

УДК 629.4; 625.032; 621.873; 658.5  
№ держреєстрації 0117U000561

Міністерство освіти і науки України  
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля  
(СНУ ім. В. Даля)  
93406, м. Сєверодонецьк, пр. Центральний, 59а; тел. (06452)27805,  
(06452)44097

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Проректор з НР СНУ ім. В. Даля  
докт. хім. наук, доц.

Потапенко Е.В.

«        »  
2020 р.



**ЗВІТ**  
**ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ**  
**Створення багатofункціональних наукомістких методів енергетичного**  
**керування інженерією поверхонь контакту «колесо-рейка» для**  
**забезпечення еколого-ефективної передачі потужності**  
**(заключний)**  
**ДН-01-17**

Начальник НДЧ  
канд. техн. наук, доц.


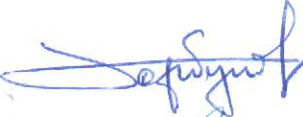








Бойко Г. О.

Керівник НДР  
канд. техн. наук.

Ковтанець М. В.

2020

## СПИСОК АВТОРІВ

- |   |  |   |
|---|--|---|
| Керівник НДР,<br>провідний наук. співробітник<br>канд. техн. наук, доцент               |     | Ковтанець М. В.<br>(реферат, розд. 1, 2, 3, 4,<br>висновки) |
| Відповідальний виконавець<br>провідний наук. співробітник<br>докт. техн. наук, професор |     | Горбунов М. І.<br>(вступ, розд. 1, 2, 3, 5,<br>висновки)    |
| Провідний наук. співробітник<br>докт. техн. наук, професор                              |     | Дьомін Ю. В.<br>(розд. 4.1, 6.1, висновки)                  |
| Провідний наук. співробітник<br>докт. техн. наук, професор                              |     | Фомін О. В.<br>(розд. 6.1, 6.2, 6.3)                        |
| Провідний наук. співробітник<br>докт. техн. наук, професор                              |    | Поркуян О. В.<br>(розд. 1.1, 1.2)                           |
| Провідний науковий<br>співробітник, канд. техн. наук,<br>доцент                         |   | Бойко Г. О.<br>(розд. 5.1, 5.2, 5.3)                        |
| Провідний наук. співробітник<br>канд. техн. наук, професор                              |  | Могіла В. І.<br>(розд. 2.1, 2.2, 2.3)                       |
| Провідний науковий<br>співробітник, канд. техн. наук,<br>доцент                         |   | Неженцев О. Б.<br>(розд. 7.1, 7.2, 7.3)                     |
| Старший наук. співробітник<br>канд. техн. наук, докторант                               |   | Ноженко О. С.<br>(розд. 2.2, 2.3, 3.1, 8.1, 8.2)            |
| Старший наук. співробітник<br>канд. техн. наук, доцент                                  |   | Кравченко К. О.<br>(розд. 3, 4.1, 7.1, 7.2, 8)              |

Старший наук. співробітник  
канд. техн. наук, доцент

Костюкевич О. І.  
(розд. 2.3, 2.4, 2.5)

Наук. співробітник  
канд. техн. наук, доцент



Кічкіна О. І.  
(розд. 7.2, 7.3)

Наук. співробітник  
канд. техн. наук, доцент



Кузьменко С. В.  
(розд. 7.1, 7.4)

Наук. співробітник  
канд. техн. наук, доцент



Сергієнко О. В.  
(розд. 7.3, 7.4, 7.5)

Наук. співробітник  
канд. техн. наук, доцент



Михайлов Є. В.  
(розд. 9.1, 9.2, 9.3)

Наук. співробітник  
канд. екон. наук, доцент



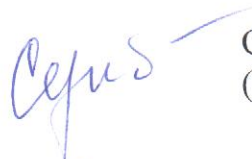
Белоусова Л. І.  
(розд. 8.5, 8.6)

Наук. співробітник  
канд. техн. наук, доцент



Морнева М. О.  
(розд. 9.2, 9.3)

Наук. співробітник  
докт. екон. наук, доцент



Серебряк К. І.  
(розд. 8.5, 8.6)

Докторант



Дьомін Р. Ю.  
(розд. 10.1, 10.2)

Докторант



Воронцов Б. С.  
(розд. 9.2.1, 9.2.2, 9.2.3)

Молодший наук. співробітник  
канд. техн. наук



Ноженко В. С.  
(розд. 3.1, 4.1)

Молодший наук. співробітник  
канд. техн. наук

Просвірова О. В.  
(розд. 5, 6, 7, 8)

Молодший наук. співробітник  
канд. техн. наук

Кара С. В.  
(розд. 6.2, 6.3)

Молодший наук. співробітник  
канд. техн. наук

Семенов С. О.  
(розд. 10.1, 10.2)

Молодший наук. співробітник

Кічкін О. В.  
(розд. 7.2, 7.3)

Молодший науковий  
співробітник, аспірант

Фоміна А. М.  
(розд. 3.9, 3.10)

Молодший науковий  
співробітник, аспірант

Ковтанець Т. М.  
(розд. 9.3.1, 9.3.2, 9.3.3)

Молодший науковий  
співробітник, аспірант

Сова С. С.  
(розд. 9.3.1, 9.3.2)

Молодший науковий  
співробітник, аспірант

Фомін В. В.  
(розд. 8.4, 8.5, 8.6)

Молодший науковий  
співробітник, аспірант

Коваленко В. В.  
(розд. 8.4, 8.5)

Молодший науковий  
співробітник, аспірант

Бурлуцький О. В.  
(розд. 8.6, 8.7)

Студент

Коротенко Б. М.  
(розд. 3.1, 8.2)

Студент



Біловол Є. О.  
(розд. 8.2, 9.2)

Студент



Лисенко Ю. В.  
(розд. 4.1, 8.2, 9.2)

Підписи авторів затверджую,  
канд. техн. наук, доцент



Ковтанець М. В.



## РЕФЕРАТ

Звіт про НДР містить: с. 297, рис. 127, табл. 21, кількість джерел 227.

**Об'єкт дослідження** – фрикційний контакт колеса з рейкою.

**Предмет науково-технічної роботи** – процеси що протікають в контакті колеса з рейкою.

**Мета роботи** – на основі теоретичних та експериментальних досліджень встановлення фундаментальних залежностей коефіцієнту тертя двоточечного термомеханічного високонавантаженого контакту «колесо-рейка» при локальному енергетичному впливі на нього.

**Методи дослідження** полягають у використанні методу системного аналізу. Дослідження процесів проводилося методами імітаційного та математичного моделювання, рішенням систем диференціальних рівнянь з використанням теорії подібності та розмірності, теорії імовірності та математичної статистики. При дослідженні обґрунтуванні доцільності зміни конструктивної схеми колеса рейкового екіпажу на базі аналізу результатів дослідження особливостей руху коліс різних конструктивних схем використано методи теоретичної механіки, математичного моделювання, теорії подібностей та аналізу розмірностей, теорії прийняття рішень, чисельними методами інтегрування диференціальних рівнянь (метод кінцевих елементів) із використанням сучасної комп'ютерної техніки та програмного забезпечення (прикладних програм) Matlab, Mathcad, Borland C++ Builder 6.0.

Для створення концепції адаптивного циклічного керування енерговитратами на самовентиляцію фрикційним контактом «гальмівний диск-накладка» на математичній моделі, що враховує геометричні параметри повітряних трактів, температуру навколишнього середовища, розподіл температури по поверхні диска і накладки використано теоретичні методи, що базуються на:

– математичному моделюванні теплофізичних та газодинамічних процесів,

методах теорії ризиків, математичної статистики і теорії ймовірностей;

– методах теорії прийняття рішень, зокрема, системі аналізу експертного оцінювання, використаній при визначенні перспективних методів підвищення ефективності гальмування (комп'ютерна програма «Прийняття рішень у задачах залізничного транспорту з використанням методу експертних оцінок», свідоцтво № 45058 від 06.08.2012).

Методи експериментальних досліджень, які використовувались у проекті, склалися з фізичного моделювання, випробування на натурних зразках, стендових натурних установках, локомотивах та вагонах із застосуванням апробованих методик, встановлених відповідними ГОСТ і ДСТУ.

Достовірність отриманих у проекті наукових результатів підтверджується задовільною збіжністю даних теоретичних і експериментальних досліджень, що зумовлено вірно використаними методами математичного моделювання та застосованими теоріями, коректністю побудованих моделей, правильним вибором способів і технічних засобів випробувань, вимірювальної апаратури, коректно створеною методикою, програмою проведення та методами збору і обробки результатів експериментів.

**Ступінь впровадження.** По результатам дослідження опубліковано: 4 монографії, 3 навчальні посібники, 19 статей в журналах, що індексуються у наукометричній базі Scopus, 9 англомовних статей у матеріалах міжнародних конференцій, що індексуються у наукометричній базі Scopus, 35 статей у виданнях, що входять до переліку фахових видань України, 47 охоронних документів на об'єкти права інтелектуальної власності, 47 тез доповідей на наукових конференціях.

За результатами досліджень захищено 6 кандидатських та 2 докторські дисертації, що підтверджує підвищення кваліфікаційного рівня наукових виконавців та визнання результатів наукових досліджень.

Основні результати отримані при виконанні проекту використано у Державному підприємстві «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» та Приватному товаристві «Науково-виробничий центр

«Трансмаш»» при проведенні науково-дослідних і проектно-конструкторських робіт зі створення та удосконалення екіпажної частини локомотивів згідно планів нової техніки підприємств. Результати досліджень використано при підготовці нових лекційних курсів та циклів лабораторних і практичних робіт на кафедрах «Залізничний, автомобільний транспорт та підйомно-транспортні машини» та «Логістичне управління та безпека руху на транспорті» Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.

**Область використання отриманих результатів** – підприємства, що займаються ремонтом, створенням, доведенням, а також модернізацією тепловозів, дизель- і електропоїздів, вагонів для забезпечення безпеки та ефективності їх експлуатації.

ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ, ТЕПЛОВОЗ, ТЯГОВО-ЗЧІПНІ ЯКОСТІ, ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ, ФРИКЦІЙНА ВЗАЄМОДІЯ, ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛЕСА З РЕЙКОЮ, СУХИЙ ЛІД, ТЕПЛОВА ЗАДАЧА ТЕРТЯ, ДИСКОВЕ ГАЛЬМО, БЕЗПЕКА РУХУ, ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ, ЕНЕРГЕТИЧНЕ КЕРУВАННЯ, ОПІР РУХУ, РИЗИК АВАРІЙ

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b>	14
<b>1 АНАЛІЗ СТАНУ БЕЗПЕКИ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ В УКРАЇНІ</b>	
1.1 Загальні відомості про безпеку руху на залізничному транспорті	17
1.2 Стан аварійності на залізничному транспорті за 2016 рік	19
Висновки по розділу 1	29
<b>2 РОЗРОБКА МЕТОДІВ І ІНСТРУМЕНТІВ КОМПЛЕКСНОГО КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ «КОЛЕСО-РЕЙКА» ЩОДО ПОКРАЩЕННЯ ЗЧІПНИХ ЯКОСТЕЙ ЛОКОМОТИВА, ЗБІЛЬШЕННЯ ТЕРМІНУ СЛУЖБИ КОЛІС І РЕЙОК ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ РУХУ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ</b>	
2.1 Сутність і технологічні можливості перспективного методу поліпшення фрикційних характеристик колеса і рейки шляхом очищення їх поверхонь гранулами сухого льоду	31
2.2 Багатокритеріальна математична модель управління зчеплення в контакті «колесо-рейка»	36
2.3 Імітаційна модель руху абразивного матеріалу	38
2.4 Математична модель взаємодії одиначної гранули з поверхнею колеса або рейки	45
2.5 Математична модель формування поверхневого шару системи «колесо-рейка»	49
Висновки по розділу 2	52
<b>3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ КОЛЕСА І РЕЙКИ ВІД ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОЧИСТКИ ГРАНУЛАМИ СУХОГО ЛЬОДУ</b>	
	54

	10
3.1 Теоретичний аналіз ступеня впливу параметрів системи подачі гранул сухого льоду на коефіцієнт тертя колеса з рейкою	54
Висновки по розділу 3	62
<b>4 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ ТА ОПОРУ КОЧЕННЯ КОЛЕСА ПО РЕЙЦІ ПРИ ІСНУЮЧИХ РЕАЛЬНИХ ПОВЕРХНЕВИХ ЗАБРУДНЕННЯХ ТА МЕТОДАХ ПОКРАЩЕННЯ ЗЧІПНИХ ХАРАКТЕРИСТИК</b>	63
4.1 Теоретико-експериментальне визначення опору руху при різних фрикційних умовах контактування	63
Висновки по розділу 4	70
<b>5 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ КЕРУВАННЯ ГАЛЬМІВНОЮ ФРИКЦІЙНОЮ СИСТЕМОЮ</b>	71
5.1 Стратегічні принципи розвитку світової залізничної системи	71
5.2 Методи терморегулювання гальмівних поверхонь тертя	76
5.3 Експертне оцінювання методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем	81
5.4 Аналіз можливостей управління теплофрикційною навантаженістю локального трибологічного контакту	89
Висновки по розділу 5	92
<b>6 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КЕРУВАННЯ ЕНЕРГОВИТРАТАМИ НА САМОВЕНТИЛЯЦІЮ ГАЛЬМІВНОГО ДИСКА</b>	94
6.1 Розрахунок вентиляційного апарату гальмівного диска	94
6.2 Залежність витрат на самовентиляцію від потужності залізничного транспортного засобу	100
6.3 Визначення впливу потоку набігаючого повітря на тепловіддачу дискового гальма	102

