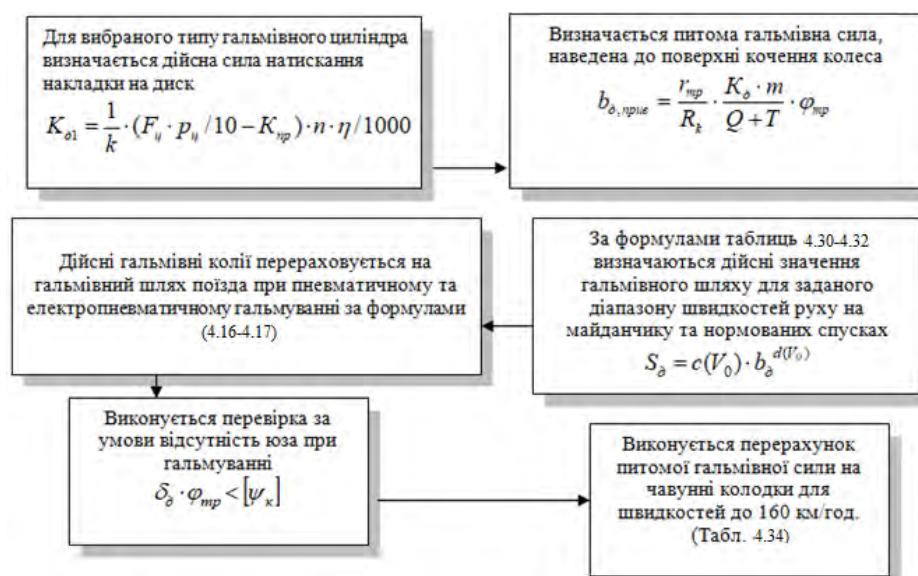


Рисунок 4.25– Алгоритм розрахунку дискового гальма пасажирського вагона

4.5 Особливості розрахунку гальмівної ефективності пасажирського вагона з підвагонним генератором

Відмінною конструктивною особливістю деяких моделей вагонів є наявність підвагонного генератора з приводом від осі на внутрішній колісній парі візка з боку котлового кінця вагона, а також наявність одного гальмівного диска на цій осі.

Питома гальмівна сила визначається за формулою (3.3), а дійсний коефіцієнт сили натиснення накладок, приведений до поверхні кочення колеса, за формулою (4.1) Розрахунок гальма проводився для пасажирського з дисковим гальмом та підвагонним генератором (таблиця 4.35). Розрахунок питомої гальмівної сили наведено у таблиця 4.36.

Таблиця 4.35- Вихідні дані до розрахунку

Модель вагона	61-779ЕГ
1	2
Параметри вагона	
Максимальна швидкість, км/год	160
Сила ваги вагона, кН (тара)	578,15
Сила ваги вантажу (вага пасажирів), кН	41,19
Сила тяжіння на рейки, кН:	
на котловому візку від тари вагона	294,74
на котловому візку від брутто вагона	315,33
на некотловому візку від тари вагона	283,41
на некотловому візку від брутто вагона	304,00
Вага котлового візка, кН	78,30
Вага некотлового візка, кН	67,18
Розрахунковий тиск у гальмівних циліндрах:	
максимальне, кПА	410,00
Площа поршня гальмівного циліндра, см²	
типу 14 на не котловому візку	90,50
типу 16 на котловому візку	105,00
Зусилля поворотної пружини циліндра, Н	630,00
Передатна кількість гальмівного блоку	
котлового візка	11,41
некотловий візок	11,41
ККД кліщового механізму	0,97
Кількість гальмівних накладок на кліщовому механізмі	2,00

Кінець таблиця 4.35

1	2
Кількість гальмівних накладок, зокрема:	14,00
на котловому візку	6,00
на некотловому візку	8,00
Площа тертя гальмівної накладки, см ²	400,00
Радіус тертя гальмівного диска, мм	233,00
Радіус колеса по колу катання, мм:	479,00
Справжній коефіцієнт тертя	0,35

Таблиця 4.36 - Визначення питомої гальмівної сили для завантаженого вагона

Найменування параметру	Одиниця виміру	Результату розрахунку
1	2	3
Справжня сила натиснення накладки на диск котлового візка $K_{\partial 1} = \frac{1}{k} \cdot (F_{\psi} \cdot p_{\psi} / 10 - K_{np}) \cdot n \cdot \eta / 1000$	кН	$K_{\partial 1} = \frac{1}{2} \cdot (105 \cdot 410 / 10 - 630) \cdot 11,41 \cdot 0,97 / 1000 = 20,34$
Справжня сила натиснення накладки на диск некотлового візка $K_{\partial 2} = \frac{1}{k} \cdot (F_{\psi} \cdot p_{\psi} / 10 - K_{np}) \cdot n \cdot \eta / 1000$	кН	$K_{\partial 2} = \frac{1}{2} \cdot (90,5 \cdot 410 / 10 - 630) \cdot 11,41 \cdot 0,97 / 1000 = 17,05$
Питома сила натиснення накладки на диск, наведена до поверхні катання колеса $\delta_{\partial, \text{прив}} = \frac{r_{mp}}{R_k} \cdot \frac{K_{\partial 1} \cdot m_1 + K_{\partial 2} \cdot m_2}{Q + T}$	-	$\delta_{\partial, \text{прив}} = \frac{233}{479} \cdot \frac{20,34 \cdot 6 + 17,05 \cdot 8}{578,15 + 41,19} = 0,2029$
Питома гальмівна сила $b_{\partial, \text{прив}} = \delta_{\partial, \text{прив}} \cdot \phi_{tr}$	-	$b_{\partial, \text{прив}} = 0,2029 \cdot 0,35 = 0,071$

Результати обчислення наведено – у таблиця 4.37 - таблиця 4.41.

Таблиця 4.37– Розрахункові значення гальмівних шляхів пасажирського поїзда

V, км/год	На майданчику			На спуску 6 ‰			На спуску 10 ‰		
	Справжній шлях, м	При електроднезв'язному гальмуванні, м	При пневматичному гальмуванні, м	Справжній шлях, м	При електроднезв'язному гальмуванні, м	При пневматичному гальмуванні, м	Справжній шлях, м	При електроднезв'язному гальмуванні, м	При пневматичному гальмуванні, м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
40	92	114	136	100	125	149	107	134	159
50	143	171	199	156	188	218	167	200	232
60	206	239	272	225	262	298	239	280	318
70	279	318	357	305	349	391	325	372	416
80	364	408	452	397	447	495	423	477	527
90	459	509	559	501	557	611	533	594	651
100	564	620	676	616	678	739	656	723	786
110	681	742	803	742	811	877	790	864	934
120	807	874	940	880	955	1027	936	1017	1093
130	943	1015	1088	1028	1109	1188	1094	1181	1263
140	1089	1167	1245	1187	1274	1359	1262	1356	1445
150	1245	1328	1412	1356	1450	1540	1441	1542	1637
160	1410	1499	1588	1535	1635	1731	1631	1739	1840

Таблиця 4.38– Сповільнення пасажирського поїзда на майданчику

V_0 км/год	Час, с	Середнє сповільнення, м/с ²	Максимальне сповільнення, м/с ²
1	2	3	4
40	24,50	-0,452	-0,451
50	28,60	-0,484	-0,481
60	32,70	-0,508	-0,504
70	36,80	-0,527	-0,522
80	40,90	-0,543	-0,536
90	44,90	-0,555	-0,547
100	48,90	-0,567	-0,557
110	52,90	-0,576	-0,565
120	56,90	-0,585	-0,571
130	60,90	-0,592	-0,577
140	64,80	-0,599	-0,582
150	68,70	-0,606	-0,587
160	72,60	-0,612	-0,591

Таблиця 4.39- Питомі гальмівні сили у перерахунку на чавунні колодки

V_0 км/год	Питома гальмівна сила	Питома гальмівна сила у перерахунку на композиційні колодки	Питома гальмівна сила у перерахунку на чавунні колодки
1	2	3	4
40	0,071	0,2264	0,4789
50	0,071	0,2322	0,5180
60	0,071	0,2375	0,5532
70	0,071	0,2425	0,5850
80	0,071	0,2470	0,6138
90	0,071	0,2513	0,6400
100	0,071	0,2552	0,6641
110	0,071	0,2589	0,6862
120	0,071	0,2624	0,7065
130	0,071	0,2656	0,7253
140	0,071	0,2686	0,7427
150	0,071	0,2714	0,7589
160	0,071	0,2740	0,7740

Таблиця 4.40- Єдине найменше гальмівне натиснення для пасажирських поїздів у перерахунку на чавунні колодки

максимальна швидкість руху, км/год	Допустиме найменше гальмівне натиснення на 100 тс ваги поїзда, тс [150]	Розрахункове гальмівне натиснення на 100 тс ваги поїзда, тс
до 120 км/год включно	60 (0,6)	70,65 (0,7065)
від 120 км/год до 130 км/год включно	68 (0,68)	72,53 (0,7253)
від 130 км/год до 140 км/год включно	78 (0,78)	74,27 (0,7427)
від 140 км/год до 160 км/год включно	80 (0,80)	77,4 (0,7740)

Таблиця 4.41- Величини гальмівної колії пасажирського поїзда на нормованих спусках при екстрених гальмуваннях

Величина ухилу	Швидкість на початку гальмування, км/год	Гальмівний шлях пасажирського поїзда на спусках, м	Максимально допустимі значення, згідно з інструкцією [151]
1	2	3	4
6 ⁰ / 00	100	739	1000
6 ⁰ / 00	140	1359	1200
6 ⁰ / 00	160	1731	1600
10 ⁰ / 00	100	786	1200
10 ⁰ / 00	140	1445	1300
10 ⁰ / 00	160	1840	1700

За результатами проведених досліджень можливо зробити наступні висновки:

- 1 Максимальні гальмівні шляхи пасажирського поїзда при швидкості 160 км/год на майданчику та нормованих спусках 6 ‰ та 10 ‰ склали відповідно 1588 м, 1731 м та 1840 м .
- 2 Середня та максимальна величини сповільнень пасажирського поїзда при швидкості 160 км/год склали відповідно 0,591 м/с² та 0,612 м/с² .
- 3 Питомі гальмівні сили у перерахунку на чавунні колодки для діапазонів швидкостей (130-140) км/год та (140 -160) км/год менше на 4,8 ‰ та 3,2 ‰ мінімально допустимих значень розрахункового гальмівного натиснення чавунних колодок на 100 тс.
- 4 Гальмівні шляхи на нормованих спусках 6 ‰ і 10 ‰ для швидкостей 140 км/год та 160 км/год перевищують мінімально допустимі значення відповідно на 11% та 7% .
- 5 Гальмівна ефективність пасажирського вагона відповідає нормативним вимогам для швидкості 160 км/год про що свідчать результати перерахунку питомої гальмівної сили на розрахункові коефіцієнти чавунних і композиційних колодок.

4.6 Визначення параметрів гальмівної системи пасажирського вагона за заданим значенням гальмівного шляху

У технічному завданні на проектування пасажирського вагона з дисковим гальмом, як правило, для максимальної швидкості руху вказується гальмівний шлях пасажирського поїзда. У цьому виникає завдання щодо вибору таких параметрів кліщового механізму, у яких гальмівна ефективність вагона задовольняє технічному завданню [176- 178].

Виходячи з поставленого завдання, запропоновано алгоритм визначення параметрів кліщового механізму (рисунк 4.26).

Як приклад розглядаємо пасажирський вагон з дисковим гальмом, для якого гальмівний шлях поїзда при екстреному пневматичному гальмуванні на майданчику не повинен перевищувати 1600 м за швидкості 200 км/год. Вибір необхідної ефективної площі гальмівного циліндра кліщового механізму наведено в таблиця 4.42

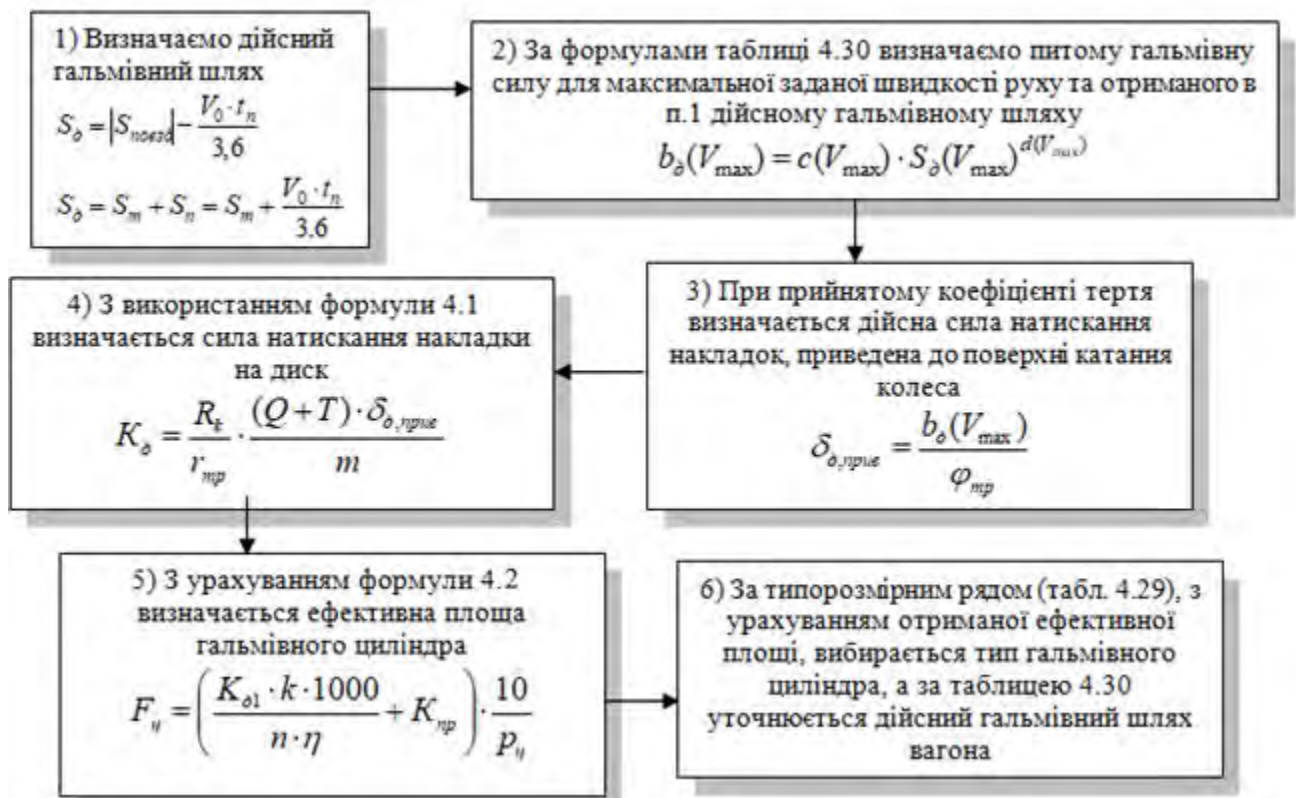


Рисунок 4.26- Алгоритм визначення параметрів кліщового механізму за заданим гальмівним шляхом пасажирського поїзда при максимальній швидкості на початку гальмування

Таблиця 4.42- Послідовність розрахунку на вибір параметрів кліщового механізму

Найменування параметру	Одиниця виміру	Результату розрахунку
1	2	3
Дійсна гальмівний шлях вагона при пневматичному екстреному гальмуванні $S_{\partial} = [S] - \frac{V_0 \cdot t_n}{3,6}$	м	$S_{\partial} = 1600 - \frac{200 \cdot 4}{3,6} = 1378$
Питома сила натиснення накладки на диск, що приведена до поверхні катання колеса при швидкості 200 км/год $b_{\partial} = 230,2766 \cdot S_{\partial}^{-1,0522}$	-	$b_{\partial} = 230,2766 \cdot 1378^{-1,0522} = 0,1146$
Коефіцієнт дійсної сили натиснення накладок, наведений до поверхні катання колеса $\delta_{\partial, прив} = \frac{b_{\partial}(V_{max}}{\phi_{mp}}$	-	$\delta_{\partial, прив} = \frac{0,1146}{0,35} = 0,3274$
Сила натиснення накладки на диск $K_{\partial 1} = \frac{R_k}{r_{mp}} \cdot \frac{(Q + T) \cdot \delta_{\partial, прив}}{m}$	кН	$K_{\partial 1} = \frac{957}{2 \cdot 233} \cdot \frac{698,47 \cdot 0,3274}{24} = 19,57$
Ефективна площа гальмівного циліндра $F_u = \left(\frac{K_{\partial 1} \cdot k \cdot 1000}{n \cdot \eta} + K_{пр} \right) \cdot \frac{10}{\rho_u}$	см ²	$F_u = \left(\frac{19,57 \cdot 2 \cdot 1000}{11,41 \cdot 0,97} + 630 \right) \cdot \frac{10}{380} = 109,64$
Згідно таблиця 4.29 вибирається найближча велика ефективна площа гальмівного циліндра	см ²	Приймається тип 18 гальмівного циліндра з ефективною площею 112
Для прийнятого типу гальмівного циліндра проводиться розрахунок гальмівної ефективності пасажирського поїзда.		

За результатами обчислень було встановлено, що для виконання заданих умов гальмівної ефективності, наведена питома гальмівна сила повинна становити не менше 0,1146, якій відповідає ефективна площа гальмівного циліндра 109,64 см². З

урахуванням типорозмірного ряду приймається тип гальмівного циліндра 18 з ефективною площею поршня 112 см^2 (див. таблиця 4.29).

Характеристики пасажирського вагона та гальма, прийняті до розрахунку, представлені у таблиця 4.43, а розрахунок питомої гальмівної сили – у таблиця 4.44.

Таблиця 4.43- Характеристики пасажирського вагона та гальмівної системи

Найменування характеристики	Одиниця виміру	Позначення	Величина
1	2	3	4
Конструкційна швидкість руху	км/год	V_k	200
Гальмівний шлях поїзда при пневматичному гальмуванні на майданчику та конструкційній швидкості не більше	м	S_k	1600
Вага вагона (тара)	кН (тс)	T	588,6 (60)
Вага вагона при повній місткості	кН (тс)	$Q + T$	698,47 (71,2)
Радіус пономірного колеса	мм	R_k	497
Ефективна площа гальмівного циліндра (тип 18)	см^2	F_u	112
Зусилля поворотної пружини	Н	$K_{пр}$	630
Передавальне число важеля	-	n	11,41
К.к.д. важільної передачі кліщового механізму	-	η	0,97
Число гальмівних дисків (три диски на осі)	шт.	$m_{диск}$	12
Кількість гальмівних накладок, що діють один диск.	шт.	k	2
Загальна кількість гальмівних накладок	шт.	m	24
Середній радіус тертя	мм	$r_{тр}$	233
Коефіцієнт тертя накладки	-	$\phi_{тр}$	0,35
Розрахунковий тиск у гальмівному циліндрі	кПа	p_u	380

Таблиця 4.44- Розрахунок питомої гальмівної сили

Найменування параметру	Одиниця виміру	Результату розрахунку
Дійсна сила натиснення накладки на диск $K_{\partial 1} = \frac{1}{k} \cdot (F_u \cdot p_u / 10 - K_{пр}) \cdot n \cdot \eta / 1000$	кН	$K_{\partial 1} = \frac{1}{2} \cdot (112 \cdot 380 / 10 - 630) \cdot 11,41 \cdot 0,97 / 1000 = 20,066$
Питома сила натиснення накладки на диск, приведена до поверхні катання колеса $\delta_{\partial, прив} = \frac{r_{mp}}{R_k} \cdot \frac{K_{\partial} \cdot m}{Q + T}$	-	$\delta_{\partial, прив} = \frac{2 \cdot 233}{957} \cdot \frac{20,066 \cdot 24}{698,47} = 0,3357$
Питома гальмівна сила $b_{\partial} = \delta_{\partial} \cdot \phi_{mp}$	-	$b_{\partial} = 0,3357 \cdot 0,35 = 0,1175$

Результати обчислення параметрів гальмівної системи пасажирського вагона, що визначають гальмівну ефективність, наведено у таблиця 4.45-таблиця 4.49

Таблиця 4.45– Розрахункові значення гальмівних шляхів пасажирського поїзда

V , км/год	На майданчику			На спуску 6 ‰			На спуску 10 ‰		
	Дійсний шлях, м	При електропневматичному гальмуванні, м	При пневматичному гальмуванні, м	Справжній шлях, м	При електропневматичному гальмуванні, м	При пневматичному гальмуванні, м	Дійсний шлях, м	При електропневматичному гальмуванні, м	При пневматичному гальмуванні, м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
40	56	78	100	59	83	106	61	86	111
50	87	115	143	92	122	151	96	127	157
60	126	159	192	133	168	203	138	175	211
70	171	209	248	180	222	263	187	231	273
80	222	267	311	235	283	329	244	294	342
90	281	331	381	297	350	403	308	364	419
100	346	402	457	365	425	483	379	442	502
110	418	479	540	441	507	571	458	527	593
120	496	563	629	523	595	665	543	619	691
130	581	653	725	613	690	766	636	718	796
140	672	750	827	709	792	874	736	823	908
150	769	852	936	811	901	988	842	936	1026
160	873	961	1050	920	1016	1109	955	1055	1151
170	982	1077	1171	1035	1137	1236	1074	1181	1283
180	1098	1198	1298	1157	1264	1369	1200	1313	1421

Кінець таблиця 4.45

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
190	1219	1324	1430	1284	1398	1509	1332	1451	1566
200	1346	1457	1568	1418	1538	1654	1471	1596	1717

Таблиця 4.46– Сповільнення пасажирського поїзда на майданчику

V_0 , км/год	Час, с	Середнє сповільнення, м/с ²	Максимальне сповільнення, м/с ²
1	2	3	4
40	18,10	-0,6119	-0,6107
50	20,60	-0,6714	-0,6692
60	23,10	-0,7181	-0,7148
70	25,60	-0,7558	-0,7512
80	28,10	-0,7871	-0,7811
90	30,60	-0,8134	-0,8059
100	33,10	-0,8359	-0,8268
110	35,60	-0,8555	-0,8447
120	38,10	-0,8727	-0,8601
130	40,60	-0,8880	-0,8736
140	43,00	-0,9018	-0,8854
150	45,50	-0,9143	-0,8958
160	47,90	-0,9257	-0,9050
170	50,30	-0,9363	-0,9133
180	52,80	-0,9460	-0,9207
190	55,20	-0,9551	-0,9274
200	57,50	-0,9638	-0,9334

Таблиця 4.47- Питомі гальмівні сили у перерахунку на чавунні колодки

V_0 км/год	Питома гальмівна сила	Питома гальмівна сила у перерахунку на композиційні колодки	Питома гальмівна сила у перерахунку на чавунні колодки
1	2	3	4
40	0,1175	0,7914	0,3741
50	0,1175	0,8568	0,3837
60	0,1175	0,9158	0,3926
70	0,1175	0,9693	0,4009
80	0,1175	1,0182	0,4085
90	0,1175	1,0629	0,4157
100	0,1175	1,1042	0,4223
110	0,1175	1,1424	0,4286

Кінець таблиця 4.47

1	2	3	4
120	0,1175	1,1780	0,4344
130	0,1175	1,2112	0,4399
140	0,1175	1,2423	0,4451
150	0,1175	1,2716	0,4500
160	0,1175	1,2992	0,4546

Таблиця 4.48- Єдине найменше гальмівне натиснення для пасажирських поїздів у перерахунку на чавунні колодки [150]

максимальна швидкість руху, км/год	Допустиме найменше гальмівне натиснення на 100 тс ваги поїзда, тс	Розрахункове гальмівне натиснення на 100 тс ваги поїзда, тс
до 120 км/год включно	60 (0,6)	117,8 (1,1780)
від 120 км/год до 130 км/год	68 (0,68)	121,1 (1,2112)
від 130 км/год до 140 км/год	78 (0,78)	124,2 (1,2423)
від 140 км/год до 160 км/год	80 (0,80)	129,9 (1,2992)

Таблиця 4.49- Величини гальмівного шляху пасажирського поїзда на нормованих спусках при екстрених гальмуваннях

Величина ухилу	Швидкість на початку гальмування, км/год	Гальмівний шлях пасажирського поїзда на спусках, м	Максимально допустимі значення, згідно з інструкцією [151]
1	2	3	4
$6^{\circ}/_{00}$	100	483	1000
$6^{\circ}/_{00}$	140	874	1200
$6^{\circ}/_{00}$	160	1109	1600
$10^{\circ}/_{00}$	100	502	1200
$10^{\circ}/_{00}$	140	908	1300
$10^{\circ}/_{00}$	160	1151	1700

РОЗДІЛ 5 МЕТОДОЛОГІЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

При проектуванні та виборі основних раціональних параметрів та характеристик нової конструкції одиниць рухомого складу залізниць паралельно з розрахунковими проводяться експериментальні дослідження в лабораторіях на моделях, макетах, натурних вузлах та дослідних зразках вагонів.

Найбільш повна та достовірна інформація про технічні характеристики та властивості вагона може бути отримана в процесі випробувань натурального зразка на експлуатаційних ділянках залізничної колії різного стану або на спеціально пристосованих для цих цілей випробувальних полігонах.

Остаточна оцінка гальмівної ефективності вагона здійснюється за результатами гальмівних ходових випробувань. При цьому актуальними є проблеми отримання достовірних результатів випробувань.

Експеримент є найважливішою складовою наукових досліджень, в основі якого лежить науково поставлений досвід з точно врахованими та керованими умовами. Основними цілями експерименту є виявлення властивостей об'єктів, що досліджуються, перевірка справедливості гіпотез і на цій основі широкі і глибоке вивчення теми наукового дослідження. Постановка та організація експерименту визначаються його призначенням.

Структура експерименту включає: побудова моделі об'єкта дослідження, свідоме та планомірне зміна, комбінування умов експерименту та впливів на об'єкт, отримання експериментальних даних, їх обробку. На всіх стадіях дослідження має контролюватись дотримання об'єктивних законів науки. За наслідками експерименту формуються висновки. Для проведення експерименту будь-якого типу необхідно провести низку попередніх дій:

- 1 розробити гіпотезу, яка підлягає перевірці;
- 2 створити програму експериментальних робіт;
- 3 визначити способи та прийоми втручання в об'єкт дослідження;
- 4 забезпечити умови для здійснення процедури експериментальних робіт;
- 5 розробити шляхи та прийоми фіксування ходу та результатів експерименту;

- 6 підготувати засоби експерименту (прилади, установки, моделі тощо);
- 7 забезпечити експеримент необхідним обслуговуючим персоналом.

Особливого значення має правильна розробка методики експерименту. Методика – це сукупність розумових та фізичних операцій, розміщених у певній послідовності, відповідно до якої досягається мета дослідження. Вона повинна включати такі елементи [84]:

- проведення попереднього цілеспрямованого спостереження над досліджуваним об'єктом або явищем з метою визначення вихідних даних (гіпотез, вибору факторів, що варіюються);
- створення умов, за яких можливе експериментування (підбір об'єктів для експериментального впливу, усунення впливу випадкових факторів);
- визначення меж вимірів;
- систематичне спостереження за перебігом розвитку досліджуваного явища у процесі експерименту та точні описи фактів;
- проведення систематичної реєстрації вимірюваних величин різними засобами та способами;
- створення повторюваних ситуацій, зміна характеру умов та перехресні впливи, створення ускладнених ситуацій з метою підтвердження чи спростування раніше отриманих даних;
- перехід від емпіричного вивчення до логічних узагальнень, до аналізу та теоретичної обробки отриманого фактичного матеріалу.

Обсяг та трудомісткість досліджень залежать від ступеня точності прийнятих засобів вимірювань та глибини теоретичних розробок. Чим чіткіше сформульована теоретична частина дослідження, тим менший обсяг експерименту. Кількість завдань для конкретного експерименту не повинна бути надто великою (як правило 3 – 4, максимально до 10).

При реєстрації величин під час одного й того процесу при повторенні досліду спостерігається що повторні показники на приладах, зазвичай, неоднакові. Відхилення пояснюються різними причинами – неоднорідністю властивостей досліджуваного тіла, похибкою приладів, суб'єктивними особливостями

експериментатора та інших. Чим більше випадкових чинників, які впливають дослід, тим більше розбіжності значень, одержуваних при вимірах. Це веде до необхідності повторних вимірів. Встановлення потрібної мінімальної кількості вимірювань має велике значення, оскільки дає можливість отримання найбільш об'єктивних результатів за мінімальних витрат часу та коштів. Воно має забезпечити стійке середнє значення вимірюваної величини, що задовольняє заданий рівень точності.

Важливим етапом є обробка даних, що зводиться до систематизації всіх значень, класифікації, аналізу. Результати експериментів повинні бути зведені в легкочитані форми запису - таблиці, графіки, формули, що дозволяють швидко порівнювати та аналізувати отримані результати. Розмірність усіх параметрів має відповідати єдиній системі фізичних величин. Особлива увага в методиці має бути приділена математичним методам обробки та аналізу дослідних даних.

Підвищення достовірності результатів випробувань досягається застосуванням більш досконалих методів запису та обробки результатів, а також методики проведення дослідження [179-181].

Найбільш перспективною є автоматизація проведення випробувань, яка дозволяє звести до мінімуму кількість помилок, викликаних людським фактором, підвищити точність обчислень та скоротити час на проведення випробувань.

Гальмівні випробування проводяться з метою перевірки характеристик гальмівної системи та її ефективності на відповідність нормативним вимогам [92, 93, 122, 150].

Як правило, гальмівні випробування складаються з двох етапів – на першому етапі здійснюється перевірка функціонування гальмівної системи у стаціонарних умовах, на другому – ходові гальмівні випробування. У процесі проведення стаціонарних та поїзних гальмівних випробувань оцінюється технічний стан та функціонування гальма, визначаються основні характеристики гальмівної системи, а також гальмівна ефективність вагона.

5.1 Стационарні випробування гальмівної системи вагона

Стационарні випробування виконуються з метою перевірки характеристик гальмівної системи на відповідність до нормативних вимог [122]. В результаті випробувань визначаються такі параметри:

- час наповнення та тиск стисненого повітря в гальмівних приладах та гальмівній магістралі за різних режимів гальмування;
- час відпуску гальм;
- щільність гальмівної та живильної магістралей, живильного та запасного резервуарів, гальмівних циліндрів;
- сили натискання колодок при дії стоянкового гальма;
- сили натискання колодок на колеса під час гальмування.

Роботоздатність гальмівної системи контролюється та оцінюється шляхом:

- гальмування та відпуску при зниженні тиску в гальмівній магістралі на 0,040 МПа (самовільний відпуск);
- гальмування та відпустк при зниженні тиску в гальмівній магістралі на 0,025-0,035 МПа;
- екстреного гальмування та відпуску;
- перевірка нечутливості гальма до повільного зниження тиску в гальмівній магістралі темпом 0,18 МПа за 6 с;
- перевірка чутливості гальма (мінімальне зниження тиску в гальмівній магістралі, при якій відбувається гальмування);
- перевірки невичерпності гальма;
- перевірка дії ручного гальма.

Програмою та методикою можуть передбачатися додаткові критерії перевірки працездатності гальма.

Найбільш достовірні та точні результати можуть бути отримані на основі індикаторних діаграм зміни тиску в гальмівних приладах. Для цього використовуються датчики тиску, попередньо проградуйовані на спеціальних стендах.

Для вимірювання дійсних сил натискання колодок на колеса під час гальмування використовуються силовимірювальні датчики.

Для колодкового гальма дійсні сили натискання перераховуються на розрахункові сили за формулами, наведеними у розділі 2.

5.2 Методологія ходових гальмівних випробувань

Найважливішим і найскладнішим видом випробувань гальмівної техніки є ходові гальмівні випробування, в результаті яких підлягають визначенню:

- гальмівні шляхи в діапазоні заданих швидкостей на початку гальмування;
- фактичний гальмівний коефіцієнт;
- невичерпність гальмівної системи;
- коефіцієнти зчеплення колеса з рейкою та його вплив на виникнення юза;
- фактичний коефіцієнт тертя колодок;
- величини сповільнень вагона та поїзда.

У практиці експериментальних досліджень вагонів набули поширення такі методи проведення ходових гальмівних випробувань як [181]:

- гальмування всього дослідного зчепу гальмівними засобами тільки досліджуємого вагона без його відчеплення. З цих дослідів визначають гальмівний шлях зчепу для досліджуваного діапазону початкових швидкостей гальмування. Порядок подальшого визначення гальмівних характеристик досліджуємого вагона залежить від співвідношення його ваги та ваги решти зчепу. Недоліком такого методу є значні технологічні труднощі, тривалість проведення випробувань та одержання коефіцієнта гальмівного натискання малої величини, що ускладнює користування номограмами розрахункових гальмівних шляхів .
- послідовне гальмування двох зчепів. Відповідно до цього методу гальмівним випробуванням спочатку піддається зчеп, сформований з локомотива, вагона-лабораторії та одного або декількох досліджуємих вагонів, а потім зчеп, з якого виключено один із досліджуємих вагонів (рисунок 5.1).



Рисунок 5.1- Метод послідовних гальмування

За отриманими значеннями гальмівного шляху визначаються гальмівні коефіцієнти обох зчепів, а коефіцієнт гальмівного натискання дослідного вагона визначається за формулою [179, 181]:

$$\delta_{\text{в}} = \delta_{\text{с1}} + \frac{Q_1}{Q_2} \cdot (\delta_{\text{с1}} - \delta_{\text{с2}}), \quad (5.1)$$

де δ_1 - розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок (накладок) поїзда з дослідним вагоном;

δ_2 - розрахунковий коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок (накладок) поїзда без дослідного вагона;

Q_1 - вага поїзда без дослідного вагона, кН (тс);

Q_2 - вага дослідного вагона, кН (тс).

Розрахункові коефіцієнти, що входять до правої частини формули 5.1, визначаються за номограмами або таблицями.

До недоліків цього методу слід віднести збільшення часу випробувань у порівнянні з першим способом (для однієї і тієї ж швидкості необхідно зробити два досліді), крім того, для отримання необхідної точності необхідно провести досить великий обсяг дослідів (випробувань).

Метод послідовних гальмування застосовується в основному для багатовісних вагонів (транспортери, восьмивісні цистерни або напіввагони), також цей метод використовується за відсутності умов проведення випробувань методом «кидання».

Більш точним порівняно з попередніми методами є вимірювання гальмівного шляху дослідного вагона методом «кидання», при якому вагон автоматично відчепляється від дослідного поїзда при досягненні ним заданої початкової швидкості гальмування. Метод «кидання» має ряд специфічних особливостей і вимагає обов'язкового огороження всієї ділянки, на якій відбувається гальмування, тому що після розчеплення випробуваний вагон рухається самостійно, без керування, під дією тільки свого гальма, а також вимагає спеціального обладнання вагона-лабораторії та чіткої взаємодії всіх учасників випробувань, включаючи локомотивну бригаду. Такі випробування проводяться на прямій ділянці колії з майданчиком або ухилом не більше 1 ‰ , обов'язковою умовою є «кидання» дослідного вагона у протилежний бік ухилу.

Для виробництва випробувань методом «кидання» складається дослідний поїзд, що складається з локомотива, вагона - лабораторії та дослідного вагона. Гальмівний шлях досліджуваного вагона визначається як різниця відстаней вагона, що проходить - лабораторією при прямому і зворотному рухах (рисунк 5.2).

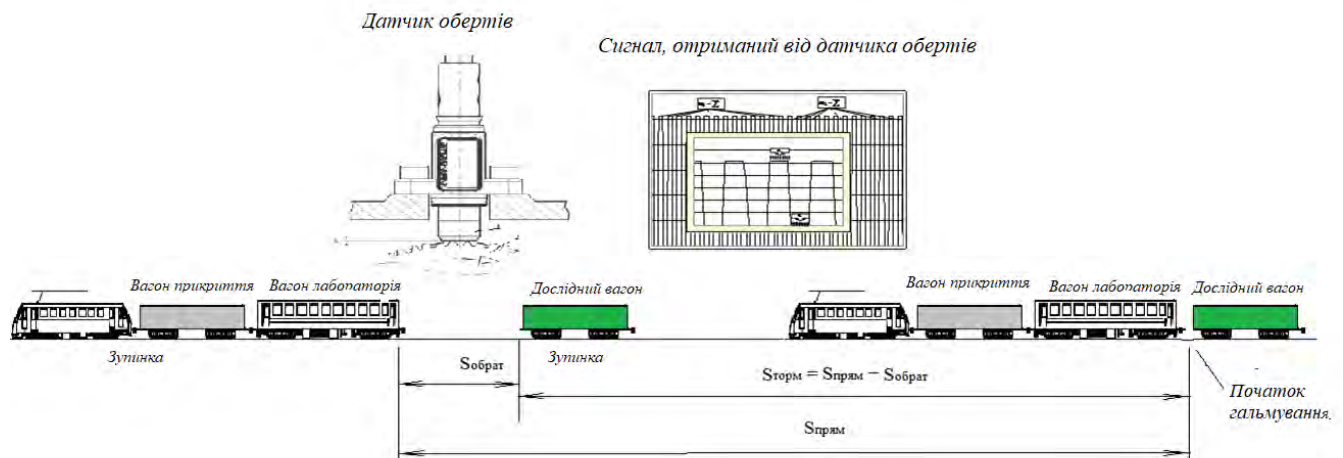


Рисунок 5.2– Метод «кидання»

Вагон-лабораторія обладнується спеціальними приладами та пристроями (рисунк 5.3).

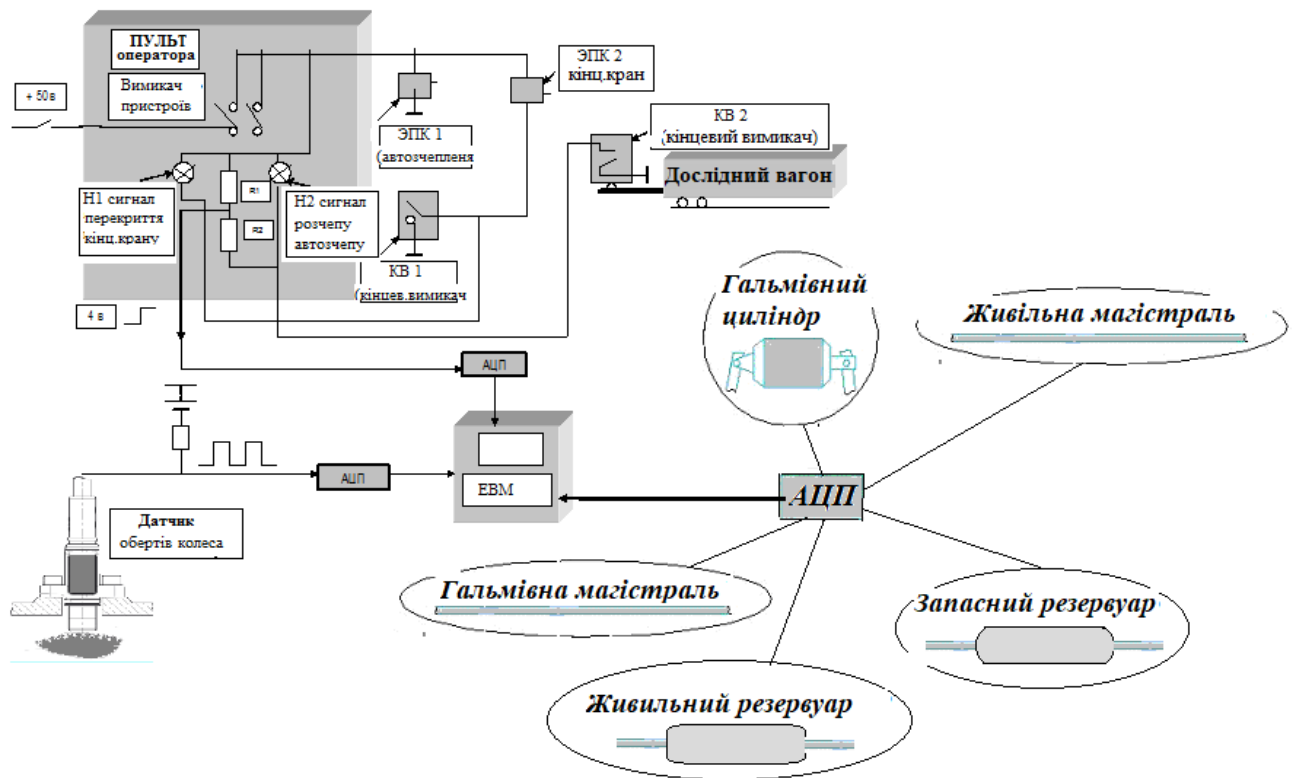


Рисунок 5.3– Випробувальний комплекс вагона-лабораторії

Випробувальний комплекс включає:

- пульт управління, який має табло з контрольними приладами і дві кнопки: одна для розчеплення автозчеплення, інша для повернення штока пневмоциліндра у вихідне положення (для зчеплення автозчеплення), на табло є дві сигнальні лампочки – зелена та червона, зелена лампочка загоряється при розчепленні автозчеплень, червона лампочка – при перекритті кінцевого крана;
- два пневмоциліндри, один з яких служить для розчеплення автозчепів дослідного вагона та вагона-лабораторії, інший – для перекриття кінцевого крана гальмівної магістралі вагона-лабораторії;
- електропневмоклапани служать для керування пневмоциліндрами;
- кінцеві вимикачі;
- датчики числа обертів колеса;
- датчики тиску гальмівної магістралі;
- підсилювачі;

- аналоговий цифровий перетворювач (АЦП), який надходить сигнал від датчика обертів колеса;
- ЕОМ - для запису числа оборотів, швидкості, тиску в гальмівній магістралі.

Пневмоциліндр для розчеплення автозчеплень розташований під вагоном-лабораторією, кріпиться до хребтової балки на спеціальній плиті та за допомогою ланцюга з'єднаний з валиком підйомника автозчеплення вагона-лабораторії. Включення електропневмоклапана здійснюється кнопкою на пульті управління, а хід штока пневмоциліндра повинен бути відрегульований таким чином, щоб замок автозчеплення потрапляв у кишеню корпусу автозчеплення, а тильною стороною замикав контакти кінцевого вимикача, включеного в електричний ланцюг із зеленою лампочкою на пульті управління, а також пневмоциліндра перекриття кінцевого крана гальмівної магістралі вагона лабораторії. Пневмоциліндр для перекриття кінцевого крана кріпиться в торцевій частині вагона з боку перехідного майданчика і за допомогою сталевого троса з'єднаний зі спеціальною рукояткою кінцевого крана гальмівної магістралі вагона-лабораторії. Управління пневмоциліндром здійснюється електропневмоклапаном, який надходить електричний сигнал від кінцевого вимикача у момент роз'єднання вагонів. Шток пневмоциліндра в крайньому положенні при перекритті замикає за допомогою кінцевого вимикача електричний ланцюг червоної лампочки на пульті керування. Важливою умовою є перекриття кінцевого крана до моменту роз'єднання рукавів зчеплених вагонів, інакше може статися екстрене гальмування дослідного складу.

Датчик обертів колеса встановлюється в торцевій частині осі однієї з колісних пар вагона лабораторії, індуктор представляє зубчасте колесо з П-подібними зубцями, що зумовлює дискретний характер вихідного сигналу.

Вагон-лабораторія обладнана робочими місцями:

- керівник випробувань;
- оператора стеження;
- оператора руху;
- оператора ЕОМ.