	11
Висновки по розділу 6	109
<b>7 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФРИКЦІЙНИХ ПАР ЗАЛІЗНИЧНИХ ГАЛЬМ</b>	110
7.1 Математична модель теплофізичних характеристик дискового гальма з урахуванням адаптивного охолодження. Постановка теплової задачі тертя	110
7.2 Аналітичний розв'язок теплової задачі тертя	113
7.3 Розрахунок температури у фрикційному контакті	129
7.4 Аналіз впливу охолодження фрикційного контакту на теплофізичні характеристики взаємодії фрикційних елементів	133
7.5 Математична модель постачання повітряного середовища у гальмівний фрикційний контакт з урахуванням продуктивності та діаметру отворів в накладках	135
Висновки по розділу 7	145
<b>8 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА ВПЛИВУ ОХОЛОДЖЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ НА КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ І ТЕМПЕРАТУРУ КОНТАКТУЮЧИХ ПОВЕРХОНЬ</b>	147
8.1 Дослідження процесу гальмування на лабораторному гальмівному стенді	147
8.2 Експериментальне дослідження фрикційних властивостей контакту «колесо- рейка» при локальному охолодженні та очищенні поверхонь	153
8.3 Спосіб охолодження гальмового фрикційного контакту подачею стисненого повітря	167
8.4 Спосіб поліпшення експлуатаційних характеристик гальм використанням адаптивної системи охолодження	169
8.5 Спосіб покращення умов взаємодії фрикційних елементів дискового гальма використанням вихрового ефекту	173
8.6 Удосконалення залізничних гальмівних фрикційних систем підвищенням енергоємності	175

	12
8.7 Оцінка ризиків впровадження нових технічних рішень на залізничному транспорті	181
Висновки по розділу 8	189

<b>9 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ОПОРУ РУХУ МОДЕЛІ РЕЙКОВОГО ЕКІПАЖА З КОЛЕСАМИ РІЗНИХ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ</b>	191
9.1 Аналіз експериментальних досліджень процесів опору руху	191
9.2 Експериментальні дослідження опору руху візка рейкового екіпажу на фізичних моделях	199
9.2.1 Застосування теорії подібності для моделювання опору руху рейкового екіпажу	200
9.2.2 Призначення та пристрій стендової установки	206
9.2.3 Ходова частина моделі візка	215
9.2.4 Вимірювальна система стенду	218
9.2.5 Проведення випробувань	220
9.3 Результати експериментальних досліджень опору руху рейкового екіпажу на фізичних моделях	222
9.3.1 Планування повного факторного експерименту	225
9.3.2 Результати композиційного планування експерименту	230
9.3.3 Результати експериментальних досліджень опору руху моделі візка рейкового екіпажу з колесами ТКС	236
Висновки по розділу 9	246

<b>10 ОБҐРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ КОЛІС ПКС ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ОПОРУ РУХУ РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ</b>	247
10.1 Техніко-економічна оцінка використання коліс ПКС	247
10.2 Дослідження напружено-деформованого стану пропонованих технічних рішень	253
10.2.1 Результати досліджень колеса моделі №1	256

	13
10.2.2 Результати досліджень колеса моделі №2	258
10.2.3 Результати досліджень колеса моделі №3	260
Висновки по розділу 10	262
<b>ВИСНОВКИ</b>	264
<b>ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ</b>	270

## ВСТУП

Залізничний транспорт є одним із основних чинників динамічного розвитку економіки країни. Саме на нього припадає 85% вантажообігу (без урахування трубопровідного транспорту), що становить 300 млн. тонн вантажів та близько 500 млн. пасажирів.

За обсягами вантажних перевезень Україна посідає 4-те місце на Євразійському континенті, поступаючись лише залізничникам Китаю, Росії та Індії.

Зростаюча напруженість роботи залізничного транспорту України потребує гармонійного поєднання технічного розвитку рухомого складу та інфраструктур залізниць з удосконаленням та реорганізацією системи запобігання та ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій на транспорті.

Залізничне сполучення пронизує всі регіони України без виключення. Лише «Укрзалізниця» об'єднує 1684 станції, 126 основних вокзалів, експлуатаційна протяжність головних колій становить 22,3 тис. км, розгорнута протяжність колій – 30,3 тис. км, інвентарний парк вантажних вагонів – 174939 од., інвентарний парк пасажирських вагонів – 8429 од., інвентарний парк тепловозів – 2718 од., інвентарний парк електропоїздів – 1443 од. тощо. Залізничні перевезення, на відміну від інших видів, здійснюються регулярно в будь-який час року та доби й практично не залежать від стану погодних, кліматичних умов [1].

Основними причинами аварій і катастроф на залізничному транспорті є [2]:

- несправність колій рухомого складу;
- несправність засобів сигналізації, централізації та блокування;
- помилки диспетчерів;
- неуважність і халатність машиністів.

Із перерахованих причин перша є найбільш масовою, так як за останні роки оновлення основного фонду залізничного транспорту не відбувалося, крім

10 потягів виробництва Hyundai Rotem, які були закуплені Україною до проведення в країні чемпіонату «Євро-2012».

Стан рухомого складу на сьогоднішній день не забезпечує повною мірою безпечну експлуатацію залізничного транспорту адже приблизно 80 % усього рухомого складу, що залучений до процесу перевезень, є морально застарілим і зношеним та потребує оновлення і модернізації основних вузлів.

На залізничному транспорті аварії трапляються не так часто ніж на автомобільному, але навіть такі випадки спричиняють значних втрат людських життів, матеріальних збитків, погіршення екологічного становища.

Ефективність гальмівних засобів є однією з найважливіших умов, які визначають можливість підвищення ваги та швидкості руху поїздів, пропускну і провізної спроможності залізних доріг та безпеку руху. Експлуатований рухомий склад застосовує відомі конструкції колодкового та дискового гальма, обмежені їх зносо-фрикційними характеристиками та границями допустимого нагріву.

Для підвищення ефективності гальмування рейкового рухомого складу та підвищення безпеки руху і зниження аварійності на залізничних шляхах необхідно створити гальмівними пристроями достатню гальмівну потужність і забезпечити стійке зчеплення коліс із рейками та фрикційних елементів гальм.

Розповсюдженим конструктивним рішенням забезпечення стабільної роботи дискових гальмівних елементів є самовентиляція, що забезпечує охолодження поверхні диска при гальмуванні. При цьому створюється додатковий опір руху поїзда.

Аналіз проблем існуючих гальмівних систем зумовив вибір перспективного напрямку дослідження з підвищення зчіпних характеристик та ефективності гальмування – керування охолодженням фрикційних поверхонь.

Основна частка витрат енергоресурсів на залізничному транспорті (до 75% електроенергії та палива, що споживаються) припадає на тягу поїздів. Зниження кількості використовуваного палива й електроенергії на залізничному транспорті є найважливішим завданням для підвищення його

конкурентоспроможності та подальшого розвитку. Витрати енергоресурсів на тягу поїзду безпосередньо пов'язані з рівнем опору руху локомотивів та вагонів. Дослідження впливу особливостей конструкцій ходових частин рейкових екіпажів на опір руху майже не проводилося, хоча ця проблема є дуже важливою з точки зору зниження експлуатаційних витрат. Саме ці особливості визначають рівень кінематичного опору руху, який, згідно з результатами відомих досліджень, складає до 50 % від повного опору руху екіпажу в магістральних кривих, а для міського рейкового транспорту в кривих радіусом 20...60 м – до 80 %.

Дослідження питань зниження опору руху рейкових екіпажів за рахунок удосконалення їх ходової частини, а саме зміни конструктивної схеми колеса для забезпечення можливості незалежного обертання опорної поверхні колеса та його направляючої поверхні (гребеня) навколо їх спільної осі (далі – колесо перспективної конструктивної схеми), має за мету підвищення енергоефективності використання рейкового рухомого складу.

Це зумовило вибір перспективного напрямку дослідження – зниження опору руху рейкових екіпажів за рахунок удосконалення конструкції ходової частини, а саме зміни конструктивної схеми колеса шляхом забезпечення можливості незалежного обертання направляючої поверхні (гребеня) відносно опорної поверхні кочення колеса навколо їх спільної осі.

Все це свідчить про необхідність та актуальність комплексного наукового підходу у вирішенні зазначеної проблеми: визначення факторів, що можуть спричинити аварійність і на підставі їхнього аналізу створити багатофункціональні наукоємні методи і інструменти комплексного керування системою «колесо-гальмо-рейка» для запобігання аварійним ситуаціям та усунення ризику виникнення екологічних катастроф на залізничному транспорті для забезпечення еколого-ефективної передачі потужності.

# 1 АНАЛІЗ СТАНУ БЕЗПЕКИ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ В УКРАЇНІ

## 1.1 Загальні відомості про безпеку руху на залізничному транспорті

Залізничний транспорт є однією з важливих базових галузей економіки України, забезпечує її внутрішні та зовнішні транспортно-економічні зв'язки і потреби населення у перевезеннях. Діяльність залізничного транспорту як частини єдиної транспортної системи країни сприяє нормальному функціонуванню всіх галузей суспільного виробництва, соціальному і економічному розвитку та зміцненню обороноздатності держави, міжнародному співробітництву України.

Залізниці у взаємодії з іншими видами транспорту повинні своєчасно і якісно здійснювати перевезення пасажирів і вантажів, забезпечувати безпеку руху, розвивати сферу транспортного обслуговування народного господарства та населення.

Комплекс управління безпекою руху поїздів здійснює Державна адміністрація залізничного транспорту України – ПАТ «Укрзалізниця». Повноваження Укрзалізниці стосовно організації та забезпечення руху поїздів визначені ст.16 Закону України «Про транспорт» (п.2.2), ст.11 Закону України «Про залізничний транспорт» (п.2.3), Статутом залізниць України (п.2.19) та Правилами технічної експлуатації залізниць України (п.2.25) [3].

Залізниці та інші підприємства Укрзалізниці на основі цього Положення розробляють Положення про систему управління безпекою руху поїздів на підприємстві. Управління безпекою руху поїздів на підприємствах Укрзалізниці здійснює керівник підприємства.

Основними принципами в організації роботи з управління безпекою руху поїздів є:

- принцип системності – передбачає діяльність, яка носить системний, постійний та упорядкований характер, охоплюючи всі складові системи;

- принцип випередження – передбачає діяльність, яка носить випереджувальний характер, спрямований на своєчасне виявлення та усунення негативних чинників, що можуть призвести до транспортних подій;

- принцип колективізму – передбачає участь усіх працівників у роботі з забезпечення руху згідно зі своїми функціональними обов'язками, а не тільки керівників і працівників служби безпеки руху;

- принцип інформованості – передбачає діяльність, що її будують на максимальній інформованості кожного працівника про небезпечні чинники, які впливають на рівень безпеки руху;

- принцип виявлення та усунення причин – передбачає проведення профілактичної роботи, спрямованої не стільки на покарання винних, скільки на усунення виявлених недоліків;

- принцип упровадження коригувальних заходів – дія, яку виконують для усунення причини виявленої невідповідності або для іншої небажаної ситуації;

- принцип упровадження запобіжних заходів – дія, яку виконують для усунення причини потенційної невідповідності або іншої потенційно небажаної ситуації;

- принцип адекватності – відповідність заходів з забезпечення руху реальним та потенційним загрозам;

- принцип відповідальності – передбачає усвідомленість кожного працівника та його відповідальність на своєму робочому місці за конкретні питання, що визначають безпеку руху поїздів.

На кожному рівні управління безпекою руху поїздів вирішують такі основні завдання:

- забезпечення перевезень;
- забезпечення рухомого складу;
- забезпечення об'єктів інфраструктури;
- забезпечення персоналу;
- забезпечення професійного добору за окремими спеціальностями;
- організація навчання з питань безпеки руху.

Загальноприйнятим вважається, що абсолютної безпеки на транспорті існує, тому можна розглядати лише відносну безпеку або точніше про рівень безпеки. Рівень безпеки залежить від якості та справності залізничних технічних засобів, кваліфікації та навичок людини і організаційної роботи щодо управління безпекою руху поїздів. Але рівень безпеки – це сукупний наслідок від дій факторів, які впливають на безпеку транспортних систем, та виконання певного переліку організаційних та технічних заходів.

Залізничний транспорт, який згідно Закону України «Про залізничний транспорт» [4], поділяється на залізничний транспорт загального користування (магістральний) і промисловий залізничний транспорт, являє собою складну динамічну систему.

## **1.2 Стан аварійності на залізничному транспорті за 2016 рік**

Упродовж 2016 році допущено 550 транспортних подій, з них 1 аварія та 549 інцидентів, з яких 16 серйозних. За 2015 рік допущено 602 інциденти, з яких 27 серйозних [5, 6].

Загальну кількість транспортних подій зменшено на 52 випадки, зменшена кількість серйозних інцидентів на 11 випадків. Допущено аварію на Одеській регіональній філії, у 2015 році не було.

При цьому, приведений обсяг перевезень зменшився на 3,1%, а питомий показник кількості транспортних подій до обсягів перевезень зменшився з 2,66 до 2,48 подій на 1 млрд. приведених тонно-кілометрів. Щодобово траплялось у середньому 1,5 випадки проти 1,7 у 2015 році.

Динаміка кількості транспортних подій у відношенні до обсягів перевезень представлена на рисунку 1.1. Стан аварійності на залізничному транспорті загального користування у 2016 році у порівнянні з 2015 роком представлений у таблиці 1.1.



Рисунок 1.1 – Динаміка кількості транспортних подій у співвідношенні до обсягів перевезень протягом 1996-2016 років

Таблиця 1.1 – Стан аварійності на залізничному транспорті загального користування у 2016 році у порівнянні з 2015 роком

Назва показника (класифікація та наслідки транспортних подій)	Кількісні значення показника (випадки, особи, питомі показники аварійності)		( +/- ) % чи одиниць до показників минулого року
	2015 рік	2016 рік	
Катастрофи	0	0	0 %
Аварії	0	1	100 %
Серйозні інциденти	27	16	-40,7 %
Інциденти	575	533	-7,3 %
<b>Всього транспортних подій</b>	<b>602</b>	<b>550</b>	<b>-8,6 %</b>
<b>Загинуло осіб</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0 %</b>
<b>Травмовано осіб</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>0 %</b>

Розподіл транспортних подій за регіональними філіями за 2016 рік представлений на рисунку 1.2.