5.3 Технологічний процес проведення ходових гальмівних випробувань методом "кидання"

Виконання випробувань методом «кидання» здійснюється за сценарієм, що визначає взаємодію учасників у процесі проведення досвіду. Обов'язковою умовою є обладнання робочих місць раціями для двостороннього зв'язку, який повинен вестися безперервно протягом усього досвіду.

Перед проведенням випробувань проводиться огляд та перевірка гальмівного обладнання дослідного вагона щодо його технічного стану. Працездатність системи розчеплення автозчеплення та перекриття кінцевого крана гальмівної магістралі, встановленої на вагоні-лабораторії, перевіряється шляхом імітації екстреного гальмування. Особлива увага при цьому повинна приділятися механізму автоматичного розчеплення автозчіпок та перекриттю кінцевого крана гальмівної магістралі на вагоні-лабораторії, у разі потреби здійснюється їх регулювання. Остаточна перевірка системи проводиться у результаті проведення пробного досвіду («кидання») при швидкості трохи більше 40 км/год.

Після з'єднання зчепа з дослідним вагоном, проводиться огляд гальмівної системи дослідного вагона та запис до журналу випробувань параметрів, зазначених у «Програмі та методиці...» на випробуваний вагон.

Керівник випробувань . Керівником випробувань призначається співробітник, який має досвід проведення поїздних гальмівних випробувань вагонів та знає систему, встановлену на вагоні-лабораторії. До обов'язків керівника входить загальне керівництво операторами та локомотивною бригадою.

Перед проведенням випробувань керівник зобов'язаний:

- провести інструктаж з техніки безпеки працівників, які беруть участь у випробуваннях із записом у відповідному журналі;
- провести розподіл співробітників за робочими місцями та перевірити знання обов'язків кожного співробітника, приділивши особливу увагу взаємодії при позаштатних ситуаціях;

- проконтролювати справність та працездатність обладнання, встановленого на вагон-лабораторії, заправлення ПММ дизель-генератора та його працездатність при цьому параметри системи повинні відповідати умовам випробувань, а дизель-генератор виробляти напругу, що забезпечує роботу приладів без збоїв;
- спільно зі співробітниками провести огляд ударно-тягових, ходових та гальмівних систем дослідного вагона (технічний стан ударно-тягових приладів, ходової частини (візка) та гальмівна система повинні бути у справному стані та відповідати НТД, перевірити роботу автозчіпного пристрою) ;
- провести інструктаж локомотивної бригади приділивши увагу особливостям проведення гальмівних випробувань (особливу увагу приділити процесу осаджування складу до гальмівного дослідного вагону, вказавши що пригальмовування складу здійснювати тільки гальмівною системою локомотива);
- провести контроль працездатності системи з автоматичного розчеплення автозчепів та перекриття кінцевого крана на вагон-лабораторії .

Оператор стеження. Як правило, операторами стеження призначаються два учасники випробувань: один (основний) відповідає за включення механізму розчепу автозчепів, інший (дублюючий) спостерігає за механізмом перекриття кінцевого крана на вагоні-лабораторії. Робочим місцем операторів стеження є торцева частина вагона-лабораторії з боку розташування механізмів розчеплення. До його обов'язків входить:

- перевірка працездатності гальмівної системи дослідного вагона шляхом пробного гальмування та вимірювання її основних параметрів (тиск у гальмівному циліндрі та повітророзподільнику, вихід штока гальмівного циліндра);
- перевірка та регулювання механізму розчепу автозчеплень і перекриття кінцевого крана шляхом включення кнопки на пульті при цьому повинні загорітися відповідно зелена та червона сигнальні лампочки, а

пневмоциліндри привести в дію механізми, результати перевірки доповідають керівнику випробувань;

- вимірювання виходу штока гальмівного циліндра, а по манометрах визначають кінцевий тиск у гальмівному циліндрі, запасному резервуарі та інших гальмівних резервуарах після з'єднання вагона-лабораторії з дослідним вагоном;
- ведення журналу випробувань, який записують параметри гальмівної системи дослідного вагона;
- спостереження за системою розчепу та перекриття кінцевого крана, передача інформації про процес гальмування дослідного вагона, відстані до нього як при гальмуванні, так і при зчепленні з ним.

Оператор руху. Робоче місце оператора руху знаходиться у кабіні локомотива.

До обов'язків оператора руху входить:

- проведення інструктажу локомотивної бригади щодо взаємодії з учасниками випробувань у вагоні-лабораторії у процесі руху та гальмування. Особливу увагу приділяє процесу осаджування складу до загальмованого дослідного вагона, а також вказати, що стиснення складу, з метою полегшення розчеплення автозчепів, здійснюються тільки гальмівною системою локомотива;
- ведення журналу випробувань, у якому вказує дату, тип локомотива та місце приписки, дані про локомотивну бригаду, номер досліду (кидання) та фактичну швидкість на початку гальмування (за локомотивним швидкостеміром), за пікетами визначає та заносить до журналу величину прямого та зворотного шляху, про отримані параметри повідомляє керівника випробувань.

Оператор ЕОМ. На робоче місце оператора ЕОМ призначається співробітник, який має досвід роботи на ЕОМ, який знає програму та обробку результатів записаних даних.

До обов'язків оператора ЕОМ входить:

- проведення контролю за працездатністю всіх електротехнічних систем вагона-лабораторії;
- тестування ЕОМ та програми запису оборотів колеса та обробки результатів випробувань;
- за вказівкою керівника випробувань здійснює запуск або зупинення програми запису;
- після закінчення досвіду перевіряє якість запису та можливість її подальшої обробки. Про результати перевірки повідомляє керівнику випробувань.

5.4 Апаратно-програмний вимірювальний комплекс для визначення та оцінки гальмівної ефективності одиниць рухомого складу

Важливим розділом дослідження є вибір методів одержання, обробки та аналізу експериментальних даних. Підвищення достовірності результатів випробувань досягається застосуванням досконаліших методів запису та обробки результатів .

Запис вимірюваних показників на ЕОМ здійснюється з допомогою програми, структура якої представлено на рисунок 5.4 [11]

Апаратно-програмне моделювання можна вважати окремим випадком напівнатурного моделювання. На першому етапі розробляється концептуальна модель заданого класу систем на основі аналізу типових процесів, структур та апаратних блоків. Концептуальна модель реалізується на апаратно-програмних засобах моделюючого комплексу. При цьому моделюючий комплекс може налаштовуватись на відповідну структуру системи програмним шляхом за рахунок можливості програмування структури. Частина апаратних та програмних засобів мікропроцесорного моделюючого комплексу безпосередньо відображає апаратно-програмні засоби, що входять до досліджуваної системи (апаратне моделювання), інша частина реалізує імітаційну модель функціональних засобів досліджуваної системи, зовнішньої обстановки, впливу перешкод тощо (програмне моделювання) [182].

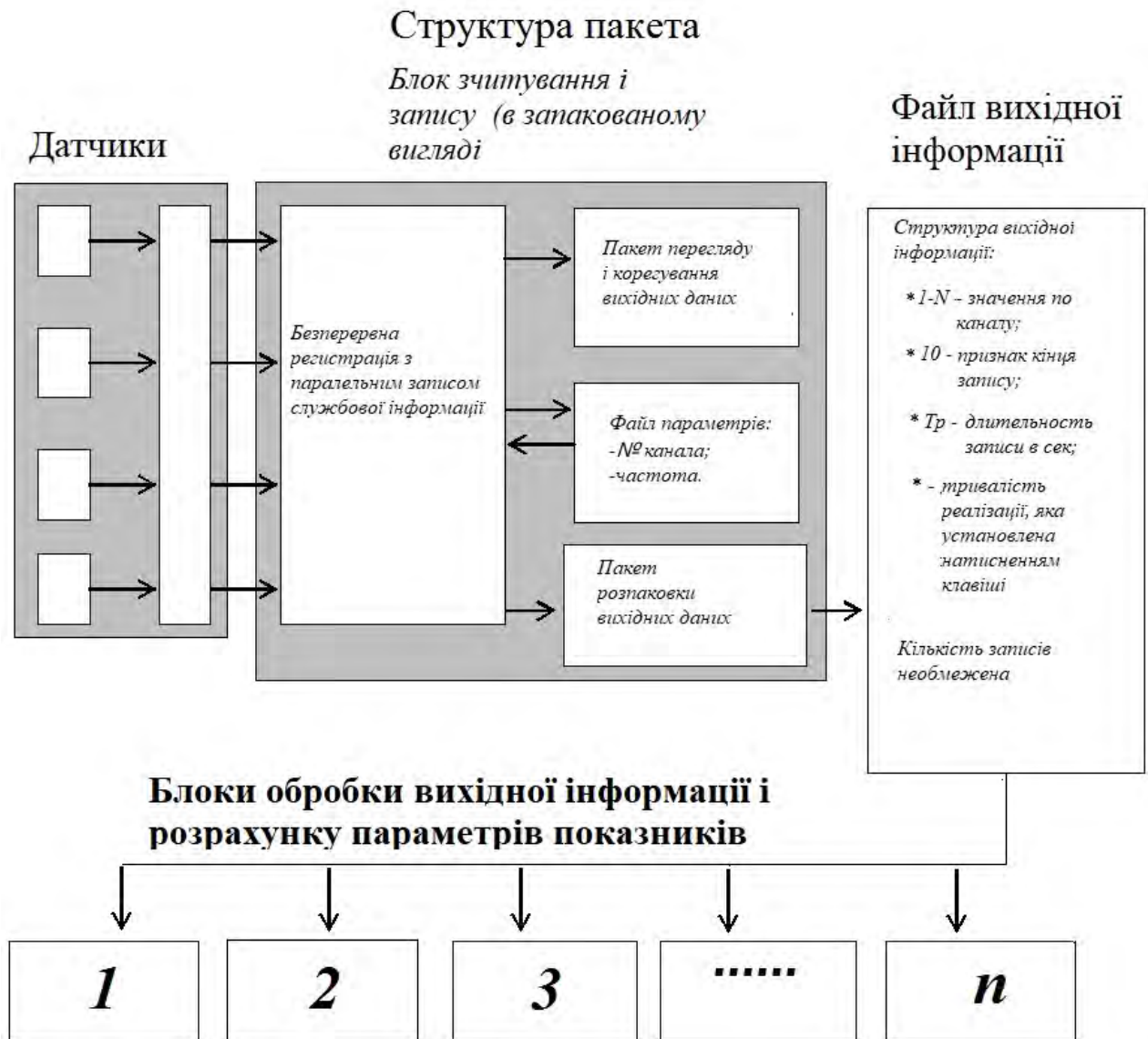


Рисунок 5.4- Структура пакета програм запису сигналів

Розробка апаратно-програмних моделюючих комплексів є складним технічним завданням. Незважаючи на це застосування таких комплексів знаходить все більшого поширення. За достатньої продуктивності обчислювальних засобів комплексу процес дослідження системи може вестись у реальному масштабі часу. У складі комплексу можуть використовуватися як універсальні мікроЕОМ загального призначення, так і обчислювальні засоби, що безпосередньо входять до досліджуваної системи. Подібні моделюючі комплекси є універсальними стендами для розробки та налагодження апаратно-програмних засобів, проєктованих систем заданого класу. Вони можуть використовуватися як тренажери з навчання обслуговуючого персоналу.

Найбільш перспективною є автоматизація проведення випробувань, яка дозволяє звести до мінімуму кількість помилок, викликаних людським фактором, підвищити точність обчислень та скоротити час на проведення випробувань.

Сигнали від датчиків мають аналогову структуру, перетворення яких в цифровий сигнал здійснюється за допомогою аналого-цифрового перетворювача (АЦП), частота опитування якого, залежно від об'єкта випробувань, може задаватися від 5 кГц і вище. Графік зміни досліджуваних процесів на виході з АЦП містить складові, зумовлені як білим шумом підсилювача, так і перешкодами електрообладнання, що працює, вагона і приладів (рисунки 5.5).

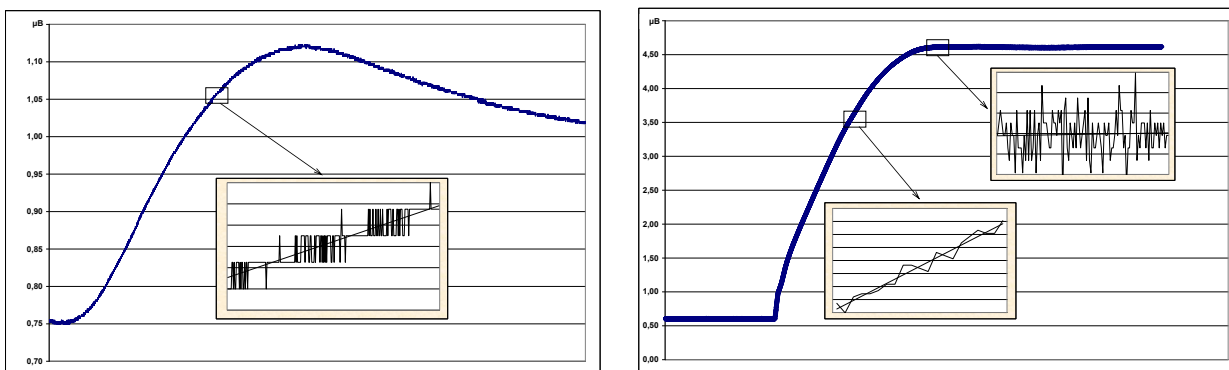


Рисунок 5.5- Сигнали, які отримують від датчиків після АЦП

Для згладжування експериментальних даних використовуються шматково-лінійні функції.

Для лінійної інтерполяції сигналу в інтервалі часу Δt застосовується перша інтерполяційна формула Ньютона [84]:

$$a_i(t) = \frac{\Delta a_i}{\Delta t_i} \cdot t + (a_{0i} - \frac{\Delta a_i}{\Delta t_i} \cdot t_{0i}), \quad (5.2)$$

де i – номер інтервалу, на які розбивається час процесу;

$\Delta t_i = t_{ki} - t_{0i}$ - тривалість i - го інтервалу;

$\Delta a_i = a_{ki} - a_{0i}$, a_{0i} і a_{ki} - середні значення амплітуд відповідно на початку та наприкінці інтервалу.

Число інтервалів розбиття часу процесу, що визначається за формулою:

$$n = \frac{N}{\omega \cdot \Delta t} = 10 \cdot \frac{N}{\omega}, \quad (5.3)$$

де N – масив значень імпульсів;

ω - частота опитування, 1/с.

Для більшості гальмівних параметрів інтервал розбиття часу процесу може прийнятий рівним $\Delta t_i = 0,1$ тоді з урахуванням формули (5.2) рівняння згладженої кривої запишеться у вигляді:

$$f(t) = a_0 + \sum_{i=1}^n 10 \cdot \Delta a_i \cdot t + (a_{0i} - 10 \cdot \Delta a_i \cdot t_{0i}), \quad (5.4)$$

Для перекладу вимірних сигналів від датчиків у фізичні одиниці використовуються аналітичні вирази градувальних (тарувальних) графіків.

Вимірювання оборотів та швидкості вагона здійснюється за сигналами від датчика оборотів, при цьому на виході з АЦП утворюється дискретний сигнал П – подібної форми (рисунок 5.6).

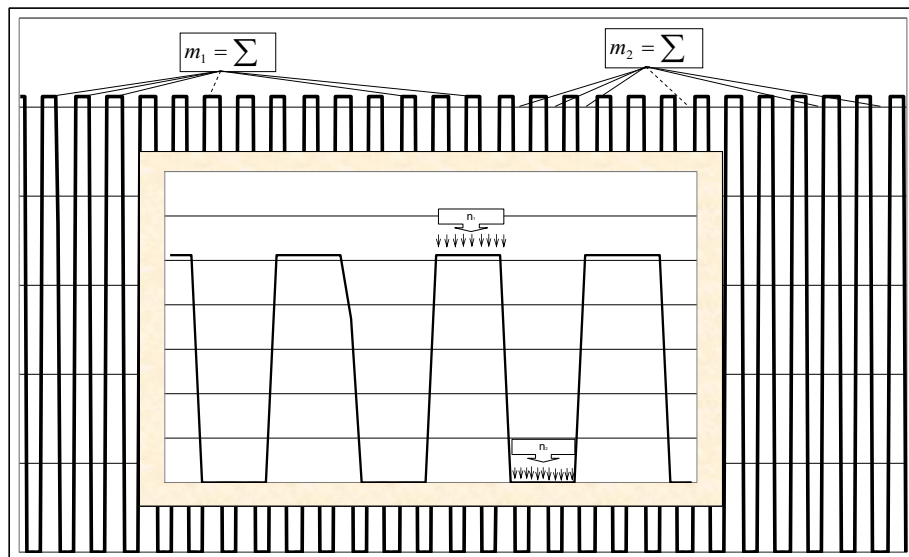


Рисунок 5.6– Сигнал, що отримується від датчика обертів

Число обертів колеса ($n_{об}$) визначається за кількістю виступів (m_1) і западин (m_2) зубчастого колеса за період від початку гальмування до повної зупинки вагона та сумарному числу зубів (z_1) і западин (z_2) зубчастого колеса:

$$n_{об} = \frac{m_1 + m_2}{z_1 + z_2}, \quad (5.5)$$

Гальмівний шлях визначається добутком числа оборотів ($n_{об}$) на фактичну довжину кола (L) колеса:

$$S_T = n_{об} \cdot L_K, \quad (5.6)$$

Фактична довжина кола колеса вагона-лабораторії визначається експериментальним методом, що полягає у вимірі відрізка колії, що проходить

вагоном за не менше ніж десять обертів колеса і подальшому розподілі величини відрізка на число обертів (рисунок 5.7).



Рисунок 5.7- Методика визначення фактичної довжини кола колеса

Значення гальмівних шляхів, отримані в результаті поїзних ходових гальмівних випробувань, є випадковими величинами, тому їх систематизації використовуються методи математичної статистики. На основі статистичних методів визначається рівняння лінії тренду, що відображає аналітичну залежність гальмівного шляху вагона (S) від швидкості (V) на початку гальмування ($S = F(V)$).

Відсівання грубих похибок здійснюється статистичними методами при рівні значимості $p = 0,05$, що відповідає довірчій ймовірності 0,95. Для цього визначалася абсолютна величина різниці (r_i) гальмівного шляху $S(V_i)$, отриманого за рівнянням та гальмівного шляху, виміряного в процесі випробувань (S_i) при швидкості (V_i):

$$r_i = \text{abs}(F(V_i) - S_i), \quad (5.7)$$

Для вибірки невеликого обсягу ($n < 25$) використовується метод обчислення максимального відносного відхилення [84]

$$|r_i - \bar{r}| / \bar{S} \leq \tau_{1-p}, \quad (5.8)$$

де r_i - крайній (найбільший чи найменший) елемент різниці, обчислений за такою формулою (5.7);

$\bar{r}$ - середнє значення відхилення ;

$\bar{S}$ - середньоквадратичне відхилення ;

τ_{1-p} - табличне значення статистики τ , обчисленої при довірчій ймовірності 0,96.

Після виключення i -го значення знову будується теоретична крива за скороченою вибіркою і процес повторюється до виконання нерівності (5.8).

Для вибірки великого обсягу використовуються таблиці розподілу Стюдента . Критичне значення $\tau_p(p)$ - відсоткова точка нормованого вибіркового відхилення) виражається через критичне значення розподілу Стюдента ($\tau_{p,n-2}$) за формулою:

$$\tau_{(p,n)} = \frac{t_{(p,n-2)} \cdot \sqrt{n-1}}{\sqrt{n-2 + (t_{(p,n-2)})^2}}, \quad (5.9)$$

Оцінка параметрів моделі перевіряється на значущість на відміну від нуля за значимістю коефіцієнта кореляції з використанням критерію Стюдента. Розрахункове значення критерію визначається за такою формулою:

$$t_{кр} = \frac{r \cdot \sqrt{n-2}}{\sqrt{1-r^2}}, \quad (5.10)$$

де r_{xy} - Коефіцієнт кореляції між S_i і V_i , визначається за формулою [84]:

$$r_{xy} = \frac{1}{(n-1) \cdot \sqrt{\sigma_S} \cdot \sqrt{\sigma_V}} (\sum_{i=1}^n S_i \cdot V_i - n \cdot \bar{S} \cdot \bar{V}), \quad (5.11)$$

де σ – дисперсія.

Табличне значення визначається за таблицею t -розподілу при значущості $\alpha = 0,05$ та числі ступенів свободи $k = n - 2$.

5.5 Опис програмного комплексу для запису та обробки первинної інформації при ходових гальмівних випробуваннях

Для автоматизації експериментальних досліджень гальмівної техніки рухомого складу у державному підприємстві «Український науково-дослідний інститут вагобудування» (ДП «УкрНДІВ») було розроблено програмний комплекс "DynamicBrake" (рис. 5.8), функціонує в середовищі виконання NET Framework версій 6.5 і вище, що дозволяє використовувати його на всіх апаратних та програмних платформах, на які портоване дане середовище виконання [182] .

"DynamikBrake"

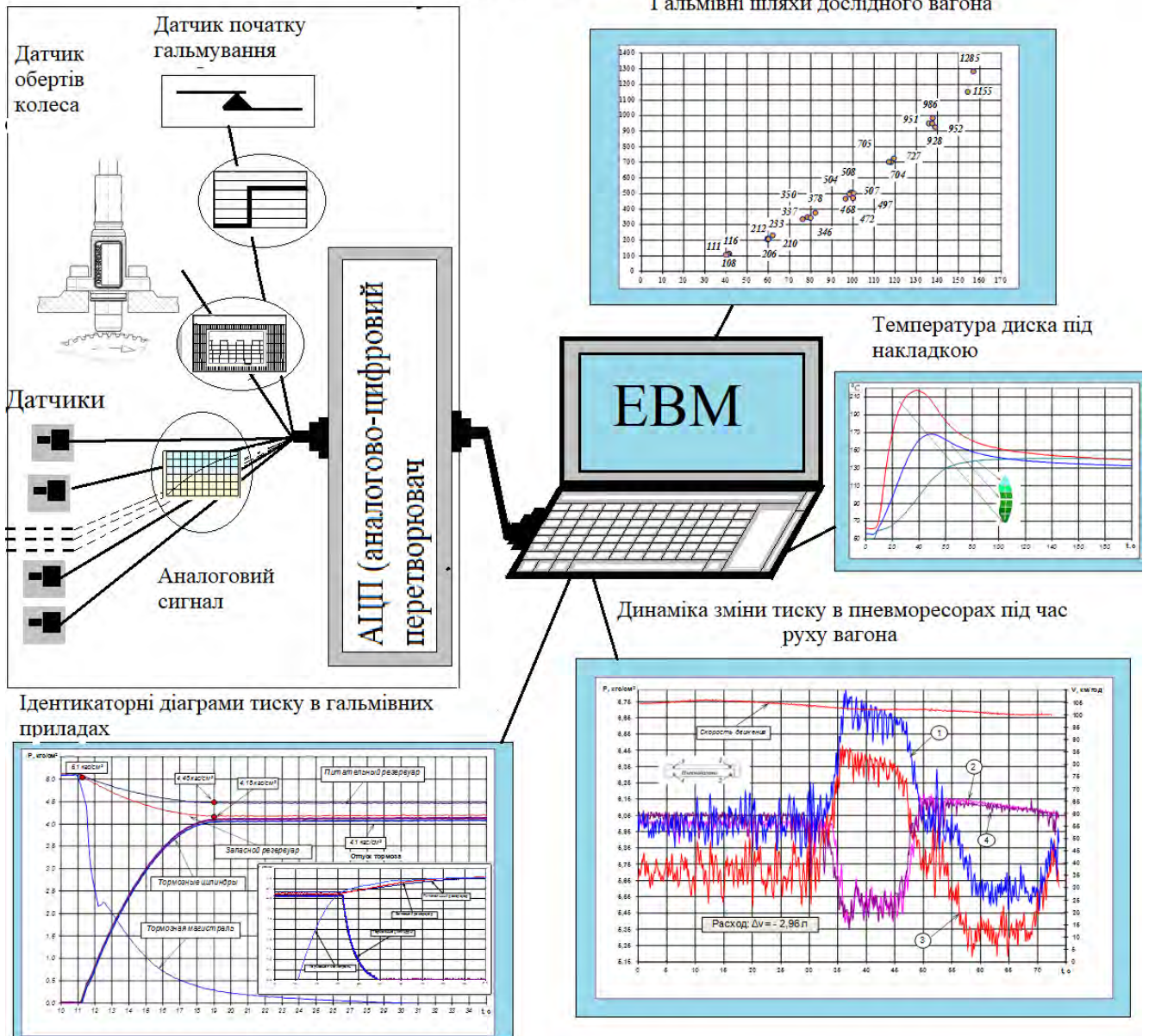


Рисунок 5.8- Багатофункціональність апаратно-програмного комплексу

Результати розрахунків можуть бути виведені у форматі MS Excel з можливою побудовою графіків. Програмний комплекс має повністю графічний інтерфейс, максимально спрощений для можливості роботи з ним без спеціальної підготовки оператора. Робота з програмою організована таким чином, що оператор позбавлений можливості модифікувати вихідні дані або якимось чином втрутитися в алгоритм обчислення необхідних параметрів.

Початок гальмування фіксується або сигналом, що надходить від розчіпного пристрою вагона лабораторії, або від початку зниження тиску стисненого повітря в гальмівній магістралі.

Безпосередньо перед початком процесу запису вказується чи створюється коренева папка для дослідів, а також запроваджуються обов'язкові параметри проведення випробувань (рисунк 5.9).

Початкова швидкість гальмування визначається за часом обороту колеса, що визначається заданою частотою опитування АЦП та довжиною кола поверхні катання колеса (рисунк 5.10).

Миттєва швидкість руху вагона визначається за формулою:

$$V_i = \frac{L_k \cdot \omega}{N_{\text{имп}}}, \quad (5.12)$$

де ω - частота опитування, 1/с;

L - фактична довжина кола колеса;

N_m - сумарне число імпульсів за один оберт колеса, обумовлене частотою опитування.



Рисунок 5.9– Процес початкового введення параметрів для запису сигналу

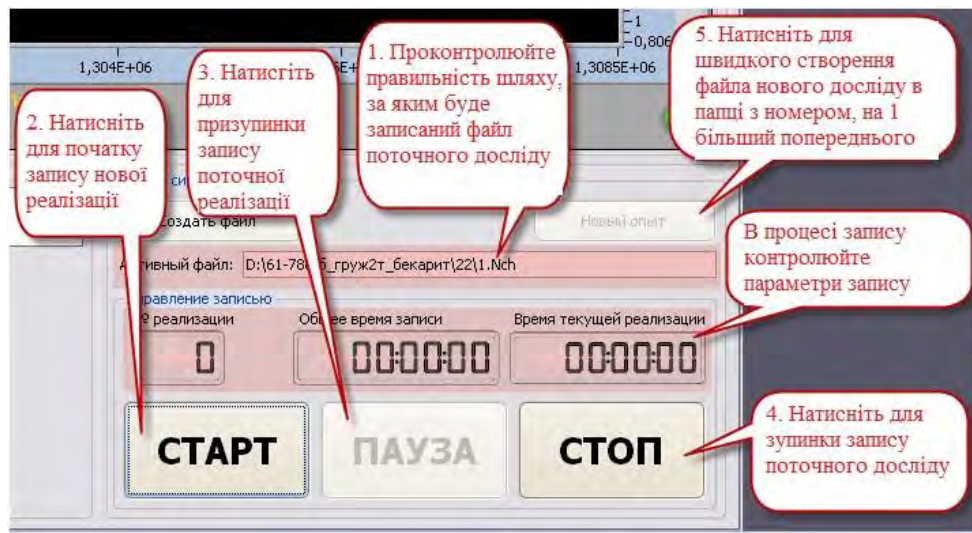


Рисунок 5.10- Интерфейс непосредственного управления процессом запису сигналу

Для експрес аналізу передбачено можливість оброблення експериментальних даних без закриття програми (рисунок 5.11).

Остаточні обчислення можуть бути здійснені у двох режимах: у стандартному режимі для визначення початкової швидкості вагона та гальмівного шляху, а також у режимі аналізу юзової ситуації – спрацьовування протитюзного пристрою (рисунок 5.12 – рисунок 5.14).

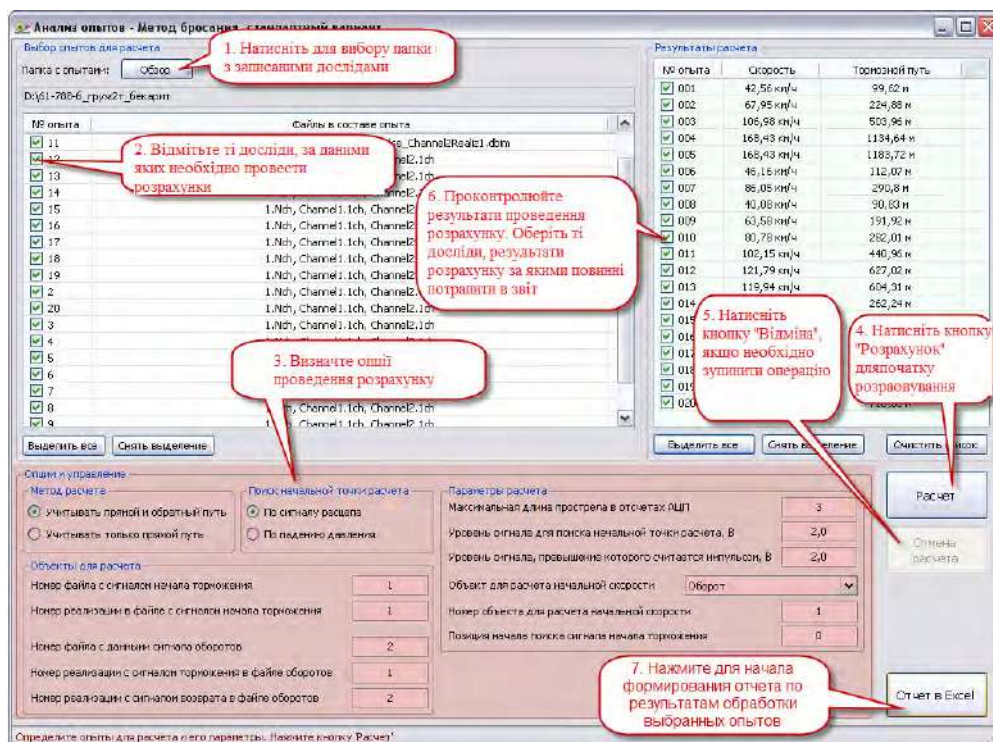


Рисунок 5.11- Проведення аналізу записаних даних у режимі визначення початкової швидкості та гальмівної колії вагона

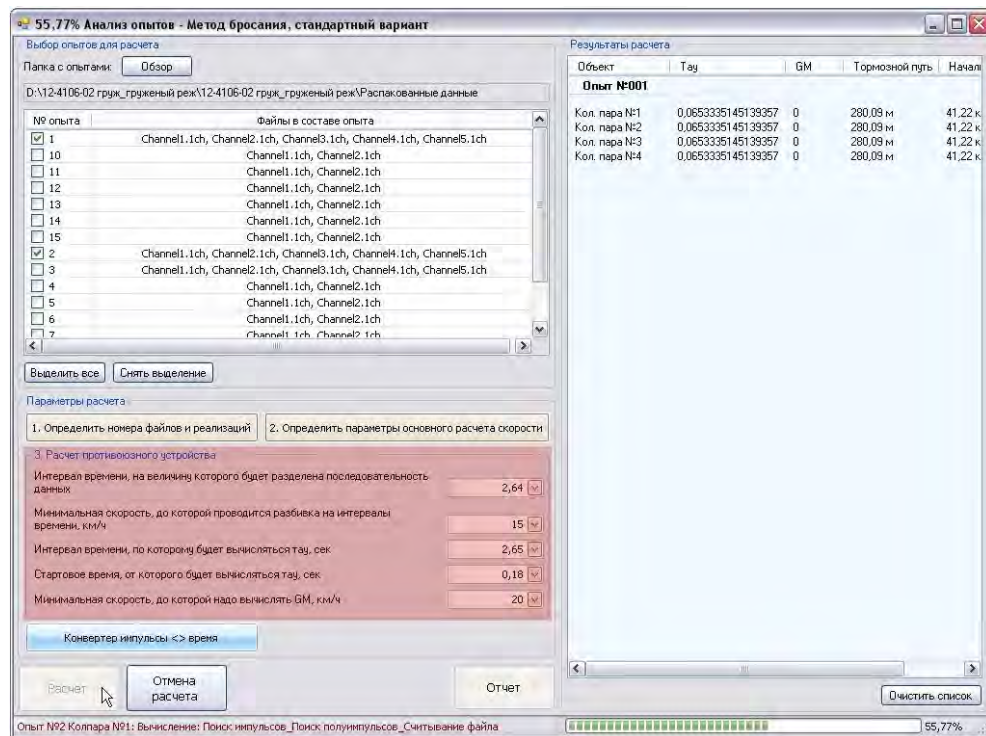


Рисунок 5.12- Интерфейс для введения основных параметров под час проведения
розрахунку з метою аналізу спрацьовування протиязного пристрою

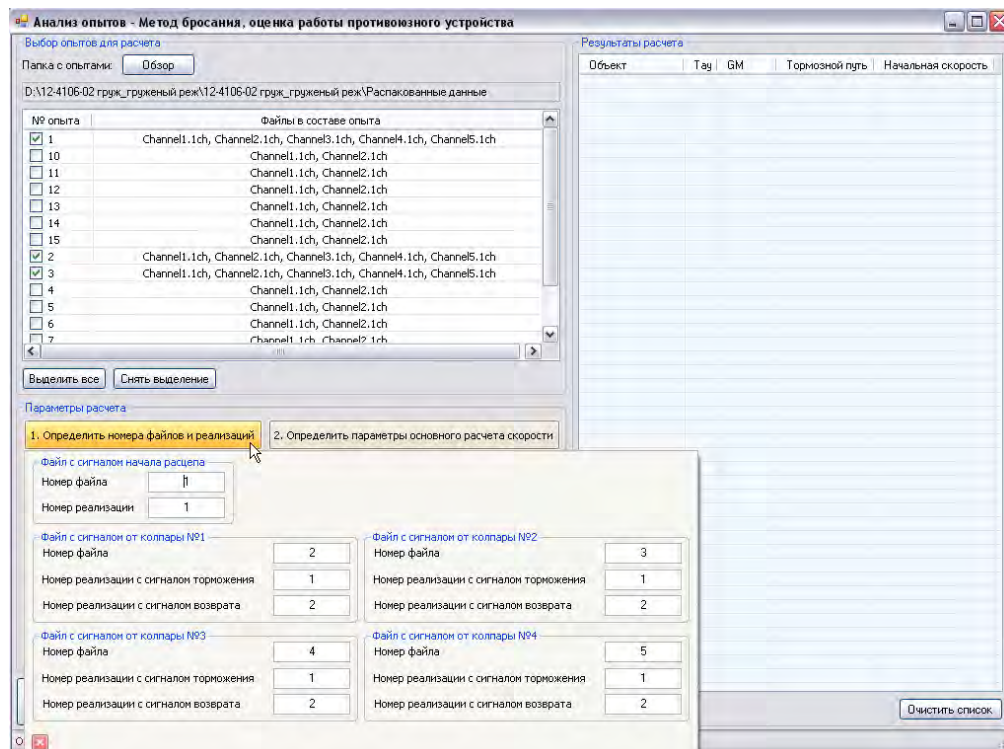


Рисунок 5.13- Интерфейс для введения дополнительных параметров под час проведения
розрахунку з метою аналізу спрацьовування протиязного пристрою (частина 1)

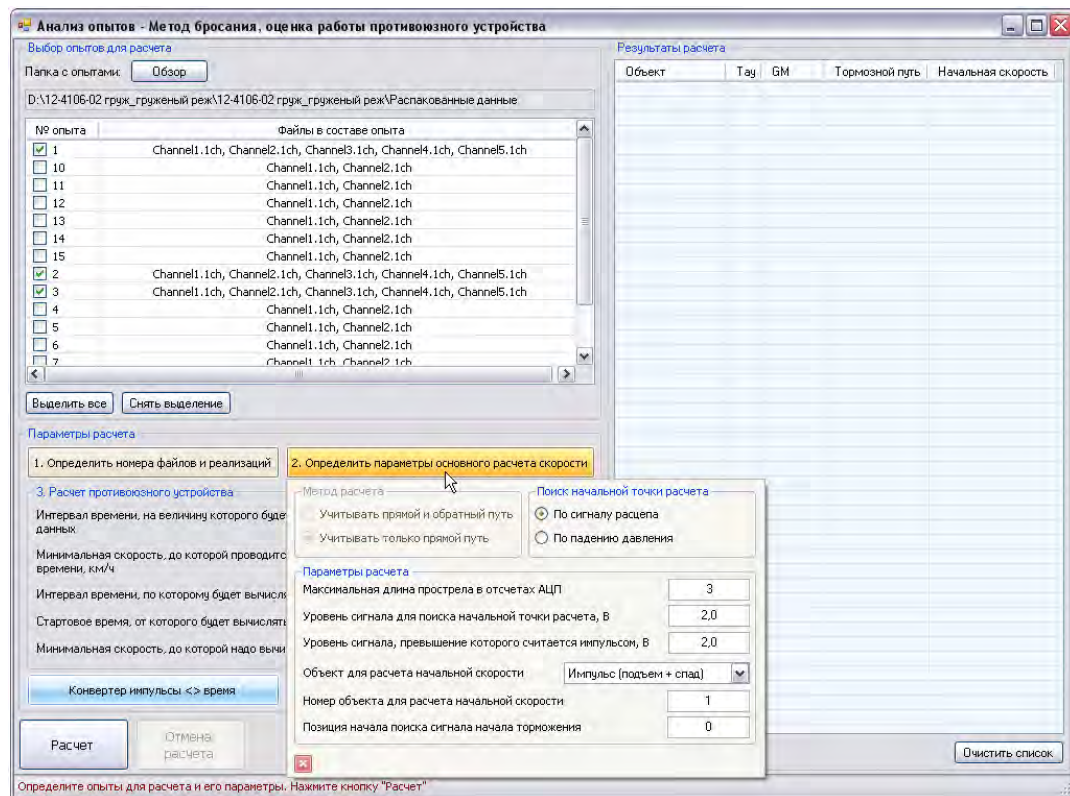


Рисунок 5.14- Интерфейс для ввода дополнительных параметров во время проведения расчета с целью анализа функционирования противозножного устройства (часть 2)

Для початку обчислень у будь-якому режимі оператору необхідно вибрати відповідний пункт меню в головному вікні програми. В обох режимах від оператора потрібно вказати папку із записаними дослідженнями та вказати граничні значення напруги сигналів від механізму розчеплення вагонів та датчика обертів колеса, які будуть використані при розрахунку параметрів. У режимі аналізу роботи противозножного пристрою потрібно буде додатково вказати параметри розрахунку саме цього режиму.

Програмний комплекс має ряд переваг:

- зручний інтерфейс, що не вимагає високої кваліфікації користувача;
- максимально захищений від втручання ззовні, що забезпечує достовірність результатів досліджень;
- дозволяє досліджувати різні за своєю фізичною природою параметри гальмівної системи одиниць рухомого складу;
- блочно-модульний принцип побудови забезпечує можливість розширення діапазону досліджуваних параметрів.

Викладений підхід у здійсненні проведення поїздових гальмівних випробувань дозволяє підвищити їхню точність, суттєво знизити ймовірність помилок, викликаних діями оператора, а також помітно полегшити та прискорити сам процес проведення випробувань. Подальше підвищення рівня автоматизації в цьому напрямку бачиться в розширенні кількості та типу датчиків, контрольованих системою та відповідного розвитку програмного забезпечення (ПЗ), яке дозволило б контролювати всі необхідні процеси та обчислювати відповідні їм параметри.

Програмою передбачено режим перегляду записаних файлів, інтерфейс якого представлений на рисунк 5.15 – рисунок 5.16.