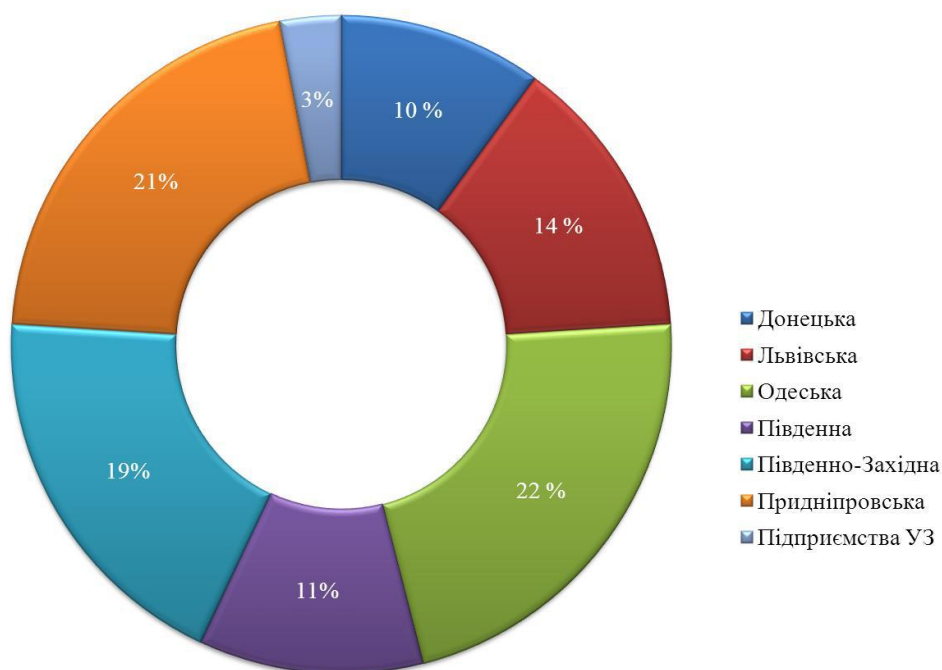


Рисунок 1.2 – Розподіл транспортних подій за регіональними філіями за 2016 рік

Загальну кількість транспортних подій зменшено на всіх регіональних філіях:

- на Донецькій – на 4 випадки, із 61 до 57;
- на Львівській – на 8 випадків, із 88 до 80;
- на Одеській – на 8 випадків, із 128 до 120;
- на Південній – на 4 випадки, із 62 до 58;
- на Південно-Західній – на 17 випадків, із 123 до 106;
- на Придніпровській – на 3 випадки, із 117 до 114.

В 2016 році 15 транспортних подій допущені з вини працівників підприємств підпорядкування ПАТ «Укрзалізниця».

Найбільшу кількість транспортних подій допущено на регіональній філії «Одеська залізниця» – 120 випадків (22%) та регіональній філії «Придніпровська залізниця» – 114 випадків (21%) від загальної кількості в ПАТ «Укрзалізниця».

### *Дорожньо-транспортні пригоди на залізничних переїздах*

Протягом 2016 року на залізничних переїздах Укрзалізниці сталось 80 дорожньо-транспортні пригоди, в яких 7 осіб загинуло та 29 отримали травми. За аналогічний період 2015 року на залізничних переїздах Укрзалізниці сталось 73 дорожньо-транспортні пригоди, в яких 13 осіб загинуло та 32 особи отримали травми. Кількість та наслідки дорожньо-транспортних пригод на залізничних переїздах та поза ними у 2016 році, в порівнянні з 2015 роком представлена на рисунку 1.3.

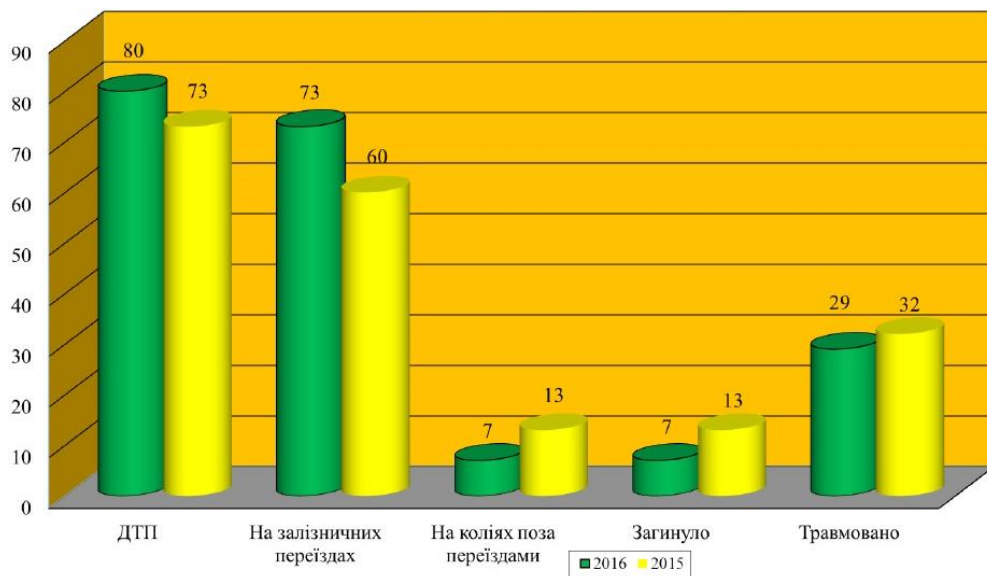


Рисунок 1.3 – Кількість та наслідки дорожньо-транспортних пригод на залізничних переїздах та поза ними у 2016 році, в порівнянні з 2015 роком

У порівнянні з 2015 роком кількість ДТП збільшилася на 7 випадків, зменшилася на 6 осіб кількість загиблих і на 3 особи кількість травмованих. На рисунок 4 представлений розподіл випадків ДТП за регіональними філіями (80/73). Статистика дорожньо-транспортних пригод на залізничних переїздах та коліях поза переїздами в 2016/2015 роках представлена у таблиці 1.2.

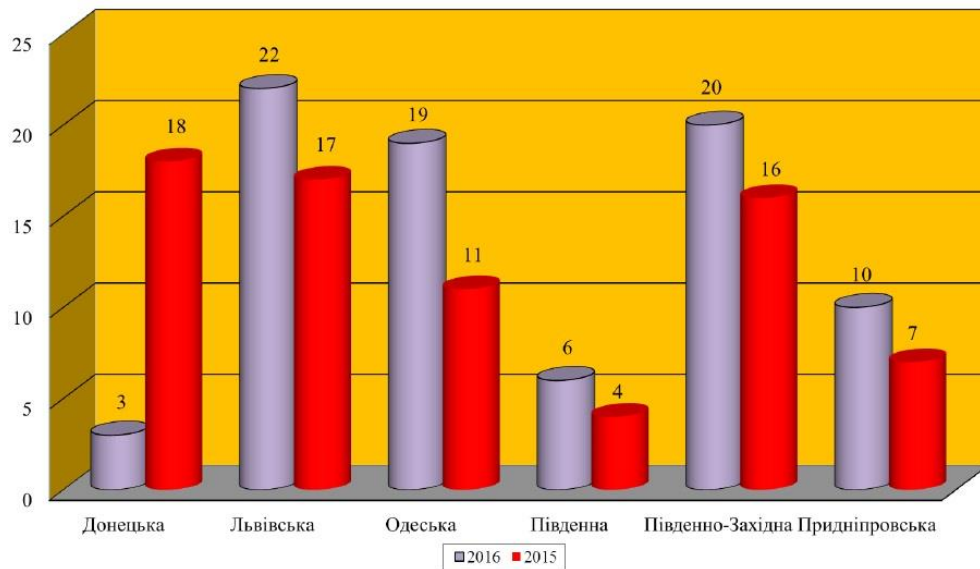


Рисунок 1.4 – Розподіл випадків ДТП за регіональними філіями (80/73)

Таблиця 1.2 – Дорожньо-транспортні пригоди на залізничних переїздах та коліях поза переїздами в 2016/2015 роках

Дорожньо-транспортні пригоди на залізничних переїздах та коліях поза переїздами в 2016/2015 роках										
Регіональні філії	Кількість ДТП						Загинуло		Травмовано	
	Загалом		у т.ч. на залізничних переїздах		у т.ч. на коліях поза переїздами					
	2016	2015	2016	2015	2016	2015	2016	2015	2016	2015
Донецька	3	18	3	15		3			4	10
Львівська	22	17	19	17	3		0	3	4	10
Одеська	19	11	18	9	1	2	2	1	5	7
Південна	6	4	5	2	1	2	1	0		
Південно-Західна	20	16	19	13	1	3	4	7	11	4
Придніпровська	10	7	9	4	1	3	0	2	5	1
<b>Разом</b>	<b>80</b>	<b>73</b>	<b>73</b>	<b>60</b>	<b>7</b>	<b>13</b>	<b>7</b>	<b>13</b>	<b>29</b>	<b>32</b>

Аналіз транспортних подій свідчить, що 84,6 % випадків припадає на такі три види транспортних подій: несправності рухомого складу та елементів інфраструктури, що призвели до затримки поїздів більше 2 годин, сходження та зіткнення рухомого складу при маневрах та в поїздах, невірні дії причетних працівників.

За класифікацією збільшилась кількість випадків:

- зіткнення поїздів з іншими поїздами чи рухомих складом, сходи рухомого складу з рейок у поїздах та під час виконання маневрів із 61 до 73;
- проїзд заборонного сигналу із 3 до 5;
- зіткнення поїздів з автотранспортними засобами на залізничних переїздах з причин порушення вимог ПТЕ із 0 до 3;
- падіння деталей рухомого складу на колію із 3 до 7;
- розріз стрілочного переводу – допущено 1 випадок;
- несправності контактної мережі, автоматики, сигналізації, зв'язку, що не усунені протягом 8 годин і більше, та пристроїв на переїздах протягом 4 годин із 6 до 14.

Збільшено кількість серйозних інцидентів при появі несправностей на локомотивах, в основному через неякісний ремонт в умовах депо – 113 випадків та через експлуатацію тягового рухомого складу і його обладнання поза межами гарантійних термінів служби, які віднесено з технічних причин – 33 випадки. Через невірні дії локомотивних та ремонтних бригад допущено 67 випадків з яких 40 інцидентів допущено на справних локомотивах.

Внаслідок транспортних подій допущено випадки сходження та зіткнення рухомого складу при виконанні маневрової роботи, що виникли через невірні дії локомотивних бригад та через порушення технології ремонтів локомотивів.

Зросла кількість випадків пожеж на локомотивах до 16 випадків, з яких 9 випадків через порушення ізоляції у силових електричних ланцюгах та 7 – через перегрів тягових електричних двигунів внаслідок перенавантажень та порушення ізоляції. Допущено 9 випадків зламів струмоприймачів, 4 випадки пошкодження контактної мережі, з яких 3 також через невірні дії локомотивних бригад, 1 випадок пошкодження рейок колії внаслідок допущення буксування локомотива на одному місці та один випадок розрізу стрілочного переводу.

Основною причиною транспортних подій є у 173 випадках поява несправностей на локомотивах. Передумовою появи несправностей є незадовільний технічний стан тягового рухомого складу через неякісний

ремонт в умовах локомотивних депо (допущено 116 транспортних подій), через експлуатацію з вичерпаними термінами служби та з простроченими термінами виконання планових видів ремонтів (допущено 57 транспортних подій). Найбільше несправностей виникали у: дизелів – 37 випадків, тягових електричних двигунів – 18, силових електричних кіл та апаратури – 39, електричних ланцюгів управління – 15, гальмівного обладнання – 12, дахового електричного високовольтного обладнання – 12 та буксових підшипників колісних пар – 10 випадків.

У *локомотивному господарстві* експлуатуються з вичерпаним терміном експлуатації понад 73 % електровозів, знос електровозів становить 91 %, знос тепловозів – 99 %, а закупівля нового тягового рухомого складу здійснюється низькими темпами. Як наслідок 34 випадки транспортних подій допущено при експлуатації локомотивів з простроченими термінами на виконання капітальних та поточних ремонтів.

У *вагонному господарстві* у на території України було допущено 110 транспортних подій проти 129 у 2014 році. Незважаючи на зменшення загальної кількості транспортних подій, допущено значне зростання серйозних інцидентів.

Основними причинами допущених транспортних подій є (рисунок 1.6):

- несправність та відмова в роботі гальмівного обладнання у гарантійний термін експлуатації – 42 (38,2 %);
- нагрівання буксових вузлів – 34 (30,9 %);
- несправності кузова вагона – 9 (8,2 %);
- несправності автоточків – 6 (5,5 %), що призвело до саморозчеплень, із них 1 випадок до випадання корпусу автоточку;
- несправність візків – 16 (14,5 %);
- несправність колісних пар – 3 (2,7 %).

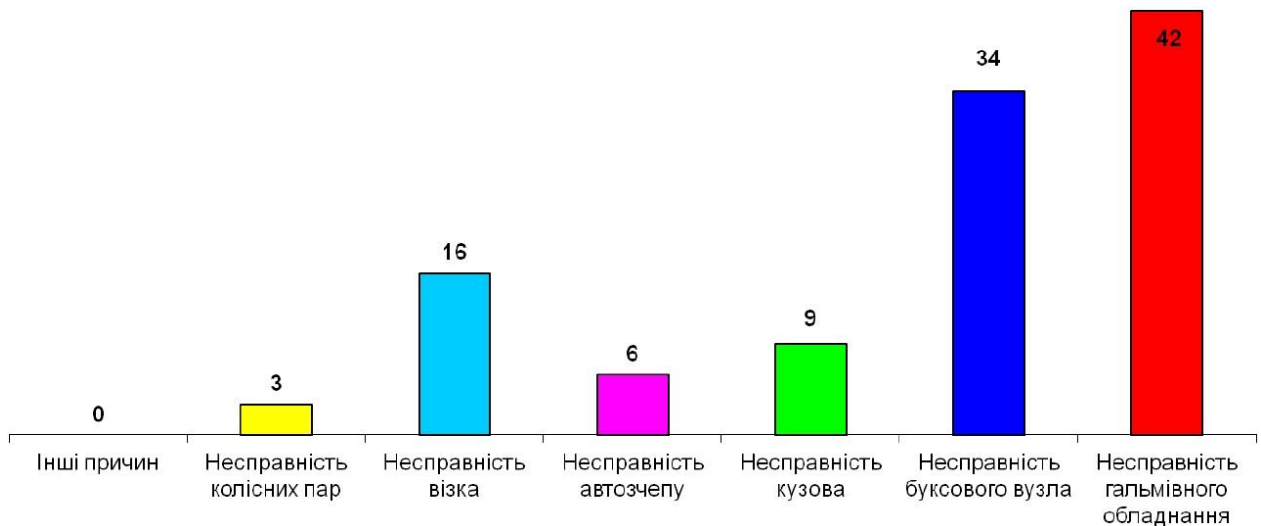


Рисунок 1.6 – Розподілу транспортних подій, допущених за причинами (видами несправностей)

При ремонті колісних пар та буксових вузлів не дотримується технологія якості проведення ремонту буксового вузла та якості ремонту колісних пар, а саме: – неналежним чином проводиться ремонт підшипників, поверхня кочення колісних пар після обточки не відповідає максимальному шаблону, неякісно проводиться дефектоскопія колісних пар, що призводить до нагріву та виходу з ладу буксових вузлів та колісних пар під час експлуатації.

У господарстві приміських пасажирських перевезень допущено зменшення кількості транспортних подій, але через появу несправностей допущено 57 транспортних подій.

Найбільше транспортних подій допущено через появу несправностей тягових редукторних вузлів – 12 випадків. Збільшилась кількість відмов високовольтного електричного обладнання – 4 випадки, акумуляторних батарей – 5 випадків, колісних пар – 2 випадки. Значною залишається кількість відмов електричних ланцюгів управління – 8 випадків, дизелів – 6 випадків, гальмівного обладнання – 4 випадки та силових електричних ланцюгів – 4 випадки.

У господарстві приміських пасажирських перевезень експлуатуються з вичерпаним терміном служби 64,3 % електропоїздів та 94 % дизель-поїздів. При цьому 87 секцій дизель-поїздів та 207 секцій електропоїздів несправні, з

яких значна частина тривалий час не експлуатується. Зростає кількість моторвагонного рухомого складу, що експлуатується з простроченим термінами і потребує виконання капітальних та поточних ремонтів. Не в повному обсязі виконано програму впровадження технічних засобів з безпеки руху.

*У колійному господарстві* експлуатується 8311,3 км колії з простроченим терміном модернізації та капітального ремонту, що становить майже 26 % від усієї довжини головних колій на ПАТ «Укрзалізниця». У 2015 році відремонтовано 383,8 км або 4,6 % від усієї кількості кілометрів з простроченим терміном модернізації та капітального ремонту, що на 51,2 км менше, аніж у 2014 році.

Через допущені транспортні події пошкоджено 5 локомотивів та 60 вагонів. Майже 87 % транспортних подій у колійному господарстві або 52 випадки допущено через незадовільне поточне утримання колії.

*В господарстві електрифікації та електропостачання* експлуатується 334 одиниці спеціального самохідного рухомого складу. З них з перевищеним усередненим терміном експлуатації працює 140 одиниць ССРС. Упродовж останніх 5 років господарством придбано лише одну автотрису.

На теперішній час на контактній мережі експлуатується майже 450 км контактного проводу з понаднормовим зносом.

Значна кількість пошкоджень у господарстві електрифікації та електропостачання допускається на лініях автоблокування та поздовжнього електропостачання, що призводить до порушення графіку і затримок поїздів. Цьому сприяє несвоєчасне або недостатнє розчищення просік в лісозахисних насадженнях та утримання повітряних ліній автоблокування з порушеннями вимог нормативних документів.

*У господарстві перевезень* Укрзалізниці допущено зменшення загальної кількості транспортних подій до 26 випадків. Розподіл у відсотковому співвідношенні всіх транспортних подій, що сталися в господарстві перевезень за класифікацією, представлено на рисунок 7.

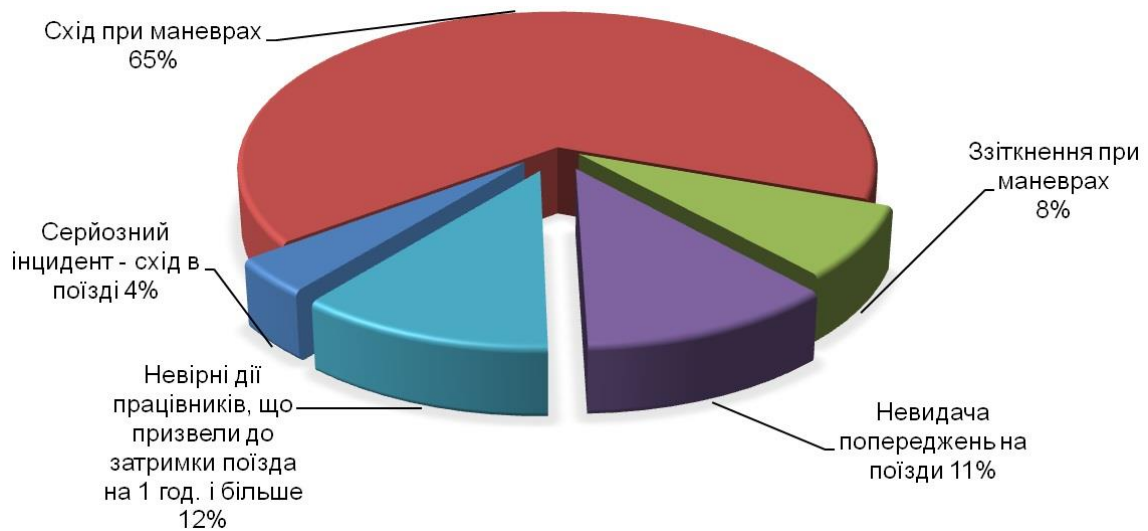


Рисунок 1.7 – Розподіл всіх транспортних подій, що сталися в господарстві перевезень за класифікацією

В *пасажирському господарстві* допущено зменшення транспортних подій до 9 випадків. Основними причинами транспортних подій в пасажирському господарстві залишаються невірні дії працівників, що у свою чергу призводили до затримки пасажирських поїздів, більше однієї години під час проходження прикордонно-митного контролю на стиках сусідніх держав.

Поряд з тим залишається неякісний ремонт і поточне утримання гальмівного обладнання. Крім цього, не покращується якість ремонту і поточного утримання буксових вузлів і складових елементів колісних пар, гасників коливань пасажирських вагонів та електричного обладнання.

Негативною прогресуючою нормою у пасажирському господарстві є: затримки пасажирських поїздів на шляху прямування, відчепки пасажирських вагонів із складу поїздів, як перед відправленням так і на шляху прямування, пересадки пасажирів під час слідування. Розподіл транспортних подій, допущених у комерційному господарстві за початковою причиною представлений на рисунку 1.8.



Рисунок 1.8 – Розподіл транспортних подій, допущених у комерційному господарстві за початковою причиною

### Висновки по розділу 1

Проаналізовано загальні відомості про безпеку руху на залізничному транспорті. Досліджено основні принципи в організації роботи з управління безпекою руху поїздів та основні завдання, які вирішуються на кожному рівні управління безпекою руху поїздів.

Для підтвердження вибору актуального напрямку досліджень було проаналізовано стан та причини аварійності на залізничному транспорті за 2016 рік на основі даних Державної служби України з безпеки на транспорті та Міністерства інфраструктури України.

У локомотивному господарстві експлуатуються з вичерпаним терміном експлуатації понад 73 % електровозів, знос електровозів становить 91 %, знос тепловозів – 99 %, а закупівля нового тягового рухомого складу здійснюється низькими темпами. Як наслідок 34 випадки транспортних подій допущено при експлуатації локомотивів з простроченими термінами на виконання капітальних та поточних ремонтів.

Встановлено, що основними причинами виникнення транспортних подій у пасажирському господарстві є неякісний ремонт і поточне утримання гальмівного обладнання, що негативно позначається на безпеці усього поїзда. У колійному господарстві експлуатується 8311,3 км колії з простроченим

терміном модернізації та капітального ремонту, що становить майже 26 % від усієї довжини головних колій на ПАТ «Укрзалізниця».

У вагонному господарстві основними причинами допущених транспортних подій є: несправність та відмова в роботі гальмівного обладнання у гарантійний термін експлуатації – 42 (38,2 %); несправність візків – 16 (14,5 %); несправність колісних пар – 3 (2,7 %).

Таким чином, підтверджено актуальність вибраної теми досліджень, а саме визначення факторів, що можуть спричинити аварійність і на підставі їхнього аналізу створити багатофункціональні наукоємні методи і інструменти комплексного керування системою «колесо-гальмо-рейка» для запобігання аварійним ситуаціям та усунення ризику виникнення екологічних катастроф на залізничному транспорті. Адже стан рухомого складу на сьогоднішній день не забезпечує повною мірою безпечну експлуатацію залізничного транспорту та приблизно 80 % усього рухомого складу, що залучений до процесу перевезень, є морально застарілим і зношеним та потребує оновлення і модернізації основних вузлів.

## **2 РОЗРОБКА МЕТОДІВ І ІНСТРУМЕНТІВ КОМПЛЕКСНОГО КЕРУВАННЯ СИСТЕМОЮ «КОЛЕСО-РЕЙКА» ЩОДО ПОКРАЩЕННЯ ЗЧІПНИХ ЯКОСТЕЙ ЛОКОМОТИВА, ЗБІЛЬШЕННЯ ТЕРМІНУ СЛУЖБИ КОЛІС І РЕЙОК ТА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ РУХУ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

### **2.1 Сутність і технологічні можливості перспективного методу поліпшення фрикційних характеристик колеса і рейки шляхом очищення їх поверхонь гранулами сухого льоду**

Одним з головних чинників безпеки руху та енергоефективності залізничного рухомого складу є величина коефіцієнта зчеплення коліс локомотива з рейками. Аналіз робіт таких вчених як Голубенко О.Л., Горбунов М.І., Ісаєв І.П., Каменєв М.М., Лужний Ю.М., Осенін Ю.І., Тартаковський Е.Д., Ткаченко В.П. та інших, свідчить про те, що найбільшою мірою характеристика зчеплення поверхонь контакту колеса з рейкою залежить від їх фізико-хімічного стану.

Під впливом погодних і кліматичних умов, а також забруднення шляху коефіцієнт зчеплення може знижуватися в 6-7 разів [7].

Тому в даний час проблема розробки ефективного наукоємного методу впливу на поверхні контакту колеса з рейкою з метою підвищення їх зчіпних властивостей залишаються актуальною.

На сьогодні питання підвищення коефіцієнта зчеплення поверхні вимагає невідкладного рішення. Найбільш поширеними забруднювачами залізничної колії є нафта і нафтопродукти, мазут, дизельне паливо, масла та мастильні матеріали, продукти зносу коліс, рейок і гальмівних колодок, опавше листя і т.п.

У залізничній галузі використовують різні методи підвищення зчеплення контакту «колесо-рейка», які мають свої переваги і недоліки. У таблиці 2.1 представлена коротка характеристика цих методів.

Таблиця 2.1 – Методи підвищення зчеплення в зоні контакту колеса з рейкою

Метод	Характеристика	Переваги і недоліки
<i>Механічна очистка</i>	Використання металевих щіток та скребків.	<b>П:</b> простота використання. <b>Н:</b> слабка ефективність очищення за рахунок акумулювання забруднень на пристроях очищення.
<i>Пісочна система</i>	Подача піску на рейки перед колесами локомотива. У якості піску часто використовуються і інші абразивні матеріали, а також відходи шліфувального виробництва.	<b>П:</b> дешевизна і доступність, ефективність до 40 км/год. <b>Н:</b> не точність подачі, забруднення піском баластної призми і рейко-шпальної решітки, утворення пилу, знос коліс і рейок.
<i>Гідро-струминна очистка</i>	Використовується високошвидкісний потік води як очищуючий інструмент.	<b>П:</b> дешевизна води. <b>Н:</b> слабка ефективність, зміна структури рейок, поява корозії та іржі.
<i>Хімічна очистка</i>	Застосовуються комбінації різних хімічних засобів (розчини складних ефірів, ацетону або спирту).	<b>Н:</b> складність обладнання для подачі і вартість хімічних засобів; <b>Н:</b> відсутність однозначної ефективності за короткий проміжок часу і при різній стадії забрудненості, шкідливість для навколишнього середовища і здоров'я людини.
<i>Електро-іскрова очистка</i>	Вплив іскрового розряду на взаємодіючі поверхні.	<b>П:</b> збільшення коефіцієнта зчеплення на 0,55 (0,15 до 0,7); <b>Н:</b> складність конструкції і додаткові витрати потужності, порушується поверхневий шар матеріалу колеса і рейки.
<i>Плазмова очистка</i>	Очищення охолодженим плазмовим аргонно-водородним пальником	<b>П:</b> підвищення коефіцієнту зчеплення на 0,1-0,2 (в середньому до значення 0,3); <b>Н:</b> недостатня вивченість процесу, небезпека використання конструкції на локомотиві.
<i>Криогенний бластинг</i>	Очищення контактуючих поверхонь гранулами сухого льоду, які несуть кінетичну і приховану теплову енергію.	<b>П:</b> не пошкоджуються поверхні, що очищаються, та не піддаються корозії, відсутність вторинних відходів, можливо отримувати з вторинної сировини; <b>Н:</b> висока вартість обладнання.

Проаналізувавши методи підвищення зчеплення контакту «колесо-рейка», представлені в таблиці 2.1, можна стверджувати, що очищення гранулами

сухого льоду є оптимальним і ефективним щодо інших, так як інші методи мають ряд недоліків, більшість з них складні по конструкції у використанні і експлуатації, екологічно небезпечні і економічно не вигідні [8, 9, 10, 11].