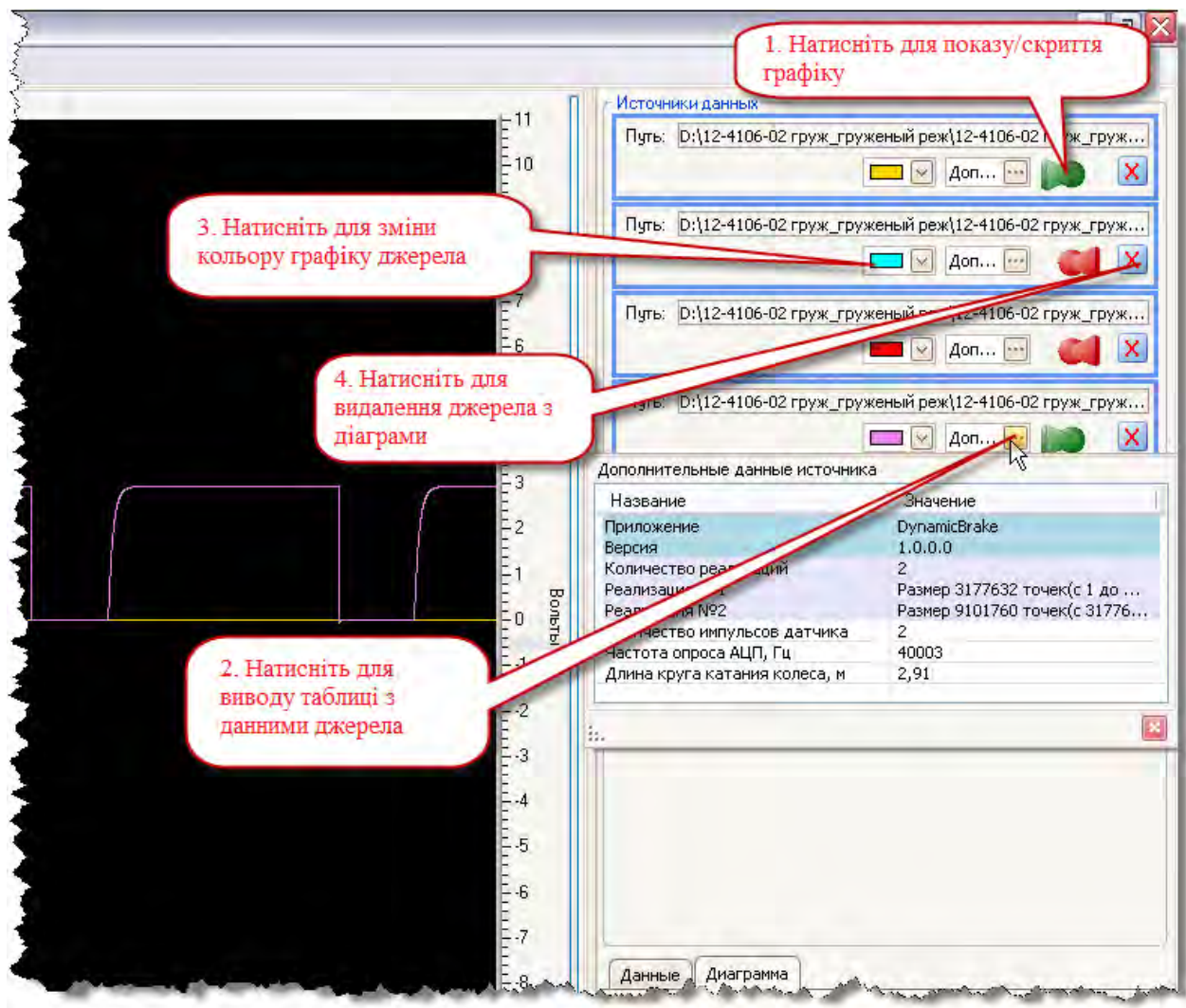


Рисунок 5.15- Інтерфейс для керування відображенням завантажених даних, а також отримання додаткової інформації про сигнал

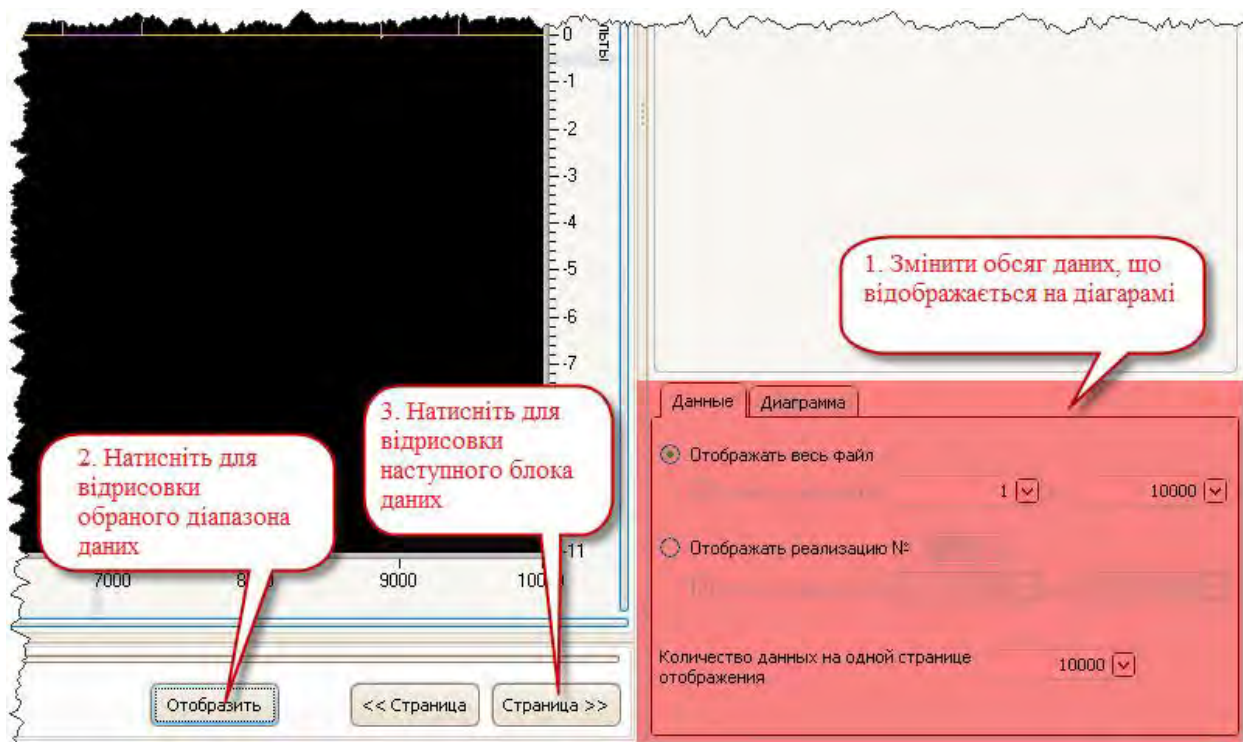


Рисунок 5.16- Інтерфейс для зміни обсягу даних, що відображаються

РОЗДІЛ 6 ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ГАЛЬМІВНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОДИНИЦЬ РУХОМОГО СКЛАДУ НА РЕАЛЬНИХ ЗРАЗКАХ

6.1 Застосування моделювання для дослідження гальмівної ефективності на піввагона моделі 12-7023 на візках 18-7020

Напіввагон моделі 12-7023 (рисунок 6.1) на візках моделі 18-7020 (рисунок 6.2), призначений для перевезення сипких та штучних вантажів, що не потребують укриття від атмосферних опадів, по всій мережі залізниць України та країн СНД та Балтії колії 1520 мм, коротка технічна характеристика напіввагону наведена у таблиця 6.1, візки – у таблиця 6.2 [67].



Рисунок 6.1– Напіввагон моделі 12-7023

Таблиця 6.1– Технічні характеристики на піввагону 12-7023

Вантажопідйомність, т	70,3
Маса тари вагона, т не більше	23,7
Навантаження:	
статичне осьове, кН (тс)	230,5 (23,5)
Швидкість конструкційна, км/год	120
Довжина по осях зчеплення автозчепів, мм	13920
Модель 2-вісного візка	18-7020
Гальмівна система - типова	

Таблиця 6.2- Технічні характеристики візка моделі 18-7020

Маса, не більше, кг	5000
Гнучкість ресорного підвішування під тарою, мм/Н (мм/тс)	$3,70 \times 10^{-4}$ (3,77)
Гнучкість ресорного підвішування під брутто, мм/Н (мм/тс)	$1,80 \times 10^{-4}$ (1,83)
Максимальне статичне навантаження від колісної пари на рейку, кН (тс)	245,0 (25,0)
Швидкість конструкційна, км/год	120

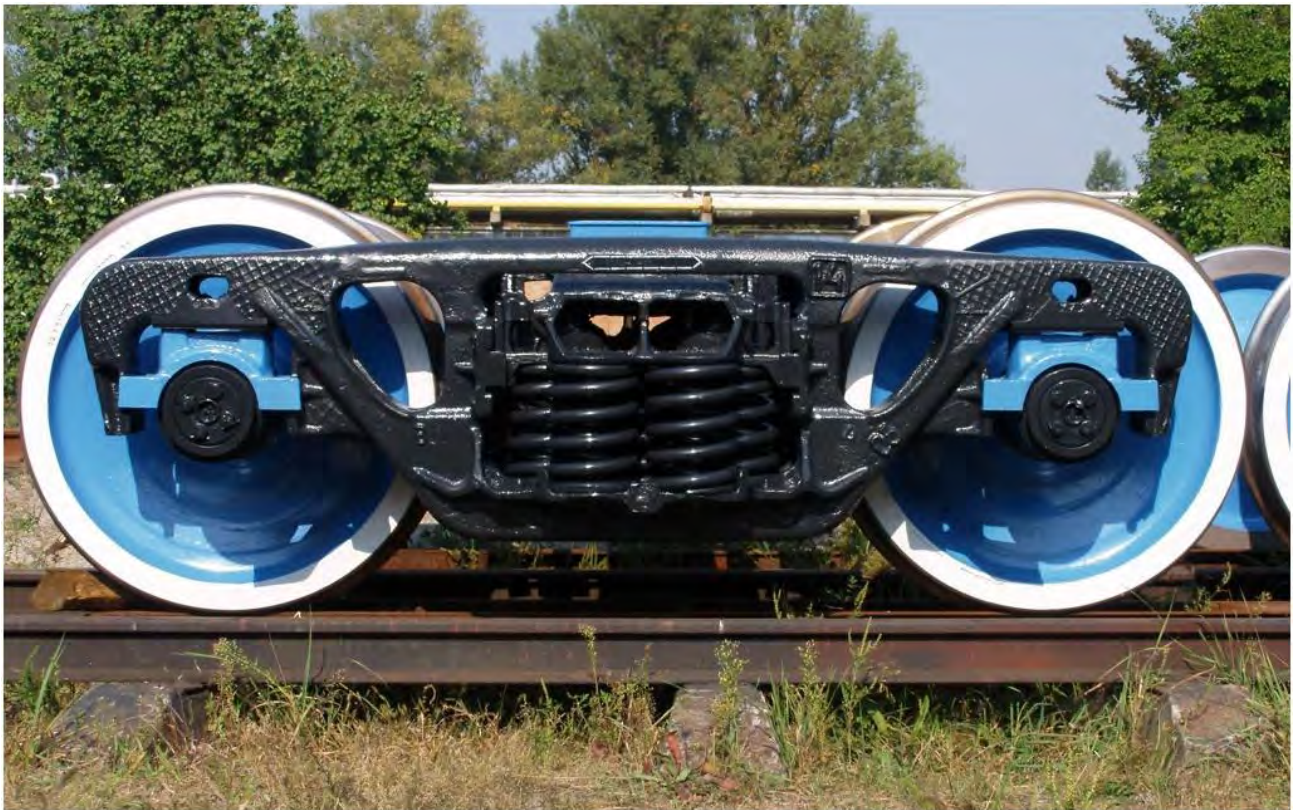


Рисунок 6.2 – Візок моделі 18-7020

Візок складається з:

- колісних пар з конічними дворядними підшипниками касетного типу із застосуванням адаптера з пружною накладкою та колесами підвищеної твердості;
- бічних рам та надресорної балки посиленої конструкції;
- комплекту центрального ресора підвішування з нелінійною силовою характеристикою, в яке входять циліндричні пружини з клиновими фрикційними гасниками коливань;

- гальмівної важільної передачі з пристроєм паралельного відведення колодок від поверхні катання коліс.

Має такі конструктивні особливості:

- посилену конструкцію бічних рам та надресорної балки;
- можливість використання ковзунів різної конструкції;
- нелінійне ресорне підвішування змінної жорсткості;
- конструкцію паралельного відведення колодок.
- система "Motion control".

При ходових гальмівних випробуваннях використовувався метод «кидання», після кожного дослід (кидання) проводилися вимірювання тиску та величини виходу штока гальмівного циліндра, випробування проводилися при композиційних колодках.

Фактичні вагові характеристики для порожнього (тара) та завантаженого (вага вантажу з тарою) вагонів становили відповідно 241 кН (24,1 тс) та 942 кН (94,2 тс) при масі вантажу 70,1 т. Аналіз гальмівної ефективності здійснювався за величиною гальмівних шляхів, отриманих за рівнянням лінії тренду в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-120) км/год.

6.1.1 Дослідження гальмівної ефективності вагона в завантаженому стані

Результати вимірюваних параметрів гальмівної системи при ходових гальмівних випробуваннях наведено у таблиця 6.3, а рівняння лінії тренда гальмівних шляхів – рисунок 6.3. Фактичні значення розрахункових гальмівних коефіцієнтів, отримані методом комп'ютерного моделювання, наведено на рисунок 6.4.

Таблиця 6.3- Параметри процесу гальмування вагона, виміряні при гальмівних ходових випробуваннях

Швидкість на початку гальмування, км/год	Гальмівний шлях, м	Тиск у ГЦ, кПа	Вихід штока, мм
1	2	3	4
43,58	188,30	318	90,50
62,00	317,29	320	90,20
75,84	478,90	315	91,00
95,71	782,84	320	90,20
61,80	338,04	321	89,80

Кінець таблиця 6.3

1	2	3	4
37,13	123,06	325	91,00
76,60	446,28	328	90,50
111,23	1060,09	315	91,00
58,12	278,74	320	90,00
39,85	149,75	320	90,00
106,53	934,07	325	90,50
121,62	1343,28	315	90,20
85,88	656,81	318	90,50
126,94	1458,93	320	90,50
103,17	966,69	324	91,00
120,87	1384,80	320	90,00
Середнє значення		320	90,41

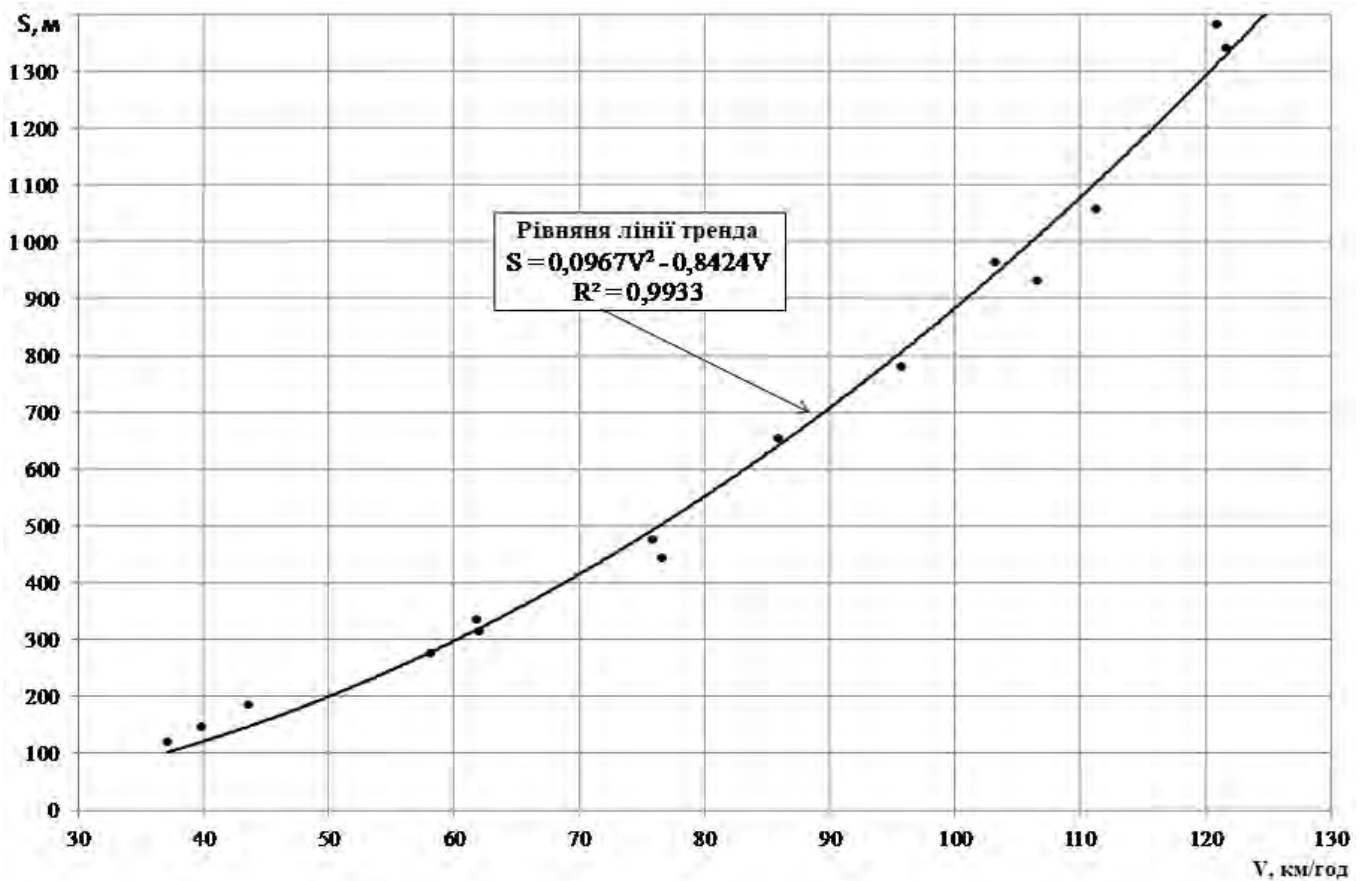


Рисунок 6.3– Рівняння лінії тренда гальмівного шляху

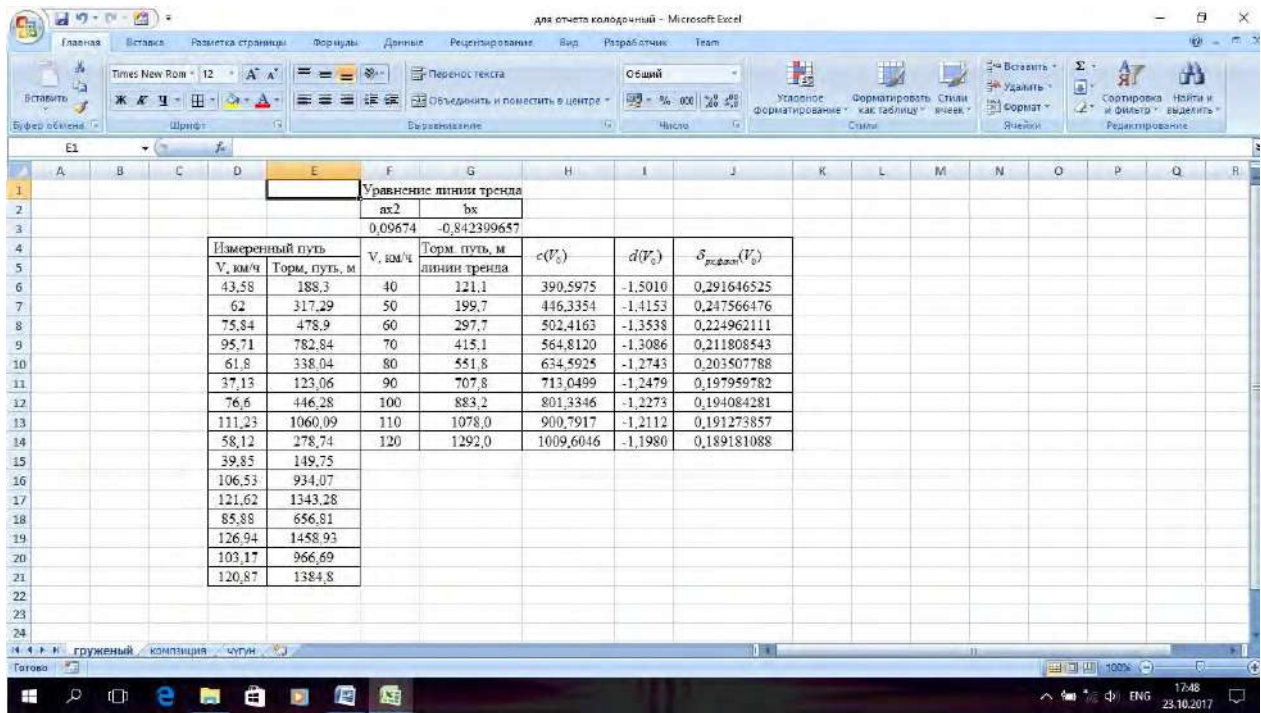


Рисунок 6.4– Фактичні значення розрахункових гальмівних коефіцієнтів

Похибка визначення фактичних значень розрахункових гальмівних коефіцієнтів не перевищує 1 % (таблиця 6.4). Динаміка змін параметрів гальмування (гальмівного шляху, швидкості, уповільнення, коефіцієнтів тертя та ін.) наведено у таблиця 6.5, підсумкові результати параметрів гальмівного процесу одиночного вагона – у таблиця 6.6.

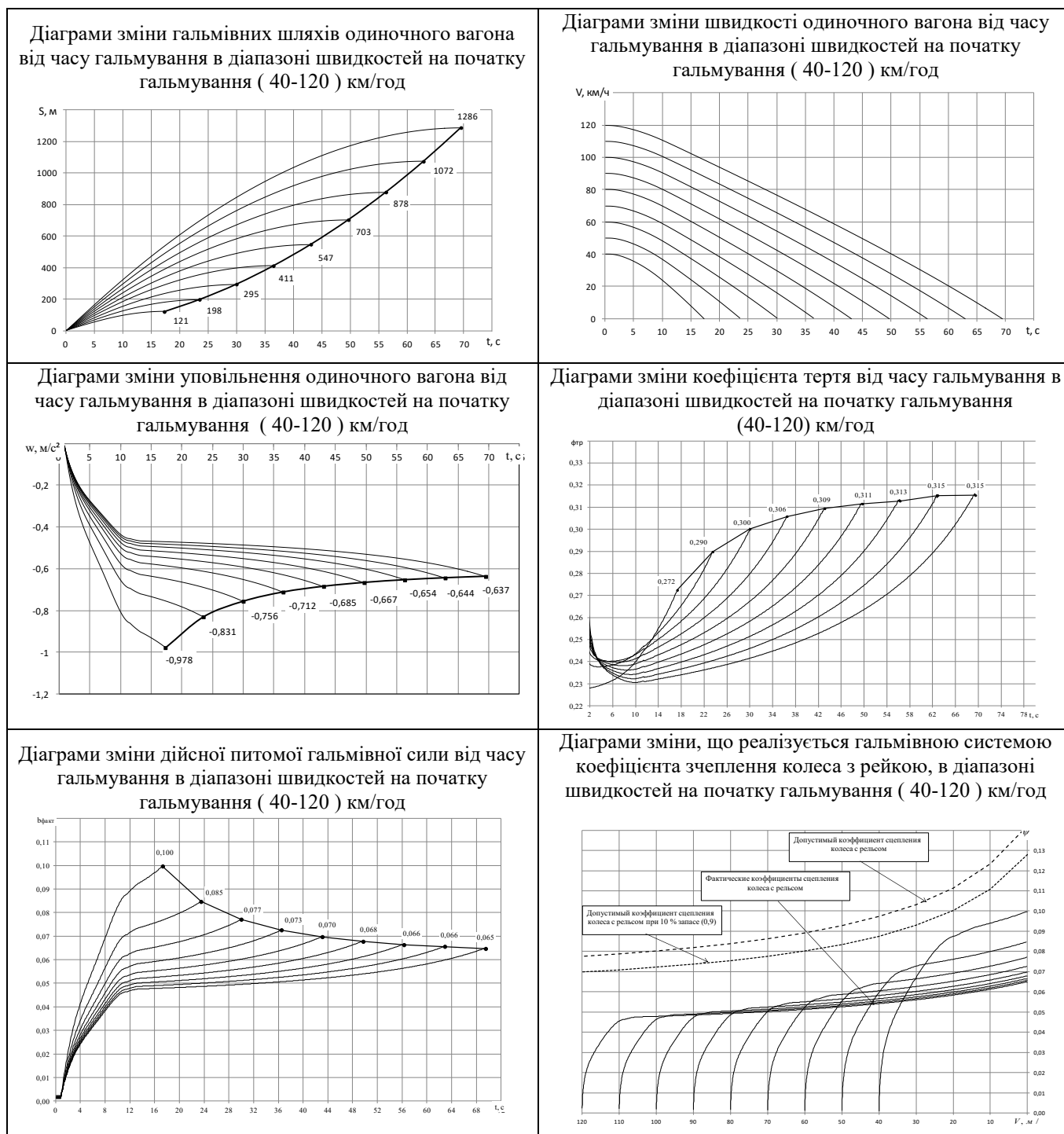
Таблиця 6.4 – Фактичні значення розрахункових гальмівних коефіцієнтів вагона з композиційними колодками в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-120) км/год з інтервалом 10 км/год

Швидкість на початку гальмування, км/год	Фактичні значення розрахункових гальмівних коефіцієнтів	Гальмівні шляхи одиночного вагона в завантаженому стані при екстреному пневматичному гальмуванні		
		По рівнянню лінії тренду, м	Отримані методом комп'ютерного моделювання, м	Похибка, %
40	0,2916	121	121	0,48
50	0,2476	200	198	1,02
60	0,2250	298	295	1,06
70	0,2118	415	411	0,95

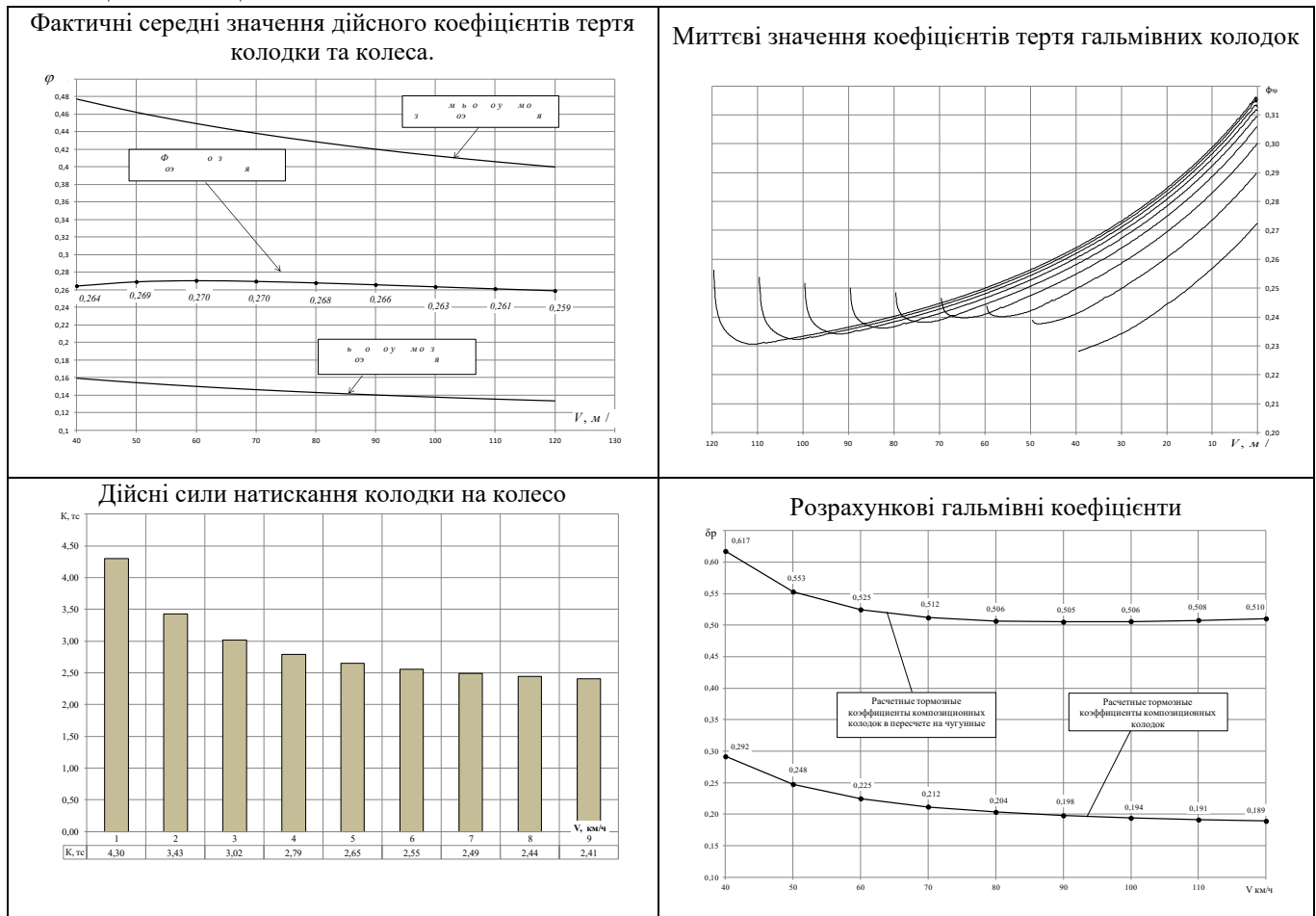
Кінець таблиця 6.4

1	2	3	4	5
80	0,2035	552	547	0,83
90	0,1980	708	703	0,71
100	0,1941	883	878	0,60
110	0,1913	1078	1072	0,51
120	0,1892	1292	1286	0,44

Таблиця 6.5– Діаграми зміни параметрів гальмівного процесу



Кінець таблиця 6.5



Таблиця 6.6- Підсумкові результати дослідження гальмівної системи вантажного вагона в завантаженому стані

Швид- кість на початку гальму- вання, м	Час гальмування, с	Галь- мівний шлях, м	Розрахун- ковий коефіцієнт сили натискання колодок	Розрахун- ковий коефіцієнт у перера- хунку на чавунні колодки	Середнє сповільнення вагона, м/с ²	Максима- льне сповіль- нення вагона, м/с ²
1	2	3	4	5	6	7
40	17,30	121	0,2916	0,6173	-0,63853	-0,97823
50	23,50	200	0,2476	0,5530	-0,58608	-0,83053
60	30,00	298	0,2250	0,5247	-0,55313	-0,75617
70	36,50	415	0,2118	0,5118	-0,53024	-0,7121
80	43,10	552	0,2035	0,5065	-0,51416	-0,68495
90	49,70	708	0,1980	0,5051	-0,50207	-0,66672
100	56,30	883	0,1941	0,5059	-0,49265	-0,6539
110	62,90	1078	0,1913	0,5078	-0,48507	-0,6445
120	69,50	1292	0,1892	0,5104	-0,47883	-0,63739

При визначенні гальмівного шляху вантажного поїзда використовувалася таблиця наростання гальмівної сили від початку гальмування до значення в останньому вагоні. На рисунк показано діаграму зміни гальмівної сили для 50 вагонів (200 осей) з довжиною по осях зчеплення 13,92 м і швидкістю поширення гальмівної хвилі 250 м/с. Величини гальмівних шляхів вантажного поїзда на майданчику і нормованих спусках наведені в таблиця 6.7.

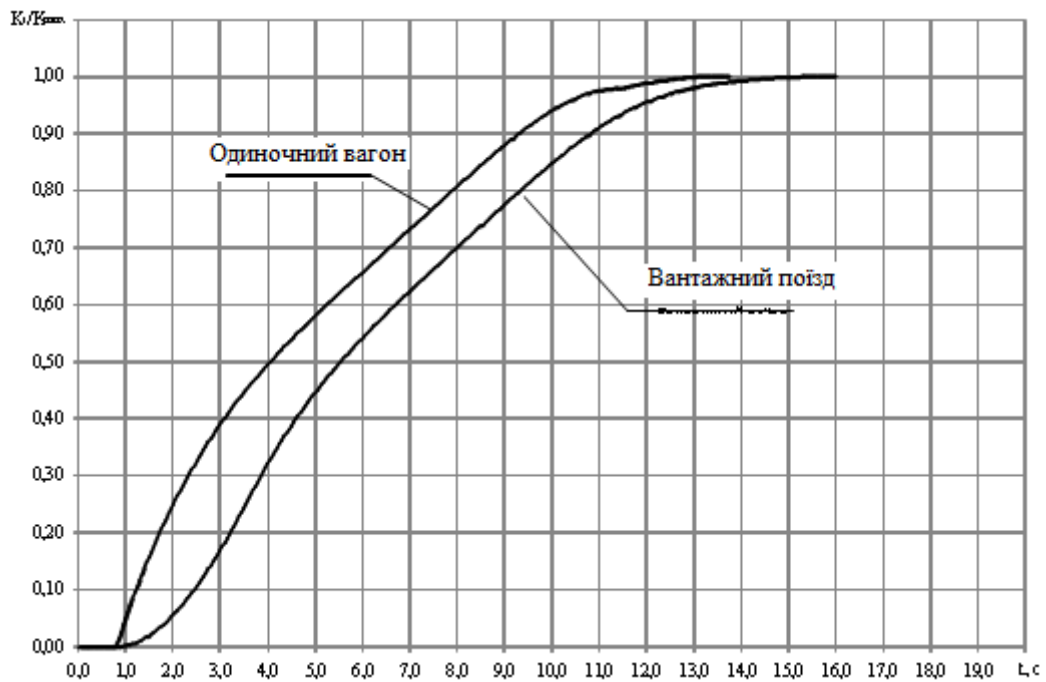


Рисунок 6.5— Наростання гальмівної сили у процесі гальмування

Таблиця 6.7- Гальмівні шляхи поїзда з 50 вагонів (200 осей) на майданчику та нормованих спусках

V, км/год	На майданчику		На спуску 6 ‰		На спуску 10 ‰	
	Час, с	Шлях, м	Час, с	Шлях, м	Час, с	Шлях, м
40	20,00	131	21,40	144	22,40	153
50	26,30	220	28,50	242	30,20	259
60	32,70	326	35,90	362	38,30	389
70	39,30	451	43,30	503	46,50	544
80	45,80	596	50,80	667	54,80	724
90	52,40	759	58,40	853	63,20	929
100	59,00	942	65,90	1061	71,60	1159
110	65,60	1144	73,50	1292	80,00	1415
120	72,20	1365	81,10	1546	88,40	1695

Основним критерієм гальмівної ефективності вагона є гальмівні шляхи за мінімального тиску 300 кПа ($3,0 \text{ кгс/см}^2$) у гальмівному циліндрі та максимальному виході штока (100 мм). Розрахунок показав, що за цих умов розрахунковий гальмівний коефіцієнт становить 0,14. Для визначення гальмівних шляхів вантажного поїзда експериментальні значення розрахункових гальмівних коефіцієнтів знижуються на величину відношення гальмівних коефіцієнтів при мінімальному тиску до експериментального значення, отриманого в результаті гальмівних ходових випробувань для швидкості 120 км/год (0,1892). Параметри гальмівного процесу за зазначених умов представлені у таблиця 6.8 та таблиця 6.10, а порівняння значень гальмівних шляхів на нормованих спусках з нормативними – у таблиця 6.9. Гальмівні шляхи (таблиця 6.8) поїзда на нормованих спусках 6 ‰ та 10 ‰ при екстреному пневматичному гальмуванні для швидкостей на початку гальмування (80-100) км/год менше максимально допустимих значень, зумовлених інструкцією [151].

Таблиця 6.8- Результати моделювання параметрів гальмівного процесу одиночного вагона при мінімальному тиску в гальмівному циліндрі та максимальному виході штока

Швидкість на початку гальмування, м	Час гальмування, с	Гальмівний шлях, м	Розрахунковий коефіцієнт сили натискання колодок	Розрахунковий коефіцієнт у перерахунку на чавунні колодки	Середнє сповільнення вагона, м/с ²	Максимальне сповільнення вагона, м/с ²
40	21,60	146	0,2158	0,4567	-0,51064	-0,7256
50	30,00	245	0,1832	0,4089	-0,46016	-0,61705
60	38,70	370	0,1665	0,3878	-0,42929	-0,56181
70	47,40	522	0,1567	0,3782	-0,40864	-0,52914
80	56,20	699	0,1506	0,3741	-0,39432	-0,50887
90	65,00	902	0,1465	0,3729	-0,38379	-0,49529
100	73,80	1131	0,1436	0,3734	-0,37574	-0,4858
110	82,60	1386	0,1415	0,3746	-0,36938	-0,47892
120	91,40	1666	0,1400	0,3763	-0,36426	-0,47381

Таблиця 6.9 - Гальмівні шляхи поїзда з 50 вагонів на майданчику та нормованих спусках при мінімальному тиску в гальмівному циліндрі та максимальному виході штока

V, км/год	На майданчику		На спуску 6 ‰		На спуску 10 ‰	
	Час, с	Шлях, м	Час, с	Шлях, м	Час, с	Шлях, м
40	24,40	162	26,70	182	28,50	197
50	32,80	271	36,60	307	39,60	336
60	41,40	405	46,90	464	51,40	513
70	50,20	565	57,30	652	63,40	727
80	58,90	750	67,90	872	75,50	978
90	67,70	961	78,40	1124	87,70	1266
100	76,50	1197	89,00	1406	100,00	1591
110	85,20	1459	99,60	1720	112,30	1953
120	94,00	1745	110,20	2065	124,60	2352

Таблиця 6.10- Допустимі значення гальмівних шляхів на нормованих спусках [151]

Керівний спуск і максимально допустима швидкість руху поїздів на перегоні	Відстань, м		Гальмівні шляхи вантажного поїзда, отримані в результаті експерименту, м	Гальмівні шляхи вантажного поїзда при мінімальному тиску в гальмівному циліндрі, м
	А	Б		
1	2	3	4	5
На перегонах, де є керівні спуски менше 6‰, при швидкості руху вантажних поїздів – не більше 80 км/год.	800	1000	667	872
вантажних поїздів – понад 80 км/год, але не більше 90 км/год	1100	1300	853	1124
вантажних поїздів – понад 90 км/год, але не більше 100 км/год	1400	1600	1061	1406

Кінець таблиця

1	2	3	4	5
На перегонах, де є керівні спуски 6 ‰ і крутіше, але не більше 10 ‰, при швидкості руху: вантажних поїздів – не більше 80 км/год	1000	1200	724	978
вантажних поїздів – понад 80 км/год, але не більше 90 км/год	1300	1500	929	1266
"А" - відстань від сигнальних знаків "Початок небезпечного місця" та "Кінець небезпечного місця" до сигналів зменшення швидкості; "Б" - відстань від тимчасових червоних сигналів та від місця раптової перешкоди, що виникла, до першої петарди				

6.1.2 Дослідження гальмівної ефективності вагона у порожньому стані при композиційних колодках

Результати вимірюваних параметрів гальмівної системи при ходових гальмівних випробуваннях наведено у таблиця , а рівняння лінії тренда гальмівних шляхів – рисунок . Фактичні значення розрахункових гальмівних коефіцієнтів, отримані методом комп'ютерного моделювання, наведено на рисунок .

Таблиця 6.11 - Характеристики процесів гальмування вагона, отримані під час ходових гальмівних випробувань

Швидкість на початку гальмування, км/год	Гальмівний шлях, м	Тиск в гальмівному циліндрі, кПа	Вихід штока, мм
44,56	121,59	130	84,00
62,22	216,01	130	83,00
82,81	387,67	130	82,00
61,31	216,01	130	82,00
95,91	533,58	135	83,00
116,51	851,15	130	83,00
83,56	393,39	130	83,00
31,90	65,80	130	83,00
64,89	243,19	140	84,00
79,49	390,53	130	83,00
43,64	115,87	130	80,00
102,41	596,52	130	82,00
123,57	946,99	130	81,00

Кінець таблиця

1	2	3	4
103,57	629,42	130	83,00
45,55	94,41	130	84,00
122,61	935,55	130	85,00
103,00	619,41	130	84,00
	Середнє значення	131	84,0

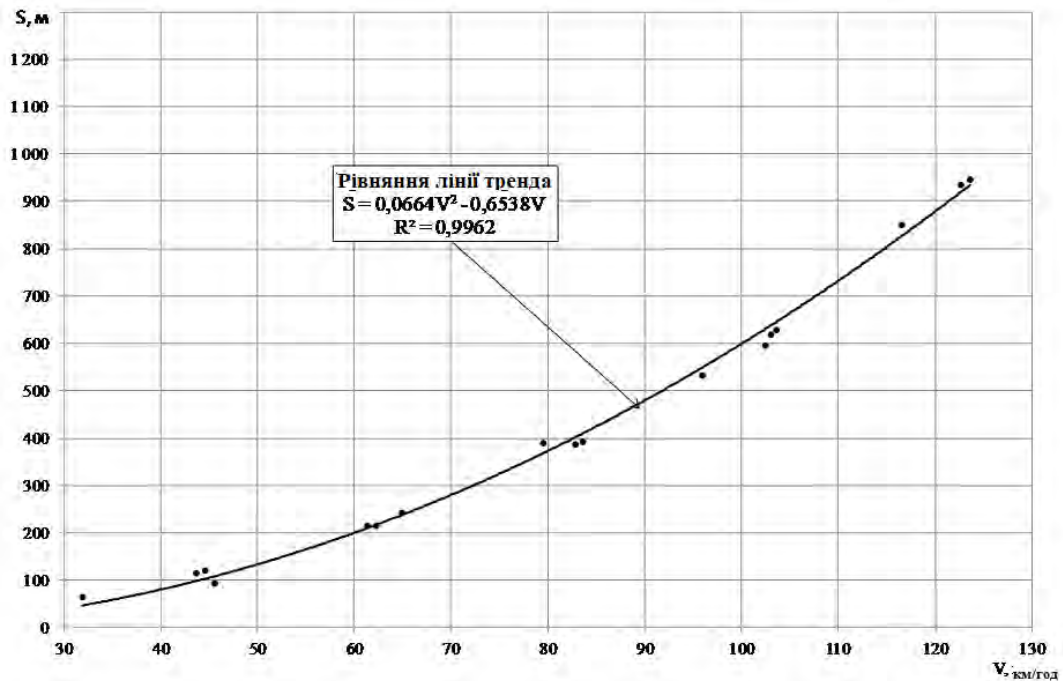


Рисунок 6.6– Рівняння лінії тренда гальмівного шляху

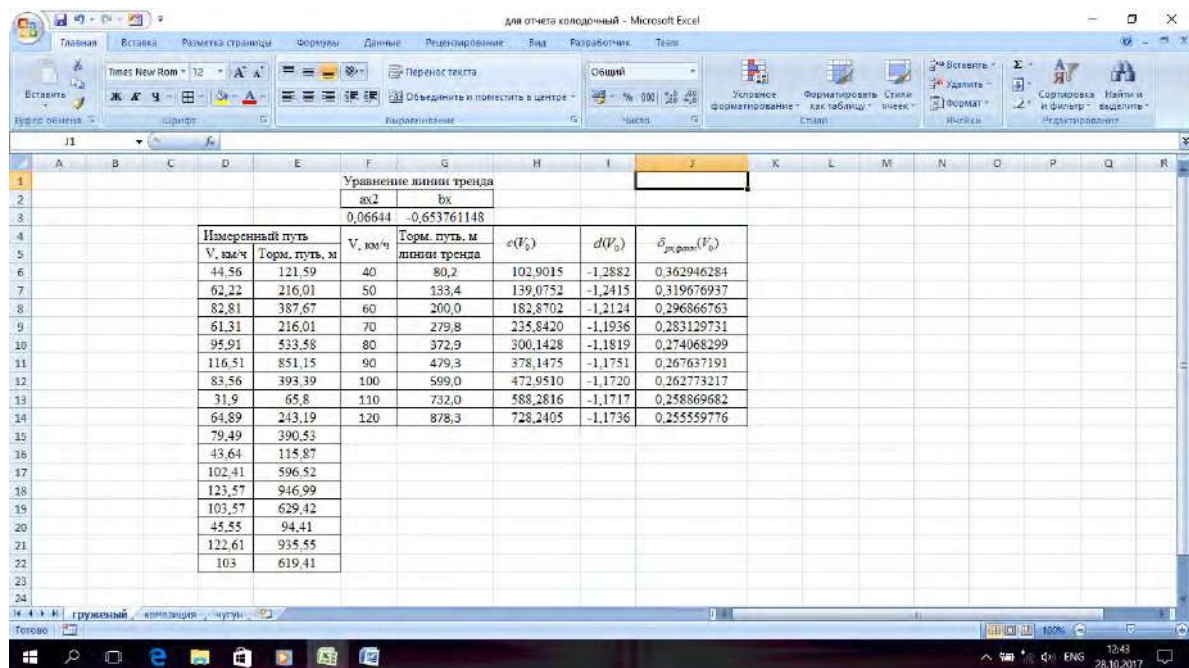


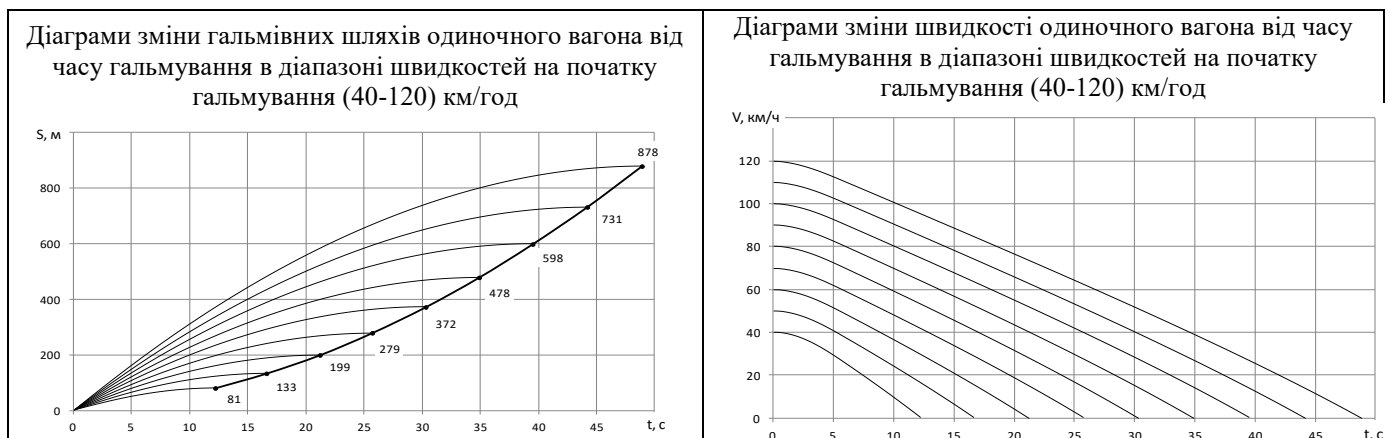
Рисунок 6.7 – Фактичні значення розрахункових гальмівних коефіцієнтів

Похибка визначення фактичних значень розрахункових гальмівних коефіцієнтів не перевищує 0,7 % для діапазону швидкостей (40-120) км/год (таблиця). Динаміка зміни параметрів гальмування (гальмівного шляху, швидкості, уповільнення, коефіцієнтів тертя та ін.) наведено у таблиця 6.13, підсумкові результати дослідження параметрів гальмівного процесу одиночного вагона – у таблиця 6.14.