Сухий лід виробляється шляхом зрідження вуглекислого газу ( $\text{CO}_2$ ) під тиском і неодмінно швидкого усунення тиску. Внаслідок чого випаровується частина вуглекислого газу і викликане різке охолодження призводить до глибокого заморожування залишкового обсягу  $\text{CO}_2$  з утворенням снігу, температурою  $-79^\circ\text{C}$ . Спресовується він в гранули сухого льоду за допомогою спеціальних матриць різного діаметру [12, 13]. Гранули сухого льоду подаються через сопло з високою швидкістю на поверхню, що очищається, а інтенсивна очищаюча дія даного методу забезпечується трьома ефектами:

1. *Очищення механічним впливом* – гранули сухого льоду бомбардують поверхню, яка підлягає очищенню, з високою швидкістю.

2. *Очищення за рахунок теплової енергії* – різке охолодження поверхні сухим льодом, що має температуру  $-79^\circ\text{C}$ , призводить до утворення в шарі забруднення дрібних тріщин через великий перепад температур.

3. *Очищення за рахунок сублімації* – через тріщини, що формуються за рахунок механічного впливу гранул, гранули сухого льоду проникають всередину шару забруднень і сублімують в них з більш ніж 400-кратним розширенням об'єму, викликаючи ефект вибуху і забруднення відриваються від поверхні.

Головними перевагами методу підвищення зчеплення колеса і рейки очищенням їх контактуючих поверхонь гранулами сухого льоду є:

– сухий лід сублімується з утворенням вуглекислого газу, що повертається в атмосферу;

– поверхні, що очищаються, не піддаються корозії, відсутній знос і ерозія;

– гранули сухого льоду практично не надають абразивної дії, за рахунок чого не пошкоджують очищувані поверхні, що очищаються;

– екологічна технологія очищення не вимагає застосування додаткових хімічних або абразивних засобів.

Процеси двофазного струминного впливу на поверхні глибоко досліджені в роботах Крагельського В.В., Кащеєва В.Н., Клейса В.Р., Ратнера С.В., Непомнящого Є.Ф., Тененбаума М.М., Костецького Б.В., Эйзнера Л.А. та інших вчених.

За останні роки роботи таких вчених як Андилахай А.А., Ісупов М.Г., Проволоцький А.Є., Стефанович Т.О., Тамаркін М.А., Тіхонов А.О., Юрченко В.І. та ін. присвячені дослідженню даного процесу [14, 15, 16].

Двофазний струмінь являє собою двофазний потік, основною особливістю якого є спільний рух газового середовища і розподілених у ньому гранул сухого льоду. При цьому газова фаза є несучим середовищем і її рух визначає і рух твердої фази.

Так як гранули сухого льоду утворюються за допомогою спеціальних матриць відповідного діаметру, то форма і розміри гранул майже однакові. На рисунку 2.1 представлена схема струминного впливу гранул сухого льоду на поверхню.

Щодо змін, які відбуваються на поверхні при струминно-абразивному впливі, можна виділити кілька етапів протікання процесу. На початковому етапі відбувається руйнування виступаючих на поверхні мікронерівностей, пластична деформація їх основ і пружна деформація практично всієї оброблюваної поверхні. Наступний етап характеризується масовим усередненням шорсткості при одночасній пластичній деформації мікровиступів і мікровпадин по всій оброблюваної поверхні.

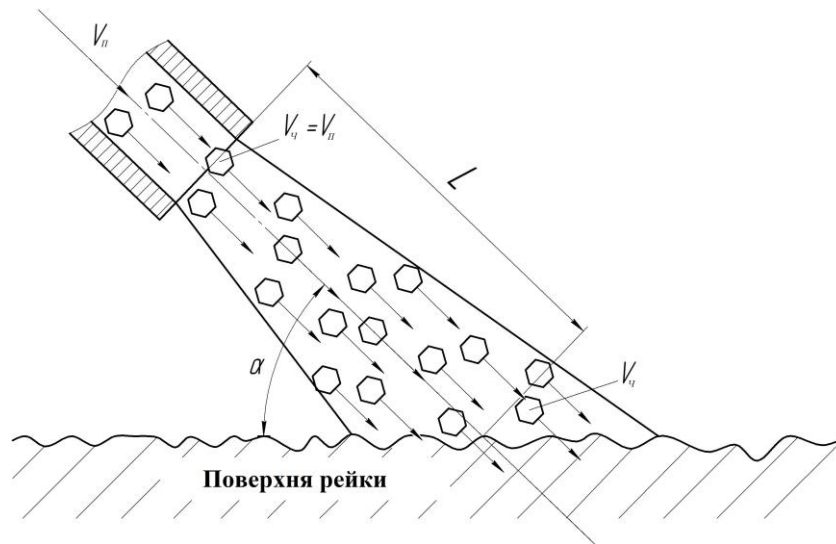


Рисунок 2.1 – Схема впливу потоку гранул сухого льоду на поверхню рейки

$V_n$  – швидкість повітряного потоку;  $V_g$  – швидкість гранули;  $\alpha$  – кут атаки двофазного струменя;  $L$  – відстань від сопла до поверхні

Технологічні характеристики двофазного потоку визначаються його обробною здатністю, яка залежить від кінетичної енергії удару гранул:

$$W_a = 0,5 \sum_{i=1}^n m_i \cdot V_i^2, \quad (2.1)$$

де  $i$  – індекс гранули;  $n$  – число гранул, що потрапили на поверхню;  $m_i$  – маса

гранули  $m = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R^3 \cdot \rho_g$ ,  $V_i$  – швидкість гранули.

Двофазний вплив володіє рядом особливостей, які роблять значний вплив на якість одержуваної поверхні:

- вплив здійснюється одночасно великою кількістю елементів – гранул, що мають високу мікротвердість;
- гранули розташовані в повітряному струмені хаотично, вони мають симетричну форму, контакт частинки з поверхнею здійснюється будь-якою частиною гранули;
- робота, виконана гранулою, залежить від її кінетичної енергії.

Нижче наведено відомі технологічні можливості двофазного впливу:

- видалення задирок;
- заокруглення гострих кромek і радіусів;

- видалення окалини, іржі та гострих радіусів;
- можлива зміна шорсткості поверхні, в залежності від режиму впливу;
- видалення поверхневих забруднень (вода, масло тощо).

В основу розроблених представленими вище дослідниками математичних моделей покладена модель одиничного акту контактної взаємодії незв'язаного твердого тіла з елементарною ділянкою оброблюваної поверхні.

Однак зміна характеристик двофазного робочого потоку (швидкість, напрям, кінетична енергія) уздовж поперечних перерізів струменя розпилу, а також необхідність впливу чітко на доріжку кочення колеса по рейці, ускладнюють завдання застосування даного методу для очищення контактуючих поверхонь колеса і рейки. Тому, доцільно розробити багатокритеріальну математичну модель для процесу двофазного впливу, на основі якої можна визначити як параметри якості чистоти поверхні, так і конструктивні особливості системи подачі гранул сухого льоду, з урахуванням різних внутрішніх і зовнішніх факторів.

## **2.2 Багатокритеріальна математична модель управління зчеплення в контакті «колесо-рейка»**

За результатами проведеного огляду методів і пристроїв підвищення зчеплення, контактуючих поверхонь колеса і рейки, визначено їх загальні недоліки:

- низька ефективність очищення, що не дозволяє значно підвищити та стабілізувати коефіцієнт зчеплення;
- підвищений знос, зміна структури поверхні, що очищається;
- низька ефективність роботи в широкому діапазоні швидкостей локомотива;
- великі витрати на установку обладнання, яке необхідно для реалізації різних способів очищення та підтримання їх у робочому стані;
- негативний вплив на екологію та колійне господарство;

- складність встановлення обладнання на локомотиві і низька довговічність його роботи.

Запропонований новий перспективний метод підвищення зчеплення колеса з рейкою [8, 10, 17], полягає у впливі двофазного потоку гранул сухого льоду на взаємодію поверхонь колеса і рейки, дозволяє:

- ефективно видаляти різні поверхневі забруднення;
- утворити ефективну шорсткість поверхні, що призводить до значного підвищення зчеплення за рахунок збільшення площі контакту колеса з рейкою;
- легко сконструювати і експлуатувати розроблену систему.

Складність представлення процесу впливу двофазного потоку на поверхні колеса та рейки (переміщення сопла щодо рейки, наявність забруднень, вплив зовнішніх факторів – бічний вітер і т. д.), вимагає розробки багатокритеріальної математичної моделі, яка на різних рівнях деталізації буде розглядати досліджуваний процес. Дана методика дозволить якісно представити та оцінити різноманіття формуючих факторів і їх вплив на фрикційні властивості взаємодіючих поверхонь колеса і рейки.

У роботі потримала подальший розвиток багатокритеріальна математична модель впливу двофазного потоку гранул сухого льоду на поверхні колеса та рейки [18, 19, 20, 21], включає в себе:

1. Імітаційну модель руху гранул сухого льоду.
2. Математичну модель взаємодії одиначної гранули з поверхнею рейки.
3. Математичну модель формування поверхневого шару системи «колесо-рейка» (зміна шорсткості) двофазним потоком гранул сухого льоду.

Робота багатокритеріальної математичної моделі представляє на першому етапі теоретичного дослідження виконання моделювання по розробленій *імітаційній моделі руху гранул сухого льоду*, яка дозволяє моделювати двофазний потік з урахуванням різних параметрів подаючого пристрою, а також характеристик гранул.

Результати моделювання по даній моделі використовуються в *математичній моделі взаємодії одиначної гранули з поверхнею колеса або*

*рейки*. Після попереднього введення вихідних даних і виконання моделювання по даній моделі, вихідні величини використовуються *математичній моделі формування поверхневого шару системи «колесо-рейка»*, яка дозволяє визначити кінцеві результати у вигляді величини коефіцієнта тертя колеса з рейкою.

Таким чином, розроблена багатокритеріальна математична модель складається з трьох підмоделей і дозволяє детально, на різних рівнях деталізації, розглянути складний процес впливу двофазного потоку гранул сухого льоду на поверхні колеса і рейки з урахуванням різноманітних факторів, що впливають на даний процес.

### **2.3 Імітаційна модель руху абразивного матеріалу**

Вивчення процесу руху гранул сухого льоду з сопла з урахуванням різних факторів, що обумовлено високою складністю отримання та аналізу результатів при проведенні стендових і натурних експериментів. Тому одним із головних завдань у роботі було створення імітаційної моделі, що описує процес руху гранул, яка дозволяє встановити вплив параметрів подачі (кути нахилу сопла в різних площинах, продуктивність системи подачі, швидкість руху і фізико-механічні характеристики гранул тощо) на динаміку розподілу їх по ширині головки рейки протягом певного часу.

Створена імітаційна модель (комп'ютерна програма свідоцтво № 47808 від 14.02.2013) заснована на використанні алгоритмічних моделей, що реалізуються на персональному комп'ютері, для дослідження процесу руху різних частинок [22, 23, 24, 25]. Для реалізації моделі був розроблений спеціальний моделюючий алгоритм, блок-схема якого представлена на рисунку 2.2. У відповідності з ним програмно виробляється інформація, що описує елементарні процеси досліджуваної системи з урахуванням взаємозв'язків та взаємних впливів. При цьому моделюючий алгоритм побудований у

відповідності з логічною структурою системи, з збереженням послідовності протікаючих в ній процесів і відображенням основних станів системи.

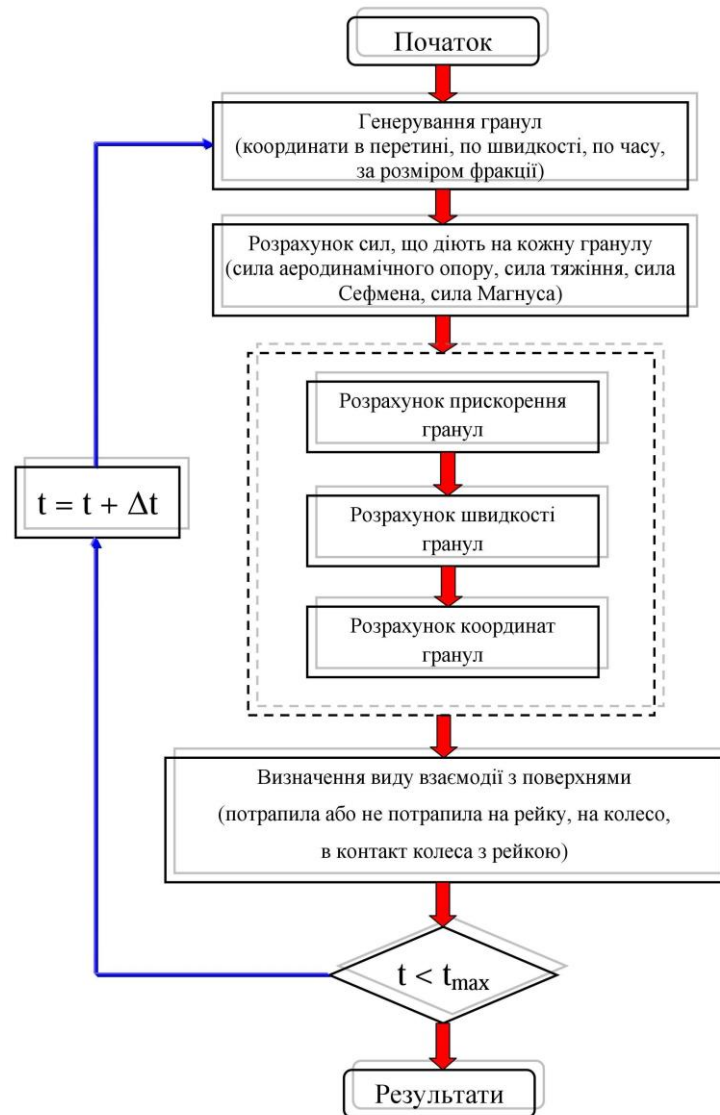


Рисунок 2.2 – Блок-схема алгоритму імітаційної моделі

Імітаційна модель є основою багатокритеріальної математичної моделі і дозволяє розглянути три основних критерії для управління фрикційними характеристиками взаємодіючих поверхонь (рисунок 2.3):

- подача гранул сухого льоду безпосередньо в зону контакту рівномірно в один шар;
- очищення поверхні рейки від поверхневих забруднень, яка так само виконує винесення забруднень з зони контакту колеса з рейкою;
- очищення і формування поверхневого шару (зміна шорсткості).

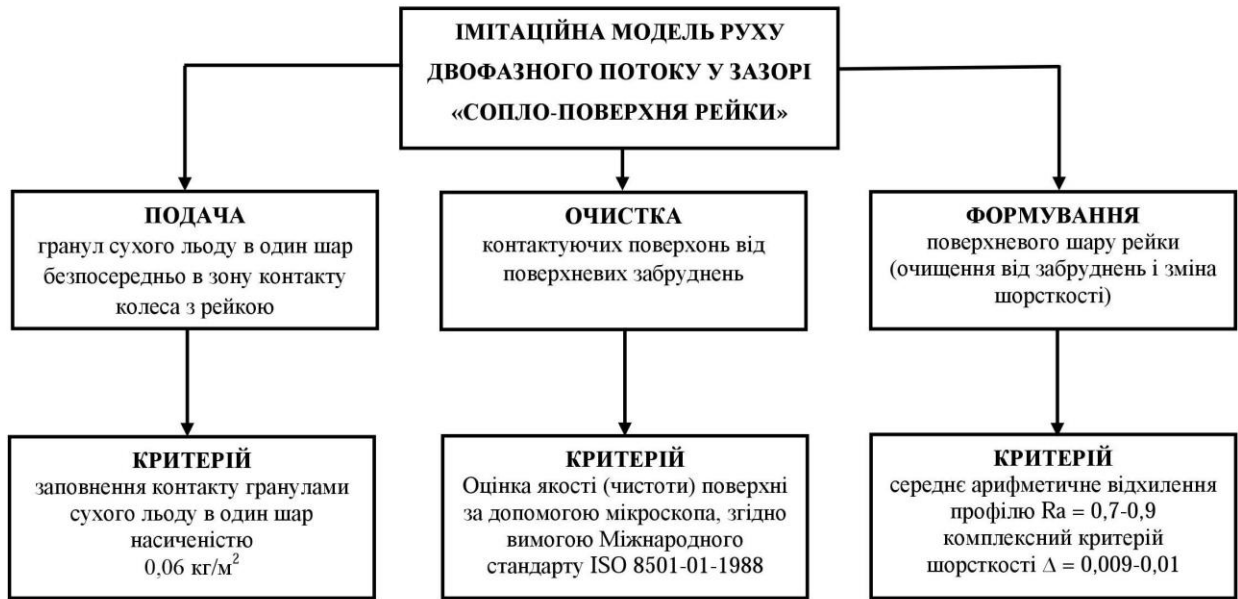


Рисунок 2.3 – Напрями управління фрикційними характеристиками взаємодіючих поверхонь

Для моделювання досліджуваної системи на комп'ютері, моделюючий алгоритм був записаний на вхідній універсальній алгоритмічній мові високого рівня Borland C++ Builder.

Основними етапами роботи розробленої моделі є:

1. Моделювання вхідних і зовнішніх впливів.
2. Відтворення роботи модельованого процесу (моделюючий алгоритм).
3. Обробка результатів моделювання та їх інтерпретація.

Досліджувана система може одночасно містити елементи безперервної та дискретної дії, бути схильною до впливу численних випадкових факторів (бічний вітер, завихрення повітря в зоні контакту і т. д.), тому використання розробленої імітаційної моделі дозволяє досліджувати динаміку функціонування процесу протягом певного часу, легко змінювати значення параметрів досліджуваного процесу і його початкові умови.

Результати імітаційного моделювання є важливим чинником для прийняття рішень при перевірці нової ідеї, так як це дозволяє досліджувати велике число альтернатив (варіантів рішень), програвати різні сценарії при будь-яких вхідних даних. Імітаційне моделювання дозволяє прогнозувати

результати, коли йдеться про проєктовані системи або досліджувані процеси в тих випадках, коли в реальності це призводить до економічних витрат.

Так як даний метод моделювання є чисельним, то результати, отримані по завершенню моделювання, відповідають фіксованим значенням параметрів досліджуваного процесу і його початкових умов. Для аналізу розробленого методу доводиться багаторазово моделювати процес його функціонування, варіюючи вихідними даними, набираючи, таким чином, статистику результатів, яку потім можна апроксимувати. Реалізація розробленої моделі проводилася на персональному комп'ютері з високою продуктивністю.

На основі розробленої імітаційної моделі лежить метод часток (дискретно-елементний), що передбачає обчислення положення і відповідних параметрів, кожної моделюючої гранули в різні моменти часу, а також важливою особливістю даного методу є можливість врахування впливу великої кількості різноманітних за природою факторів. Це дозволяє отримати детальну просторово-часову картину розподілу потоку гранул на досліджуваній поверхні. Модель руху двофазного потоку описує рух гранул, враховуючи їх зіткнення в потоці та їх відображення від поверхні рейки або колеса. Виконуючи чисельне моделювання руху потоку гранул – розподіл за розмірами, швидкості, часу і їх просторове розташування по перерізу сопла (координати кожної гранули), в початковий момент часу визначається умовами задачі, а також технологічними параметрами подаючого пристрою. Кожна моделююча гранула ставиться у відповідність з однією реальною гранулою, число яких в обчислювальному експерименті визначається виходячи з об'ємної концентрації потоку, заданого в початкових умовах. Гранули моделюються твердими кульками з заданою щільністю. Розрахункова схема моделі руху гранул і схема параметрів гранул при виході з сопла представлена на рисунку 2.4.

При описі двофазного потоку (твердих абразивних частинок у повітряному потоці) використаний дискретно-траєкторний підхід (Ейлера-Лагранж). Це обґрунтовано вибором методу частинок для створення моделі і тією

обставиною, що такий підхід використовується для моделювання двофазних потоків з твердою фазою. При цьому для частинок використовується метод Лагранжа, а для повітряної фази – метод Ейлера [26, 27, 28]. Наочними ілюстраціями можливостей використання лагранжевого траєкторного методу для вивчення поведінки твердих частинок в турбулентних потоках повітря можуть служити роботи [29, 30, 31].

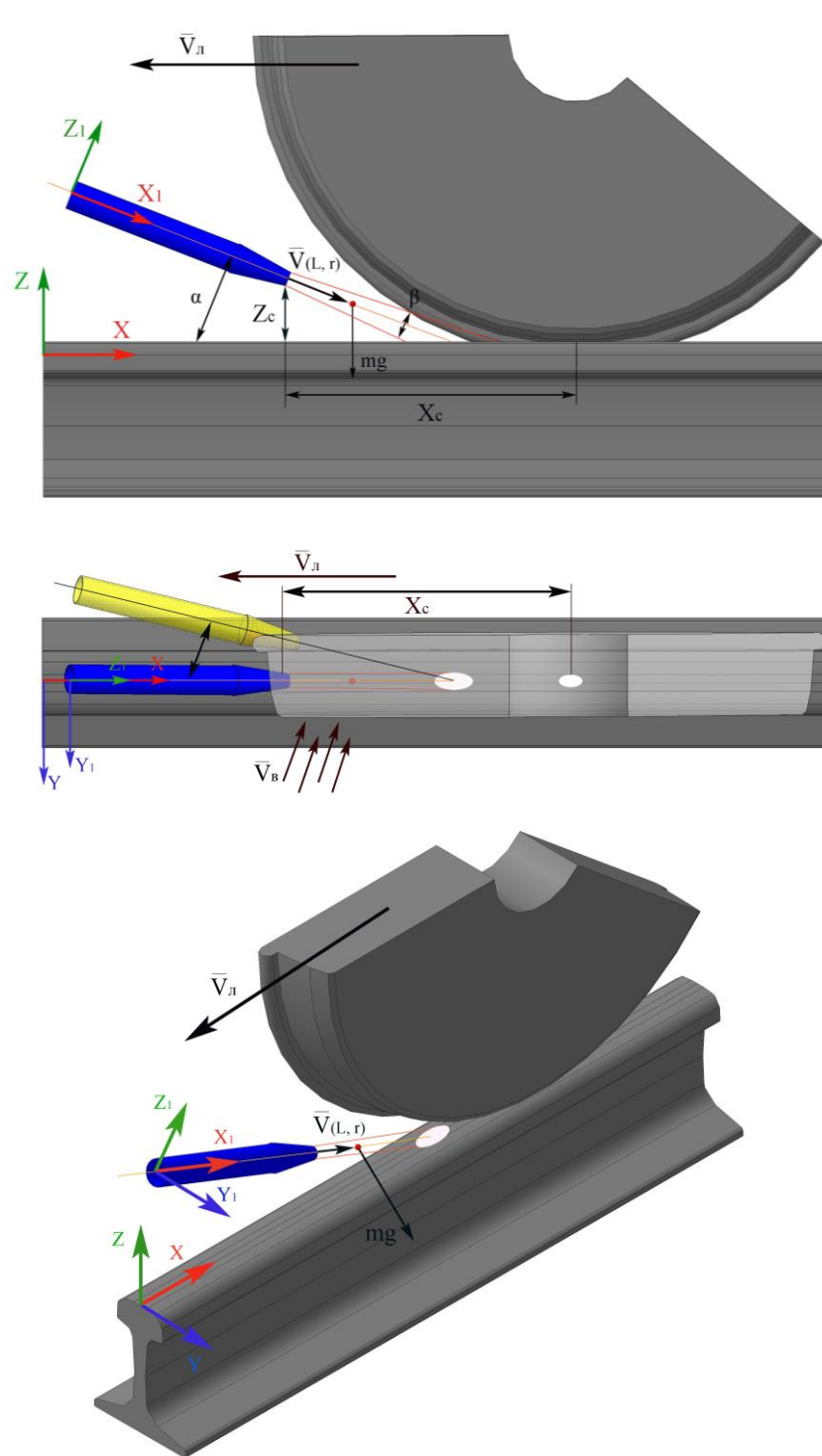


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема моделі руху гранул сухого льоду

Модель дозволяє підбирати до 22 варіантів вихідних даних, в тому числі характеристики сопла: кут нахилу  $\alpha$ , кут розпилу  $\beta$ , а також кут повороту сопла від осі рейки  $\lambda$ , що дозволяє моделювати процес подачі гранул сухого льоду на рейок, виключаючи попадання гранул в зону контакту колеса з рейкою. Результатом моделювання є статистичний розподіл кількості гранул  $N$  по ширині головки рейки.

Згідно досліджень [32, 33, 34] заповнення контакту гранулами сухого льоду має виконуватися в один шар насиченістю  $0,06 \text{ кг/м}^2$ . За результатами моделювання за допомогою імітаційної моделі, запропоновані параметри системи подачі гранул, які дозволяють отримати розподіл гранул по поверхні рейки в один шар (рисунок 2.5), і побудувати залежність продуктивності  $Q$  системи подачі з заданими параметрами від швидкості руху локомотива  $V$ , при подачі гранул сухого льоду в один шар (рисунок 2.6).

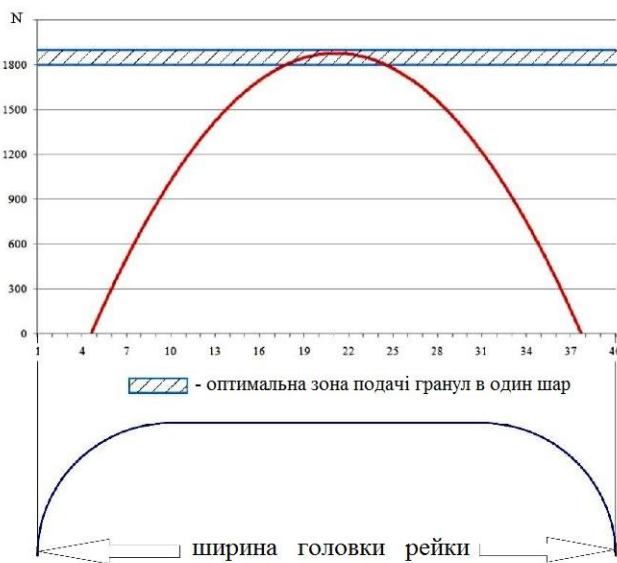


Рисунок 2.5 – Розподіл подачі гранул сухого льоду по поверхні рейки в один шар

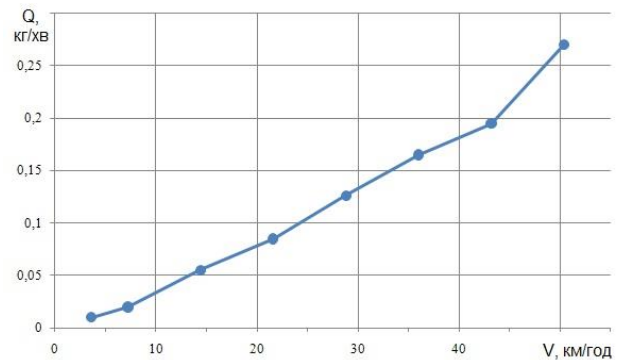


Рисунок 2.6 – Залежність продуктивності  $Q$  системи подачі від швидкості руху локомотива  $V$  при подачі гранул сухого льоду в один шар

Поверхні контактуючих коліс і рейок візуально здаються гладкими і чистими, але після дослідження поверхонь за допомогою мікроскопа МПБ-3 при 50 кратному збільшенні визначено, що поверхня схильна до корозії і на ній

присутні області покриті іржею і окалиною (рисунок 2.7, а, б, в ). Як відомо [35] дані фактори негативно впливають на зчеплення колеса з рейкою.