Таблиця 6.12 - Фактичні значення розрахункових гальмівних коефіцієнтів вагона зі змішаними колодками в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-120) км/год з інтервалом 10 км/год

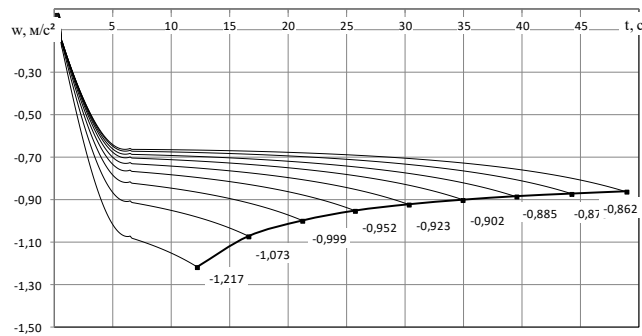
Швидкість на початку гальмування, км/год	Фактичні значення розрахункових гальмівних коефіцієнтів	Гальмівні шляхи одиночного вагона в завантаженому стані при екстреному пневматичному гальмуванні		
		По рівнянню лінії тренду, м	Отримані методом комп'ютерного моделювання, м	Похибка, %
40	0,3629	80	81	-0,67
50	0,3197	133	133	0,07
60	0,2969	200	199	0,28
70	0,2831	280	279	0,31
80	0,2741	373	372	0,28
90	0,2676	479	478	0,22
100	0,2628	599	598	0,15
110	0,2589	732	731	0,08
120	0,2556	878	878	0,00

Таблиця 6.13 – Діаграми зміни параметрів гальмівного процесу

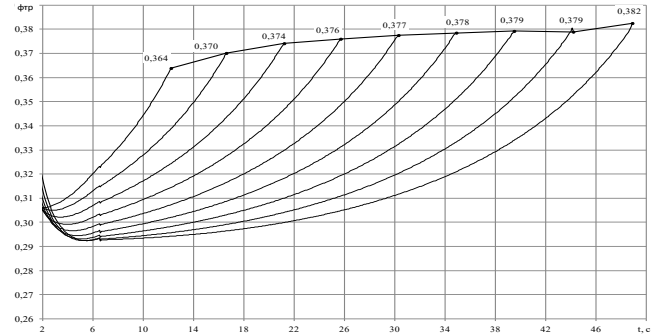


Кінець таблиця

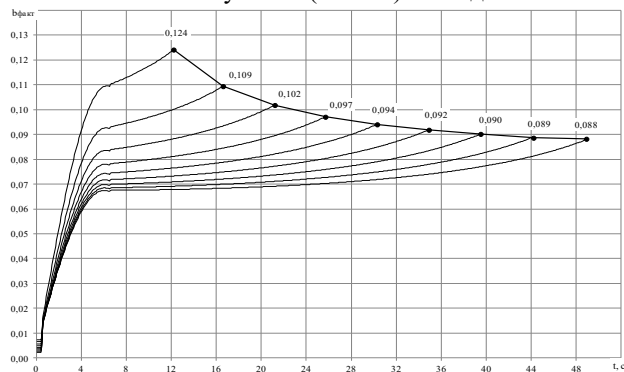
Діаграми зміни уповільнення одиночного вагона від часу гальмування в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-120) км/год



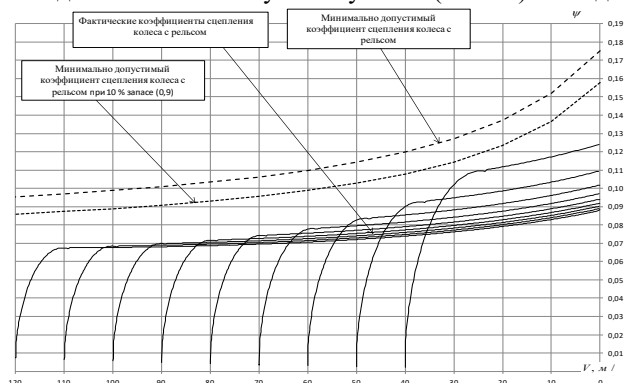
Діаграми зміни коефіцієнта тертя від часу гальмування в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-120) км/год



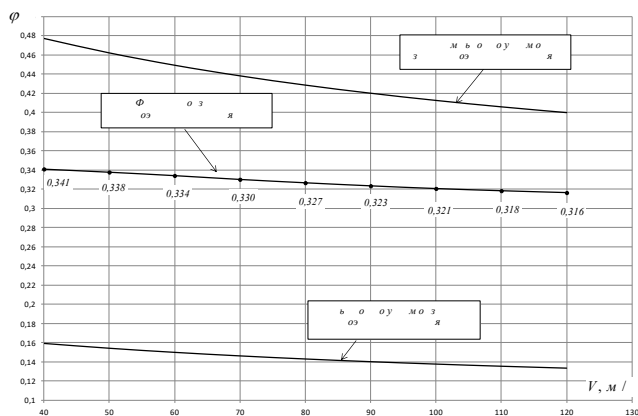
Діаграми зміни дійсної питомої гальмівної сили від часу гальмування в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-120) км/год



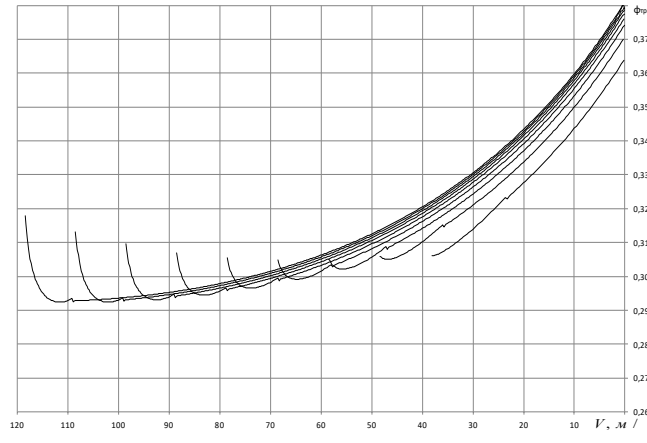
Діаграми зміни, що реалізується гальмівною системою коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою, в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-120) км/год



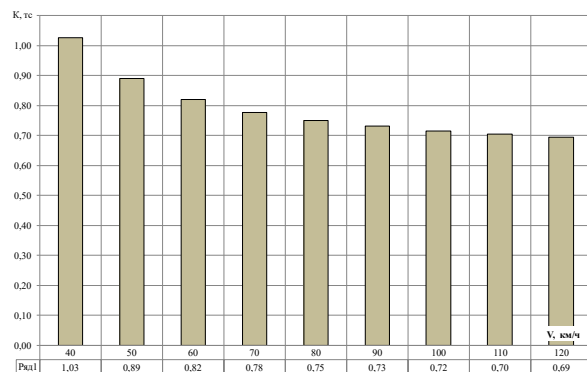
Фактичні середні значення дійсного коефіцієнтів тертя колодки та колеса.



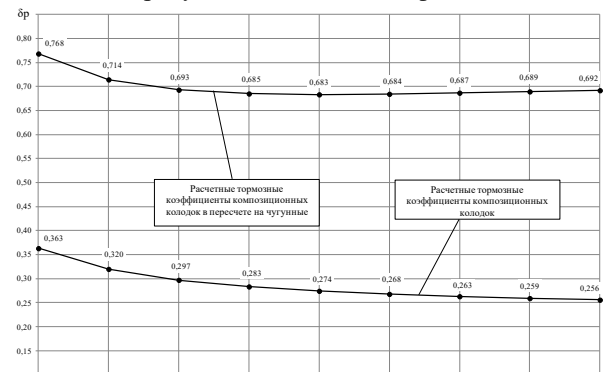
Миттєві значення коефіцієнтів тертя гальмівних колодок



Дійсні сили натискання колодки на колесо



Розрахункові гальмівні коефіцієнти



Таблиця 6.14 - Підсумкові результати дослідження гальмівної системи вантажного вагона у порожньому стані

Швидкість на початку гальмування, км/год	Час гальмування, с	Гальмівний шлях, м	Розрахунковий коефіцієнт сили натискання колодок	Розрахунковий коефіцієнт у перерахунку на чавунні колодки	Середнє сповільнення вагона, м/с ²	Максимальне сповільнення вагона, м/с ²
1	2	3	4	5	6	7
40	12,20	80	0,3629	0,7684	-0,901	-1,217
50	16,60	133	0,3197	0,7145	-0,827	-1,073
60	21,20	200	0,2969	0,6931	-0,783	-0,999
70	25,70	280	0,2831	0,6851	-0,753	-0,952
80	30,30	373	0,2741	0,6834	-0,731	-0,923
90	34,90	479	0,2676	0,6845	-0,714	-0,902
100	39,50	599	0,2628	0,6868	-0,701	-0,885
110	44,20	732	0,2589	0,6895	-0,690	-0,873
120	48,90	878	0,2556	0,6920	-0,681	-0,862

Для визначення параметрів гальмівної системи за умовою недопущення юза моделювалися гальмівні процеси при тиску в гальмівному циліндрі 160 кПа (1,6 кгс/см²) та виході штока 50 мм, при цьому зусилля стиснення авторегулятора не враховувалося. Значення розрахункових гальмівних коефіцієнтів наведено у таблиці 6.15. Результати моделювання наведено на рис. 6.8.

Таблиця 6.15– Розрахункові гальмівні коефіцієнти, прийняті для моделювання

Швидкість на початку гальмування, км/год	При тиску в гальмівному циліндрі 160 кПа
1	2
40	0,452
50	0,398
60	0,369
70	0,352
80	0,341
90	0,333
100	0,327
110	0,322
120	0,318

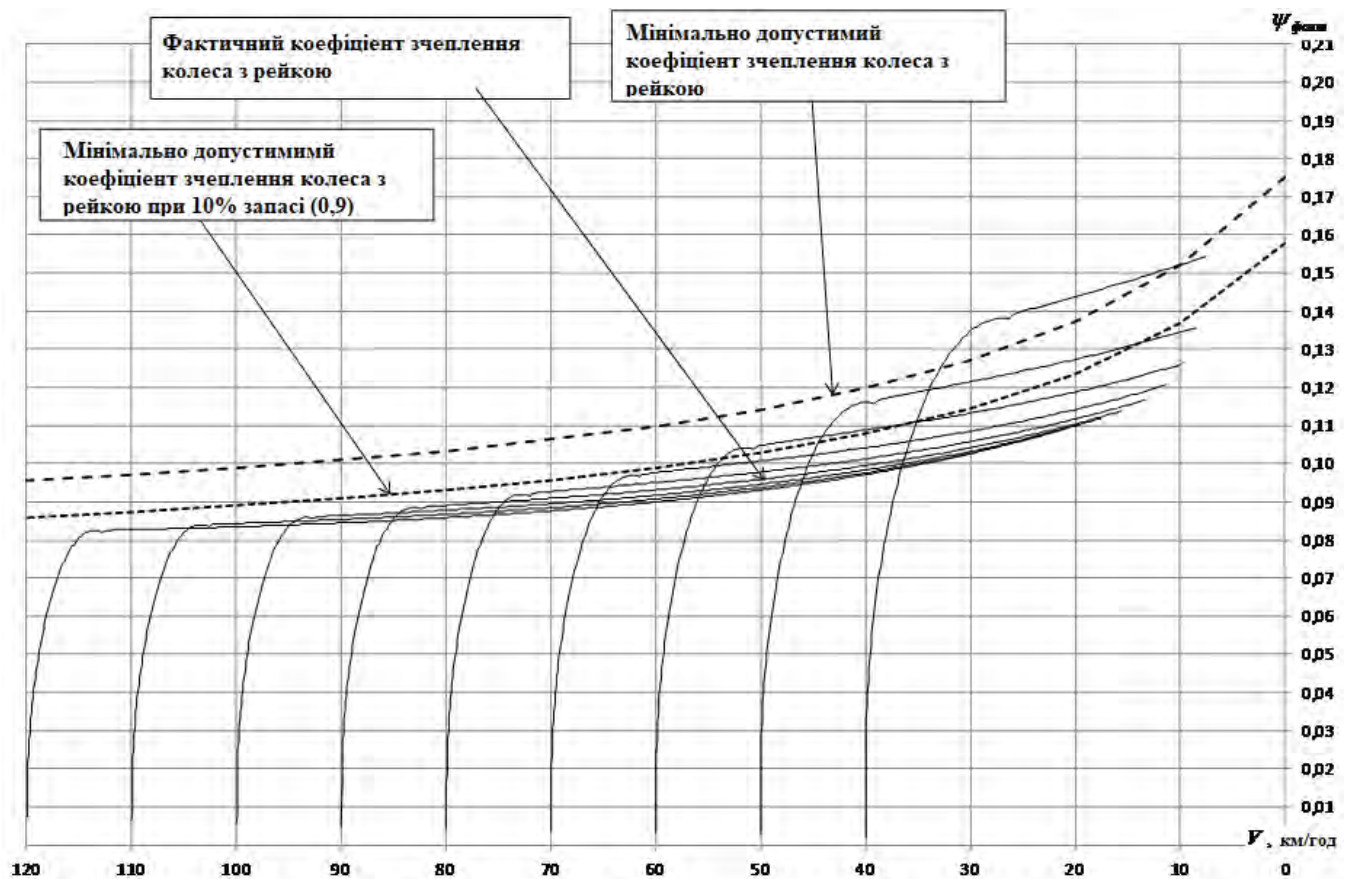


Рисунок 6.8– Коефіцієнти зчеплення колеса з рейкою, що реалізуються гальмівною системою при гальмуванні

6.1.3 Температура нагрівання колеса при екстремому гальмуванні в діапазоні швидкостей, що досліджується, на початку гальмування

Температура нагрівання колеса при гальмуванні визначалася відповідно до методики, викладеної в розділі 3 та роботах [152-154]. Вихідні дані для розрахунку наведені у таблиці 6.16. Результати розрахунку наведено на рис. 6.9.

Таблиця 6.16 – Параметри гальмівного процесу, отримані в результаті експериментальних досліджень

Швидкість на початку гальмування, км/год	Час гальмування, с	Гальмівний шлях, м	Розрахунковий коефіцієнт сили натиснення колодок	Питома гальмівна сила
1	2	3	4	5
40	17,3	120,5	0,2643	0,0997
50	23,5	197,7	0,2691	0,0846
60	30,0	294,6	0,2704	0,0771
70	36,5	411,1	0,2695	0,0726

Кінець таблиця 6.16

1	2	3	4	5
80	43,1	547,2	0,2678	0,0697
90	49,7	702,8	0,2657	0,0677
100	56,3	877,9	0,2633	0,0663
110	62,9	1072,4	0,2610	0,0656
120	69,5	1286,4	0,2588	0,0647

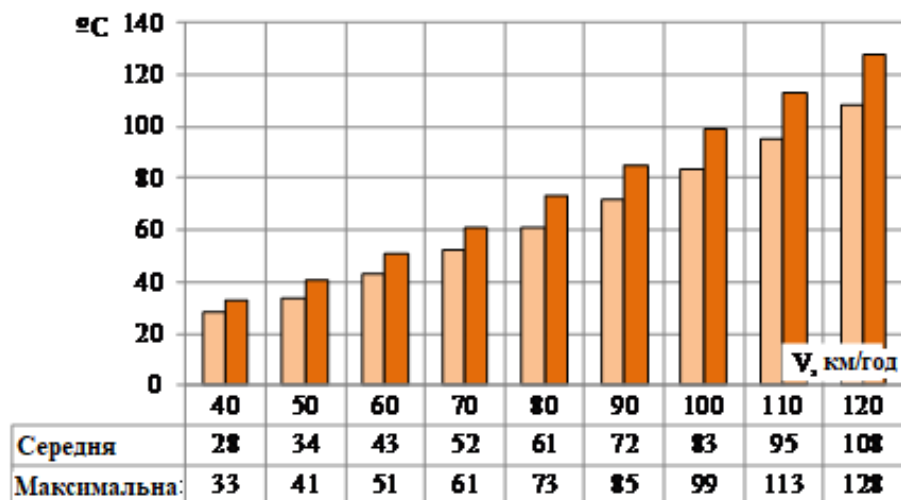


Рисунок 6.9– Діаграма розподілу температури нагрівання колеса

У якості висновку проведених досліджень необхідно відмітити:

- 1 Величини гальмівних коефіцієнтів для дослідного вагона при швидкості 120 км/год перевищують мінімальні допустимі значення як завантаженого ($0,189 > 0,14$), так порожнього вагонів ($0,255 > 0,22$);
- 2 Сили натиснення композиційних колодок на вісь при швидкості 120 км/год за результатами випробувань для навантаженого вагона склали 24,1 кН, а в перерахунку на чавунні – 65,04 кН;
- 3 Дійсна питома гальмівна сила напіввагону в завантаженому стані зменшується з підвищенням швидкості на початку гальмування від 0,10 (40 км/год) до 0,065 (120 км/год), для порожнього вагона - з 0,124 (40 км/год) до 0,088 (120) км/год);
- 4 У завантаженому стані середні уповільнення зменшуються від мінус $0,638 \text{ м/с}^2$ (40 км/год) до мінус $0,479 \text{ м/с}^2$ (120 км/год), максимальні - від мінус $0,978 \text{ м/с}^2$ (40 км/год) до мінус $0,637 \text{ м/с}^2$ (120 км/год);

- 5 У порожньому стані середні уповільнення зменшуються від мінус $0,901 \text{ м/с}^2$ (40 км/год) до мінус $0,681 \text{ м/с}^2$ (120 км/год), максимальні від мінус $1,217 \text{ м/с}^2$ (40 км/год) до мінус $0,862 \text{ м/с}^2$ (120 км/год)
- 6 Гальмівні коефіцієнти композиційних колодок у перерахунку на чавунні при швидкості 90 км/год (0,505) перевищують 0,33 за умовою найменшого єдиного гальмівного натискання на 100 тс ваги поїзда;
- 7 Фактичні значення коефіцієнтів тертя перебувають у межах нормативних значень;
- 8 Гальмівні шляхи вантажного поїзда на нормованих спусках не перевищують допустимих значень згідно з Інструкцією [151];
- 9 Дійсні сили натиснення колодок на колеса кореспондуються з розрахунковими;
- 10 Умова недопущення юза колісних пар при тиску в гальмівному циліндрі для порожнього вагону 160 кПа виконується в досліджуваному діапазоні швидкостей на початку гальмування, разом з тим для швидкостей менше 60 км/год не виконується рекомендований запас (10 %) по юзу;
- 11 Максимальна температура колеса досягається за швидкості 120 км/год, при цьому середня температура склала 108°C , максимальна 128°C ;
- 12 Гальмівна система напіввагону моделі 12-7023 відповідає нормативним вимогам;
- 13 Напіввагон моделі 12-7023 на візках 18-7020 із встановленими параметрами гальмівної системи може експлуатуватися до швидкостей 120 км/год включно без обмежень.

6.2 Застосування моделювання для дослідження гальмівної ефективності пасажирського вагона моделі 61-779ЄГ з дисковим гальмом та підвагонним генератором

Відмінною конструктивною особливістю пасажирського вагона цієї моделі є наявність підвагонного генератора з приводом від осі на внутрішній колісній парі візка з боку котлового кінця вагона, а також наявність одного гальмівного диска на цій осі [88].

Основні характеристики (показники) пасажирського вагона моделі 61-779ЕГ з дослідним візком моделі 68-7013 з боку котлового кінця вагона та візком моделі 68-7007 з протилежного боку наведені у таблиця .

Дослідження гальмівної системи пасажирського вагона проводилися з метою перевірки відповідності дослідного візка вимогам технічного завдання.

Таблиця 6.17 - Основні характеристики (показники) пасажирського вагона на візку моделі 68-7013 та візку моделі 68-7007

Найменування характеристик (показників), одиниця вимірів	Значення показника
1	2
Сила тяжіння вагона з екіпіруванням, кН (тс)	578,15 (58,955)
Сила тяжіння вантажу, кН (тс)	41,188 (4,2)
Конструкційна швидкість, км/год	160
Середнє розрахункове статичне навантаження від колісної пари на рейки, кН (тс)	154,83 (15,789)
Розрахунковий гальмівний коефіцієнт у перерахунку на чавунні колодки, щонайменше	0,8
Кількість гальмівних накладок на вагоні	14
Радіус тертя гальмівного диска, мм	233
Ефективна площа гальмівних циліндрів котлової візки, см ²	100,5
Ефективна площа гальмівних циліндрів некотлового візка см ²	90,5
Коефіцієнт тертя накладки	0,38

Поїзні гальмівні випробування здійснювалися методом "кидання" в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-160) км/год на прямій ділянці колії "Новомосковськ-Дніпровський" - "Балівка" Придніпровської залізниці.

У процесі гальмування за допомогою секундоміру вимірювався час від початку гальмування (падіння тиску в гальмівній магістралі) до зупинки вагона. Величини виміряних характеристик при ходових гальмівних випробуваннях пасажирського вагона наведено у таблиця , а рівняння лінії тренда гальмівного шляху та часу гальмування – на рисунок та рисунок .

Таблиця 6.18 - Результати вимірювань досліджуваних показників

№ досвіду	Швидкість на початку гальмування, км/год	Гальмівний шлях, м	Час гальмування, с	Тиск у гальмівних циліндрах, кгс/см ²	
				Котловий візок	Некотловий візок
1	2	3	4	5	6
1	37,39	97,24	15,40	3,93	4,09
2	38,80	102,96	15,60	4,00	4,10
3	43,50	121,55	17,40	4,00	4,10
4	44,38	134,32	18,20	4,00	4,10
5	44,51	122,98	15,10	4,00	4,10
6	62,02	228,8	23,40	3,99	4,09
7	63,04	248,82	24,20	3,90	4,09
8	68,95	293,15	25,90	3,98	4,02
9	68,95	296,01	28,10	3,95	4,07
10	70,20	316,03	29,40	3,91	4,00
11	82,15	416,13	33,30	3,95	4,03
12	83,03	418,99	34,40	3,97	4,03
13	89,27	447,59	33,60	3,98	4,10
14	102,28	614,90	39,60	4,00	4,01
15	102,28	643,50	39,90	3,90	4,00
16	102,28	620,62	41,40	4,09	4,06
17	108,76	715,00	45,20	3,95	4,02
18	123,55	902,33	49,20	3,91	4,00
19	128,70	979,55	52,20	4,01	4,10
20	129,78	932,36	49,60	3,95	4,01
21	132,00	1015,00	52,70	3,93	4,00
22	141,69	1152,28	55,10	3,98	4,02
23	143	1139,71	55,80	3,95	4,00
24	147,09	1201,20	56,60	3,90	4,00
25	148,50	1292,72	58,90	4,00	4,08
26	148,5	1252,68	58,00	4,00	4,08
27	156,00	1399,97	61,90	4,00	4,05
28	37,39	97,24	15,40	3,95	4,03

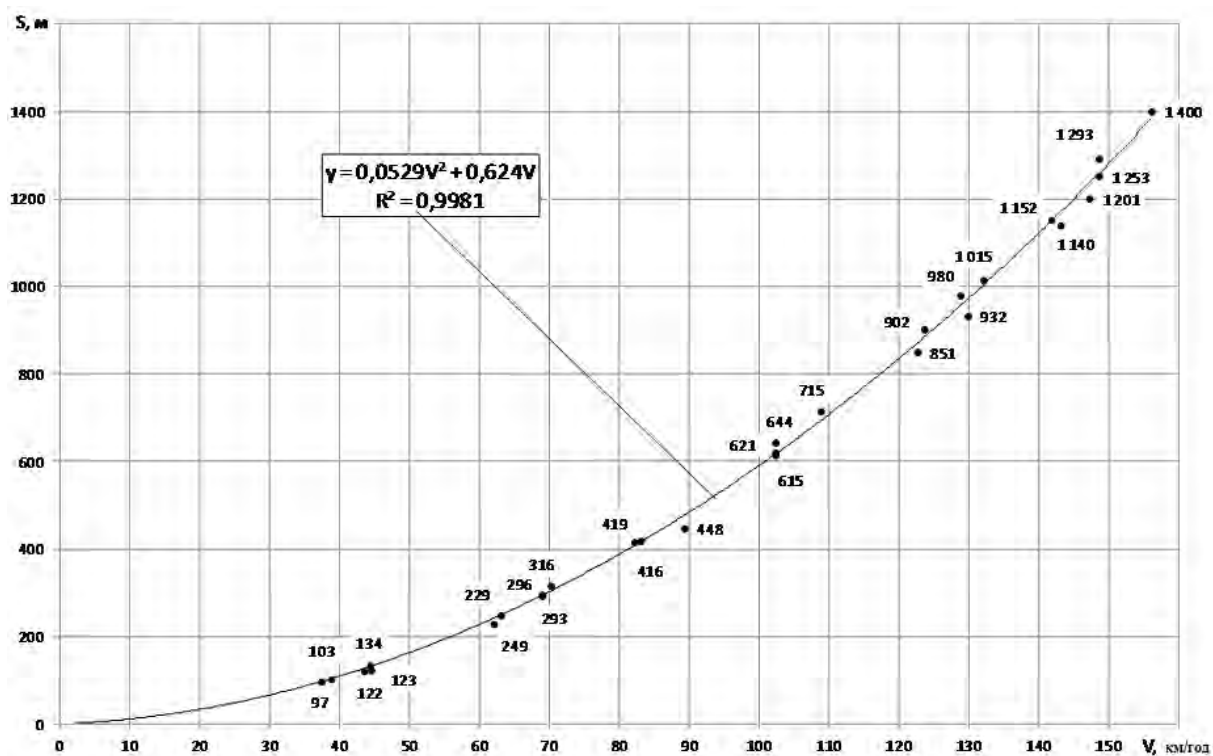


Рисунок 6.10 - Гальмівні шляхи одиночного вагона при екстреному пневматичному гальмуванні

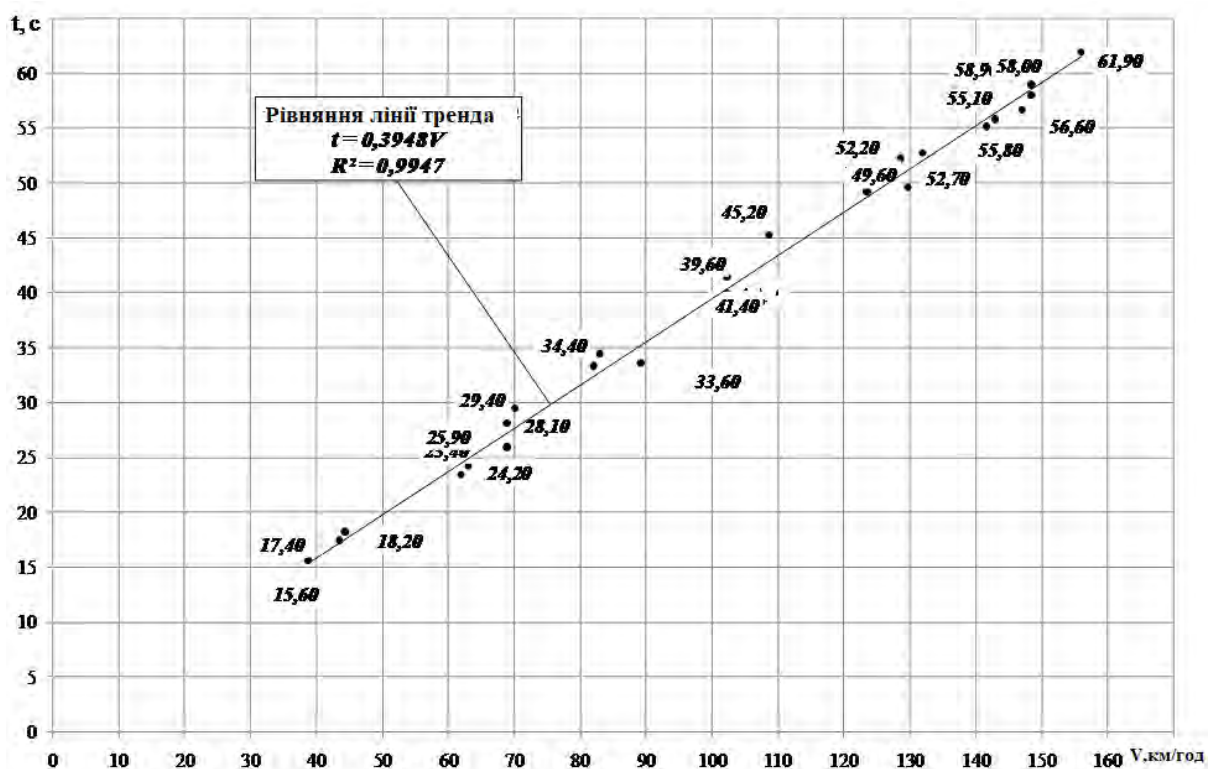


Рисунок 6.11 - Час гальмування одиночного вагона при екстреному пневматичному гальмуванні, виміряний у процесі проведення ходових гальмівних випробувань

Фактичні величини питомої гальмівної сили, отримані з допомогою комп'ютерного моделювання, представлені на рисунк похибка їх визначення не перевищує 0,5 % (таблиця).

Динаміка змін параметрів процесів гальмування (гальмівних шляхів, швидкості, сповільнень, коефіцієнтів тертя, питомої гальмівної сили, коефіцієнтів зчеплення колеса з рейкою тощо), наведені в таблиця .

Шляхи пасажирського поїзда з однотипних вагонів у кількості 20 штук представлені на рисунках нижче (рисунок - рисунок).

Підсумкові результати дослідження гальмівного процесу одиночного вагона наведено у таблиця , а гальмівні шляхи поїзда на майданчику та нормованих спусках – у таблиця .

для отчета колодный - Microsoft Excel

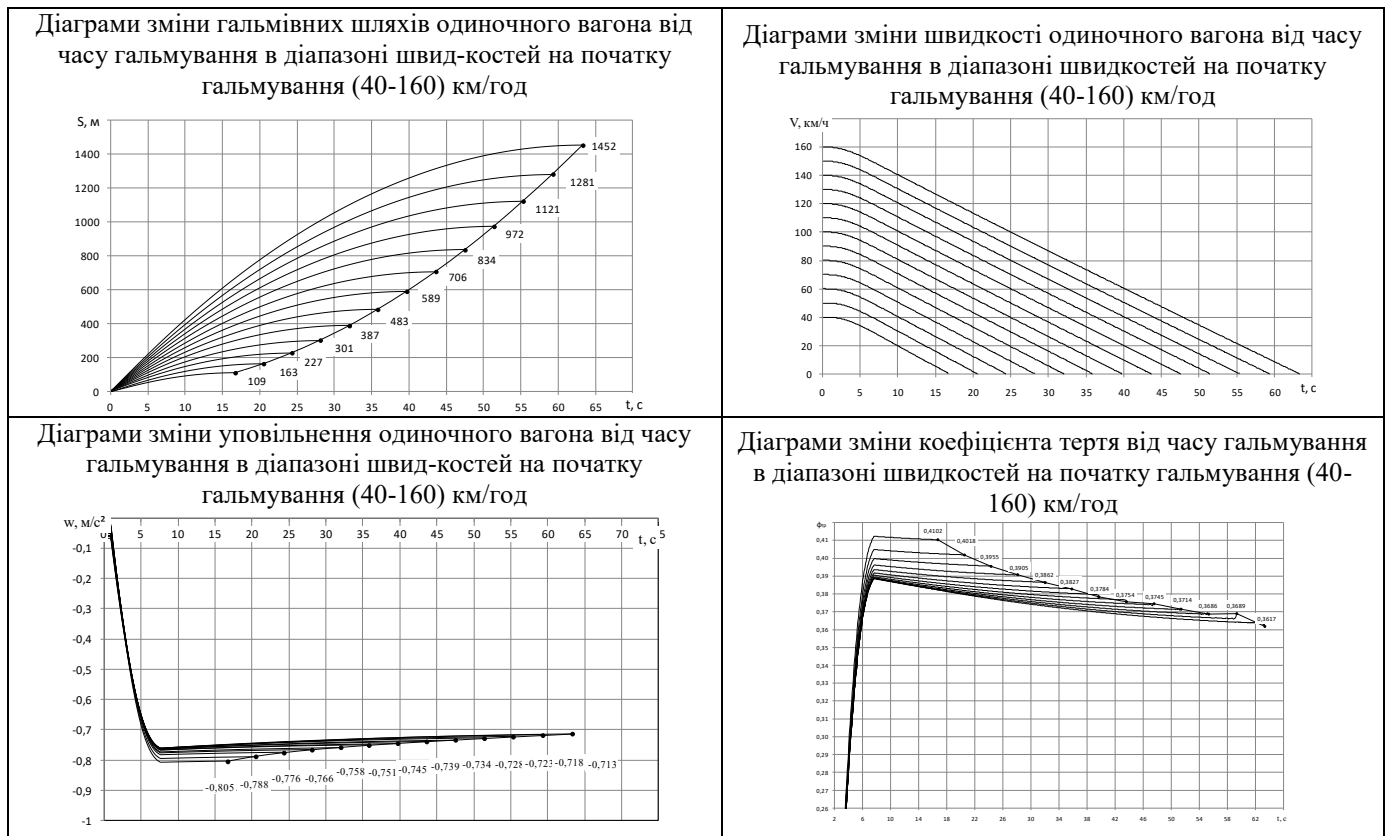
Q25		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
1																		
2																		
3		Уравнение линии тренда		Фактические значения				Пересчет на компрессионные колодки				Пересчет на чугунные колодки						
4		ax2	bx	удельных тормозных сил														
5		0,052863531	0,624028623															
6		V, км/ч	Торм. путь, м по линии тренда	c(V ₀)	d(V ₀)	b _ж (V ₀)		V, км/ч	Торм. путь, м по линии тренда	c(V ₀)	d(V ₀)	δ _ж (V ₀)		V, км/ч	Торм. путь, м по линии тренда	c(V ₀)	d(V ₀)	δ _ж (V ₀)
7		40	109,5	57,0920	-1,3842	0,0858		40	109,5	239,5173	-1,4437	0,2721		40	109,5	762,2336	-1,5294	0,5791
8		50	163,4	70,2482	-1,3205	0,0840		50	163,4	281,3206	-1,3613	0,2732		50	163,4	828,3737	-1,4144	0,6137
9		60	227,8	85,0154	-1,2778	0,0826		60	227,8	330,9702	-1,3067	0,2750		60	227,8	939,5104	-1,3398	0,6453
10		70	302,7	101,7484	-1,2478	0,0816		70	302,7	388,9051	-1,2684	0,2773		70	302,7	1067,7706	-1,2899	0,6733
11		80	388,2	120,5301	-1,2260	0,0807		80	388,2	456,5113	-1,241	0,2795		80	388,2	1239,3167	-1,2519	0,6984
12		90	484,4	141,4537	-1,2095	0,0800		90	484,4	534,2157	-1,2208	0,2816		90	484,4	1451,67	-1,2304	0,7212
13		100	591,0	165,3140	-1,1976	0,0793		100	591,0	625,024	-1,2061	0,2838		100	591,0	1708,4519	-1,2131	0,7419
14		110	708,3	191,8521	-1,1884	0,0786		110	708,3	729,0798	-1,1953	0,2857		110	708,3	2014,7024	-1,2011	0,7600
15		120	836,1	221,6599	-1,1817	0,0781		120	836,1	845,9716	-1,1871	0,2873		120	836,1	2377,1687	-1,1929	0,7764
16		130	974,5	255,1250	-1,1769	0,0775		130	974,5	990,0414	-1,1827	0,2889		130	974,5	2808,3618	-1,1878	0,7914
17		140	1123,5	292,6336	-1,1736	0,0769		140	1123,5	1148,2954	-1,1795	0,2901		140	1123,5	3322,4697	-1,1854	0,8041
18		150	1283,0	334,5316	-1,1715	0,0764		150	1283,0	1331,4636	-1,1775	0,2913		150	1283,0	3922,7065	-1,1846	0,8158
19		160	1453,2	381,7903	-1,1706	0,0759		160	1453,2	1549,2015	-1,1778	0,2921		160	1453,2	4636,6519	-1,1855	0,8266
20																		
21																		
22																		
23																		
24																		
25																		

Рисунок 6.12 - Фактичні значення питомих гальмівних сил у діапазоні швидкостей (40-160) км/год в інтервалі 10 км/год, отримані методом комп'ютерного моделювання

Таблиця 6.19 - Похибка визначення значень питомих гальмівних сил

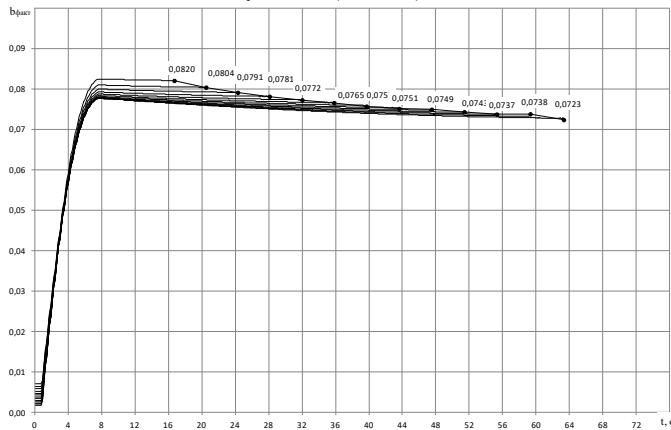
Швидкість на початку гальмування, км/год	Фактичні значення розрахункових гальмівних коефіцієнтів	Гальмівні шляхи по рівнянню лінії тренду, м	Гальмівні шляхи отримані методом комп'ютерного моделювання, м	Похибка, %
1	2	3	4	5
40	0,085763	109,5	109,0	0,48%
50	0,083965	163,4	162,5	0,50%
60	0,082636	227,8	226,7	0,48%
70	0,081587	302,7	301,4	0,45%
80	0,080713	388,2	386,6	0,41%
90	0,079953	484,4	482,6	0,37%
100	0,079274	591,0	589,1	0,33%
110	0,078645	708,3	706,2	0,30%
120	0,078053	836,1	834,0	0,26%
130	0,077486	974,5	972,4	0,22%
140	0,076934	1123,5	1121,5	0,18%
150	0,076391	1283,0	1281,2	0,14%
160	0,075853	1453,2	1451,6	0,11%

Таблиця 6.20 – Діаграми зміни параметрів гальмівного процесу одиночного вагона

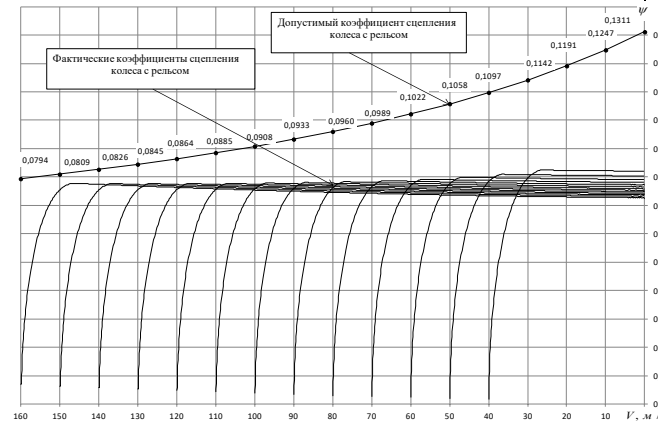


Кінець таблиця

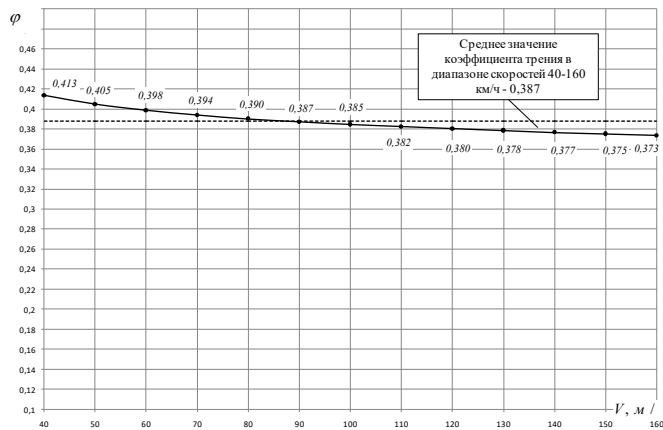
Діаграми зміни дійсної питомої гальмівної сили від часу гальмування в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-160) км/год



Діаграми зміни коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою від швидкості гальмування в діапазоні швидкостей (40-160) км/год



Фактичні значення дійсного коефіцієнтів тертя колодки та колеса.