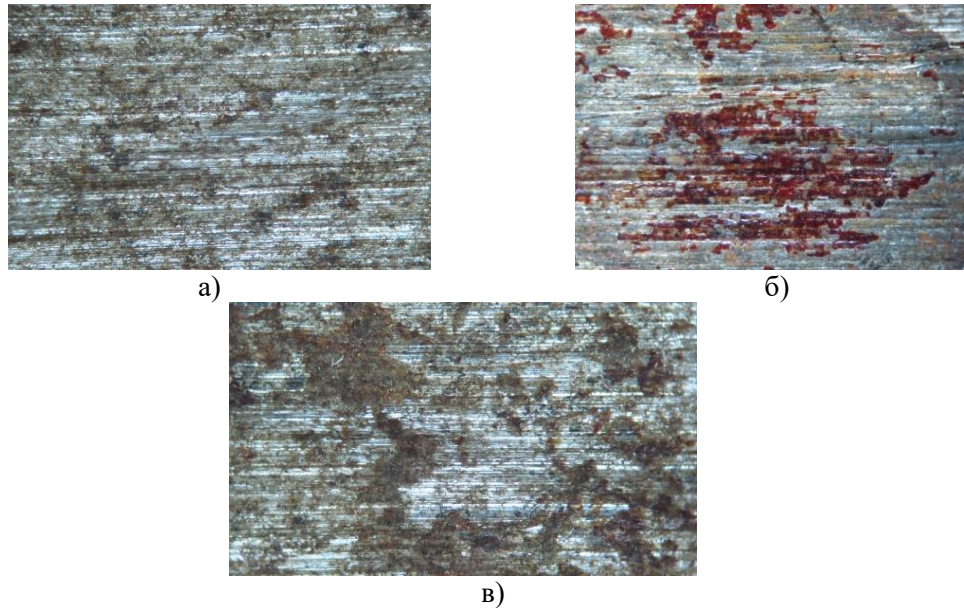


Рисунок 2.7 – Поверхневий шар досліджуваних коліс і рейок,  $\times 50$

У результаті впливу двофазного потоку гранул сухого льоду сталося видалення всіх забруднень з досліджуваних поверхонь. При цьому очищена поверхня (рисунок 2.8) відповідає вимогам Міжнародного стандарту ISO 8501-01-1988. При перевірці неозброєним поглядом поверхня виглядає очищеної від видимої окалини, іржі, а також інших сторонніх речовин, що позитивно позначається на зчепленні коліс локомотива з рейками.

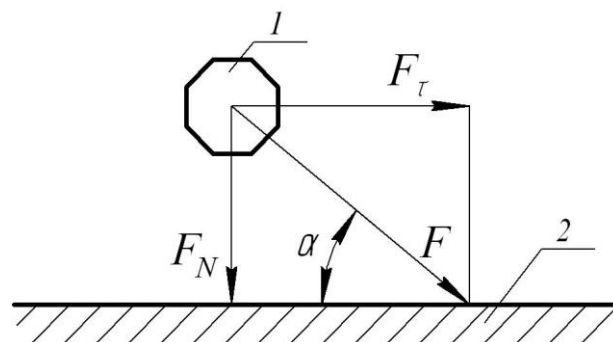


Рисунок 2.8 – Поверхня зразків після впливу двофазного потоку гранул сухого льоду,  $\times 50$

## 2.4 Математична модель взаємодії одиничної гранули з поверхнею колеса або рейки

Основним у створенні теоретичної моделі формування поверхневого шару (зміна шорсткості) двофазним потоком гранул сухого льоду лежить процес взаємодії одиничної гранули робочої струменя з поверхнею, що очищається пари тертя [36, 37]. При побудові моделі використовується методика Непомнящого Є.Ф. і Тіхонова А.О. заснована на дослідженні тертя і зношування під дією потоку твердих сферичних частинок. Отримані результати є вихідними даними в імітаційній моделі для визначення шорсткості поверхні рейки і критерію шорсткості.

Кожна гранула (рисунок 2.9), що рухається в потоці, під кутом  $\alpha$  до поверхні рейки діє на поверхню з силою  $F$ , яку можна розкласти на нормальну  $F_N$ , перпендикулярно до поверхні, що очищається, і дотичну  $F_\tau$ , значення яких залежить від кута атаки  $\alpha$ . При цьому взаємодія гранули також супроводжується виникненням крутного моменту  $M_{кр}$  навколо центру тяжіння гранули. При цьому енергія обертання гранули у період удару становить менше 1% енергії її поступального руху. Тому при розрахунках енергії, втраченої гранулою при ударі, її обертанням можна знехтувати.



1 – гранула, 2 – поверхня

Рисунок 2.9 – Взаємодія гранули з поверхнею

При впровадженні гранули відбувається в загальному випадку пружнопластичне деформування поверхні, причому загальна глибина

впровадження буде дорівнювати сумі пружної і пластичної складових деформацій. На початковому етапі впровадження відбувається пружне деформування. Епіцентр пластичної деформації зароджується при досягненні максимальними напруженнями в центрі площадки контакту (згідно теорії Герца) критичного значення. Як показують розрахунки, для більшості металів і сплавів, величина пружного впровадження на кілька порядків менше радіуса заокруглення вершин гранули. Тому, нехтуючи пружною деформацією, можна вважати, що поверхня рейки являє собою пластичний півпростір.

Для урахування впливу реальних існуючих поверхневих забруднень на формування поверхневого шару рейки при очищенні потоком гранул сухого льоду введений коефіцієнт  $k_e$  [36]. Він характеризує відношення підведеної енергії гранулами до ефективно витраченої, що витрачається на руйнування поверхневих шарів забруднень і їх віднесення при відскоку. Визначення величини коефіцієнта  $k_e$  проводилося експериментально для різних поверхневих забруднень, де чистота отриманої поверхні оцінювалася відповідно до міжнародного стандарту ISO 8501-01-1988.

Для подальшого аналізу скористаємося тим, що удар жорсткої гранули сферичної форми про деформоване півпростір, обмежене площиною, описується системою рівнянь:

$$\begin{cases} k_e \cdot m \frac{d^2 h}{dt^2} = -P_N \\ k_e \cdot m \frac{d^2 x}{dt^2} = -P_\tau \end{cases}, \quad (2.2)$$

де  $k_e$  – коефіцієнт енергії, витраченої на руйнування поверхневих шарів забруднень;

$$m - \text{маса гранули, } m = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R^3 \cdot \rho_q;$$

$\rho_q$  – щільність матеріалу гранули;

$t$  – час, за який відбувається очищення.

Отримаємо залежність для визначення максимальної глибини впровадження частки:

$$h_{max} = 2 \cdot V_n \cdot k_\phi \cdot R^2 \cdot \sin\alpha \cdot \sqrt{\frac{\rho_u}{3 \cdot k_e \cdot c \cdot \sigma_s}}. \quad (2.3)$$

Після відповідних перетворень та моделювань отримаємо залежність для визначення обсягу матеріалу, вилученого за один удар гранулою льоду:

$$V_m = 3,8 \cdot k_c \cdot \frac{R^2}{k_\phi^{3/4}} \cdot \left( V_n \cdot \sin\alpha \cdot \sqrt{\frac{\rho_u}{3 \cdot c \cdot \sigma_s}} \right)^{5/2} \cdot \left[ \operatorname{ctg}\alpha - f \cdot \left( 1 + \left( 1 - \frac{1}{k_e} \right) \right) \right], \quad (2.4)$$

Відповідно знімання матеріалу (поверхневих забруднень або згладжування вершин мікронерівностей) за один удар гранулою дорівнює:

$$q = 3,8 \cdot k_c \cdot \frac{R^2}{k_\phi^{3/4}} \cdot \left( V_n \cdot \sin\alpha \cdot \sqrt{\frac{\rho_u}{3 \cdot c \cdot \sigma_s}} \right)^{5/2} \cdot \left[ \operatorname{ctg}\alpha - f \cdot \left( 1 + \left( 1 - \frac{1}{k_e} \right) \right) \right] \cdot \rho_p, \quad (2.5)$$

де  $\rho_p$  – щільність матеріалу рейки.

Для зручності запису та користування залежностями (2.4, 2.5) введемо новий коефіцієнт  $k_3 = \frac{1}{k_\phi^{3/4}}$  і назвемо його коефіцієнтом, що враховує вплив форми гранули на видалення поверхневих забруднень або згладжування вершин мікронерівностей.

Тоді залежності (2.4, 2.5) запишуться в наступному вигляді:

$$V_m = 3,8 \cdot k_c \cdot k_3 \cdot R^3 \cdot \left( V_n \cdot \sin\alpha \cdot \sqrt{\frac{\rho_u}{3 \cdot c \cdot \sigma_s}} \right)^{5/2} \cdot \left[ \operatorname{ctg}\alpha - f \cdot \left( 1 + \left( 1 - \frac{1}{k_e} \right) \right) \right], \quad (2.6)$$

$$q_m = 3,8 \cdot k_c \cdot k_3 \cdot R^3 \cdot \left( V_n \cdot \sin\alpha \cdot \sqrt{\frac{\rho_u}{3 \cdot c \cdot \sigma_s}} \right)^{5/2} \cdot \left[ \operatorname{ctg}\alpha - f \cdot \left( 1 + \left( 1 - \frac{1}{k_e} \right) \right) \right] \cdot \rho_p. \quad (2.7)$$

В результаті видалення поверхневих забруднень і згладжування вершин мікронерівностей, середнє арифметичне відхилення профілю сталої шорсткості рейки визначається за формулою:

$$R_a = 0,03 \cdot \sqrt{\frac{h_{max} \cdot l_{e0}}{N}}, \quad (2.8)$$

де  $l_{e0}$  – одиниця довжини нормального перерізу рейки;

$N$  – кількість гранул, що контактують з поверхнею.

Виконане математичне моделювання процесу формування геометричних параметрів поверхневого шару рейки, при взаємодії його з однією гранулою, дозволяє прогнозувати вплив двофазного потоку на поверхню рейки, прогнозувати очищення поверхні за міжнародним стандартом ISO 8501-1:2007 і формувати необхідну шорсткість при різних параметрах впливу потоку.

У результаті моделювання по вдосконаленій математичній моделі отримані величини максимальної глибини впровадження частки  $h_{max}$  при очистці поверхні рейки гранулами сухого льоду, розраховані по залежності (2.3). Середнє арифметичне відхилення  $R_a$  профілю сталюю шорсткості рейки визначалося по залежності (2.8). Результати розрахунків зведені в таблиці 2.2-2.3.

Таблиця 2.2 – Результати експериментальних досліджень визначення величини  $h_{max}$ .

№	Стан поверхні	$h_{max}$ , м
1	Покрита водою	$1,561 \cdot 10^{-4}$
2	Покрита дизельним паливом	$1,742 \cdot 10^{-4}$
3	Покрита відпрацьованим маслом	$1,9817 \cdot 10^{-4}$
4	Покриті окалиною або іржею	$1,671 \cdot 10^{-4}$

Таблиця 2.3 – Результати експериментальних досліджень визначення середнього арифметичного відхилення  $R_a$ .

№	Стан поверхні	$R_a$ , мкм
1	Покрита водою	1,01
2	Покрита дизельним паливом	1,3
3	Покрита відпрацьованим маслом	1,21
4	Покриті окалиною або іржею	1,16

Отримані експериментальні значення величини коефіцієнта  $k_e$  дозволяють врахувати наявність забруднень (вода, дизельне паливо, відпрацьоване масло, продукти зносу і корозії) на контактуючих поверхнях та їх очищення двофазним потоком, що дозволить адекватно оцінити показники якості і чистоти поверхні, а так само коефіцієнта тертя.

## 2.5 Математична модель формування поверхневого шару системи «колесо-рейка»

В результаті контактування поверхонь колеса і рейки на плямах фактичної площі контакту утворюються когезійні містки, які є результатом молекулярного взаємодії поверхонь. Виступи і западини контактуючих поверхонь, в свою чергу, вступають в механічну взаємодію між собою, викликаючи деформацію.

Процес зовнішнього тертя колеса і рейки являє собою деформування поверхневих шарів на контактуючих елементах, що супроводжується безперервним розривом і відновленням когезійних містків між поверхнями. Згідно робіт [38, 39] силу тертя, що виникає на кожній мікронерівності профілю, можна представити як суму молекулярної сили тертя і механічної сили тертя  $F_{i\text{ мех}}$ :

$$F_i = F_{i\text{ мол}} + F_{i\text{ мех}} \quad (2.9)$$

В роботі [40] молекулярна складова коефіцієнта тертя визначається як:

$$f_{i\text{ мол}} = \frac{\tau}{P_\phi} + \beta, \quad (2.10)$$

де  $\tau$  – зсувний опір матеріалу,  $\tau = 608 \text{ МПа}$ ;

$P_\phi$  – фактичний тиск у контакті,  $P_\phi = 120 \text{ кН}$ ;

$\beta$  – п'єзокоефіцієнт молекулярної складової тертя,  $\beta = 0,08$ .

Механічна складова коефіцієнта тертя визначається для пружного контакту сферичної нерівності виразом:

$$f_{i.mex} = 0,19\alpha_{\Gamma}\sqrt{\frac{h}{r}}, \quad (2.11)$$

де  $\alpha_{\Gamma}$  – коефіцієнт гістерезисних втрат при ковзанні,  $\alpha_{\Gamma} = 1$ ;

$h$  – глибина впровадження нерівності;

$r$  – радіус нерівності.