Еквівалентні за гальмівною ефективністю розрахункові коефіцієнти композиційних та чавунних колодок

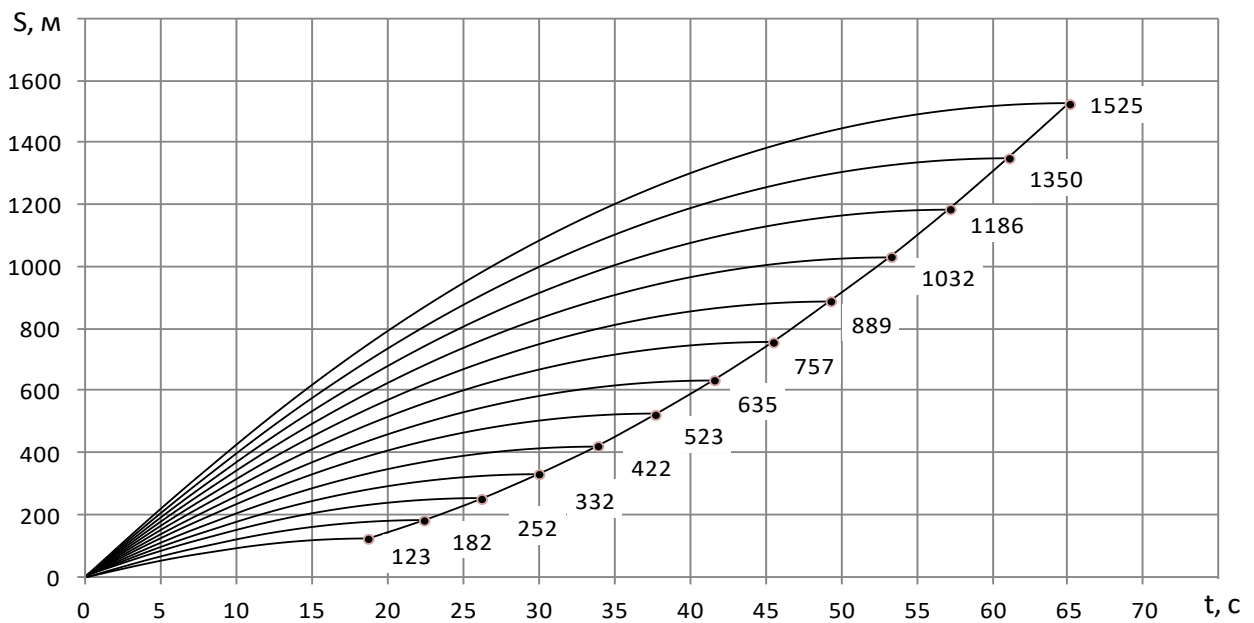
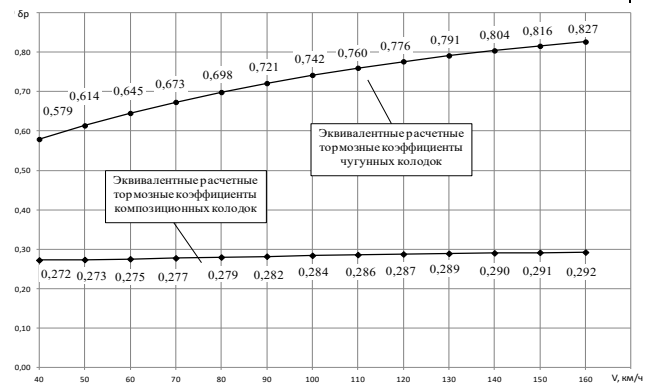


Рисунок 6.13 - Діаграми зміни гальмівних шляхів пасажирського поїзда на майданчику від часу гальмування в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-160) км/год

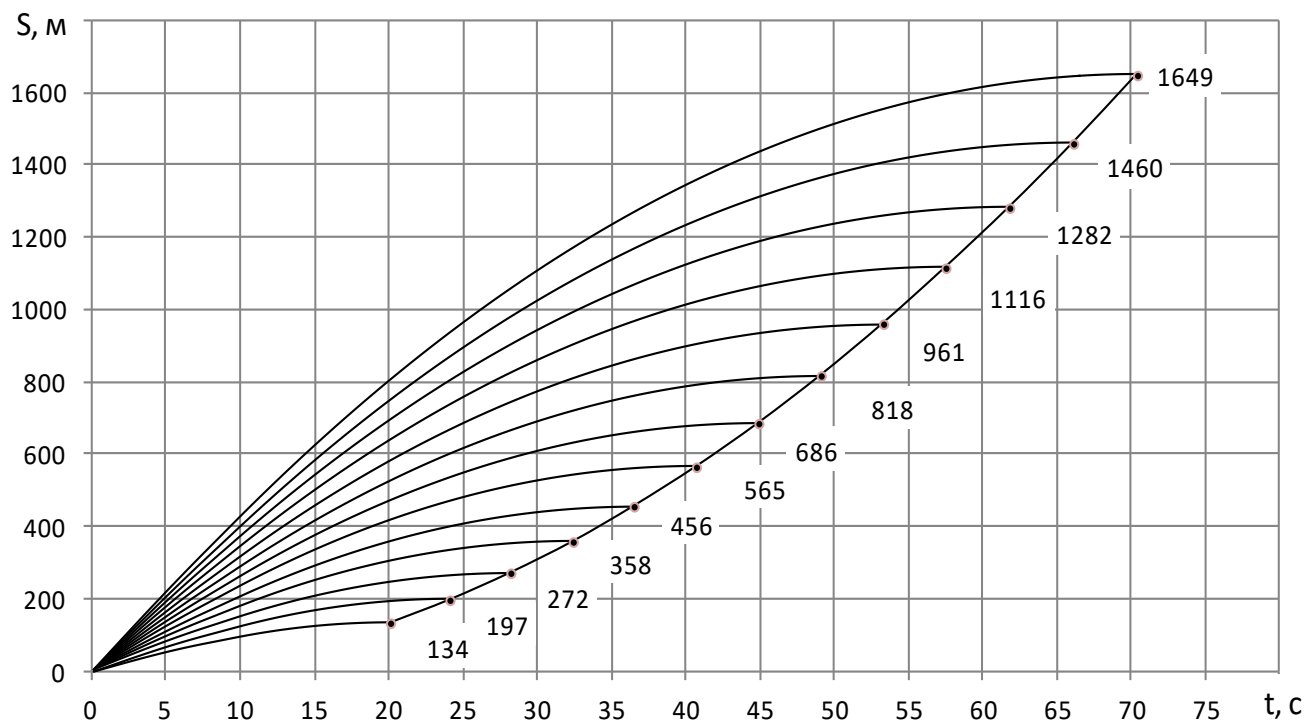


Рисунок 6.14 - Діаграми зміни гальмівних шляхів пасажирського поїзда на спуску 6 ‰ від часу гальмування в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-160) км/год

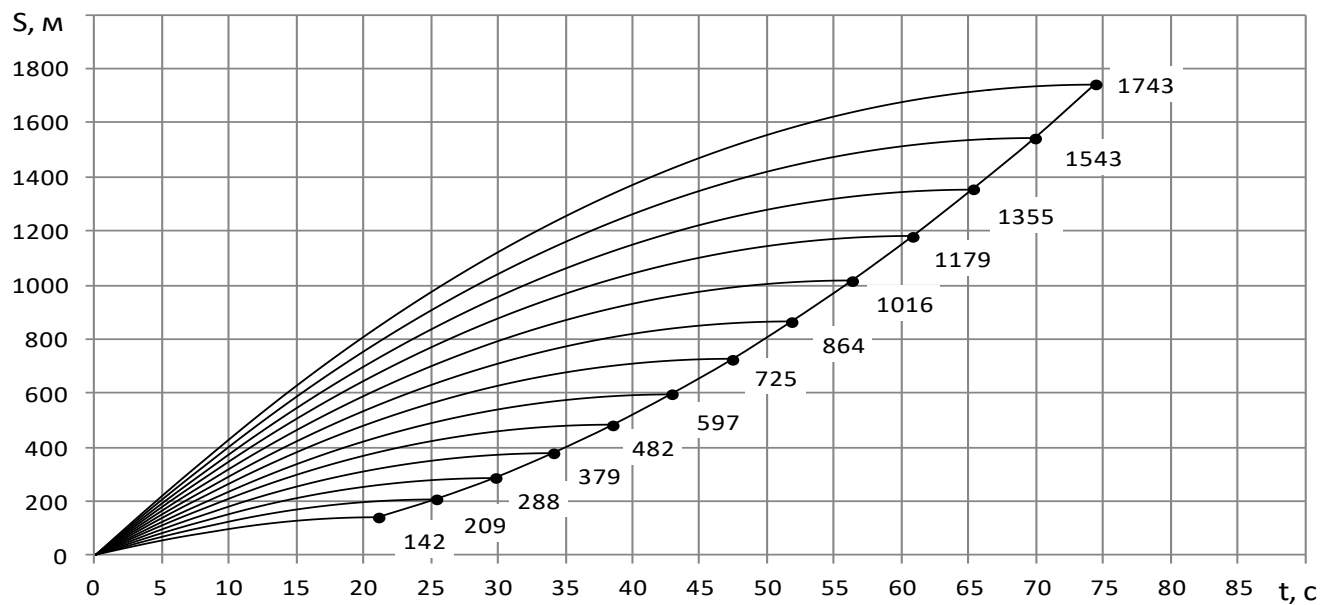


Рисунок 6.15 - Діаграми зміни гальмівних шляхів пасажирського поїзда на спуску 10 ‰ від часу гальмування в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-160) км/год

Таблиця 6.21 – Результати дослідження гальмівної системи одиночного пасажирського вагона моделі 61-779ЕГ

Швидкість на початку гальмування, км/год	Час гальмування, с			Гальмівний шлях, м	Питома гальмівна сила	Середнє сповільнення вагона, м/с ²	Сповільнення в момент зупинки вагона, м/с ²
	Розрахунковий	Вимірний	Різниця				
1	2	3	4	5	6	7	8
40	16,7	15,79	5,75%	109	0,086	-0,658	-0,805
50	20,5	19,74	3,85%	163	0,084	-0,673	-0,788
60	24,3	23,69	2,58%	227	0,083	-0,682	-0,776
70	28,1	27,64	1,68%	301	0,082	-0,688	-0,766
80	32,0	31,58	1,32%	387	0,081	-0,693	-0,758
90	35,8	35,53	0,75%	483	0,080	-0,696	-0,751
100	39,7	39,48	0,56%	589	0,079	-0,698	-0,745
110	43,6	43,43	0,40%	706	0,079	-0,699	-0,739
120	47,5	47,38	0,26%	834	0,078	-0,700	-0,734
130	51,4	51,32	0,15%	972	0,077	-0,701	-0,728
140	55,3	55,27	0,05%	1121	0,077	-0,701	-0,723
150	59,3	59,22	0,13%	1281	0,076	-0,701	-0,718
160	63,3	63,17	0,21%	1452	0,076	-0,701	-0,713

Таблиця 6.22 - Гальмівні шляхи пасажирського поїзда з 20 вагонів на майданчику та нормованих спусках

Швидкість на початку гальмування, км/год	Гальмівна колія поїзда на майданчику	Гальмівний шлях поїзда на спуску 6 ‰	Гальмівний шлях поїзда на спуску 10 ‰
1	2	3	4
40	123	134	142
50	182	197	209
60	252	272	288
70	332	358	379
80	422	456	482
90	523	565	597
100	635	686	725
110	757	818	864
120	889	961	1016
130	1032	1116	1179
140	1186	1282	1355
150	1350	1460	1543
160	1525	1649	1743

Аналіз результатів ходових гальмівних випробувань пасажирського вагона з дисковим гальмом та підвагонним генератором показав:

- 1 Гальмівний коефіцієнт при швидкості на початку гальмування 160 км/год в перерахунку на композиційні колодки менше на 0,21 % мінімально допустимого значення (0,3) [93] (таблиця);
- 2 Гальмівні шляхи поїзда на нормованих спусках 6⁰/₀₀ і 10⁰/₀₀ при екстреному пневматичному гальмуванні для швидкостей на початку гальмування 140 км/год і 160 км/год перевищують максимально допустимі значення в межах (2 - 6)% від допустимих нормативних значень [151] (таблиця) ;
- 3 Середнє сповільнення в діапазоні швидкостей 40-160) км/год становить (0,658-0,701) м/с² ;
- 4 Реалізовані коефіцієнти зчеплення колеса з рейкою в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-160) км/год не перевищують нормативні значення за умовою недопущення юза [93], що забезпечує гальмування безюзове в досліджуваному діапазоні швидкостей руху;

Таблиця 6.23 - Єдине найменше гальмівне натиснення на 100 тс ваги для пасажирського поїзда [150]

Діапазон швидкостей	Найменше гальмівне натиснення на 100 тс ваги поїзда (тс)	Фактичне гальмівне натиснення на 100 тс ваги поїзда (тс)	Розрахунковий коефіцієнт сили натиснення композиційних колодок,
1	2	3	4
до 120 км/год включно	60	77,6	0,287
від 120 км/год до 130 км/год включно	68	79,1	0,289
від 130 км/год до 140 км/год включно	78	80,4	0,290
від 140 км/год до 160 км/год включно	80	82,7	0,292

Таблиця 6.24 - Величини гальмівних шляхів пасажирського поїзда на нормованих спусках при екстреному пневматичному гальмуванні.

Величина спуску	Швидкість на початку гальмування, км/год	Гальмівний шлях, м	Гальмівний шлях згідно з інструкцією [151], табл. 3.1	Перевищення допустимих значень
			Відстань від сигнальних знаків «Початок небезпечного місця» та «Кінець небезпечного місця» до сигналів зменшення швидкості	
$6^0/_{00}$	100	686	1000	
$6^0/_{00}$	140	1282	1200	> 6,41%
$6^0/_{00}$	160	1649	1600	> 2,97%
$10^0/_{00}$	100	864	1200	-
$10^0/_{00}$	140	1355	1300	> 4,07%
$10^0/_{00}$	160	1743	1700	> 2,47%

- 5 Середній коефіцієнт тертя становив 0,385;
- 6 Час гальмування, отриманий методом комп'ютерного моделювання та виміряний у процесі проведення ходових гальмівних випробувань, відрізняються не більше ніж на 0,7% для діапазону швидкостей (90-160) км/год (таблиця);
- 7 Порівняльний аналіз показав гарне узгодження розрахункових досліджень з експериментальними (таблиця) з урахуванням того, що розрахункові дослідження проводилися при коефіцієнті тертя рівним 0,35, а фактичні коефіцієнти тертя при ходових гальмівних випробуваннях склали 0,38.

Таблиця 6.25 - Порівняння параметрів гальмівної ефективності, одержаних в результаті випробувань пасажирського вагона з розрахунковими дослідженнями

V , км/год	Гальмівні шляхи поїзда на майданчику			Питома гальмівна сила		
	Розрахункові дослідження, м	Експериментальні дослідження, м	Різниця	Розрахункові дослідження	Експериментальні дослідження	Різниця
160	1588	1525	3,97%	0,071	0,076	6,6%

6.3 Застосування моделювання для самохідного пасажирського моторвагонного рухомого складу

Проведені числені експериментальні дослідження [183-186] підтверджують адекватність запропонованих в розділі 4 математичних та комп'ютерних моделей для дослідження гальмівної ефективності моторвагонного рухомого складу.

На рисунок 6.16 для порівняння приведені експериментально заміряні гальмівні шляхи електророзва [88, 186].

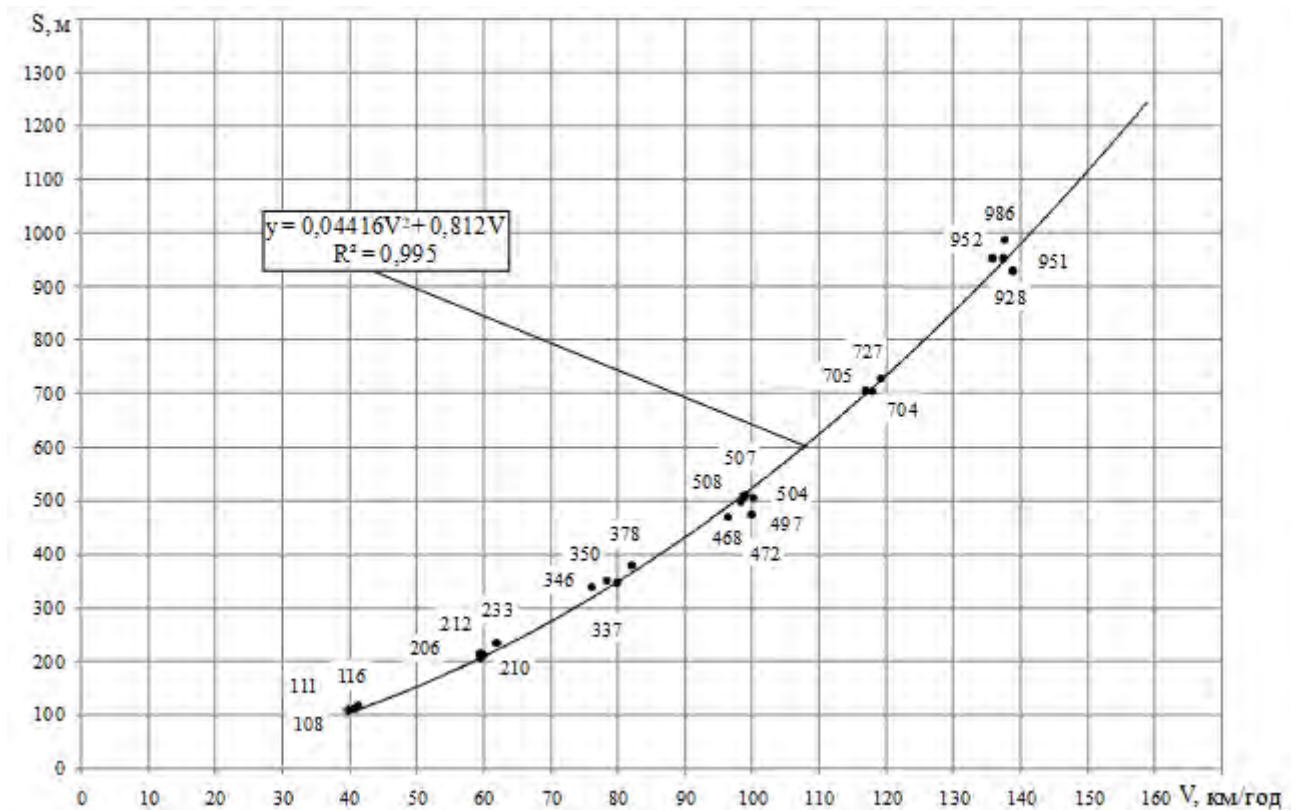


Рисунок 6.16 - Гальмівні шляхи завантаженого електропоїзда при екстремому пневматичному гальмуванні на майданчику заміряні під час експерименту

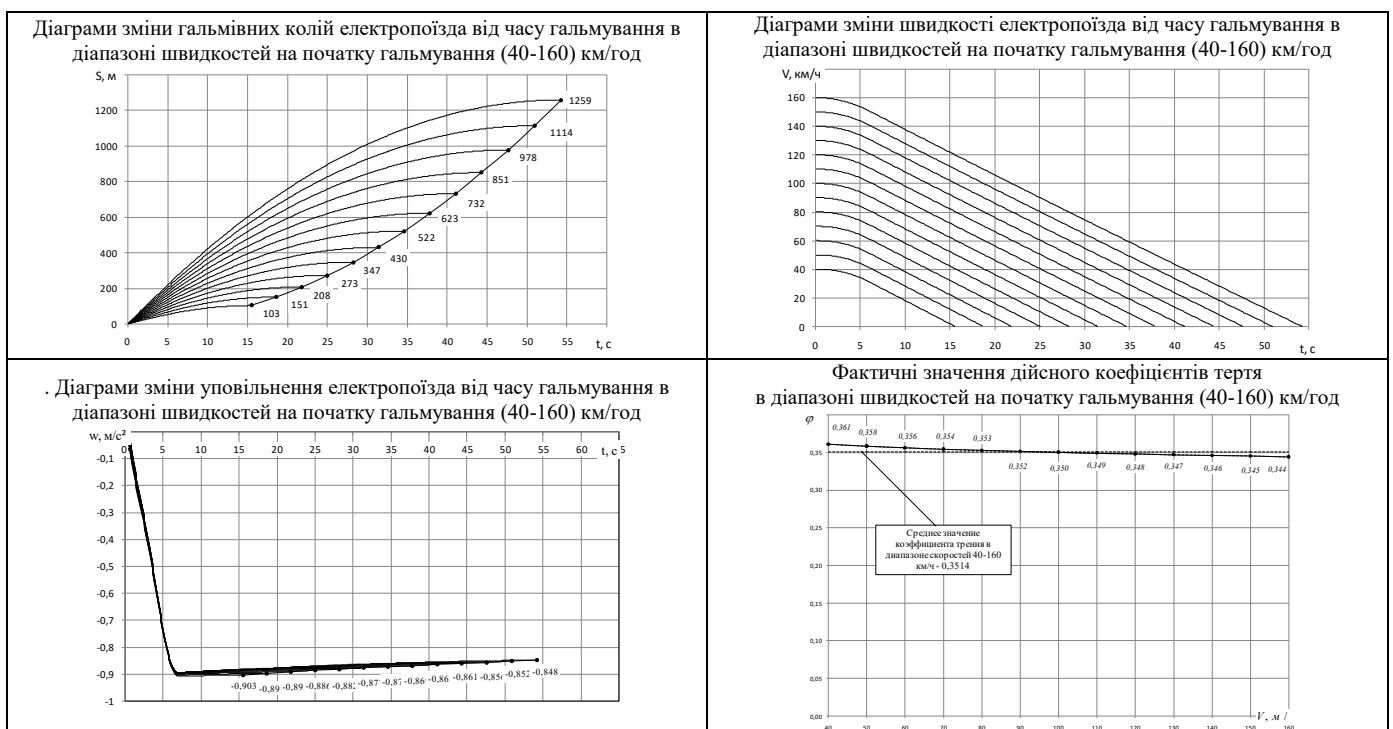
Фактичні значення питомої гальмівної сили, отримані методом комп'ютерного моделювання, і перерахунок на чавунні і композиційні колодки представлені в таблиця 6.26 похибка їх визначення не перевищує 0,2 %.

Діаграми зміни досліджуваних параметрів у процесі гальмування та значення гальмівних шляхів, швидкості, уповільнень, коефіцієнтів тертя, питомої гальмівної сили, коефіцієнтів зчеплення колеса з рейкою, а також еквівалентні по гальмівній ефективності розрахункові гальмівні коефіцієнти композиційних і чавунних колодок наведені в таблиця 6.27.

Таблиця 6.26 - Визначення питомої гальмівної сили електропоїзда при екстреному пневматичному гальмуванні

Швидкість на початку гальмування, км/год	Фактичні значення питомої гальмівної сили	Гальмівні шляхи по рівнянню лінії тренду, м	Гальмівні шляхи отримані методом комп'ютерного моделювання, м	Похибка, %
1	2	3	4	5
40	0,0964	103,13	103,14	-0,010%
50	0,0957	150,99	150,94	0,034%
60	0,0951	207,69	207,55	0,067%
70	0,0946	273,21	272,97	0,089%
80	0,0941	347,57	347,21	0,103%
90	0,0936	430,76	430,29	0,110%
100	0,0931	522,78	522,19	0,114%
110	0,0927	623,64	622,91	0,116%
120	0,0922	733,32	732,47	0,115%
130	0,0918	851,84	850,87	0,113%
140	0,0913	979,18	978,12	0,108%
150	0,0909	1115,36	1114,24	0,101%
160	0,0904	1260,37	1259,24	0,090%

Таблиця 6.27 – Діаграми зміни параметрів гальмівного процесу



Кінець таблиця 6.27

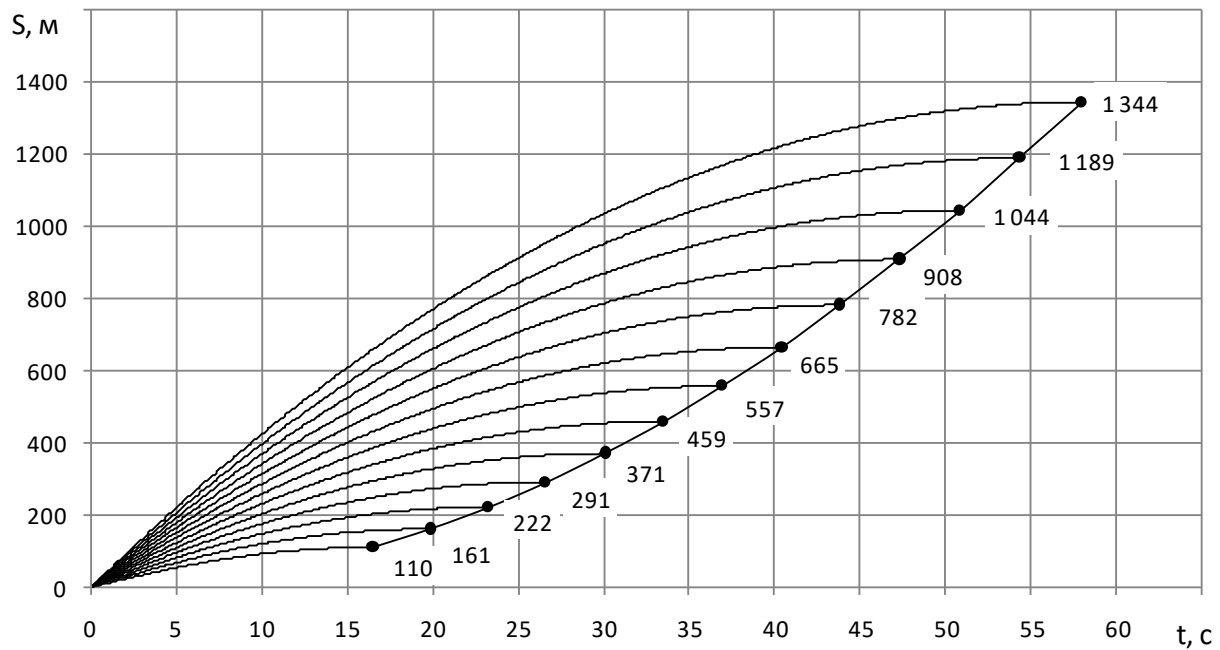
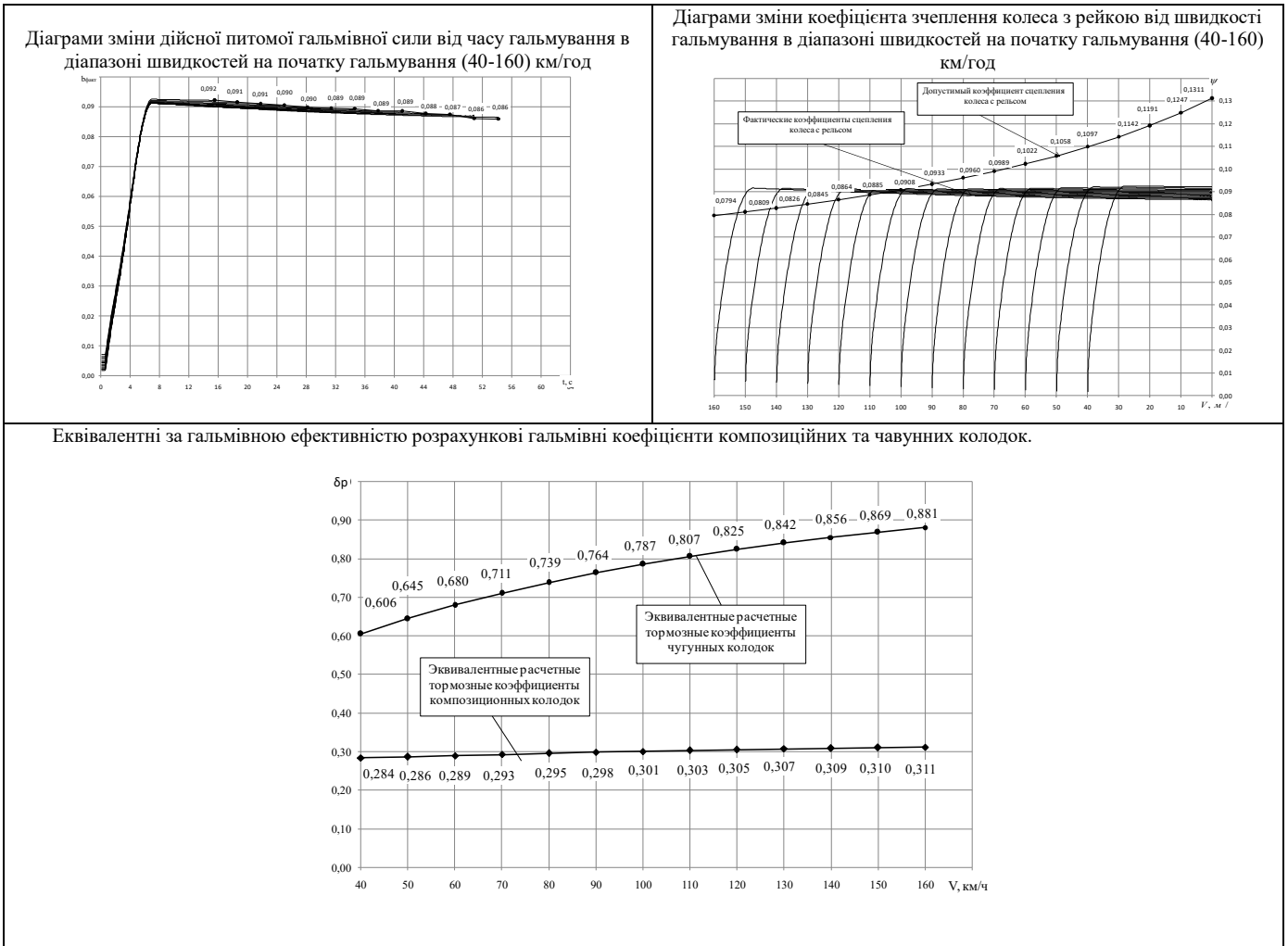


Рисунок 6.17 - Діаграма зміни гальмівних шляхів електропоїзда на спуску 6 % від часу гальмування в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-160) км/год

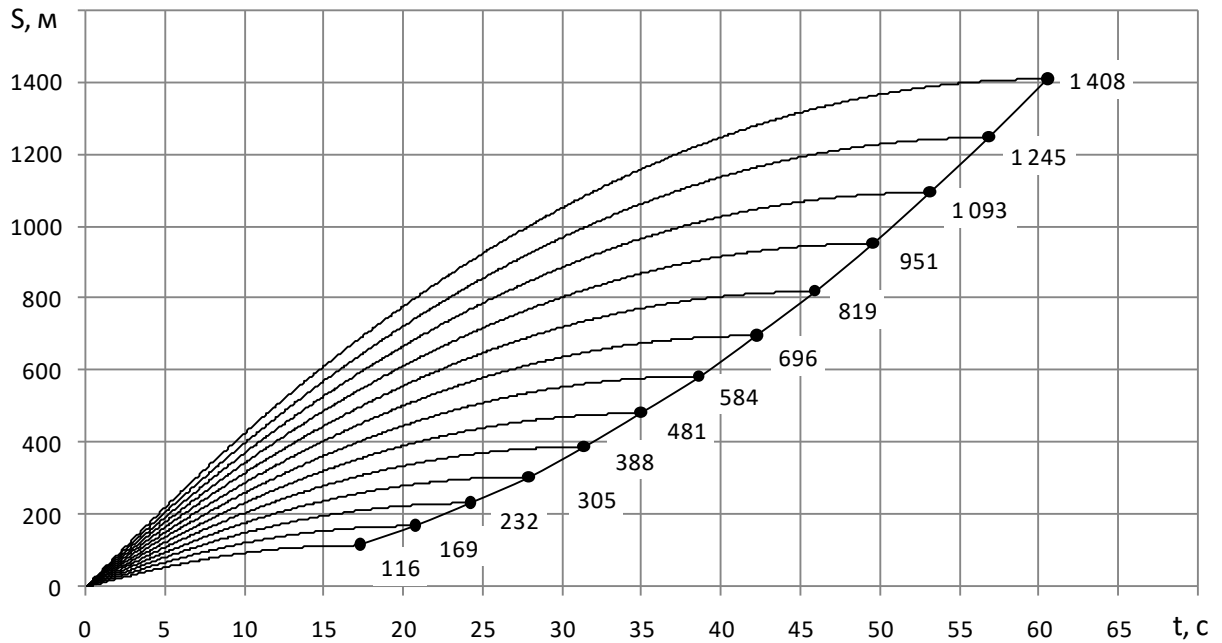


Рисунок 6.18 - Діаграма зміни гальмівних шляхів електропоїзда на спуску 10 % від часу гальмування в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40-160) км/год

Аналіз результатів показав, що гальмівна ефективність електропоїзда відповідає нормативним вимогам як за єдиним найменшим гальмівним натисненням на 100 тс ваги поїзда (таблиця 6.28), так і нормативним вимогам діючих інструкцій (таблиця 6.29).

Таблиця 6.28 - Єдине найменше гальмівне натискання електропоїзда в перерахунку на чавунні колодки при екстреному пневматичному гальмуванні [150]

Діапазон швидкостей	Найменше гальмівне натиснення на 100 тс ваги поїзда (тс)	Фактичне гальмівне натиснення на 100 тс ваги поїзда (тс)	Розрахунковий коефіцієнт сили натиснення композиційних колодок,
1	2	3	4
до 120 км/год включно	60	90,8	0,336
від 120 км/год до 130 км/год включно	68	90,8	0,339
від 130 км/год до 140 км/год включно	78	94,6	0,341
від 140 км/год до 160 км/год включно	80	97,9	0,345

Таблиця 6.29 - Величини гальмівних шляхів електропоїзда на нормованих спусках при екстреному пневматичному гальмуванні

Величина спуску	Швидкість на початку гальмування, км/год	Гальмівний шлях, м	Гальмівний шлях згідно з інструкцією [151]
			Відстань від сигнальних знаків «Початок небезпечного місця» та «Кінець небезпечного місця» до сигналів зменшення швидкості
6 ⁰ / 00	100	557	1000
6 ⁰ / 00	140	1044	1200
6 ⁰ / 00	160	1344	1600
10 ⁰ / 00	100	584	1200
10 ⁰ / 00	140	1093	1300
10 ⁰ / 00	160	1408	1700

6.4 Застосування моделювання при аналізі відповідності гальмівної ефективності іноземним та міждержавним нормативним документам

Для реалізації та розвитку свого транспортного потенціалу важливо аналізувати та розуміти вимоги суміжних країн, це стає все актуальнішим, враховуючи сучасні інтеграційні процеси в нормативний простір Європейського союзу.

Для Європейського Союзу існує низка нормативних документів, що регулюють вимоги до гальмівної ефективності залізничних вагонів. Одним з таких документів є EN 13452-1:2003 [187], який встановлює мінімальні вимоги до гальмівної ефективності для різних типів гальмівних систем та режимів гальмування рухомого складу. Іншим документом є EN 14198:2016 [188], який визначає вимоги до гальмівної ефективності поїздів локомотивної тяги, залежно від їхньої швидкості, маси та складу. Ще одним документом є EN 13103:2009 [189], який містить метод розрахунку навантажень на осі та колеса при гальмуванні та встановлює граничні значення коефіцієнта тертя між колесом та рейкою.

Крім того, існують інші нормативні документи, які опосередковано впливають на вимоги до гальмівної ефективності залізничних вагонів, наприклад, EN 14363:2016 [190] який встановлює методи випробувань та моделювання для підтвердження характеристик руху залізничних вагонів, включаючи гальмівні випробування.

Також оскільки залізниці України мають ширину колії 1520 мм, не менш важливо тримати фокус та аналізувати нормативні вимоги до гальмівної ефективності в країнах простору 1520 мм. Так у 2018 році був прийнятий міждержавний стандарт ГОСТ 34434-2018 [191], в якому викладено нові технічні вимоги та правила розрахунку для вантажних вагонів з осьовим навантаженням від 23,5 до 30 тс та швидкостями руху до 160 км/год включно. Вищевикладене свідчить необхідність істотних змін у національному підході оцінювання гальмівної ефективності одиниць рухомого складу залізниць.

6.4.1 Розрахунковий аналіз гальмівного шляху пасажирського вагона здійснений за методикою фірми KNORR – BREMSE згідно європейських правил та норм

Алгоритм розрахунку гальмівної ефективності пасажирського вагона фірми KNORR-BREMSE значною мірою відрізняється від розрахунків, прийнятих у країнах СНД. Для ілюстрації розрахунку прийнято вихідні дані пасажирського вагона з попереднього розрахунку (таблиця 4.43). Розрахунок наведено у таблиця 6.30.

Порівняльний аналіз результатів розрахунку за запропонованою методикою та методикою фірми KNORR-BREMSE представлений у таблиця 6.31 [88].

Таблиця 6.30 - Розрахунок пасажирського вагона за методом KNORR – BREMSE

Найменування	О мі у	Позначення (KNORR - BREMSE)	Результат
1	2	3	4
Тип – пасажирський			
Маса порожнього вагона	кг	m	60000
Маса вагона при повному завантаженні	кг	m	71200
Маси, що обертаються (5 % від маси тари)	кг	m_r	3009,00
Кількість гальмівних циліндрів	шт	n_z	12,00
Кількість гальмівних дисків	шт	n_s	12,00
Параметри гальмівного циліндра			
Ефективна площа поршня гальмівного циліндра	см ²	A_k	112,00

Кінець таблиця 6.30

1	2	3	4
Зусилля відпускнуї пружини	Н	F_G	630
ККД гальмівного циліндра	-	η_G	0,97
Тиск у гальмівному циліндрі (завантажений)	вар		380,00
Передатне відношення важеля	-	$\ddot{u}_G$	11,41
Діаметр колеса (нове)	мм	RR_n	957
Середній радіус тертя	мм	r_m	233
Поверхня тертя гальмівних накладок	см ²		400
Кількість колісних пар	шт	n_r	4
Загальна маса що обертається відносно колеса	кг	$w = m + m_r$	74209,00
Коефіцієнт тертя накладки	-	μ	0,35
Максимальна швидкість	км/год	v	200,00
Гальмівний шлях при пневматичному гальмуванні	м	s	1600,00
Час вільного руху від початку приведення гальма в дію	с	t_0	0,00
Час наповнення до 95% від номінального тиску	с	t_1	4
Зусилля на штоку гальмівного циліндра	Н	$F_z = p_c \cdot A_k \cdot 10 - F_G$	3626,00
Сила натиснення накладок на один диск	Н	$F_b = F_z \cdot \ddot{u}_G \cdot \eta_G$	40131,48
Сумарна сила натиснення накладок	Н	$F_B = n_z \cdot F_b$	481577,76
Питомий тиск натиснення накладки на диск	Н/см ²	$p_B = \frac{F_B}{2 \cdot n_S \cdot A_B}$	50,16
Сумарна сила натиснення накладок, що приведена до поверхні катання колеса	Н	$F_{Br} = F_B \frac{2 \cdot r_m}{d_L}$	234498,68
Сила натиснення, наведена до поверхні катання колеса, на одну колісну пару	Н	$F_{Br,R} = \frac{F_{Br}}{n_R}$	58624,67
Гальмівна маса (дійсний гальмівний коефіцієнт) без урахування мас, що обертаються	-	$= \frac{F_{Br}}{m \cdot g} \cdot 100\%$	33,57% (0,3357)
Гальмівна маса (дійсний гальмівний коефіцієнт) з урахуванням мас, що обертаються	-	$A_r = \frac{F_{Br}}{w \cdot g} \cdot 100\%$	31,60% (0,316)
Реалізоване зчеплення колеса з рейкою	-	$\mu_H = \frac{\mu_B \cdot F_{Br}}{w \cdot g}$	0,113
Сила сповільнення під час дії пневматичного гальма на майданчику		$F_{V,D} = \mu_B \cdot F_{Br}$	82074,538

Кінець таблиця 6.30

1	2	3	4
Сповільнення на одиницю маси вагона (питома сила сповільнення)		$b_D = \frac{F_{V,D}}{w_G}$	1,106
Сповільнення на уклоні		$b_S = \frac{-i_s}{1.000} \cdot g$	0
Загальне сповільнення на уклоні		$b = b_D + b_S$	1,106
Гальмівний шлях при пневматичному гальмуванні на майданчику	$S = \frac{v^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot b} + \frac{v \cdot (2 \cdot t_0 + t_1)}{3,6 \cdot 2}$		
120 км/год	м		602,3
140 км/год	м		800,3
160 км/год	м		1026,2
180 км/год	м		1280,1
200 км/год	м		1561,8
Середнє сповільнення	$b_m = \frac{v^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot S}$		
120 км/год	м/с ²		0,976
140 км/год	м/с ²		0,993
160 км/год	м/с ²		1,006
180 км/год	м/с ²		1,016
200 км/год	м/с ²		1,024

Таблиця 6.31 - Порівняльний аналіз результатів розрахункових досліджень

Найменування	Розрахунок за універсальними формулами	Розрахунок за методикою KNORR - BREMSE	Відмінність, %
1	2	3	4
Гальмівний шлях пасажирського поїзда при пневматичному гальмуванні на площадці			
120 км/год	629	602,3	4,33%
140 км/год	827	800,3	3,28%
160 км/год	1050	1026,2	2,30%
180 км/год	1297	1280,1	1,34%
200 км/год	1568	1561,8	0,40%
Питома сила натиснення накладки на диск, наведена до поверхні катання колеса	0,3357	-	Збігаються
Гальмівна маса без урахування мас, що обертаються	-	33,57%	

Кінець таблиця 6.31

1	2	3	4
Питома гальмівна сила	0,1175	-	3,83% (збігаються без урахування мас, що обертаються)
Реалізоване зчеплення колеса з рейкою	-	0,113	
Середнє сповільнення			
120 км/год	-0,8727	-0,9225	-5,70%
140 км/год	-0,9018	-0,9449	-4,78%
160 км/год	-0,9257	-0,9624	-3,97%
180 км/год	-0,946	-0,9765	-3,23%
200 км/год	-0,9638	-0,9881	-2,52%

Різниця у величинах гальмівних шляхів зумовлена принципово різними алгоритмами визначення гальмівного шляху пасажирського поїзда. У запропонованій методології за універсальними формулами гальмівний шлях визначається шляхом інтегрування диференціального рівняння руху, за методикою KNORR - BREMSE - за початковою швидкістю та сповільненням вагона. Крім того, в методології враховується питома сповільнювальна сила і основний питомий опір руху поїзда, в методиці KNORR - BREMSE додатковий опір враховується масами, що обертаються, які додаються до маси вагона .

6.4.2 Визначення параметрів гальмівних систем, що відповідають вимогам міждержавних стандартів колії 1520 мм.

Визначення параметрів гальмівних систем вантажних вагонів (на прикладі зерновоза) з осьовими навантаженнями 23,5-25-27-30 тс, які відповідають новим вимогам гальмівної ефективності вантажних вагонів [191].

Розрахунок гальмівних шляхів, виконані згідно з новими правилами, свідчать, що гальмівна ефективність вантажних вагонів з типовою гальмівною системою [77, 123 145, 164] задовольняє вимогам ГОСТ [191] для швидкостей руху до 90 км/год включно при осьових навантаженнях (23,5 - 25) тс/вісь (рисунок 6.19).

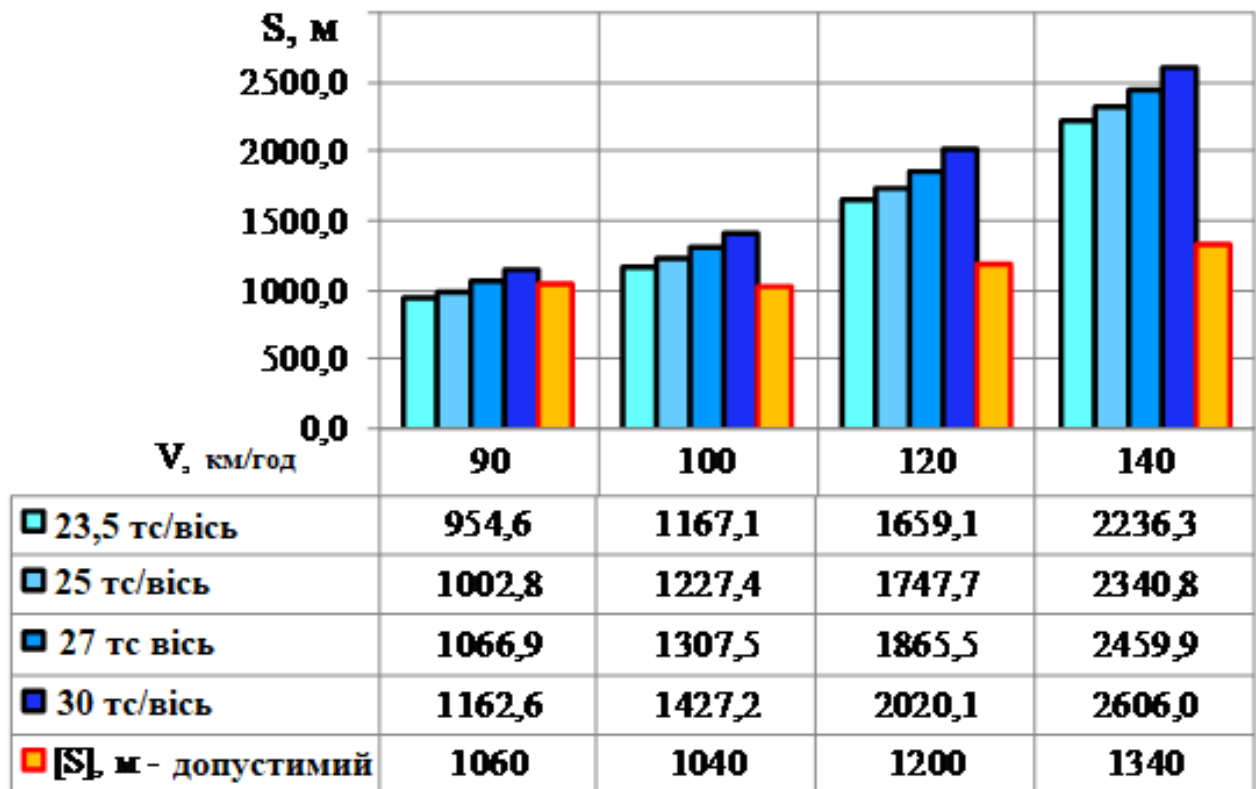


Рисунок 6.19 - Гальмівні шляхи вантажного поїзда при завантаженому режимі з типовою гальмівною системою на прикладі вагона зерновоза

В якості основного критерію при визначенні параметрів гальмівної системи були прийняті максимально допустимі значення гальмівних шляхів вантажного поїзда з осьовими навантаженнями вагонів (23,5 - 25 - 27 - 30) тс в діапазонах швидкостей руху (0-90-100-120-140) км/год [191].

Дослідження виконувались на прикладі вагона для перевезення зерна (характеристики наведені в таблиці 6.32) з одностороннім натисненням композиційних колодок на вісь та осьовими навантаженнями (23,5 - 25 - 27 - 30) тс.

Таблиця 6.32 - Характеристики вагону, прийняті для подальших досліджень

Номер варіанта	Осьове навантаження, тс	Маса вантажу, т	Маса тари вагона, т
1	23,5	71	23
2	25	75,5	24,5
3	27	82	26
4	30	92,5	27,5

Поставлене завдання вирішувалося з використанням математичного моделювання [44, 88], а також оптимізаційних методів.

Розрахунки гальмівних шляхів вантажного поїзда виконувались за інтервалами часу - 0,1 с відповідно до методики [45] при тисках у гальмівних циліндрах 300 кПа та 130 кПа відповідно для завантажених та порожніх вагонів. Результати дослідження представлені у таблицях нижче (таблиця 6.33 та таблиця 6.34).

Таблиця 6.33 - Мінімальні силові характеристики гальма вантажного вагона, що задовольняють максимально допустимим значенням гальмівного шляху вантажного поїзда в завантаженому стані

V , км/год	n_p	Коефіцієнти сили натиснення гальмівної колодки на колесо				K , кН	$K_{i\delta}$ тс/вісь	S , м	[S], м
		δ , кН/т	$\delta_{\text{д}}$, тс/т	$\delta_{\text{р}}$, тс/т	$\delta_{\text{р,чуг}}$, тс/т				
осьове навантаження 23,5 тс									
90	4,816	1,297	0,132	0,133	0,344	15,235	8,074	1060,1	1060
100	6,762	1,821	0,186	0,175	0,467	21,391	10,964	1040,1	1040
120	9,419	2,536	0,258	0,226	0,629	29,794	14,776	1200,0	1200
140	12,865	3,463	0,353	0,284	0,818	40,696	19,233	1340,1	1340
осьове навантаження 25 тс									
90	5,193	1,314	0,134	0,133	0,344	16,426	8,598	1060,0	1060
100	7,314	1,851	0,189	0,175	0,467	23,135	11,679	1040,1	1040
120	10,227	2,588	0,264	0,226	0,629	32,352	15,735	1200,2	1200
140	14,028	3,550	0,362	0,284	0,820	44,375	20,494	1340,1	1340
осьове навантаження 27 тс									
90	5,706	1,337	0,136	0,133	0,345	18,050	9,310	1060,0	1060
100	8,073	1,892	0,193	0,175	0,468	25,538	12,637	1040,1	1040
120	11,349	2,659	0,271	0,226	0,6305	35,900	17,02	1200,1	1200
140	15,643	3,666	0,374	0,284	0,562	49,485	15,169	1340,1	1340
осьове навантаження 30 тс									
90	6,503	1,371	0,140	0,133	0,346	20,571	10,367	1060,1	1060
100	9,262	1,953	0,199	0,175	0,469	29,298	14,072	1040,1	1040
120	13,120	2,767	0,282	0,226	0,632	41,502	18,965	1199,9	1200
140	18,201	3,838	0,391	0,284	0,824	57,574	24,707	1340,1	1340
Позначення: n_p - передаточне число важільної гальмівної передачі; $\delta_{\text{д}}$ – дійсний гальмівний коефіцієнт; $\delta_{\text{дприв}}$ - приведений дійсний гальмівний коефіцієнт; $\delta_{\text{р}}$ – розрахунковий гальмівний коефіцієнт; $\delta_{\text{р,чуг}}$ - розрахунковий гальмівний коефіцієнт у перерахунку на чавунні колодки; S – розрахункове значення гальмівного шляху вантажного поїзда; [S] – нормоване максимальне значення гальмівного шляху вантажного поїзда.									

Таблиця 6.34 - Мінімальні силові характеристики гальма вантажного вагона, що задовольняють максимально допустимим значенням гальмівного шляху вантажного поїзда в порожньому стані

V , км/год	n_p	Коефіцієнти сили натиснення гальмівної колодки на колесо				K , кН	$K_{\text{тс/віс}}^{i \text{ б}}$	S , м	$[S]$, м
		δ , кН\т	$\delta_{\text{прив}}$, тс/т	δ , тс/ т	$\delta_{\text{р,чут}}$, тс/ т				
осьове навантаження 5,75 тс									
90	4,816	1,941	0,198	0,223	0,572	5,579	3,290	696,3	720
100	6,762	2,725	0,278	0,304	0,803	7,834	4,617	678,9	890
120	9,419	3,795	0,387	0,408	1,124	10,910	6,460	766,4	1200
140	12,865	5,184	0,528	0,532	1,522	14,903	8,749	838,6	1340
осьове навантаження 6,125 тс									
90	5,193	1,964	0,200	0,224	0,576	6,015	3,530	695,0	720
100	7,314	2,766	0,282	0,306	0,810	8,472	4,961	677,0	890
120	10,227	3,868	0,394	0,411	1,135	11,847	6,954	763,7	1200
140	14,028	5,306	0,541	0,537	1,135	16,250	6,954	835,1	1340
осьове навантаження 6,5 тс									
90	5,706	2,034	0,207	0,230	0,594	6,610	3,860	683,6	720
100	8,073	2,877	0,293	0,315	0,835	9,352	5,430	665,3	890
120	11,349	4,045	0,412	0,423	1,174	13,146	7,628	750,0	1200
140	15,643	5,576	0,568	0,553	1,594	18,121	10,361	820,0	1340
осьове навантаження 6,875 тс									
90	6,503	2,191	0,223	0,245	0,633	7,533	4,355	655,8	720
100	9,262	3,121	0,318	0,336	0,895	10,729	6,153	638,2	890
120	13,120	4,421	0,451	0,452	1,261	15,198	8,672	718,9	1200
140	18,201	6,133	0,625	0,591	1,716	21,084	11,797	786,3	1340
Позначення: n_p - передаточне число важільної гальмівної передачі; δ_d – дійсний гальмівний коефіцієнт; $\delta_{d,прив}$ - приведений дійсний гальмівний коефіцієнт; δ_p – розрахунковий гальмівний коефіцієнт; $\delta_{p,чут}$ - розрахунковий гальмівний коефіцієнт у перерахунку на чавунні колодки; S – розрахункове значення гальмівного шляху вантажного поїзда; $[S]$ – нормоване максимальне значення гальмівного шляху вантажного поїзда.									

На рисунках (рисунок 6.20 – рисунок 6.23) наведені мінімальні допустимі дійсні коефіцієнти сили натиснення гальмівних колодок на колеса і дійсні сили натиснення для завантажених і порожніх вагонів.

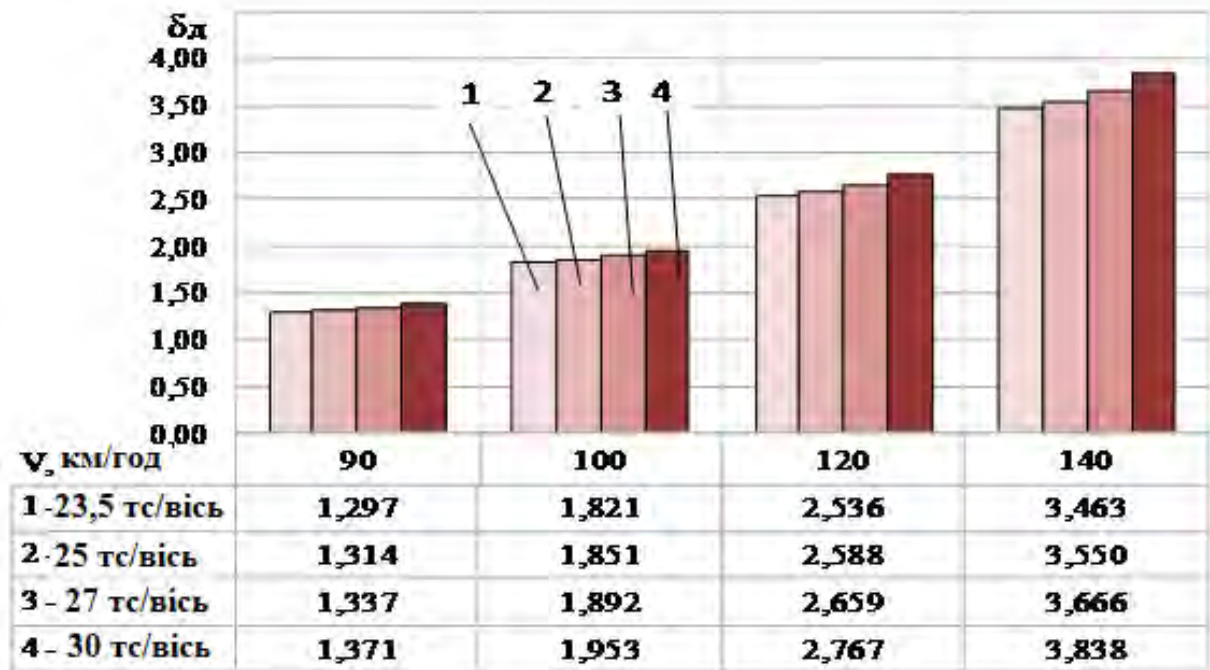


Рисунок 6.20 - Дійсні коефіцієнти сили натиснення гальмівних колодок в залежності від осьового навантаження і швидкості на початку гальмування, при яких гальмівні шляхи вантажного поїзда не перевищують максимально допустимі значення.

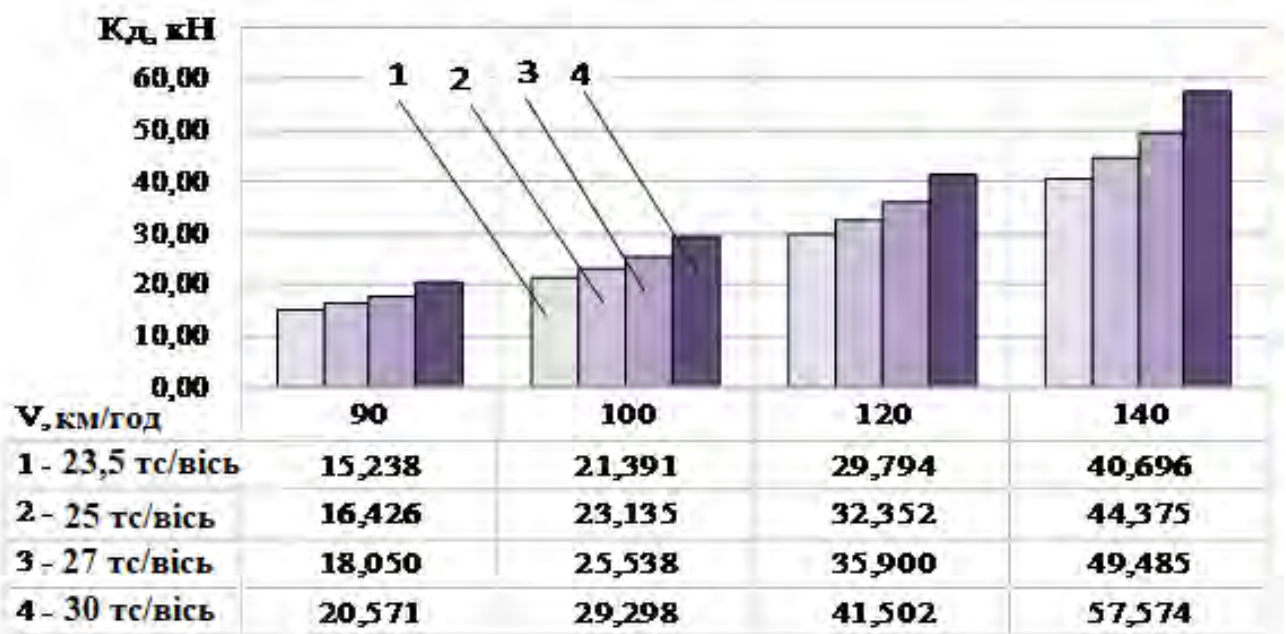


Рисунок 6.21 - Дійсні сили натиснення гальмівних колодок в залежності від осьового навантаження і швидкості на початку гальмування, при яких гальмівні шляхи вантажного поїзда не перевищують максимально допустимі значення.

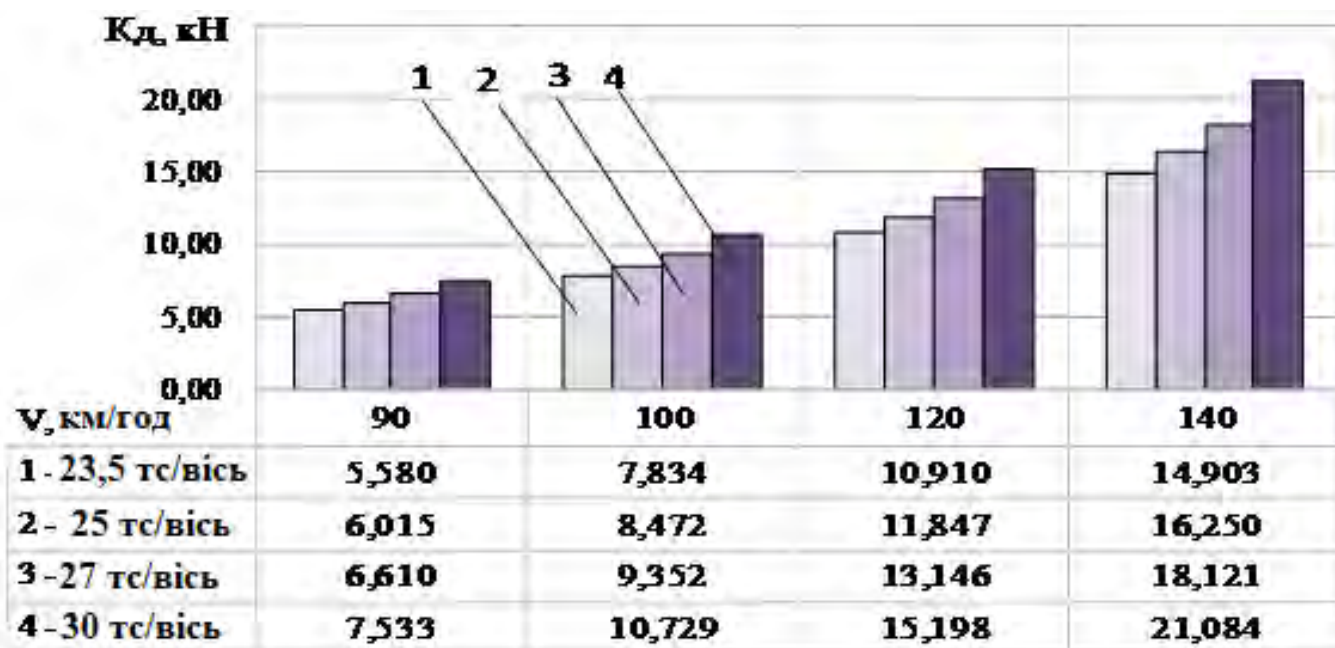


Рисунок 6.22 - Мінімально допустима сила натиснення композиційної колодки на колесо для порожнього вагона.

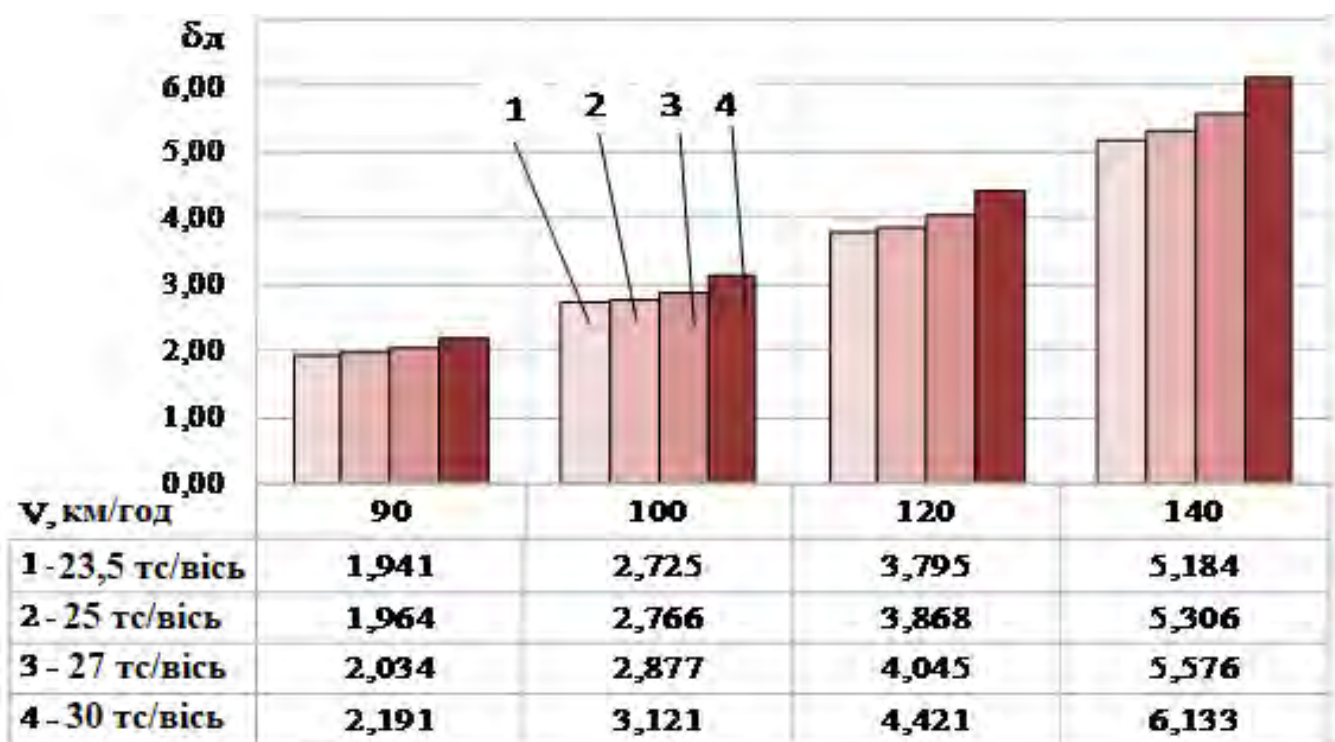


Рисунок 6.23 - Мінімальні дійсні коефіцієнти сили натиснення композиційних колодок на колеса для порожнього вагона.

Отримані мінімальні значення передаточних чисел гальмівної важільної передачі, за яких виконуються вимоги до гальмівної ефективності, показали (рисунок 6.24):

- значення передаточних чисел не перевищують нормовані значення інструкції [150] для осьових навантажень (23,5 – 25) тс лише для швидкості гальмування до 90 км/год включно (таблиця 6.34) .
- для швидкостей більше 90 км/год передаточні числа гальмівної системи перевищують нормовані значення інструкції [150].

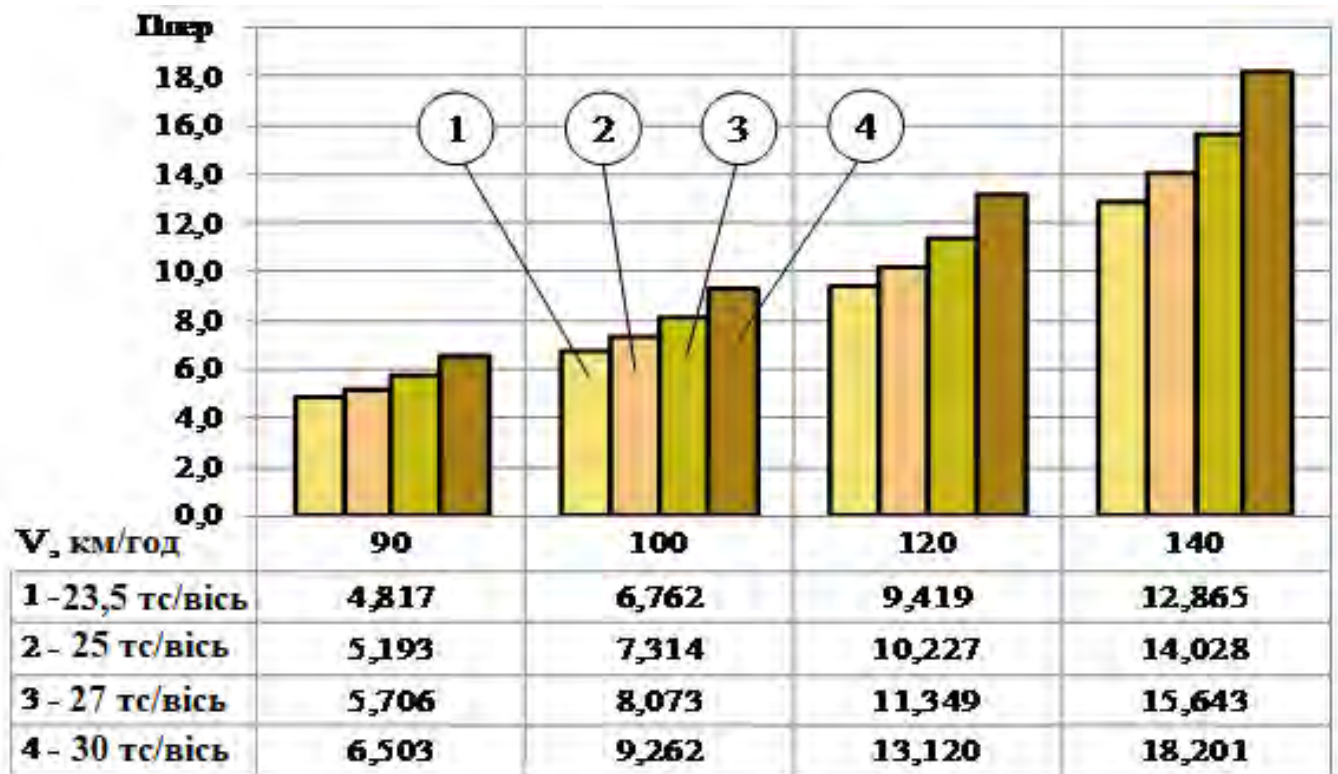


Рисунок 6.24 - Передаточні числа гальмівної важільної передачі вантажних вагонів в залежності від осьового навантаження і швидкості на початку гальмування, при яких гальмівні шляхи вантажного поїзда не перевищують максимально допустимі значення.

Подальший порівняльний аналіз отриманих результатів проводився для швидкостей руху вантажних поїздів до 120 км/год.

Результати дослідження наведено відповідно у таблицях нижче (таблиця 6.35 - таблиця 6.36), а сили натиснення композиційних колодок на вісь колісної пари у перерахунку на чавунні – таблиця 6.37.

Таблиця 6.35 - Мінімальні дійсні/приведені коефіцієнти сили натиснення гальмівних композиційних колодок, що задовольняють максимально допустимим значенням гальмівного шляху вантажного поїзда в завантаженому стані

Параметр		Швидкість на початку гальмування, км /год		
		до 90 включно	св. 90 до 100 включно	св. 100 до 120 включно
Тип гальма		Пневматичний		
Гальмівний шлях, м, не більше		1060	1040	1200
Дійсний/приведений коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок	23,5 тс/вісь	1,297/0,132	1,821/0,186	2,536/0,258
	25 тс/вісь	1,314/0,134	1,851/0,189	2,588/0,264
	27 тс/вісь	1,337/0,136	1,892/0,193	2,659/0,271
	30 тс/вісь	1,371/0,140	1,953/0,199	2,767/0,282

Таблиця 6.36 - Дійсні/приведені коефіцієнти натиснення колодок для порожнього вантажного вагона.

Параметр		Швидкість на початку гальмування, км/год		
		до 90 включно	св. 90 до 100 включно	св. 100 до 120 включно
Тип гальма		Пневматичний		
Гальмівний шлях розрахунковий/нормований, м	5,75 тс/вісь	696,2/720	678,9/890	766,4/1200
	6,125 тс/вісь	695,0/720	677,0/890	763,7/1200
	6,5 тс/вісь	683,6/ 20	665,3/890	750,0/1200
	6,875 тс/вісь	655,8/720	638,2/890	718,9/1200
Дійсний/приведений коефіцієнт сили натиснення гальмівних колодок	5,75 тс/вісь	1,941/0,198	2,725/0,278	3,795/0,387
	6,125 тс/вісь	1,964/0,200	2,766/0,282	3,868/0,394
	6,5 тс/вісь	2,034/0,207	2,877/0,293	4,045/0,412
	6,875 тс/вісь	2,191/0,223	3,121/0,318	4,421/0,451

Таблиця 6.37 - Мінімально допустима розрахункова сила натиснення гальмівних колодок на вісь у перерахунку на чавунні колодки (тс) в залежності від максимально допустимої швидкості руху вагона у складі поїзда та навантаження від колісної пари на рейки для завантаженого вагона

Максимальна допустима швидкість руху вантажного вагона у складі поїзда, км/год.	св. 21,5 до 23,5 включно	св. 23,5 до 25,0 включно	св. 25,0 до 27,0 включно	св 27,0 до 30,0 включно
	Отримані розрахунковим методом/нормовані значення			
1	5	6	7	8
До 90 включно	8,07/8,0	8,60/8,5	9,31/9,0	10,37/10,0
Св. 90 до 100 включно	10,96/10,5	11,68/11,5	12,64/-	14,07/-
Св. 100 до 120 включно	14,78/	15,73/-	17,02/-	18,96/-

Аналіз показав:

- гальмівні шляхи вантажного поїзда в порожньому стані менше максимальних значень, що допускаються: для швидкості до 90 км/год включно на 4,2 %; для швидкості до 100 км/год включно на 24,3 %; для швидкості до 120 км/год включно на 36,6 %, що свідчать про завищені мінімальні значення, що допускаються (таблиця 6.36);

- мінімальні допустимі розрахункові сили гальмівних колодок на вісь у перерахунку на чавунні незначно перевищують нормовані величини: для швидкості 90 км/год в середньому на 2,15 %; для швидкості 100 км/год – на 2,91 %; для швидкості 120 км/год - на 1,83% (таблиця 6.37).

6.5 Визначення економічної складової від впровадження результатів дослідження

Впровадження нової техніки має надважливе значення як для виробничого підприємства так і подальшого успішного економічного розвитку країни та регіону, оскільки це дозволяє суб'єктам господарювання залишатись не тільки конкурентним на ринку, але ще дає можливість виживати в складних економічних умовах, шляхом створення інноваційної продукції покращеними споживчими якостями. В Україні для залізничної галузі впроваджено ДСТУ ГОСТ 15.902:2017 [204], який передбачає

певну процедуру щодо впровадження в обіг нового залізничного транспорту та його окремих складових, яка є обов'язковою.

Відповідно до [204] в склад дослідно-конструкторських робіт окрім розробки робочої та конструкторської документації обов'язковим етапом являється проведення попередніх та приймальних випробувань дослідних зразків, а запропоновані в дисертації ідеї в першу чергу дозволяють отримати економічний ефект при проектувальних роботах під час проведення попередніх розрахунків, а також під час виконання фінальної стадії дослідно-конструкторської роботи – при проведенні експериментальних досліджень та підтвердження відповідності показників безпеки, запропонованих в конструкції технічних рішеннях.

Проведені дослідження ринку послуг шляхом запитів комерційних пропозицій щодо проведення експериментальних робіт для цілей постановки на виробництво залізничного транспорту показав що на сьогоднішній день вартість робіт акредитованих Національним агентством з акредитації України випробувальних лабораторій для повного комплексу випробувань вантажного рухомого складу знаходиться в межах від 2 000 000 грн. до 3 000 000 грн. Додатково до вартості послуг випробувальних лабораторій в підрахунку економічного ефекту слід врахувати витрати на забезпечення проведення ходових випробувань (оренда локомотива, оренда колій випробувального полігона, робота локомотивних бригад, пересилка дослідних вагонів, тощо). Згідно з даними за 2024 р., вартість послуг щодо забезпечення ходових випробувань складав до 2 100 000 грн.

Окремо економічний ефект від впровадження на виробництво методик розрахунку під час проектування відповідно до наданих виробничих підприємств даних становить до 80 000 грн. для одного об'єкта, за рахунок скорочення часу на проектні роботи.

Проведені в дисертаційній роботі дослідження дають можливість скоротити час на підготовку та проведення випробувань, акредитованими випробувальними організаціями на 20 % що в грошовому еквіваленті може досягати від 400 000 грн. до 600 000 грн. за один об'єкт випробування, а скорочення часу використання

полігону, та тягового рухомого складу, дозволить додатково зекономити до 700 000 грн. на послугах з забезпечення проведення випробувань.

Отже сумарний економічний ефект можна визначити як сумму:

$$E_3 = E_{\Pi} + E_B + E_{зв} \quad (6.1)$$

де E_3 – економічний ефект, розрахований на 1 вагон впроваджений у виробництво, грн.;

E_{Π} – економічний ефект у виробництві за рахунок скорочення часу на дослідно конструкторські роботи, грн.;

E_B – економічний ефект за рахунок скорочення часу випробувань та вдосконалення методик, грн.;

$E_{зв}$ – економічний ефект за рахунок скорочення часу використання випробувального полігону, та роботи локомотива, грн.

Проведені дослідження (запити комерційних пропозицій, натурне визначення зрізу часу проведення проектно – розрахункових та експериментальних робіт), дозволили визначити наступні значення показників економічного ефекту –

$$E_{\Pi} = 80000 \text{ грн.}, E_B = 400000 \text{ грн.}, E_{зв} = 700000 \text{ грн.}$$

Узагальнюючі які, отримаємо очікуваний економічний ефект :

$$E_3 = 80000 + 400000 + 700000 = 1180000 \text{ грн.}$$

Результати проведених в дисертаційній роботі досліджень дозволяють отримати економічний ефект на рівні 1180000 грн. при впровадженні в експлуатацію нової моделі вагону, що буде мати позитивний вплив (зменшення) вартості життєвого циклу продукції машинобудування для залізничної галузі.

ВИСНОВКИ

1. В дисертаційній роботі запропоновано методологію розрахункових та експериментальних досліджень гальмівної ефективності пасажирських та вантажних вагонів, яка базується на реалізації інформаційної моделі у вигляді диференціального рівняння руху вагона при гальмуванні та дослідження цієї моделі методами комп'ютерного моделювання процесів гальмування ;
2. Вдосконалено математичні моделі, що враховують такі основні характеристики вагона та гальмівної системи як: осьове навантаження вагона, фактичні функціональні залежності наповнення гальмівного циліндра стисненим повітрям від часу гальмування, а також сил натискання колодок; фактичні номінальні сили натискання колодок на колісні пари; основний питомий опір руху; величини нормованих спусків;
3. Як основна функціональна залежність між параметрами гальмування використовується ступенева залежність, такий вибір обумовлений тим, що параметри, що відображають гальмівну ефективність знаходяться у зворотній залежності по відношенню один до одного (гальмівний шлях і гальмівний коефіцієнт, гальмівний шлях і коефіцієнт тертя, гальмівний шлях і питома гальмівна сила), залежність гальмівного шляху від швидкості початку гальмування апроксимується квадратичною функцією;
4. В основу методології розрахункових та експериментальних досліджень покладено універсальні формули степеневих залежностей параметрів гальмування, коефіцієнти яких визначаються статистичними методами з використанням масиву значень параметрів, отриманих методом комп'ютерного моделювання в заданих діапазонах дискретного ряду гальмівних коефіцієнтів (питомих гальмівних сил) і швидкостей;
5. Для реалізації алгоритмів і розв'язання диференціальних рівнянь розробили пакет прикладних програм для ЕОМ, написаних мовою VBA (Visual Basic for Application) у середовищі Excel . Кожен пакет складається з окремих модулів, кожному модулю відповідає окремий аркуш робочої книги Excel , в якому

записуються результати розрахунку та будуються діаграми зміни параметра від часу гальмування;

6. Методологія теоретичних розрахункових досліджень дозволяє вирішувати такі завдання як:

- визначення дійсних значень гальмівної колії вантажного вагона на майданчику та нормованих спусках;
- - перерахунок дійсних гальмівних колій на гальмівну колію вантажного поїзда на майданчику та нормованих спусках;
- - перерахунок розрахункових гальмівних коефіцієнтів композиційних колодок на чавунні колодки;
- - перерахунок розрахункових гальмівних коефіцієнтів чавунних колодок на композиційні колодки;
- - за результатами значень гальмівних шляхів, отриманих при ходових гальмівних випробуваннях, визначаються фактичні величини розрахункових гальмівних коефіцієнтів для колодкових гальм та питомі гальмівні сили;

7. Представлена методологія значно розширює кількість параметрів гальмівного процесу, які використовуються для аналізу гальмівної ефективності вантажного вагона за результатами гальмівних ходових випробувань, до яких відносяться:

- фактичні значення гальмівних коефіцієнтів та питомих гальмівних сил у заданому діапазоні швидкостей на початку гальмування;
- динаміка зміна швидкості гальмування вантажного вагона від часу гальмування;
- динаміка зміна гальмівного шляху вантажного вагона від часу гальмування;
- перерахунок гальмівної колії вантажного вагона на гальмівну колію поїзда на майданчику та нормованих спуску (- 6 ‰ та - 10 ‰) при заданій кількості вагонів у складі поїзда та швидкості поширення гальмівної хвилі з урахуванням наростання гальмівної сили за складом поїзда;
- дійсні значення коефіцієнтів тертя колодок;
- фактичні значення коефіцієнтів зчеплення колеса та рейки, що дозволяє оцінити виникнення юзової ситуації для різних швидкостей руху вагона;

- динаміка уповільнення вантажного вагона у процесі гальмування;
- динаміка зміни питомих гальмівних сил вантажного вагона у процесі гальмування;
- динаміка зміни коефіцієнта тертя у процесі гальмування;
- дійсні сили натискання колодок на колеса під час гальмування;
- температура нагрівання колеса під час гальмування.

8. Описаний програмний комплекс, призначений для реєстрації різних за своєю фізичною природою параметрів (обороти колеса, тиск у гальмівному циліндрі, температура дисків і т.д.), який дозволяє підвищити автоматизацію проведення випробувань, точність обчислень, скоротити час на проведення випробувань, а також звести до мінімуму кількість помилок, спричинених людським фактором.

Таким чином в дисертаційній роботі запропоновано нові підходи до методології розрахункових та експериментальних досліджень гальм та гальмівної ефективності вантажних вагонів, що базується на використанні комп'ютерного моделювання, в основі якого застосоване диференціальне рівняння руху вагона як єдиної маси. Як вихідні дані математичної моделі використовуються результати стаціонарних і ходових гальмівних випробувань, що дозволяє врахувати реальні характеристики гальма та умови випробувань. Рішення диференціальних рівнянь проводиться у області часу з кроком 0,1 с., що дозволяє досить точно простежити зміну параметрів гальмівного процесу за період від початку гальмування до зупинки вагона. Наведено практичну реалізацію алгоритму дослідження гальмівних систем вантажних вагонів та його апробацію на численних прикладах дослідження гальмівної ефективності натурних зразків. В дисертації запропоновано низку нових методик: методику статистичного оцінювання коефіцієнтів тертя за результатами випробувань на інерційних стендах; вдосконалені технологія проведення ходових гальмівних випробувань вагонів та апаратно-програмний комплекс для запису різних за своєю фізичною природою сигналів у режимі реального часу. Дисертація є результатом багаторічних досліджень проведених як автором, так і іншими вченими, які проводили дослідження в галузі рухомого складу залізниць, а також безпосередньо гальмівної техніки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Momenitabar M., Bridgelall R., Dehdari Ebrahimi Z., Arani M. Literature Review of Socioeconomic and Environmental Impacts of High-Speed Rail in the World. Sustainability 2021, 13, 12231. <https://doi.org/10.3390/su132112231>
2. Boehm, M., Arnz, M. & Winter, J. The potential of high-speed rail freight in Europe: how is a modal shift from road to rail possible for low-density high value cargo?. Eur. Transp. Res. Rev. 13, 4 (2021). <https://doi.org/10.1186/s12544-020-00453-3>
3. Равлюк В. Г. Розвиток наукових основ з убезпечення руху поїздів шляхом підвищення ефективності експлуатації гальмових систем вантажних вагонів: дис. док. тех. наук: 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів, Харків, 2024., 362 с. URL: https://kart.edu.ua/wp-content/uploads/2024/05/dis_ravlyuk.pdf
4. Довганюк С.С. Дослідження спільної роботи гальм рухомого складу залізниць Польщі в поїздах Укрзалізниці: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / С.С. Довганюк ; Дніпропетр. держ. техн. ун-т залізн. трансп. — Дніпро, 1998. - 24 с. URL: [http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?Z21ID=&I21DBN=ARD&P21DBN=ARD&S21STN=1&S21REF=10&S21FMT=ref_full_aref&C21COM=S&S21CNR=20&S21P01=0&S21P02=0&S21P03=AT=&S21COLORTERMS=0&S21STR=%D0%94%D0%BE%D0%B2%D0%B3%D0%B0%D0%BD%D1%8E%D0%BA%20%D0%94%D0%BE%D1%81%D0%BB%D1%96%D0%B4%D0%B6%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8F%20%D1%81%D0%BF%D1%96%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D0%BE%D1%97%20%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%BE%D1%82%D0%B8%20%D0%B3%D0%B0%D0%BB%D1%8C%D0%BC\\$](http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?Z21ID=&I21DBN=ARD&P21DBN=ARD&S21STN=1&S21REF=10&S21FMT=ref_full_aref&C21COM=S&S21CNR=20&S21P01=0&S21P02=0&S21P03=AT=&S21COLORTERMS=0&S21STR=%D0%94%D0%BE%D0%B2%D0%B3%D0%B0%D0%BD%D1%8E%D0%BA%20%D0%94%D0%BE%D1%81%D0%BB%D1%96%D0%B4%D0%B6%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8F%20%D1%81%D0%BF%D1%96%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D0%BE%D1%97%20%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%BE%D1%82%D0%B8%20%D0%B3%D0%B0%D0%BB%D1%8C%D0%BC$)
5. Кашуба В.І. Удосконалення технології та організації випробувань гальмівного обладнання вітчизняних дизель-поїздів: автореф. дис. канд. тех. наук., 05.22.07. Харків, 2003, 20 с. URL: http://lib.kart.edu.ua/bitstream/123456789/6998/1/aref_Kashyba.pdf
6. Тартаковський Е.Д., Фалендиш А.П., Шапран Є.М., Залеський Л.І., Сумцов А.Л. Використання гальмівних колодок нової конструкції на залізницях

України. Збірник наукових праць УкрДАЗТ. Харків, 2014. Вип. 145. С.100-105.
URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpudazt_2014_145_20

7. Мямлін С. В. Розробка конструкцій та машинобудівних технологій створення вантажних вагонів нового покоління. Вагонний парк. 2014. №10. С.4-9. URL: <https://crust.ust.edu.ua/server/api/core/bitstreams/a1a58bb3-6cc5-4939-a519-701e6482e1e1/content>

8. Галай Е.І., Рудов П.К. Ефективність гальмування пасажирських поїздів – фактична та по нормативам (переклад р.м.). Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. 2006. Вип. 11. С. 116–119. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vdnuzt_2006_11_23

9. Горбунов М.І., Кравченко Є.А., Осенин Ю.Ю., Черников В.Д., Крисанов М.А., Слюсарєва Л.А., Малохатко А.А. Експериментальні дослідження зчеплення колеса з рейкою на випробувально-вимірювальному комплексі (переклад р.м.). Вісник СНУ ім. В. Даля. Луганськ, 2008. № 5 (123). Ч. 1. С. 18 – 23. URL: https://dahyuniversitymanagementinstitute.wordpress.com/wp-content/uploads/2014/12/vestnik_123_2008_5-2.pdf

10. Дьомін Ю.В. Залізнична техніка міжнародних транспортних систем (вантажні перевезення): Монографія / Ю.В. Дьомін. – К.: Юнікон-Прес, 2001. –341 с.

11. Сафронов О. М. Підвищення гальмівної ефективності пасажирських вагонів шляхом удосконалення процесів функціонування дискових гальм: дис. канд. техн. наук: 05.22.07. Київ, 2010. URL:[http://search.nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?Z21ID=&I21DBN=EC&P21DBN=EC&S21STN=1&S21REF=10&S21FMT=fullweb&C21COM=S&S21CNR=20&S21P01=0&S21P02=0&S21P03=A=&S21COLORTERMS=1&S21STR=%D0%A1%D0%B0%D1%84%D1%80%D0%BE%D0%BD%D0%BE%D0%B2%20%D0%9E\\$](http://search.nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?Z21ID=&I21DBN=EC&P21DBN=EC&S21STN=1&S21REF=10&S21FMT=fullweb&C21COM=S&S21CNR=20&S21P01=0&S21P02=0&S21P03=A=&S21COLORTERMS=1&S21STR=%D0%A1%D0%B0%D1%84%D1%80%D0%BE%D0%BD%D0%BE%D0%B2%20%D0%9E$)

12. Криті вагони: Підручник/ С.В. Панченко, І.Е. Мартинов, О.М. Сафронов, А.В. Труфанова, Є.Р. Можейко // Укр. держ. ун-т залізн. трансп., ДП «УкрНДІВ». - Кременчук ; Харків : УкрДУЗТ, 2021. - 161 с., ISBN 978-966-97716-4-3

13. Бабаєв А. М., Дмитрієв Д. В. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць: навч. посіб. Київ: ДЕТУТ, 2007. 176 с., ISBN 978-966-2197-03-7.
14. Голубенко О.Л. Зчеплення колеса з рейкою [Текст]: 2-ге вид. доп. і перероб. – Луганськ: Вид-во ВУГУ, 1999. – 476 с. (переклад р.м.).
15. Мартинов І.Е., Нечволода К. С. Аналіз чинників, що впливають на ефективність використання автоматичних гальм вантажних вагонів. Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. 2013. Вип. 139. С. 230-234. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpudazt_2013_139_41
16. Старченко В.М. Наукові основи підвищення ефективності гальмування поліпшенням умов взаємодії коліс з гальмівними колодками і рейками: автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.22.07. – Луганськ, 2008. – 38 с.
17. Ткаченко В., Сапронова С., Брайковська Н., Твердомед В. Динамічна взаємодія рухомого складу і колії на лініях швидкісного руху суміщеного з вантажним: монографія. Вінниця: ГО «Європейська наукова платформа», 2021. 240 с. ISBN 978-617-8037-58-1, DOI 10.36074/dvrsklshrsv-monograph.2021
18. Самсонкін В. М., Мойсеєнко В. І. Теорія безпеки на залізничному транспорті: монографія. Київ: Каравела, 2014. 248 с., ISBN 978-966-222-965-3
19. Крегер У. Лінійні вихростумові гальма. *Glaser's Annalen*, 1985. № 9. С. 368 – 374.
20. Бабаєв А. М., Смірнов А. С. Вихроструміві гальма рейкового транспорту. *Техніка залізниць*. 2015. №4 (32). С. 50 – 53.
21. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Сучасні гальмівні системи вагонів: конспект лекцій. Харків: УкрДУЗТ, 2019. Ч. 2. 61 с. URL: <http://lib.kart.edu.ua/bitstream/123456789/2086/3/%D0%9A%D0%BE%D0%BD%D1%81%D0%BF%D0%B5%D0%BA%D1%82%20%D0%BB%D0%B5%D0%BA%D1%86%D1%96%D0%B9.pdf>
22. Ліхушин Є. В. Аналіз застосування рекуперативного гальмування при прямуванні вантажних поїздів. URL: <https://railway-publish.com/articles/cut->

magazine/articles-lokomotiv-inform/8303-analiz-zastosuvannyarekuperativnogo-galmuvannya-pri-pryamuvanni-vantazhnihpoyizdiv.html

23. Саблін О. І. Підвищення ефективності рекуперації енергії в системі електротранспорту при обмеженому тяговому електроспоживанні. Енергетика та енергозбереження. 2014. № 6/1. С. 21-26.

24. Щербак Я. В., Нерубацький В. П. Аналіз застосування рекуперативного гальмування на залізницях України. Залізничний транспорт України. 2011. № 2. С. 30–34.

25. Sulym A., Lomonos A., Bialobrzheskyi O., Safronov O., Khozia P. Analysis of technical solutions for the implementation of on-board energy storage on the electric stock. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. 2020. 3, С. 59–66. URL: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2020-3/059>

26. Сафронов О. М. Створення та впровадження в Україні сучасного моторвагонного складу залізниць для здійснення швидкісних перевезень пасажирів //Транспорт і логістика: проблеми та рішення: збірник наукових праць IX Міжнародної науково-практичної конференції. (м. Одеса, 22–24 трав. 2019 р.). м. Одеса, 2019. С. 92–94. URL: https://files.duit.edu.ua/uploads/%D0%A1%D0%B0%D0%B9%D1%82/3_%D0%9D%D0%90%D0%A3%D0%9A%D0%90/%D0%9D%D0%B0%D1%83%D0%BA%D0%B0-%D1%81%D1%82%D1%83%D0%B4%D0%B5%D0%BD%D1%82%D0%B8/%D0%A1onference/transport-and-logistics-odesa-2019.pdf

27. ДР №0111U002065OK0211U001265. Звіт про НДР. Гармонізація національних стандартів з міжнародними та європейських, згідно з планом держстантартизації на 2009 рік, закріплених Технічним Комітетом 83 – «Вагони»/кер. Бондарева І.Ю., викон.: Черкаський М.Д., Свистун С.М. Кременчук: ДП «УкрНДІВ», 2010. 186 с.

28. ДР №0109U007061OK0211U001266. Звіт про НДР (Ч.1) Гармонізація національних стандартів ДСТУ та СОУ для створення нового рухомого складу залізниць та його склад частин / кер. Ольгард Л.Ш.; викон.: Бондарева І.Ю. [та інші]. Кременчук: ДП «УкрНДІВ», 2010. 186 с.

29. Троцький М.В., Донченко А.В. Законодавчі основи експлуатаційної сумісності залізниць європейського співтовариства: директиви європейського парламенту і ради європейського союзу. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2011. № 4-5. С.82-90. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Zakonodavchi-osnovy-ekspluatatsijnoyi-sumisnosti-zaliznyts-yevropejskogo-spivtovarystva-dyrektyvy-yevropejskogo-parlamentu-i-rady-yevropejskogo-soyuzu.pdf>

30. ДР № 0112U000119. Звіт про НДР (Заключний). Гармонізація гальмівної ефективності вантажних вагонів вітчизняного виробництва з вимогами міжнародних стандартів / кер. Водянніков Ю.Я., викон: Донченко А.В., Гречко А.В., Шелейко Т.В. Кременчук:ДП «УкрНДІВ»,2011. 148 С.

31. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Гречко А. В. До питання про нормативні вимоги до гальмівної ефективності пасажирських поїздів для швидкості більше 160 км/год (переклад р.м.). Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. 2011, № 129. С. 64–75.

32. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Гречко А. В. До питання про нормативні вимоги до гальмівної ефективності пасажирських поїздів для швидкості більше 160 км/год. Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту : тези доповідей 72 Міжнародної науково-практичної конференції, 19–20 квіт. 2012 р. Днепропетровськ. С. 68–69. (переклад р.м.).

33. Водянніков Ю.Я., Ніщенко О.Е., Шелейко Т.В. Аналіз та оцінка фрікційних властивостей гальмівної колодки під час випробувань на інерційному стенді (переклад р.м.). Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту. Київ, 2010. Вип. 17. С. 29-40.

34. Водянніков Ю.Я., Киницкая А.П., Макеева О.Г. Експериментальні дослідження з визначення величини коефіцієнта тертя. Збірник наукових праць державного економіко–технологічного університету транспорту, серія «Транспортні системи і технології». Київ, 2008. Вип 13. С. 79.

35. Водянніков Ю.Я., Сафронов О.М., Яланський М.І., Пятаков О.О. Експериментальні дослідження з визначення величини коефіцієнта тертя. Журнал «Вагоний парк». Харків, 2009. Вип. № 9-10. С. 16-17.
36. Ehlers H.R. et al. Glasers Annalen. Потенціал та межа можливостей колодкового гальма. Залізні дороги світу. 2004. № 4. (переклад р.м.) URL:<http://www.css-mps. u//zdm/04-2004/02128.htm> (дата зверення 25.04.2020 р.)
37. Водянніков Ю.Я., Жихарцев К.Л., Корабельников О.Л., Можейко А.Е. Фактори, що впливають на величину дійсної сили натиснення колодок на колеса під час гальмування. Журнал «Вагоний парк». Харків, 2010. Вип. № 02. С. 27-29. (переклад р.м.).
38. Водянніков Ю.Я. Кукін С.В., Нищенко А.Є. Дослідження пошкоджуваності колісних пар вантажних вагонів в експлуатації від впливу гальмівної системи. (переклад р.м.) Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Дніпропетровськ, 2007. Вип. 15. С. 112.
39. ДР № 0111U009042 Звіт про НДР (Заключний). Дослідження пошкоджуваності колісних пар вантажних вагонів в експлуатації: /кер. Водянніков Ю. Я.; викон : Донченко А. В., Шелейко Т. В., Кукін С. В., Ніщенко О. Є. Кременчук: ДП «УкрНДІВ», 2011. 194 С.
40. Сіренко К.А. Коефіцієнти тертя між колесами залізничного транспорту і гальмовими колодками з чавуну та композиційного матеріалу: порівняльний аналіз. Метал та лиття України. 2022. Том 30. № 1 (328) С.91-101. DOI: <https://doi.org/10.15407stellcast2022.01.091>
41. Мурадян Л.А., Шапошник В.Ю., Винокурова С.В. Шляхи розвитку, тенденції та перспективи подальшого вдосконалення гальмівної колодки рельсового рухомого складу / Вагонний парк, 2015. No 5-6 (98-99). С. 32-34. (переклад р.м.)
42. Мартинов І. Е., Нечволода К. С. Аналіз чинників, що впливають на ефективність використання автоматичних гальм вантажних вагонів. Збірник наукових праць УкрДАЗТ. 2013. Вип. 139. С. 230-235.

43. Мазур В. Л., Найдек В. Л., Попов Е. С. Характеристика чавунних і композиційних гальмових колодок для рухомого складу залізниці в Україні. Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції (18-20 травня 2021 р., м. Запоріжжя). Запоріжжя. АА Тандем. С. 118-122.
44. Сафронов О. М. Застосування комп'ютерного моделювання для уточненої оцінки гальмівної ефективності вантажних вагонів. Збірник наукових праць державного економіко-технологічного університету транспорту, серія «Транспортні системи і технології». 2018. № 32. С. 61–75. DOI: <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2018-32-2-61-75>
45. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Свистун С. М. Розрахунково-експериментальний метод визначення характеристик процесов гальмування пасажирських і вантажних вагонів. Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту, серія «Транспортні системи і технології». 2013. № 22. С. 85–96. URL: <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/issue/view/20/19>
46. Long, H., Tian, C., Wang, Y., Wu, M. L., & Luo, Z. J. (2014). Simulation and simulation software development of the braking process of a subway train. *Applied Mechanics and Materials*, 556–562, 2014, С. 294-301. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.556-562.294>
47. Springer, A., & Edler, K. Modeling braking dynamics in low-speed rail applications. *Journal of Rail Technology and Engineering*, 45(3), 2021, С. 211-225.
48. Brown, D., & Lewis, J. Dynamic braking system modeling for railway vehicles. *International Journal of Railway Operations*, 18(2), 2022. С. 102-120.
49. Chen, R., & Zhao, H. Thermal modeling and analysis of rail braking processes. *Journal of Thermal Sciences in Railways*, 12(4), 2020, С. 345-360.
50. Gupta, P., & Malik, V. Virtual prototyping of electropneumatic brakes in rail cars. *SAGE Journals: Rail Simulation and Engineering*, 22(1), 2019, С. 88-100.
51. Равлюк В. Г. Комп'ютерне моделювання гальмівних механізмів вантажних вагонів// Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали міжнародної науково-практичної конференції. (Івано-Франківськ, 5 – 7 квітня 2017

р.). Івано-Франківськ: Симфонія Форте, 2017. С. 123.
URL:<http://lib.kart.edu.ua/handle/123456789/21352>

52. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г. Динамічна модель оцінювання робочих напружень у гальмових колодках вантажних вагонів // Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 78 міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпро, 17 – 18 травня, 2018 р.). Дніпро: ДНУЗТ, 2018. С. 48 – 50.
URL:https://ndch.diit.edu.ua/conference/registration/%D0%9F%D1%80%D0%BE%D0%B3%D1%80%D0%B0%D0%BC%D0%BC%D0%B0%20%2078_%D0%9E%D0%A2%D0%A0.pdf.

53. Сафронов А. М. та ін. Світовий та український досвід створення та експлуатації високошвидкісного рухомого складу. Modern science – moderní věda. 2019. № 3. С. 128–143. (переклад р.м.) URL:http://dspace.opu.ua/jspui/bitstream/123456789/8752/1/%D0%91%D0%B0%D0%B2%D0%B8%D0%BA%D0%BE%20%D0%9E.%2C%20%D0%91%D0%BE%D0%BD%D0%B4%D0%B0%D1%80%D1%87%D1%83%D0%BA%20%D0%9C.%20%D1%81%D1%82%D0%B0%D1%82%D1%82%D1%8F_%D0%A1%D1%83%D1%87%D0%B0%D1%81%D0%BD%D0%B0%20%D0%BD%D0%B0%D1%83%D0%BA%D0%B0_%D0%A7%D0%B5%D1%85%D1%96%D1%8F_2019%20%E2%84%963.pdf

54. Сафронов О. М. Створення та впровадження в Україні сучасного моторвагонного складу залізниць для здійснення швидкісних перевезень пасажирів. Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту: тези доповідей II Всеукраїнської конференції «Вагони нового покоління: із XX в XXI сторіччя». 2019. № 184. С. 47–48.
URL:<http://lib.kart.edu.ua/handle/123456789/1621>

55. Кудиярова А.И. Нехай летять країною поїзди. Крюківський вагонобудівний завод на новому етапі 150 річної історії . – Суми: ЧФ «Видавництво «Университетская книга», 2019. –464 С. (переклад р.м.)

56. Сафронов О.М., Водянніков Ю. Я., Макеева О.Г. Кукін С.В., Високошвидкісний рухомий склад України. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2021. №22. С.32-42. DOI: 10.47675/2304-6309-2021-22-32-42

57. Сафронов О. М. Створення та впровадження в Україні сучасного моторвагонного складу залізниць для здійснення швидкісних перевезень пасажирів// Інфраструктура та рухомий склад: матеріали IX Міжнародної залізничної конференції UARAIL & PARTNERS, м.Львів, 2019. С. 74–75.

58. Сафронов О. М. Гальмівні системи високошвидкісного електропоїзда ЕКР1 при швидкості 200 км/год та несприятливих умовах гальмування. Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту, серія «Транспортні системи і технології». 2019. № 33. С. 227–240. DOI:<https://doi.org/10.32703/2617-9040-2019-33-1-19>

59. European Union Agency for Railways. (2020). Technical Specification for Interoperability relating to the ‘rolling stock’ subsystem of the trans-European high-speed rail system (TSI High-Speed Rolling Stock). European Union. – Режим доступу: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:32014R1301>

60. European Union Agency for Railways. (2019). Technical Specification for Interoperability relating to the ‘infrastructure’ subsystem of the trans-European high-speed rail system (TSI High-Speed Infrastructure). European Union. – Режим доступу: https://www.era.europa.eu/domains/technical-specifications-interoperability/noise-tsi_en

61. European Union Agency for Railways. (2020). Technical Specification for Interoperability relating to the ‘control-command and signalling’ subsystem of the trans-European high-speed rail system (TSI High-Speed Control Command and Signalling). European Union. – Режим доступу: https://www.era.europa.eu/domains/technical-specifications-interoperability/noise-tsi_en

62. European Union Agency for Railways. (2020). Technical Specification for Interoperability relating to noise of rolling stock in the trans-European high-speed rail system (TSI Noise). European Union. – Режим доступу: https://www.era.europa.eu/domains/technical-specifications-interoperability/noise-tsi_en

63. В Китаї побудували високошвидкісний вантажний поїзд для перевезень зі швидкістю 350 км/год (переклад р.м.). Центр транспортних стратегій, 2020. URL: https://cfts.org.ua/news/2020/12/27/v_kitae_postroen_vysokoskorostnoy_gruzovoy_poezd_dlya_perevozok_na_skorosti_350_km_ch_foto_62581 (дата звернення 06.01.2021 р.)

64. В Італії збираються запустити швидкісні вантажні поїзди (переклад р.м.). Центр транспортних стратегій. 2017. URL:https://www.cfts.org.ua/news/2018/04/23/v_italii_sobiraeutsa_zapustit_skorostnye_gruzovye_poezda_46887.
65. Перші вагони платформи для перевезення контейнерів зі швидкістю до 160 км/год. Залізні дороги світу. (переклад р.м.) 2017. URL: <https://zdmira.com/news/pervyevrossiivagony-platformydlaperevozkikontejnerovsoskoro studo160kmc>
66. Сафронов О.М., Сулим А.О., Водянніков Ю. Я., Макеева О.Г. Швидкісний вантажний поїзд для перевезення контейнерів зі швидкістю 200 км/год. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2021. №22. С.70-84. DOI: 10.47675/2304-6309-2021-22-70-84
67. Сафронов О. М., Водянніков Ю. Я., Макеева О. Г. Гальмівна ефективність вантажних вагонів. Методологія розрахункових та експериментальних досліджень з використанням математичних моделей та комп'ютерного моделювання: монографія. Кременчук: ДП «УкрНДІВ», 2018. 173 с. (переклад р.м.) URL: https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2025/02/Do-druku-24.10.18_compressed -1.pdf
68. Валігура М.Я. Автоматичні гальма: Методичний посібник. Київ: КУЕТТ, 2005. - 136с.
69. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження технічного стану гальмових систем візків вантажних вагонів в умовах експлуатації // Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 82 Міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпро 20 – 21 квітня 2023 р.). Дніпро: УДУНТ, 2023. С. 318 – 320. URL:<https://crust.ust.edu.ua/handle/123456789/16951>
70. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Особливості модернізації елементів гальмових важільних передач візків вантажних вагонів. Наукові підсумки 2022 року: збірник тез та доповідей XI наукової конференції (м.Харків, 20 грудня 2022 р.). Харків, 2022. С. 45. URL: http://repositsc.nuczu.edu.ua/bitstream/123456789/18119/1/%D0%A158_11_%D0%9D%D0%B0%D1%83%D0%BA%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D1%97%20%D0%BA%D0%BE%D0%BD%D1%84%D0%B5%D1%80%

D0%B5%D0%BD%D1%86%D1%96%D1%97_%D0%9D%D0%90%D0%A3%D0%9A
 %D0%9E%D0%92%D0%86%20%D0%9F%D0%86%D0%94%D0%A1%D0%A3%D0%
 9C%D0%9A%D0%98%202022%20%D0%A0%D0%9E%D0%9A%D0%A3_.pdf

71. Равлюк В. Г. Інноваційна модернізація гальмівної системи візків вантажних вагонів // Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 77 міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпро, 11 – 12 травня, 2017 р.). Дніпро: ДНУЗТ, 2017. С. 47 – 49. URL: <https://crust.ust.edu.ua/server/api/core/bitstreams/71f492e9-036a-42ae-be47-999921c61e49/content>

72. Волошин Д. І., Афанасенко І. М., Дерев'янчук Я. В. Модернізація елементів гальмівної важільної передачі вантажного вагона Збірник наукових праць ДЕТУТ. Серія «Транспортні системи і технології». 2017. Вип. 30. С. 65-72. URL: <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/37>

73. Равлюк В. Г. Модернізація елементів гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. 2019. Вип. 5 (83). С. 108 – 121. URL: <https://irbis-nbuv.gov.ua/publ/REF-0000719381>

74. Волошин Д.І., Афанасенко І.М., Дерев'янчук Я.В. До питання удосконалення конструкції гальмівної важільної передачі вагона-хопера. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля № 2 (243) 2018 URL: <https://journals.indexcopernicus.com/api/file/viewByFileId/474997.pdf>

75. Пшинько А.Н., Мямлін С.В., Приходько В.І. Вдосконалення методів ефективності гальм вагонів (переклад р.м.). Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. Дніпропетровськ. 2005. Вип. 7. С. 74–78.

76. Ніщенко О.Є., Гречко А.В., Кукін С.В., Єськов Д.В. Дослідження гальмівної ефективності вагона-хопера із системою роздільного гальмування візків. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Д., 2009. Вип. 29. С. 49-53

77. Водянніков Ю.Я., Кукін С.В., Павлов С.А., Донченко Д.А. Гальмівна ефективність бункерних вагонів з роздільним гальмуванням на кожен візок.

(переклад р.м.) Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». – Кременчук, 2012. Вип. 7. С. 33-43 URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Tormoznaya-efektyvnost-bunkernyh-vagonov-s-razdelnym-tormozheniem-na-kazhduyu-telezhku.pdf>

78. Л. Ш. Ольгард та ін. Експериментальна оптимізація параметрів важільної передачі з роздільним гальмуванням візків напіввагона з осьовим навантаженням 25 ТС: збірник тез та доповідей 73 Міжнародної науково-технічної конференції кафедр академії, інженерно-технічних працівників залізниць, підприємств та організацій України та інших країн. (м. Харків, 12–14 квіт. 2011 р.). Харків, 2011. С. 11–12.

79. Водянніков Ю.Я., Яланський М.І., Жихарцев К.Л. Дослідження розподілення сил гальмівного натиснення колодок на колеса вантажного вагона (переклад р.м.). Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Дніпропетровськ. Дніпро, ДНУЗТ, 2008. Вип. 20. С. 20-23. URL: http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?I21DBN=LINK&P21DBN=UJRN&Z21ID=&S21REF=10&S21CNR=20&S21STN=1&S21FMT=ASP_meta&C21COM=S&2_S21P03=FILA=&2_S21STR=vdnuzt_2008_20_6

80. Сафронов О. М., Яланський М.І., Макеева О.Г. Дослідження гальмівної ефективності напіввагона на візках 18-9817 (ICG Motion Control). Вагонний парк. 2009. № 2-4. С. 36–39.

81. Ольгард Л. Ш. та ін. Експериментальна оптимізація параметрів важільної передачі з роздільним гальмуванням візків напіввагона з осьовим навантаженням 25 ТС. Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. 2009. № 4 (134). С. 237–242.

82. Данілов В.Я. Статистична обробка даних: навчальний посібник. 2019. – 156 с. URL: <https://www.mechmat.univ.kiev.ua/wp-content/uploads/2020/03/statustushna-obrobka-danilov-2019.pdf>

83. Бахрушин В.Є. Математичні основи моделювання систем : навчальний посібник . Запоріжжя : КПУ, 2009. – 224 с. URL: <https://www.academia.edu>

/9530751/%D0%9C%D0%B0%D1%82%D0%B5%D0%BC%D0%B0%D1%82%D0%B8%D1%87%D0%BD%D1%96_%D0%BE%D1%81%D0%BD%D0%BE%D0%B2%D0%B8_%D0%BC%D0%BE%D0%B4%D0%B5%D0%BB%D1%8E%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D1%8F_%D1%81%D0%B8%D1%81%D1%82%D0%B5%D0%BC

84. Чмиленко Ф.О., Смітюк Н.М. Навчальний посібник з основ статистичної обробки аналітичного експерименту. Дніпропетровськ.: РВВ ДНУ, 2013. – 60 с. URL: http://library.dnu.dp.ua/Methodichki/stat_obrobka.pdf

85. Гальмівні системи вагонів з роздільним гальмуванням. Вагоний парк. - 2010. - № 12. - С. 65-68 (переклад р.м.)

86. Клушанцев Д. Е. Впровадження систем роздільного гальмування. Вагони та вагонне господарство (додаток до журналу «Локомотив»). 2008. № 2. С25-29 (переклад р.м.)

87. Водянніков Ю. Я., Макеева О.Г., Сафронов О. М. Вибір оптимальних характеристик гальмівної системи для вантажних вагонів з осьовим навантаженням 25 тс. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. 2007. № 19. С. 193–200. (переклад р.м.) URL: http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?I21DBN=LINK&P21DBN=UJRN&Z21ID=&S21REF=10&S21CNR=20&S21STN=1&S21FMT=ASP_meta&C21COM=S&2_S21P03=FILA=&2_S21STR=vdnuzt_2007_19_37

88. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Макеева О. Г. Методологія розрахункових та експериментальних досліджень гальмівної ефективності пасажирських вагонів із застосуванням математичних моделей та комп'ютерного моделювання: Монографія. Кременчук : ДП «УкрНДІВ», 2017. 288 с. (переклад р.м.) URL: http://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/02/1.-tytulnyj-lyst_anotatsyya.pdf

89. Мурадян Л.А., Шапошник В.Ю., Шикунов О.А. Несправності гальмівного обладнання та дефекти колісних пар вантажних вагонів. Вісник сертифікації залізничного транспорту. 2021. No 3. С. 5-16.

90. Грищенко М.А. Дослідження причин виникнення вищербин металу на поверхні кочення залізничних коліс. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. 2008. Вип. 23. С.

178-182. URL: http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/cgiirbis_64.exe?I21DBN=LINK&P21DBN=UJRN&Z21ID=&S21REF=10&S21CNR=20&S21STN=1&S21FMT=ASP_meta&C21COM=S&2_S21P03=FILA=&2_S21STR=vdnuzt_2008_23_39

91. Грищенко М.А. Причини виникнення дефектів на поверхні кочення залізничних коліс. Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізничн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. Дніпропетровськ. 2009. Вип. 27. С. 223-225. URL: <https://crust.ust.edu.ua/server/api/core/bitstreams/b44ef868-d25d-47db-93cc-6f22a868e3f2/content>

92. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). [Чинний від 2015-07-01]. Вид. офіц. Київ, 2017. 157 с.

93. Норми для розрахунку та проектування вагонів залізниць колії 1520 мм (несамохідних). М. – ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – С. 346. (переклад р.м.).

94. Водяников Ю. Я., Яланський М.І., Сафронов О.М., Шведов А.І. Дослідження причин появи повзунів на поверхні кочення коліс пасажирського вагона. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2009. № 1. С. 49–54. URL: https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Doslidzhennya-prychyn-rovyavy-povzuniv-na-poverhni-kochennya-kolis-paazhyrskogo-vagona._compressed.pdf

95. Сафронов О. М., Водяніков Ю. Я., Макеева О. Г. Моделирование юзовой ситуации та оцінка ефективності протиюзних пристроїв (переклад р.м.). Innovative development of science and education : Abstracts of the 2nd International scientific and practical conference. Athens, 2020. С. 173–179. URL: <http://sci-conf.com.ua>.

96. Водяніков Ю.Я., Кукин С.В., Нищенко А.Е., Павлов С.А. Дискові гальмівні системи пасажирських вагонів та їх особливості. Вагонний парк. 2013. №9 (78). С. 27-29. (переклад р.м.)

97. Гречко А.В., Водяніков Ю.Я., Ольгард Л.С., Донченко Д.А. Гальмівні системи пасажирських вагонів. Дослідження, аналіз, і оцінка гальмівної ефективності. Збірник наукових праць (переклад р.м.). «Рейковий рухомий склад». Кременчук, ДП «УкрНДІВ», 2014. Вип. 10. С. 74-93. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/img06019.pdf>

98. Водянніков Ю. Я., Шелейко Т. В., Сафронов О. М. Порівняльний аналіз процесів гальмування пасажирських вагонів з колодковими та дисковими гальмами. Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. 2010. № 5 (147). С. 135–141. (переклад р.м.)

99. Водянніков Ю. Я., Сафронов А. М., Гречко А. В. Особливості процесів гальмування пасажирських вагонів з колодковими та дисковими гальмами. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2011. № 4-5. С. 39–47. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Osobennosty-protsesov-tormozheny-ya-passazhyrskyh-vagonov-s-kolodochnym-y-dyskovym-tormozamy.pdf> (переклад р.м.)

100. Водянніков Ю. Я., Шелейко Т. В., Сафронов О. М. Дослідження процесів гальмування пасажирських вагонів з колодковими та дисковими гальмами. Проблеми і перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології : тези доп. V Міжнар. науково-практ. конф., м. Київ, 24–25 берез. 2011 р. С. 28.

101. Водянніков Ю. Я., Донченко А. В., Сафронов О. М. Експериментальні дослідження температури нагрівання гальмівного диска пасажирського вагона при екстрених пневматичних гальмуваннях». Збірник наукових праць державного економіко-технологічного університету транспорту, серія «Транспортні системи і технології». 2008. № 13. С. 108.

102. Донченко А.В., Водянніков Ю.Я., Сафронов О.М., Шелейко Т.В. Вплив температури нагріва на гальмівний диск пасажирського вагона. Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. 2009. № 4 (134). С. 224–228.

103. Сафронов О. М. Дослідження температурного поля в диску дискового гальма пасажирського вагона під час гальмування. Технологічні системи. 2009. № 4(48). С. 56–68. (переклад р.м.) URL: <http://technological-systems.com/index.php/Home/article/view/429/439>

104. Сафронов О. М. Дослідження дискової гальмівної системи пасажирського вагона. Збірник наукових праць державного економіко-

технологічного університету транспорту, серія «Транспортні системи і технології».2009. № 14. С. 51.

105. Zhu, X. Y., Wu, M. L., Tian, C., & Li, Y. F. Simulation research of anti-sliding control of urban rail brake system based on AMESim and Simulink. *Applied Mechanics and Materials*, 2014., 175-178. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.666.175>

106. ДР №0112U003315. Звіт про НДР (Том 1). Науково – експериментальні дослідження технічних характеристик міжрегіонального поїзда локомотивної тяги (МПЛТ) гальмівні випробування (заключний): кер. Ильчишин В.В.; викон: Донченко А. В., Шаповал А. В., Гречко А. В., Кукін С.В, Водяников Ю.Я., Сафронов О. М., Ніщенко О. Є., Жихарцев К. Л., С. А. Павлов С. А., Бондарева І. Ю., Середа Т. А., Шаповал І. А. Кременчук, 2012. 284 С.

107. Сафронов О. М. Критерії оцінки гальмівної ефективності пасажирського вагона з дисковим гальмом. (переклад р.м.) // «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» : Тези доп. 70 Міжнар. науково-практ. конф., м. Дніпропетровськ, 15–16 квіт. 2010 р. С. 21–22.

108. Gaowei Zhou, Hongfeng Qi, Hao Yu , Jiajun Zhou, Fei Gao Research on a comprehensive evaluation method of train anti-slip system performance. *Applied Sciences*, 13(24), 13127, 2023,. <https://doi.org/10.3390/app132413127>

109. Tianhe Ma, Mengling Wu and Chun Tian Modelling and Simulation of an Anti-skid Braking System for Rail Vehicles / *Journal of Physics: Conference Series*/ 1575 (2020) 012200 doi:10.1088/1742-6596/1575/1/012200

110. Сафронов А. М. Гальмівна ефективність поїзда метро з дисковими гальмами при юзовій ситуації BRAKE. Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту, присвячений 60-ти річчю кафедри «Вагони». 2013. № 139. С. 204–212. (переклад р.м.)

111. Ольгард Л. С., Водяников Ю. Я., Макеева Е. Г. Основные методические положения функциональных vlastivostey протियозного пристрою пассажирских вагонов. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». Кременчук, 2011. Вип. 4-5. С.17-20. (переклад р.м.) URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp->

content/uploads/2020/08/Osnovnye-metodycheskiye-polozhenyya-yssledovaniya-funktsyonalnyh-svoystv-protivoyunogo-ustrojstva-passazhyrskiyh-vagonov.pdf

112. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Шелейко Т. В. Методика визначення гальмівного шляху пасажирського поїзда при недостатньому коефіцієнті зчеплення колеса з рейкою. Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту : Матеріали 75 Міжнародної науково-практичної конференції, м. Днепропетровск, 14–15 трав. 2015 р. С. 156. (переклад р.м.).

113. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Шелейко Т. В. Методика визначення гальмівного шляху пасажирського поїзда при недостатньому коефіцієнті зчеплення колеса з рейкою. Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту, присвячений 60-ти річчю кафедри «Вагони». 2013. № 139. С. 182–187. (переклад р.м.).

114. Сафронов О.М. та ін. Аналіз гальмівної ефективності електропоїзда на відповідність критерію по недопущенню юза колісних пар і температури нагріву диску. Modern science – moderní věda. 2019. № 3. С. 144–154.(переклад р.м.)

115. Martynov I., Trufanova A., Shovkun V., Petukhov V., Safronov O. Evaluation of ride qualities of passenger cars // AIP Conference Proceedings. 2023. Vol. 2684. 020009. <https://doi.org/10.1063/5.0120323>

116. Водянніков Ю. Я. та ін.. Дослідження впливу системи пневмопідвішування на гальмівну систему під час гальмування пасажирського вагона// Проблеми рухомого складу: шляхи вирішення через взаємодію державного та приватного секторів: тези доповідей III Міжнародної партнерської конференції. (м. Ялта, 21–25 трав. 2012 р). м. Ялта, 2012. С. 48. (переклад р.м.).

117. Martynov I., Gerlici J., Trufanova A., Safronov O., Kravchenko K. Methodology for maintaining the dynamic characteristics of passenger cars Communications: Scientific Letters of the University of Žilina. 2023. №25(2), P. B95–B102. DOI: 10.26552/com.C.2023.027

118. Малишев В.В., Кретов В.В., Гладка Т.М. Технічна термодинаміка та теплопередача: навчальний посібник . Київ: Університет «Україна». 2015. 248с.

119. Водянніков Ю.Я., Сафронов О.М., Нищенко О.Е, Жихарцев К.Л. Визначення рас ходу повітря з пневморесори при екстреному гальмуванні пасажирського вагона з пневмопідвішуванням. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2012. № 6. С. 57–63. (переклад р.м.) URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Opredelenye-rashoda-vozduha-iz-pnevmoressor-pri-ekstrennom-tormozheniyu-passazhyrskogo-vagona-s-pnevmopodveshyvaniyem.pdf>

120. Водянніков Ю.Я. та ін. Визначення розходу повітря з пневморесор при екстреному гальмуванні пасажирського вагона з пневмопідвішуванням // Проблеми рухомого складу: шляхи вирішення через взаємодію державного та приватного секторів: тези доповідей IV Міжнародної партнерської конференції. (м. Ялта, 10–15 черв. 2013 р.). м. Ялта, 2013. С. 43. (переклад р.м.).

121. Водянніков Ю. Я., Шелейко Т. В., Жихарцев К. Л. Визначення розходу повітря з системи пневмопідвішування під час руху пасажирського вагона по рельсовому шляху з нерівностями (переклад р.м.). Залізничний транспорт України. 2011. № 2. С. 52-54.

122. ЦВ-ЦЛ-0013. Інструкція з ремонту гальмівного обладнання вагонів. Вид. Офіц. Київ. Транспорт України, 2005. 160 с.

123. ДР №0111U009805. Звіт про НДР (заключний). Дослідження міцнісних, гальмівних, динамічних якостей, характеристик конструкції вагона- хоппера для зерна та інших піщевих сипучих вантажів моделі 19-9882: кер. Ільчишин В.В., вик: Шаповал А.В., Ткачев В., Гречко А.В., Орлов О.В., Серета В., Мурчков С., Кукін С., Корабельников О., Нищенко О.Е., Серета Т.А., Бондарева І.Ю. Кременчук, 2011, 344 С. (переклад р.м.)

124. ДР № 0119U102793. Звіт про НДР (заклучний). Науково-експериментальні дослідження технічних характеристик вагона-платформи для великотоннажних контейнерів моделі 13-6961: кер. Сафронов О.; викон: Ільчишин В., Шелейко Т., Хозя П., Стринжа А., Бородай О., Федосов-Никонов Д., Єськов Д., Можейко А, Речкалов В., Третьяк Е., Федорак І., Соляник М., Шмаков С., Мурчков С., Семко Ж., Шаповал І., Бреславець Т. Кременчук, 2017. 338 С.

125. ДР № 011U006308. Звіт про НДР. Дослідження міцнісних, гальмівних, динамічних якостей, характеристик конструкції напіввагона моделі 12-4106-02: кер. Ільчишин В.В.; викон.: Шаповал А., Ткачев В., Гречко А., Орлов О., Серeda В., Худієнко В., Ніщенко О., Серeda Т., Бондарева І. Кременчук, 2010. 305 С. (переклад р.м.)

126. ДР №0111U009805. Звіт про НДР. Дослідження міцнісних, гальмівних, динамічних якостей, характеристик конструкції напіввагона моделі 12-9880: кер. Ільчишин В.; викон.: Шаповал А., Ткачев В., Гречко А., Орлов О., Серeda В., Мурчков С., Кукін С., Корабельников О., Ніщенко О., Серeda Т., Бондарева І. Кременчук, 2011. 298 С. (переклад р.м.)

127. Водянніков Ю.Я. Сафронов О.М., Шелейко Т.В. Вплив температури на коефіцієнт тертя композиційної колодки. Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. 2012. № 5 (176), Ч.1. С. 50-55. (переклад р.м.)

128. Водянніков Ю.Я., Шелейко Т.В., Сафронов О.М. Математична обробка результатів стендових випробувань гальмівного блоку дискового гальма. (переклад р.м.). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». Кременчук, ДП «УкрНДІВ», 2010. Вип. 2. С.42-45. URL:<https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/42-45.pdf>

129. ДР № 0112U000121. Звіт про НДР (Заключний). Науково – експериментальні дослідження фрикційних властивостей композиційних гальмівних колодок: кер. Водянніков Ю.Я.; вик.: Донченко А.В., Шелейко Т.В., Свистун С. М., Гречко А. В, Ніщенко О. Є. Кременчук, 2012.

130. Водянніков Ю. Я., Шелейко Т. В., Сафронов О. М. Визначення фрикційних характеристик дискового гальма пасажирського вагона під час стендових випробувань. (переклад р.м.) Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. 2010. № 1(143). С. 46–49.

131. СОУ МПП 45.060-258:2008 Вагони вантажні. Колодки гальмівні композиційні. Загальні технічні вимоги. [Чинний від 2009-06-01]. Видав. офіц. Кременчук, ДП «УкрНДІВ», 2008.

132. Водянніков Ю. Я., Сафронов А. М., Шелейко Т. В. Вплив температури на коефіцієнт тертя композиційної колодки. (переклад р.м.) Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту : тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції «Вагони нового покоління – із ХХ в ХХІ сторіччя».(м. Харків, 16–18 жовт. 2013 р.). м. Харків, 2013. С. 299–300. URL:<http://lib.kart.edu.ua/handle/123456789/10913>

133. Сафронов О.М., Водянніков Ю.Я. Вплив температури на коефіцієнт тертя композиційної колодки. (переклад р.м.) The 3rd international scientific and practical conference –Eurasians scientific congress».Barca Academy Publishing. Barcelona, Spain. 22-24 бер. 2020 р. С. 161-167. URL: <https://sci-conf.com.ua>

134. Казарінов В.М. Іноземцев В.Г., Ясенцев В.Ф. Теоретичні основи проектування та експлуатації автогальм. М. Транспорт, 1968. С. 399.(переклад р.м.)

135. Бобирь Д. В., Грищенко М. А., Сердюк В. Н. Теорія локомотивної тяги : підручник; за ред. к-та техн. наук, доц. В. Н. Сердюка. Дніпро : УДУНТ; ННІ «Дніпров. ін-т інфраструктури і трансп.», 2022. 386 с.

136. Кветний Р. Н., Богач І. В., Бойко О. Р., Софіна О. Ю., Шушура О.М. Комп'ютерне моделювання систем та процесів. Методи обчислень. Частина 1 : навчальний посібник .; за заг. ред. Р.Н. Кветного. – Вінниця: ВНТУ, 2012. – 193 с. URL: <http://kist.ntu.edu.ua/textPhD/kmsp.pdf>

137. Скурихин В. Н., Шифрин В. Б., Дубровский В. В. Математичне моделювання (переклад р.м.). К. : Техніка, 1983. 270 с.

138. Бабаєв А. М., Дмитрієв Д. В. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць: навч. посіб. Київ: ДЕТУТ, 2007.176 с.

139. Іноземцев В.Г., Гребенюк П.Т. Норми та методи розрахунку автогальм. М. Транспорт, 1971. С. 57. (переклад р.м.)

140. Водянніков Ю.Я., Павлов С.А, Можейко А.Е., Донченко Д.А. Облік перехідних процесів гальмування пасажирських вагонів з колодковим гальмом. (переклад р.м.). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». Кременчук. ДП «УкрНДІВ», 2013. Вип. 9. С. 63-70. URL:<https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/03/12.pdf>

141. Сафронов О. М., Водянніков Ю. Я., Сулим А. О. Алгоритм оптимізації параметрів гальмівних систем вагонів з колодковими і дисковими гальмами // «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» : Матеріали 80 міжнар. науково-практ. конф., м. Дніпро. 2020. С. 36–37. URL:http://eadnurt.diit.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/12153/1/Theses_problemy_2020.pdf.

142. Водянніков Ю.Я., Свистун С.М., Макеева Е.Г. Методологія перерахунку гальмівної ефективності одиночного вагона на гальмівну ефективність поїзда. (переклад р.м.) Залізничний транспорт. 2014. № 2. С. 27-37

143. Safronov O., Vodiynnikov Y., Makeeva O. Determination of the actual contact force coefficient of composite brake pads and the braking distance by universal equations. «Dynamics of the development of world science» : VIII International Scientific and Practical Conference, Vancouver, Canada, 15–17 April 2020. P. 145–149. URL: <https://sci-conf.com.ua>.

144. Сафронов О. М. Методологія розрахункових досліджень гальмівної ефективності пасажирських вагонів з колодковим гальмом, що базується на розв'язанні диференційного рівняння під час гальмування у часовій області. (переклад р.м.) Збірник наукових праць державного економіко-технологічного університету транспорту, серія «Транспортні системи і технології». 2016. № 29. С. 13–27. URL <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/64>

145. Сафронов О.М., Водянніков Ю. Я., Макеева О.Г. Визначення параметрів гальма вантажного вагона за заданими критеріями гальмівної ефективності поїзда (чотирьох вісні напіввагони, криті вагони, платформи, думпкари). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2021. №23. С.101-110. DOI: 10.47675/2304-6309-2021-23-101-110

146. Гой Т. П., Махней О.В. Диференціальні рівняння : навчальний посібник. Івано-Франківськ : Сімик, 2012. 352 с.

147. Самойленко А. М., Кривошея С. А., Перестюк М. О. Диференціальні рівняння у прикладах і задачах : навч. посіб., К. : Вища шк., 1994. С. 453.

148. Водянніков Ю.Я. Сафронов О.М., Свистун С.М. Вплив часу наповнення гальмівного циліндра стиснутим повітрям на гальмівну ефективність пасажирського вагона. (переклад р.м.). Залізничний транспорт України. Київ, 2014. № 5. С. 3-8.

149. Водянніков Ю. Я., Яланський М.І., Сафронов О. М. Оцінка гальмівного шляху вантажних поїздів на основі аналітичних залежностей із застосуванням програми «excel». Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2009. № 1. С. 36–48. URL: https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Otsinka-galmivnogo-shlyahu-vantazhnyh-poyizdiv-na-osnovi-analitychnyh-zalezhnostej-zastosuvannya-programy-EXCEL_compressed_compressed-szhatyj.pdf

150. ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015 Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України. Видав. офіц. Київ. Транспорт України, 2002. 144 с.

151. ЦШ-0001 Інструкція з сигналізації на залізницях України. Видав. офіц.. Київ. Транспорт України, 2008.

152. Водянніков Ю. Я., Шведов А. І., Сафронов О. М. Особливості розподілення температурних полів в гальмівному диску дискового гальма пасажирського вагона. (переклад р.м.). // Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології, серія «Техніка, технологія» : матеріали IV Міжнар. науково-практ. конф. м. Київ. 2008. С. 28–29.

153. Сафронов О. М. Методика дослідження температури нагріву диска під час гальмування. (переклад р.м.). Збірник наукових праць державного економіко-технологічного університету транспорту, серія «Транспортні системи і технології». 2009. № 15. С. 99–104.

154. Сафронов О.М., Водянніков Ю. Я., Макеєва О.Г. Дослідження температури нагріву гальмівного диска пасажирського вагона під час гальмувань в процесі руху поїзда // Актуальні проблеми і перспективи інноваційного розвитку економіки та техніки в умовах інтеграції України в Європейський науково-виробничий простір: матеріали II Міжнар. науково-практ. конф. (м. Кременчук, 9 червня 2022 р.) С. 68-69.

155. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Шелейко Т. В. Визначення характеристик гальмівної системи за допомогою номограм //Проблеми тягового рухомого складу: шляхи вирішення через взаємодію державного та частного секторів: тези доповідей Міжнародної партнерської конференції. (м. Севастополь, 13–14 трав. 2010 р.). м. Севастополь, 2010. С. 52. (переклад р.м.)

156. Водянніков Ю.Я., Шелейко Т.В., Свистун С.М. Порівняльний аналіз методів визначення гальмівного шляху одиниць рухомого складу залізниць. (переклад р.м.). Залізничний транспорт України. 2014. № 1. С. 52-58.

157. Водянніков Ю.Я. Сафронов О.М., Свистун С.М. Розрахунково-експериментальний метод визначення характеристик процесів гальмування пасажирських та вантажних вагонів. (переклад р.м.). Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту. Київ. ДЕТУТ, 2013. Вип. 22. С.85-96. URL:<https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/issue/view/20>.

158. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Свистун С. М. Вплив часу наповнення гальмівного циліндру стиснутим повітрям на гальмівну ефективність пасажирського вагона.(переклад р.м.). Залізничний транспорт України. 2014. № 5. С. 3–8.

159. Водянніков Ю. Я., Шелейко Т. В., Сафронов О. М. Автоматизація розрахунку невизначеності вимірювань характеристик гальмівної ефективності вагонів. (переклад р.м.). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2013. № 9. С. 9-2. URL:<https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/03/9-2.pdf>

160. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Незгодзинская Е. І. Оцінка результатів експериментальних досліджень рухомого складу залізниць на відповідність нормативним вимогам з урахуванням невизначеності вимірювань. (переклад р.м.). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2014. № 11. С. 50–57. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Otsenka-rezultatov-eksperimentalnyh-yssledovanyj-podvyzhnogo-sostava-zh.d.-na-sootvetstvie-normativnym-trebovaniyam-s-uchetom-neopredelennosty-izmerenij..pdf>

161. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Жихарцев К. Л. Невизначеність вимірювань гальмівної ефективності вантажних вагонів (переклад р.м.). Вісник

Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. 2013. № 18(207). С. 58–89.

162. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Жихарцев К. Л. Невизначеність вимірювань гальмівної ефективності вантажних вагонів // Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту : матеріали 74 Міжнародної науково-практичної конференції. (м. Дніпропетровськ, 15–16 трав. 2014 р.). м. Дніпропетровськ, 2014. С. 35. (переклад р.м.) URL:<https://crust.ust.edu.ua/server/api/core/bitstreams/28933385-8213-4265-947a-25b0173d7671/content>

163. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Свистун С. М. Вплив часу наповнення гальмівного циліндра стиснутим повітрям на гальмівну ефективність пасажирського вагона// Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту : матеріали 74 Міжнародної науково-практичної конференції. (м. Дніпропетровськ, 15–16 трав. 2014 р.). м. Дніпропетровськ, 2014. С. 37–38. (переклад р.м.) URL:<https://crust.ust.edu.ua/server/api/core/bitstreams/28933385-8213-4265-947a-25b0173d7671/content>

164. Сафронов О. М., Водянніков Ю. Я. Визначення характеристик гальмівного процесу одиниць рухомого складу залізниць з використанням комп'ютерного (переклад р.м.)// Scientific achievements of modern society: the 6th International scientific and practical conference. (Liverpool, 5–7 february 2020.). Liverpool, 2020. С. 1180–1187.

165. Водянніков Ю. Я., Гречко А. В., Сафронов О. М. Оцінка фрикційних властивостей накладок дискового гальма пасажирського вагона за результатами поїзних ходових випробувань. Вагонний парк. № 5. С. 12–13. (переклад р.м.)

166. Сафронов О. М. Оцінка фрикційних властивостей композиційних гальмівних колодок на відповідність нормативним вимогам до гальмівної ефективності вантажних вагонів. (переклад р.м.)// Prospects for the development of technical sciences in ev countries and ukraine: international scientific and practical conference. (м. Wloclawek, 21–22 груд. 2018 р.). Wloclawek, 2018 р. С. 69–73.

167. Сафронов О. М. Алгоритм визначення фактичного значення розрахункового коефіцієнта сили натиснення гальмівних колодок за результатами

поїзних гальмівних випробувань вантажних вагонів (переклад р.м.). Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. 2015. № 157. С. 131–139.

168. Водянніков Ю. Я., Яланський М. І., Кіницька Г. П. Дослідження гальмівної ефективності пасажирських вагонів зі змішаними гальмівними колодками (композиційними та чавунними). Вагонний парк. 2008. № 1. С.13-16. (переклад р.м.).

169. Водянніков Ю. Я., Кіницька Г. П., Яланський М. І, Сафронов О.М. Методика визначення гальмівної ефективності пасажирського вагона зі змішаними гальмівними (композиційними та чавунними) колодками. Збірник наукових праць „Рейковий рухомий склад”. 2009. Вип. 1. С. 75-79. URL: https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/metodyka-vyznachennya-galmivnoyi-efektyvnosti-pasazhyrskogo-vagona-zi-zmishanymy-galmivnymy-kompozytsijnymy-ta-chavunnymy-kolodka_compressed-1.pdf

170. Водянніков Ю. Я., Кукін С. В., Павлов С. А. Проблемні питання гальмівної ефективності вітчизняних пасажирських вагонів під час експлуатації на чавунних колодках (переклад р.м.). Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту. Вип. 17. С. 23-28.

171. Хозя П.О. та ін Проблемні питання експлуатації пасажирських поїздів при наявності в його складі вантажних вагонів (переклад р.м.)// Eurasians scientific congress: the 3rd international scientific and practical conference. (Barcelona, Spain. 22-24 бер. 2020 р.). Barcelona, 2020 р. С. 176-181 URL: <https://sci-conf.com.ua>

172. Водянніков Ю.Я., Сафронов О.М., Свистун С.М., Жихарцев К.Л. Оцінка гальмівної ефективності пасажирського поїзда з дисковими гальмами на відповідність нормативним вимогам з використанням номограм (переклад р.м.). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2012. № 7. С. 44–53. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Otsenka-tormoznoj-effektyvnosti-passazhyrskogo-poezda-s-dyskovymy-tormozamy-na-sootvetstvie-normativnym-trebovaniyam-s-yspolzovaniem-nomogramm.pdf>

173. Водянніков Ю.Я. та інші. Оцінка гальмівної ефективності пасажирського поїзда з дисковими гальмами на відповідність нормативним вимогам з використанням номограм // Проблеми рухомого складу: шляхи вирішення через взаємодію державного та частного секторів : тези доповідей IV Міжнародної партнерської конференції. (м. Ялта, 10–15 черв. 2013 р.). м. Ялта, 2013 р. С. 44. (переклад р.м.).

174. Водянніков Ю. Я. Кіницька Г. П., Яланський М. І, Шелейко Т. В. Визначення характеристик гальмівної системи пасажирських вагонів з дисковим гальмом. 2009. № 7-8. С. 32-35. (переклад р.м.).

175. Водянніков Ю. Я. та ін. Методика визначення параметрів дискової гальмівної системи пасажирського вагона за заданим значенням гальмівного шляху (переклад р.м.). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2012. Вип. 7. С. 54-58. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Metodyka-opredelenyya-parametrov-dyskovo-j-tormoznoj-sistemy-pasazhyrskogo-vagona-po-zadannomu-znachenyyu-tormoznogo-puty.pdf>

176. Водянніков Ю. Я., Шведов А. І., Мусієнко Н. І. Вибір та оптимізація гальмівних характеристик пасажирського вагона для швидкостей руху 200 км/год і більше (переклад р.м.). Збірник наукових праць Київського університету економіки і технологій транспорту, серія „Транспортні системи і технології”. Київ. КУЕТТ, 2006 р. Вип. 9. С. 21-25.

177. Водянніков Ю. Я. , Кіницька Г. П., Яланський М. І, Шелейко Т. В. Використання номограм для визначення характеристик гальмівної системи пасажирських вагонів з дисковим гальмами (переклад р.м.). Збірник наукових праць державного економіко-технологічного університету транспорту, серія „Транспортні системи і технології”. Київ. ДЕТУТ, 2009. Вип. 15. С.41-51.

178. Водянніков Ю. Я. Гречко А. В., Кукін С. В., Донченко Д. А. Порівняльний аналіз методів розрахунків гальмівного шляху пасажирського вагона з дисковим гальмом (переклад р.м.). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». Кременчук, 2012. Вип. 6. С.50-56. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Metodyka-opredelenyya-parametrov-dyskovo-j-tormoznoj-sistemy-pasazhyrskogo-vagona-po-zadannomu-znachenyyu-tormoznogo-puty.pdf>

content/uploads/2020/08/Sravnytelnyj-analyz-metodov-rascheta-tormoznogo-puty-passazhyrskogo-vagona-s-dyskovym-tormozom.pdf

179. Водянніков Ю.Я. Василенко В.С., Ольгард Л.С. Методологія проведення гальмівних випробувань для визначення гальмівної ефективності одиниць рухомого складу. Вагонний парк. Харків, 2014. Вип. № 02 (83). С. 9-13 (переклад р.м.).

180. Водянніков Ю.Я., Сафронов О.М., Жихарцев К.Л. Методика експериментального дослідження гальмівної ефективності і гальмівних характеристик одиниць рухомого складу. Вагонний парк. Харків. 2008. Вип. № 3. С. 14-17 (переклад р.м.).

181. Грищенко, С. Г., Крамаренко П.Ю., Степанова В.П. Методика гальмових випробувань залізничного немоторного рухомого складу. Залізничний транспорт України. 2009. № 1. – С. 12–14.

182. Водянніков Ю.Я., Василенко В.С. Програмний комплекс для експериментального дослідження гальмівних систем одиниць рухомого складу залізниць (переклад р.м.). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». Кременчук, 2013. Вип. 9. С. 38-47. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/03/8-2.pdf>

183. Сафронов О.М. Дослідження гальмівної ефективності вагонів метро (переклад р.м.). Збірник наукових праць державного економіко-технологічного університету транспорту, серія «Транспортні системи і технології». 2008. № 13. С. 51.

184. Сафронов О. М. Основні методологічні положення експериментальних досліджень гальмівної системи вагонів метрополітену з дисковими гальмами// Priority directions of science development: The 5th International scientific and practical conference.(Львів. 2-3 бер. 2020 р.). Львів, 2020. С. 227-231. URL: <https://sci-conf.com.ua>

185. Сафронов О. М., Водянніков Ю. Я., Сулим А. О. Особливості досліджень гальмівної системи метрополітену //Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 80 міжнар. науково-практ. конф.. м. Дніпро. 2020. С. 67–68.

186. Водянніков Ю.Я. та ін. Аналіз гальмівних випробувань електропоїзда із застосуванням математичних моделей (переклад р.м.). *Залізничний транспорт України*. 2013. № 5/6. С. 29–39.
187. EN 13452-1:2003 Railway applications - Braking - Mass transit brake systems - Part 1: Performance requirements 19.03.2003. С.31
188. EN 14198:2016 Railway applications - Braking - Requirements for brake system of trains hauled by locomotives 23.11.2016. С. 79
189. EN 13103-1:2009 Railway applications - Wheelsets and bogies - Non-powered axles - Part 1: Design method 04.03.2009. С. 45
190. EN 14363:2016 Railway applications - Testing and Simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles - Running Behaviour and stationary tests. 09.03.2016. С. 194
191. ГОСТ 34434-2018 Гальмівні системи вантажних залізничних. Технічні вимоги і правила розрахунку. [Дата введення – 2019-08-01]., 2018. (переклад р.м.)
192. Водянніков Ю.Я. та ін. Розрахункові дослідження по покращенню гальмівної ефективності вантажного вагона з роздільним гальмуванням візків (переклад р.м.). *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2009. № 29. С. 33–38.
193. Сафронов О. М. Розрахункові дослідження гальмівної ефективності вантажних вагонів за правилами ГОСТ 34434-2018 із застосуванням універсальних формул формул (переклад р.м.). *Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту, серія «Транспортні системи і технології»*. 2020. № 35. С. 121–134. URL: <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/225/198>
194. Сафронов О. М., Водянніков Ю. Я., Макеева О. Г. Програмний комплекс для визначення гальмівної ефективності вантажних поїздів за правилами ГОСТ 34434-2018. *Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад»*. 2020. № 21. С. 107–119. URL: <https://doi.org/10.47675/2304-6309.2020.21.107-119>.
195. Сафронов О. М., Водянніков Ю. Я. Аналіз критеріальних оцінок гальмівної ефективності вантажних вагонів за ГОСТ 34434-18// *Science, society,*

education: topical issues and development prospects: Матеріали VII Международная научно-практическая конференция. (м. Харків, 7–9 червня 2020 р.) Харків, 2020. С. 391–397. URL: <https://sci-conf.com.ua>.

196. Сафронов О.М., Хозя П.О., Водянніков Ю. Я., Єськов Д.І. Гальмівна ефективність бункерних вагонів з роздільним гальмуванням на кожен візок. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2020. №20. С.40-55. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/06/40-55.pdf>

197. Сафронов О.М., Водянніков Ю. Я. Особливості критеріїв гальмівної ефективності вантажних вагонів відповідно до вимог ГОСТ 34434. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2021. №23. С.22-30. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2021/12/22-30.pdf>

198. Сафронов О.М. Концепція оцінки гальмівної ефективності вантажних поїздів за результатами експериментальних досліджень в розрізі вимог ГОСТ 34434-2018 (переклад р.м.). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2021. №23. С. 140-163. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2021/12/140-163.pdf>

199. Хозя П.О. та ін. Випробувальний комплекс для дослідження гальмівної ефективності вантажних та пасажирських вагонів (переклад р.м.). // Scientific achievements of modern society: The 6th International scientific and practical conference. (м. Liverpool, 5–7 лют. 2020 р.). Liverpool, 2020. С. 1306–1314.

200. Сафронов О.М., Водянніков Ю. Я., Хозя П.О., Можейко А.Є. Гальмівна ефективність кар'єрних поїздів з шестивісними думпками підвищеного осьового навантаження до 27,7 тс. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2021. №23. С.111-126. doi: 10.47675/2304-6309-2021-23-111-126. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2021/12/111-126.pdf>

201. Сафронов О.М., Водянніков Ю. Я., Макеева О.Г., Єськов Д.І. Алгоритм визначення гальмівної ефективності залізничних поїздів промислового транспорту. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2021. №23. С. 127-140. Doi: 10.47675/2304-6309-2021-23-127-139

202. Fedosov-Nikonov D.V., Sulym A.O., Ilchyshyn V.V., Safronov O.M., Kelrikh, M.B. Study of strength characteristics of the long wheelbase flat cars / IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. 985(1). 012029

203. Fomin O., Lovska A., Safronov O., Soroka O. Study of the dynamic loading of the load-bearing structure of a flat wagon during transportation by sea. EUREKA, Physics and Engineering. 2020. №6. P. 41–49 <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2020.001512>.

204. ДСТУ ГОСТ 15.902:2017 Система розробки та постановлення продукції на виробництво. Залізничний рухомий склад. Порядок розробки та постановлення на виробництво (переклад р.м.) (ГОСТ 15.902-2014, IDT) [Чинний від 2017-07-01]. Вид. офіц. Київ : УкрНДНЦ, 2017, 35 с

ДОДАТОК А

Акти впровадження результатів дисертації



ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
«УКРАЇНСЬКИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ ВАГОНОБУДУВАННЯ»
(ДП «УкрНДІВ»)

ОРГАН З СЕРТИФІКАЦІЇ
ПРОДУКЦІЇ ВАГОНОБУДУВАННЯ
ОРГАН З ІНСПЕКТУВАННЯ

ВИПРОБУВАЛЬНИЙ ЦЕНТР ПРОДУКЦІЇ
ВАГОНОБУДУВАННЯ ТА ЛІНІЙНОГО
ВИРОБНИЦТВА ДЛЯ ВАГОНОБУДУВАННЯ

Бюл. 00588108, (НАМ) А 64365200000020000111506291а АТ КН «ПІРМКА»/УКРІС-
Вент. Промислова 2/3-3в Кременчук, 79021, Україна, т.с): (05366) 6-03-24, факс: (05366) 6-10-36, e-mail: office@ukrindiv.com.ua

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Заступник директора з наукової роботи

ДП «УкрНДІВ», к.т.н., ст. дослідник

А.О. Сулим



2024р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи Сафронова О.М. на тему
«Розвиток методології дослідження характеристик та ефективності
гальмівних систем пасажирських та вантажних вагонів», представленої на
здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю
05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів.

Комісія в складі: голова – Хозя П.О., к.т.н., ст. дослідник, керівник
випробувального центру продукції вагонобудування ДП «УкрНДІВ»; члени
комісії: Багров О.М. завідувач Науково-дослідної лабораторії наукових та
експериментальних досліджень на статичну міцність та втому конструкцій
залізничної техніки, неруйнівного контролю і властивостей матеріалів; Кукін
С.В. завідувач науково-дослідної групи досліджень гальмівних систем та
обладнання залізничної техніки; Попова Т.В., к.т.н., завідувач науково-
дослідної групи науково-дослідної лабораторії наукових та
експериментальних досліджень на статичну міцність та втому конструкцій
залізничної техніки, неруйнівного контролю та властивостей матеріалів ДП
«УкрНДІВ», секретар НТР ДП «УкрНДІВ».

Склала даний акт про впровадження у науково-технічну діяльність
інституту результатів дисертаційної роботи Сафронова О.М. стосовно
дослідження характеристик та ефективності гальмівних систем пасажирських
та вантажних вагонів а саме:

1. Методика статистичного оцінювання коефіцієнтів тертя гальмівної
колодки за результатами випробувань на інерційних стендах, що

057955

використовується під час попереднього аналізу матеріалів та передпроектних наукових дослідженнях.

2. Методологія теоретичних розрахункових досліджень, що використовуються для глибокого аналізу при науково-дослідних роботах з визначення гальмівної ефективності об'єктів рухомого складу, та можливості прогнозування, а також підбору оптимальних параметрів гальмівних систем виходячи із основних технічних показників вагонів.
3. Математичні моделі для точних розрахунків параметрів гальмівної ефективності вагонів та перевірки розрахунків виробників під час проведення попередньої оцінки об'єктів рухомого складу.
4. Програмний комплекс для реєстрації різних за своєю природою параметрів гальмівного процесу під час науково-експериментальних досліджень залізничної техніки.
5. Удосконалена технологія проведення ходових гальмівних досліджень пасажирських та вантажних вагонів.

Використання у науково-виробничій діяльності інституту зазначених результатів дозволило значно скоротити час та витрати на проведення науково-експериментальних досліджень інноваційної техніки, підвищити точність та якість розрахунків та експериментальних робіт.

Голова комісії

Члени комісії:

П.О. Хозя

О.М. Багров

С.В. Кукін

Т.В. Попова



ЗАТВЕРДЖУЮ:

Директор ТОВ ДМЗ «Карпати»

Ростислав ГАПАТИН

« 9 » 01. 2025р.

09.01.2025 р.

м.Новий Розділ

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи Сафронова Олександра Михайловича
представленої на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю
05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Комісія в складі:

- головний інженер – Андрій ПОПІЛЬ;
- головний конструктор – Юрій АНДРЕШКІВ;
- головний технолог – Олег ГІЛЕЦЬКИЙ

Склали цей акт про те, що результати дисертаційного дослідження в. о. директора ДП «УкрНДІВ» Сафронова О.М. на тему «Розвиток методології досліджень характеристик та ефективності гальмівних систем пасажирських та вантажних вагонів» впроваджені у виробництво в якості керівництва, під час проведення дослідно-конструкторських робіт при розрахунку та проектуванні гальмівних систем вантажних вагонів з колодковим гальмом.

Результати досліджень дозволяють значно зменшити витрати та час виконання дослідно-конструкторських робіт та досягти економії людських та фінансових ресурсів, під час створення та впровадження інноваційних моделей залізничного рухомого складу.

Головний інженер

Андрій ПОПІЛЬ

Головний конструктор

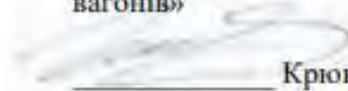
Юрій АНДРЕШКІВ

Головний технолог

Олег ГІЛЕЦЬКИЙ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор з розвитку
АТ «Дніпровський завод з ремонту
та будівництва пасажирських
вагонів»



Крюков Д.О.

15 січня 2025 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи Сафронова О.М. на тему
«Розвиток методології дослідження характеристик та ефективності гальмівних
систем пасажирських та вантажних вагонів», представленої на здобуття
наукового ступеня доктора технічних наук
за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Цей акт складено про те що результати дисертаційного дослідження на тему «Розвиток методології досліджень характеристик та ефективності гальмівних систем пасажирських та вантажних вагонів» впроваджені у виробничу діяльність підприємства в якості керівництва, під час розрахунку та проектування гальмівних систем пасажирських та вантажних вагонів з колодковими гальмами. Результати досліджень дозволяють досягти економії часу та інженерних ресурсів при дослідно-конструкторських роботах зі створення та модернізації рухомого складу, а також досягти економії людських та фінансових ресурсів, під час впровадження в виробництво сучасних моделей залізничного рухомого складу.

ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
КРЮКІВСЬКИЙ ВАГОНБУДІВНИЙ ЗАВОД

вул. І.Приходька, 139, м. Кременчук
Полтавська обл., Україна, 39621
Тел.: (0536) 76-97-85, 76-93-31, 76-95-05
Факс: (0536) 74-36-20
e-mail: kvsz@kvsz.com
www.kvsz.com



PUBLIC JOINT STOCK COMPANY

KRYUKOVSKY RAILWAY CAR BUILDING WORKS

139 I. Prikhodko str., Kremenchuk,
Poltava Region, 39621, Ukraine
Tel.: +38 (0536) 76-97-85, 76-93-31, 76-95-05
Fax: +38 (0536) 74-36-20
e-mail: kvsz@kvsz.com
www.kvsz.com

№

На №

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор технічний

ПВТ «Крюківський
вагонобудівний завод»

ГРИШКІН Олександр

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи

САФРОНОВА Олександра Михайловича представленої на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Комісія в складі:

ЄГОРОВ Дмитро – начальник проектно-конструкторського управління – головний
конструктор ПАТ «КВБЗ»;

ДАНИЛКО Сергій – заступник начальника проектно-конструкторського управління з
випробувань та нової техніки;

ЩЕРБИНА Володимир – начальник бюро ходових частин та гальмівного обладнання.

Склали цей акт про те, що результати дисертаційного дослідження на тему «Розвиток
методології досліджень характеристик та ефективності гальмівних систем пасажирських та
вантажних вагонів» впроваджені у виробництво в якості керівництва, при проведенні
розрахунків та проектуванні гальмівних систем пасажирських вагонів з колодковим гальмом,
пасажирських вагонів з дисковим гальмом, гальмівних систем моторвагонного рухомого
складу та вантажних вагонів всіх типів.

Результати досліджень дозволяють суттєво скоротити час дослідно-конструкторських
робіт, забезпечити зменшення людських та фінансових ресурсів на етапі створення та
впровадження сучасних моделей залізничного рухомого складу.

Впроваджені результати дозволяють ще на етапі проектування визначити основні
техніко-економічні показники гальмівних та супутніх систем рухомого складу.

Голова комісії

ЄГОРОВ Дмитро

Члени комісії

ДАНИЛКО Сергій

ЩЕРБИНА Володимир



Система менеджменту підприємства
СЕРТИФІКОВАНА



ФЕДЕРАЦІЯ
РОБОТОДАВЦІВ
УКРАЇНИ



0001632

ДОДАТОК Б

Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

Наукові праці в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Martynov I. I., Gerlici J., Trufanova A. V., Safronov O. M., Kravchenko K. V. Methodology for maintaining the dynamic characteristics of passenger cars // Communications – Scientific Letters of the University of Žilina. – 2023. – Vol. 25, No. 2. – P. B95–B102. – DOI: 10.26552/com.C.2023.027.
2. Martynov I. I., Trufanova A. V., Shovkun V. V., Petukhov V. M., Safronov O. M. Evaluation of ride qualities of passenger cars // AIP Conference Proceedings. – 2023. – Vol. 2684. – Article ID: 020009. – DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0120323>.
3. Сафронов О. М. Концепція оцінки гальмівної ефективності вантажних поїздів за результатами експериментальних досліджень в розрізі вимог ГОСТ 34434-2018 (переклад р.м.). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2021. Вип. 23. С. 140-163. DOI: <https://doi.org/10.47675/2304-6309-2021-23-140-163>
4. Сафронов О. М., Сулим А. О., Водянніков Ю. Я., Макеева О. Г. Швидкісний вантажний поїзд для перевезення контейнерів зі швидкістю 200 км/год. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2021. Вип. 22. С.70-84. DOI: <https://doi.org/10.47675/2304-6309-2021-22-70-84>
5. Fedosov-Nikonov D. V., Sulym A. O., Ilchyshyn V. V., Safronov O. M., Kelrikh M. B. Study of strength characteristics of the long wheelbase flat cars // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 985, No. 1. – Article ID: 012029. – DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/985/1/012029>.
6. Fomin O., Lovska A., Safronov O., Soroka O. Study of the dynamic loading of the load-bearing structure of a flat wagon during transportation by sea // EUREKA: Physics and Engineering. – 2020. – No. 6. – P. 41–49. – DOI: <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2020.001512>.
7. Sulym A., Lomonos A., Bialobrzheskyi O., Safronov O., Khozia P. Analysis of technical solutions for the implementation of on-board energy storage on the electric

stock // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. – 2020. – No. 3. – P. 59–66. – DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2020-3/059>.

8. Сафронов О. М. Розрахункові дослідження гальмівної ефективності вантажних вагонів за правилами ГОСТ 34434-2018 с застосуванням універсальних формул (переклад р.м.). Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій, серія «Транспортні системи і технології». 2020. № 35. С. 121–134. DOI: <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2020-35-13>

9. Сафронов О. М., та ін. Аналіз гальмівної ефективності електропоїзда на відповідність критерію недопущення юза колісних пар і температури нагріву диска (переклад р.м.). Modern science – moderní věda. – 2019. – № 3. – С. 144–154. – URL: <https://journals.indexcopernicus.com/search/details?id=43838>.

10. Сафронов О. М. Гальмівні шляхи високошвидкісного електропоїзда ЕКР1 при швидкості 200 км/год та несприятливих умовах гальмування (переклад р.м.). Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій, серія «Транспортні системи і технології». 2019. № 33. С. 227–240. DOI: <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2019-33-1-18>

11. Сафронов О. М. Застосування комп'ютерного моделювання для уточненої оцінки гальмівної ефективності вантажних вагонів. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій, серія «Транспортні системи і технології». 2018. № 32. С. 61–75. DOI: <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2018-32-2-61-75>

12. Сафронов О. М., Водянніков Ю. Я., Макєєва О. Г. Гальмівна ефективність вантажних вагонів. Методологія розрахункових та експериментальних досліджень з використанням математичних моделей та комп'ютерного моделювання: монографія. Кременчук: ДП «УкрНДІВ», 2018. 173 с. (переклад р.м.) URL: https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2025/02/Do-druku-24.10.18_compresssed-1.pdf;

13. Сафронов О. М. Методологія розрахункових досліджень гальмівної ефективності пасажирських вагонів з колодковим гальмом, що базується на вирішенні диференційного рівняння руху під час гальмування в часовій області (переклад р.м.). Збірник наукових праць державного економіко-технологічного

університету транспорту, серія «Транспортні системи і технології». 2016. № 29. С. 13–27. URL: <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/64/57>

14. Сафронов О. М. Алгоритм визначення фактичного значення розрахункового коефіцієнта сили натиснення гальмівних колодок за результатами поїзних гальмівних випробувань вантажних вагонів (переклад р.м.). Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. 2015. № 157. С. 131–139. URL: https://kart.edu.ua/wp-content/uploads/2020/06/tht_157_bud-mat_1.pdf

15. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Свистун С. М. Розрахунково-експериментальний метод визначення характеристик процесів гальмування пасажирських та вантажних вагонів (переклад р.м.). Збірник наукових праць державного економіко-технологічного університету транспорту, серія «Транспортні системи і технології». 2013. № 22. С. 85–96. URL: <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/issue/view/20/19>

16. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Макеєва О. Г. Методологія розрахункових та експериментальних досліджень гальмівної ефективності пасажирських вагонів із застосуванням математичних моделей і комп'ютерного моделювання (переклад р.м.): монографія. Кременчук : ДП «УкрНДІВ», 2017. 288 с. URL: http://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/02/1.-tytulnyj-lyst_anotatsyya.pdf

17. Сафронов О. М., Водянніков Ю. Я., Макеєва О. Г. Програмний комплекс для визначення гальмівної ефективності вантажних поїздів за правилами ГОСТ 34434-2018. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2020. № 21. С. 107–119. DOI: 10.47675/2304-6309.2020.21.107-119, URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/12/107-119.pdf>

18. Сафронов О. М. Гальмівна ефективність поїзда метро з дисковими гальмами при юзовій ситуації BRAKE (переклад р.м.). Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту, присвячений 60-ти річчю кафедри «Вагони». 2013. № 139. С. 204–212. URL: https://kart.edu.ua/wp-content/uploads/2020/06/tht_139.pdf

19. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Шелейко Т. В. Вплив температури на коефіцієнт тертя композиційної колодки (переклад р.м.). Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. 2012. Вип. № 5 (176), частина 1. – С. 50-55. URL: <https://journals.snu.edu.ua/index.php/app/issue/archive>

20. Водянніков Ю. Я., Шелейко Т. В., Сафронов О. М. Порівняльний аналіз процесів гальмування пасажирських вагонів з колодковими і дисковими гальмами (переклад р.м.). Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. 2010. № 5 (147). С. 135–141.

Наукові праці які додатково відображають результати дисертації:

21. Сафронов О. М., Макеева Е. Г. Методика визначення фактичного значення питомої гальмівної сили (розрахункового гальмівного коефіцієнта) пасажирського вагона за результатами поїзних гальмівних випробувань. (переклад р.м.). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2016. Вип. 13. С. 4–9. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Metodyka-opredelenyya-faktycheskogo-znachenyya-udelnoj-tormoznoj-sily-raschetnogo-trmoznogo-koeffytsyenta-pasazhyrskogo-vagona-po-rezultatam-poezdnyh-tormoznyh-yspytanyj.pdf>

22. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Свистун С. М. Вплив часу наповнення гальмівного циліндра стисненим повітрям на гальмівну ефективність пасажирського вагона (переклад р.м.). Залізничний транспорт України. 2014. № 5. С. 3–8.

23. Водянніков Ю.Я. та ін. Аналіз гальмівних випробувань електропоїзда із застосуванням математичних моделей (переклад р.м.). Залізничний транспорт України. 2013. № 5/6. С. 29–39.

24. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Макеева О. Г. Вибір характеристик кліщових механізмів для високошвидкісних пасажирських вагонів (переклад р.м.). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2012. Вип. 6. С. 33–49. URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Vybor-haraktery-styk-kleshhevyh-mehanyzmov-dlya-vysokoskorostnyh-passazhyrskyh-vagonov.pdf>

25. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Свистун С. М., Жихарцев К. Л. Оцінка гальмівної ефективності пасажирського поїзда з дисковим гальмом на

відповідність нормативним вимогам із використанням номограм (переклад р.м.). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2012. Вип. 7. С. 44–53.

URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Otsenka-tormoznoj-effektyvnosti-passazhyrskogo-poezda-s-dyskovymy-tormozamy-na-sootvetstvie-normatyvnym-trebovaniyam-s-yspolzovanyem-nomogramm.pdf>

26. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Гречко А. В. До питання о нормативних вимогах до гальмівної ефективності пасажирських поїздів для швидкості більше 160 км/год (переклад р.м.). Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. 2011. № 129. С. 64–75.

27. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Гречко А. В. Особливості процесів гальмування пасажирських вагонів з колодковим і дисковим гальмом (переклад р.м.). Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2011. Вип. 4-5. С. 39–47.

URL: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Osobennosty-protsesov-tormozheniya-passazhyrskiyh-vagonov-s-kolodochnym-y-dyskovym-tormozamy..pdf>

28. Водянніков Ю. Я., Шелейко Т. В., Сафронов О. М. Визначення фрикційних характеристик дискового гальма пасажирського вагона при стендових випробуваннях (переклад р.м.). Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. 2010. № 1(143). С. 46–49.

29. Водянніков Ю. Я., Кіницька Г. П., Яланський М. І., Сафронов О. М. Методика визначення гальмівної ефективності пасажирського вагона зі змішаними гальмівними (композиційними та чавунними) колодками. Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2009. Вип. 1. С. 75-79. URL: https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/metodyka-vyznachennya-galmivnoyi-efektyvnosti-pasazhyrskogo-vagona-zi-zmishanymy-galmivnymy-kompozytsijnymy-ta-chavunnymy-kolodka_compressed-1.pdf

30. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Яланський М. І., Пятаков О. О. Експериментальні дослідження з визначення величини коефіцієнта тертя. Журнал «Вагонний парк». 2009. Вип. № 9-10. С. 16-17.

31. Сафронов О. М., Яланський М.І., Макеева О.Г. Дослідження гальмівної ефективності напіввагона на візках 18-9817 (ICG Motion Control). Журнал «Вагонний парк». 2009. № 2-4. С. 36–39.

32. Водянніков Ю. Я., Яланський М.І., Сафронов О. М. Оцінка гальмівного шляху вантажних поїздів на основі аналітичних залежностей із застосуванням програми «excel». Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». 2009. Вип 1. С. 36–48. URL: https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2020/08/Otsinka-galmivnogo-shlyahu-vantazhnyh-poyizdiv-na-osnovi-analitychnyh-zalezhnostej-zastosuvannya-programy-EXCEL_compressed_compressed-szhatyj.pdf

33. Патент на корисну модель №104546 кл. В61Н 7/00 Дискове гальмо залізничного транспортного засобу / Дьомін Р.Ю., Горбунов М.І., Дьомін Ю.В., Просвірова О.В., Черняк Г.Ю., Ковтанець М.В., Сафронов О.М., Кравченко К.О., Кравченко К.О., Гусєв О.Ю.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u 2015 06631; заявл. 06.07.2015; опубл. 10.02.2016, Бюл. № 3. – 3 с.

34. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 111917 Літературний твір наукового характеру «Методологія оцінки міцності вантажного вагона за коефіцієнтом запаса міцності за призначений строк експлуатації» (переклад р.м.) / Сафронов О.М., Водянніков Ю.Я., Сулим А.О., Хозя П.О., Столетов С.О., Речкалов В.С.; заявник і власник ДП «УкрНДІВ»; дата реєстрації 18 лютого 2022 р.

35. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 111918 Літературний твір наукового характеру «Методологія оцінки гальмівної ефективності кар'єрних поїздів» (переклад р.м.) / Сафронов О.М., Водянніков Ю.Я., Сулим А.О., Хозя П.О., Єськов Д.І., Кукін С.В.; заявник і власник ДП «УкрНДІВ»; дата реєстрації 18 лютого 2022 р.

36. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 111919 Літературний твір наукового характеру «Алгоритм визначення гальмівної ефективності залізничних поїздів промислового транспорту» / Сафронов О.М., Водянніков Ю.Я., Макеева О.Г., Єськов Д.І.; заявник і власник ДП «УкрНДІВ»; дата реєстрації 18 лютого 2022 р.

37. Сафронов О.М., Водянніков Ю.Я., Макеева О.Г. Дослідження температури нагріву гальмівного диска пасажирського вагона під час гальмувань в процесі руху поїзда. «Актуальні проблеми і перспективи інноваційного розвитку економіки та техніки в умовах інтеграції України в Європейський науково-виробничий простір» Матеріали II міжнар. науково-практ. конф., м. Кременчук, 9 черв. 2022 р. С. 68-69

38. Сафронов О.М., Водянніков Ю.Я. Вплив температури на коефіцієнт тертя композиційної колодки (переклад р.м.). The 3rd international scientific and practical conference –Eurasians scientific congress».Barca Academy Publishing. Barcelona, Spain. 22-24 бер. 2020 р. С. 161-167. URL: <https://sci-conf.com.ua>

39. Safronov O. M., Vodiannykov Yu. Ya., Makeieva O. G. Determination of the actual contact force coefficient of composite brake pads and the braking distance by universal equations. Dynamics of the development of world science. Abstracts of the 8th International scientific and practical conference. Perfect Publishing. Vancouver, Canada. 2020. Pp. 145-149. URL: <http://sci-conf.com.ua>.

40. Хозя П.О. та інші. Проблемні питання експлуатації пасажирських поїздів при наявності в його складі вантажних вагонів (переклад р.м.). The 3rd international scientific and practical conference –Eurasians scientific congress».Barca Academy Publishing. Barcelona, Spain. 22-24 бер. 2020 р. С. 176-181 URL: <https://sci-conf.com.ua>

41. Сафронов О. М. Основні методологічні положення експериментальних досліджень гальмівної системи вагонів метрополітену з дисковими гальмами. The 5th International scientific and practical conference –Priority directions of science development”, Львів. 2-3 бер. 2020 р. С. 227-231. URL: <https://sci-conf.com.ua>

42. Сафронов О. М., Водянніков Ю. Я. Визначення характеристик гальмівного процесу одиниць рухомого складу залізниць з використанням комп'ютерного моделювання (переклад р.м.). The 6th International scientific and practical conference –Scientific achievements of modern society”, м. Liverpool, 5–7 лют. 2020 р. 2020. С. 1180–1187.

43. Сафронов О. М., Водянніков Ю. Я., Сулим А. О. Алгоритм оптимізації параметрів гальмівних систем вагонів з колодковими і дисковими гальмами. «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» : Матеріали 80 міжнар. науково-практ. конф., м. Дніпро. 2020. С. 38–39. URL: <https://crust.ust.edu.ua/items/c0a9f444-897c-4f62-a10b-a87e250b221b>
44. Сафронов О. М., Водянніков Ю. Я. Аналіз критеріальних оцінок гальмівної ефективності вантажних вагонів за ГОСТ 34434-18. Science, society, education: topical issues and development prospects : Материалы VII Международная научно-практическая конференция, м. Харків, 7–9 черв. 2020 р. С. 391–397. URL: <https://sci-conf.com.ua>.
45. Сафронов О. М., Водянніков Ю. Я., Макеева О. Г. Моделювання юзової ситуації та оцінка ефективності протиюзових пристроїв (переклад р.м.). Innovative development of science and education : Abstracts of the 2nd International scientific and practical conference. Athens, 2020. С. 173–179. URL: <http://sci-conf.com.ua>.
46. Сафронов О. М. Створення та впровадження в Україні сучасного моторвагонного складу залізниць для здійснення швидкісних перевезень пасажирів. Збірник наукових праць. IX Міжнародної науково-практичної конференції «Транспорт і логістика: проблеми та рішення» : Тези доп., м. Одеса, 22–24 трав. 2019 р. С. 92–94.
47. Сафронов О. М. Створення та впровадження в Україні сучасного моторвагонного складу залізниць для здійснення швидкісних перевезень пасажирів. Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту . Тези доповідей II Всеукраїнської конференції «Вагони нового покоління: із ХХ в ХХІ сторіччя». 2019. № 184. С. 47–48.
48. Сафронов О. М. Створення та впровадження в Україні сучасного моторвагонного складу залізниць для здійснення швидкісних перевезень пасажирів. Інфраструктура та рухомий склад. IX Міжнародна залізнична конференція UARAIL & PARTNERS : Тези доп. Львів, 2019. С. 74–75.
49. Сафронов О. М. Оцінка фрикційних властивостей композиційних гальмівних колодок на відповідність нормативним вимогам до гальмівної

ефективності вантажних вагонів (переклад р.м.). Prospects for the development of technical sciences in ev countries and ukraine : International scientific and practical conference, м. Wloclawek, 21–22 грудня 2018 р. С. 69–73.

50. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Шелейко Т. В. Методика визначення гальмівного шляху пасажирського поїзда при недостатньому коефіцієнті зчеплення колеса з рейкою (переклад р.м.). Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорта : Матеріали 75 Міжнародної науково-практичної конференції, м. Дніпропетровськ, 14–15 травня 2015 р. С. 156.

51. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Свистун С. М. Вплив часу наповнення гальмівного циліндра стиснутим повітрям на гальмівну ефективність пасажирського вагона (переклад р.м.). Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорта : Матеріали 74 Міжнародної науково-практичної конференції, м. Дніпропетровськ., 15–16 травня 2014 р. С. 37–38.

52. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Шелейко Т. В. Вплив температури на коефіцієнт тертя композиційної колодки (переклад р.м.). Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту: тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції «Вагони нового покоління – із XX в XXI сторіччя», м. Харків, 16–18 жовтня 2013 р. С. 299–300.

53. Водянніков Ю. Я., Сафронов О. М., Гречко А. В. До питання нормативних вимог до гальмівної ефективності пасажирських поїздів для швидкості руху більше 160 км/год. Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорта : Матеріали 72 Міжнародної науково-практичної конференції, м. Дніпропетровськ, 19–20 квітня 2012 р. (переклад р.м.) С. 68–69.

54. Водянніков Ю. Я., Шелейко Т. В., Сафронов О. М. Дослідження процесів гальмування пасажирських вагонів з колодковими та дисковими гальмами. Проблеми і перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології : тези V Міжнародної науково-практична конференція, м. Київ, 24–25 березня 2011 р. С. 28.

Відомості про апробацію результатів дисертації:

- 72, 74, 75, 80 міжнародних науково-практичних конференціях «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» 2012, 2014, 2015, 2020 рр. (Україна м. Дніпро);
- V міжнародна науково-практична конференція "Проблеми і перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології", 2011 р. (Україна, м. Київ);
- міжнародна партнерська конференція «Проблеми тягового рухомого складу: шляхи вирішення через взаємодію державного та приватного секторів», 2010 р. (Україна, м. Севастополь);
- 73 міжнародна науково-технічна конференція кафедр академії, інженерно-технічних працівників залізниць, підприємств та організацій України та інших країн, 2011 р. (Україна, м. Харків);
- IV міжнародна партнерська конференція "Проблеми рухомого складу: шляхи вирішення через взаємодію державного та приватного секторів " , 2013 р. (Україна, м. Ялта);
- міжнародна науково-практична конференція «Вагони нового покоління – із XX в XXI сторіччя», 2013 р. (Україна, м. Харків);
- Prospects for the development of technical sciences in EU countries and Ukraine : International scientific and practical conference, 2018 р. (Poland, Wloclawek);
- IX міжнародна залізнична конференція UARAIL & PARTNERS "Інфраструктура та рухомий склад." 2019 р. (Україна, м. Львів);
- IX міжнародна науково-практична конференція «Транспорт і логістика: проблеми та рішення» , 2019 р. (Україна, м. Одеса);
- I та II міжнародних науково-практичних конференціях «Актуальні проблеми і перспективи інноваційного розвитку економіки та техніки в умовах інтеграції України в Європейський науково-виробничий простір», 2019, 2022 рр. (Україна, м. Кременчук);

- VII міжнародній науково-практичній конференції, 2020 р. (Україна, м. Харків);
- the 2nd International scientific and practical conference «Innovative development of science and education»: Athens 26-28 April, 2020 (Greece, Athens);
- VIII International scientific and practical conference «Dynamics of the development of world science», Vancouver, 15–17 April 2020. (Canada, Vancouver);
- The 3rd international scientific and practical conference «Eurasians scientific congress». Barcelona, 22-24 march 2020 p. (Spain, Barcelona);
- The 5th International scientific and practical conference –Priority directions of science development”, Львів. 2-3 березня 2020 р. (Україна, Львів);
- The 6th International scientific and practical conference –Scientific achievements of modern society”, Liverpool, 5-7 february 2020. (United Kingdom, Liverpool).