Коефіцієнт тертя для одиничної нерівності, з урахуванням виразів (2.10) і (2.11), буде дорівнювати:

$$f_{i.мол} = \frac{\tau}{P_{\Phi}} + \beta + 0,19\alpha_{\Gamma}\sqrt{\frac{h}{r}}, \quad (2.12)$$

В результаті моделювання, вираз для визначення коефіцієнта тертя з урахуванням утвореної модифікованої поверхні рейки (очищення від поверхневих забруднень і зміна параметрів шорсткості при впливі потоку гранул сухого льоду), запишеться у вигляді:

$$f = \left(\frac{\sqrt{\pi}}{2^{v_k}\sqrt{2kv}}\right)^{\frac{2v_k}{2v_r+1}} \cdot \frac{\tau \left(2\frac{1-\mu_c^2}{E_c}\right)^{\frac{2v_r}{2v_r+1}}}{P_o^{\frac{1}{2v_r+1}} \cdot \Delta^{\frac{vk}{2v_r+1}}} + \beta + 0,19K_v \left(\frac{2\sqrt{\pi}}{kv}\right)^{\frac{1}{2v_r+1}} \cdot \alpha_{\Gamma} \left(P_o \cdot 2\frac{1-\mu_c^2}{E_c}\right)^{\frac{1}{2v_r+1}} \cdot \Delta^{\frac{vk}{2v_r+1}} \quad (2.13)$$

Динаміка зміни коефіцієнта тертя оцінювалася середнім арифметичним відхиленням профілю  $R_a$  і комплексним критерієм шорсткості  $\Delta$ :

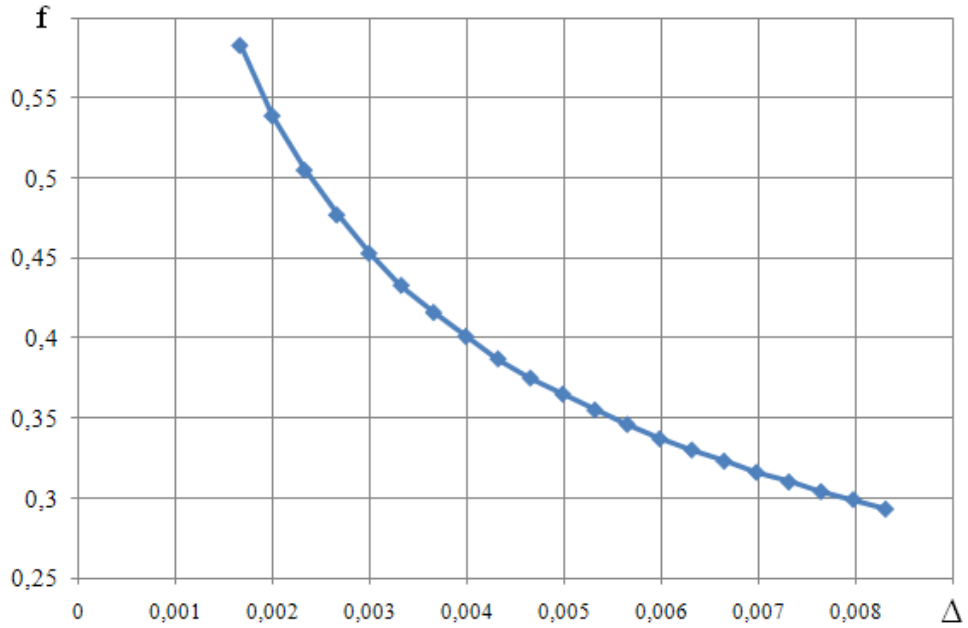
$$\Delta = \frac{R_{max}}{r \cdot b^v} \quad (2.14)$$

Середнє арифметичне відхилення профілю встановленої шорсткості рейки:

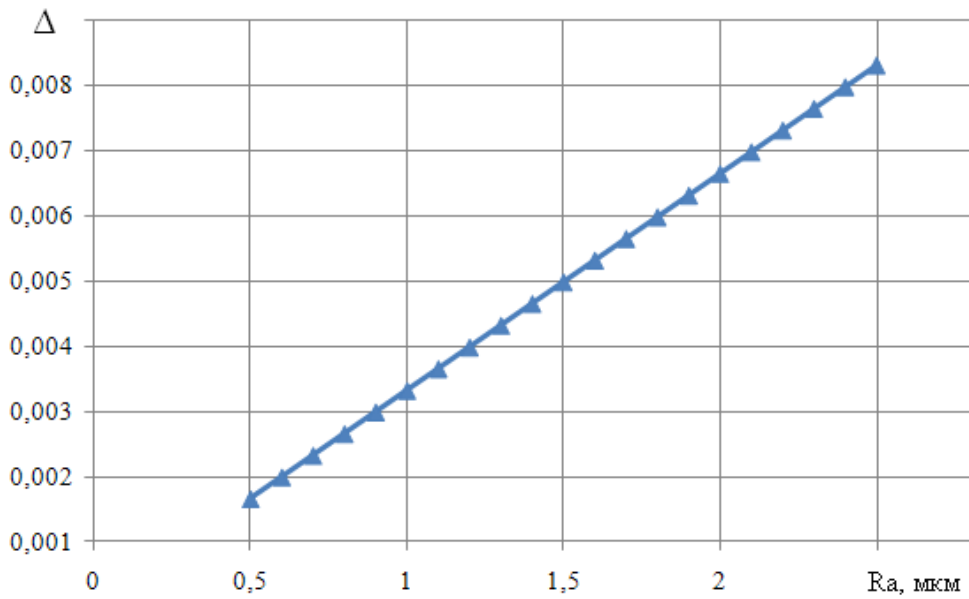
$$R_a = 0,03 \cdot \sqrt{\frac{h_{max} \cdot l_{ед.дем}}{N}} \quad (2.15)$$

При визначенні коефіцієнта тертя необхідно знати кількість гранул  $N$ , що беруть участь в процесі формування шорсткості. Результати імітаційного моделювання дозволили підібрати параметри системи впливу двофазного потоку гранул сухого льоду на формування поверхневого шару взаємодіючих поверхонь, а подальше моделювання – побудувати залежності: коефіцієнта тертя  $f$  від критерію шорсткості  $\Delta$  (рисунок 2.10, а), критерію шорсткості  $\Delta$  від

отриманої шорсткості (рисунок 2.10, б) і продуктивність  $Q$  системи подачі двофазного потоку від швидкості руху локомотива  $V$  (рисунок 2.11).



а)



б)

Рисунок 2.10 – Результати чисельного моделювання

а – залежність коефіцієнта тертя  $f$  від критерію шорсткості  $\Delta$ ;

б – залежність критерію шорсткості  $\Delta$  від отриманої шорсткості  $R_a$

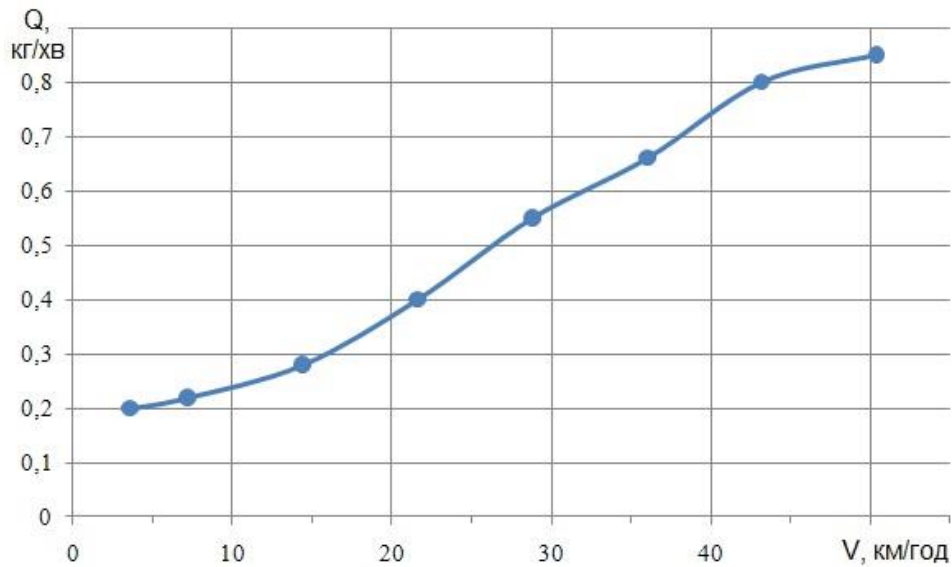


Рисунок 2.11 – Залежність продуктивності  $Q$  системи подачі двофазного потоку від швидкості руху локомотива  $V$

На підставі формули (2.15) і результатів моделювання по багатокритеріальній моделі визначено раціональні параметри системи подачі гранул сухого льоду на формування поверхневого шару рейки. Встановлено, що регулювати коефіцієнт тертя колеса з рейкою в діапазоні 0,3-0,45 можливо при використанні параметрів системи подачі у межах:

- кут атаки струменя  $\alpha = 30-45^\circ$ ;
- швидкість гранул  $V = 70-85 \text{ м/с}$ ;
- діаметр сопла  $d_c = 0,02-0,025 \text{ м}$ ;
- кут розпилу струменя  $\beta = 4-6^\circ$ ;
- розмір гранул  $d = 0,0003-0,0006 \text{ м}$ ;
- відстань від сопла до поверхні (довжина струменя)  $L = 0,18-0,25 \text{ м}$ ;
- розхід гранул  $Q = 0,4-0,5 \text{ кг/хв}$ .

## Висновки по розділу 2

Проаналізовано світовий досвід методів підвищення коефіцієнта зчеплення, доповнено їх класифікацію новими та перспективними методами, визначено їх переваги та недоліки. На підставі отриманих даних розроблено

новий метод підвищення зчеплення колеса та рейки шляхом очищення контактуючих поверхонь потоком гранул сухого льоду.

Використовуючи розроблену імітаційну модель руху гранул сухого льоду і комп'ютерну програму для її реалізації, проведено серію чисельних експериментів і визначено вплив параметрів системи подачі гранул на їх розподіл по ширині головки рейки.

Отримала подальший розвиток математична модель контактування одиничної гранули з поверхнею рейки, у якій враховано наявність забруднень на контактуючих поверхнях. Експериментальним шляхом отримані значення величини коефіцієнта  $k_e$ , що характеризує енергію, витрачену на руйнування поверхневих шарів забруднень, для різного фрикційного стану поверхонь. Визначено вплив коефіцієнта  $k_e$  на величину максимальної глибини впровадження гранули  $h_{max}$  і середнє арифметичне відхилення профілю  $R_a$  шорсткості рейки при впливі двофазного потоку гранул сухого льоду.

За результатами моделювання по розробленій багатокритеріальній математичній моделі, в яку входять: імітаційна модель руху гранул сухого льоду, математична модель контактування одиничної гранули з поверхнею рейки та математична модель формування поверхневого шару системи «колесо-рейка», встановлені раціональні параметри системи подачі гранул з можливістю регулювання коефіцієнта тертя колеса з рейкою при їх різному фрикційному стані в діапазоні 0,3-0,45.

### **3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ КОЛЕСА І РЕЙКИ ВІД ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОЧИСТКИ ГРАНУЛАМИ СУХОГО ЛЬОДУ**

#### **3.1 Теоретичний аналіз ступеня впливу параметрів системи подачі гранул сухого льоду на коефіцієнт тертя колеса з рейкою**

На початку проведення експериментальних досліджень, з метою визначення ефективності застосування гранул сухого льоду для підвищення зчіпних властивостей коліс локомотива з рейки, необхідно, на основі експериментальних стендових досліджень провести аналіз ступеня впливу на коефіцієнт тертя колеса з рейкою параметрів системи подачі, і подальший вибір найбільш ефективних технологічних параметрів системи [41, 42, 43].

Для оцінки ступеня впливу застосований метод теорії планування експерименту [44, 45, 46, 47, 48], який дозволяє істотно скоротити число дослідів і отримати математичну модель досліджуваного процесу, оцінити спільне і самостійне вплив кожного фактора (параметра) на коефіцієнт тертя колеса з рейкою. Метод планування експериментів і побудова математичної моделі (рівняння регресії) передбачає:

- вибір критерію оптимізації;
- вибір факторів, їх рівнів і інтервалів варіювання;
- кодування факторів;
- складання плану-матриці експерименту;
- рандомізація дослідів;
- реалізація плану експерименту;
- перевірка відтворюваності дослідів;
- перевірка адекватності лінійної моделі;
- оцінка значимості коефіцієнтів регресії;
- отримання рівняння регресії.

Вибір факторів, їх рівнів і інтервалів варіювання, заснований на аналізі

літературних джерел [49, 50], що дозволило для проведення експерименту вибрати наступні найбільш значущі фактори: кут атаки струменя  $\alpha$ , швидкість гранул  $V_1$ , концентрація гранул у струмені повітря  $K$ , їх розмір  $d$ , швидкість відносного переміщення сопла і поверхні рейки  $V_2$ , довжина струменя від сопла до поверхні  $L$ .

Кожен фактор може приймати в досліді одне або кілька значень – рівнів. Кількість дослідів, необхідних для реалізації всіх можливих поєднань рівнів чинників визначається за формулою:

$$N = U^k, \quad (3.1)$$

де  $U$  – число рівнів;

$k$  – число факторів.

Для отримання моделі вибираємо два рівня. Тоді при вирішенні повнофакторного експерименту (ПФЕ) кількість дослідів, необхідних для отримання моделі становить  $N = 2^6 = 64$ . При такій кількості дослідів ПФЕ володіє великою надмірністю дослідів, особливо коли має місце число факторів більше чотирьох і призводить до значних витрат часу і коштів на проведення експериментальних досліджень. Доцільно скоротити їх число за рахунок тієї інформації, яка є несуттєвою при побудові моделі. Таке рішення, можливо, здійснити застосуванням регулярних дробових реплік від ПФЕ, що містять відповідне число дослідів і зберігають основні властивості матриці планування. Репліка, що включає тільки половину ( $1/2$ ) експериментів ПФЕ, називається напіврепліки. В даному випадку скористаємося чверть-реплікою, яка становить  $1/4$  експериментів ПФЕ, тоді кількість дослідів по визначенню впливу на коефіцієнт тертя параметрів системи подачі гранул сухого льоду скоротиться до 16.

Граничні значення варійованих змінних зведені в таблицю 3.1. Вони вибиралися на основі літературних джерел, а також відповідно до габаритними параметрами локомотива і забезпечення впливу потоку на зону контакту.

Таблиця 3.1 – Граничні значення варійованих змінних

Назва фактора	Значення фактора
<b>Кут атаки струменя, <math>\alpha</math>, град</b>	
$X_{1max}$	45
$X_{1cp}$	25
$X_{1min}$	5
<b>Швидкість гранул, <math>V_1</math>, м/с</b>	
$X_{2max}$	85
$X_{2cp}$	65
$X_{2min}$	45
<b>Розмір гранул, <math>d</math>, мкм</b>	
$X_{3max}$	600
$X_{3cp}$	425
$X_{3min}$	250
<b>Концентрація гранул у струмені повітря, <math>K</math>, %</b>	
$X_{4max}$	0,4
$X_{4cp}$	0,3
$X_{4min}$	0,2
<b>Швидкість відносного переміщення сопла і поверхні рейки, <math>V_2</math>, м/с</b>	
$X_{5max}$	1,38
$X_{5cp}$	0,965
$X_{5min}$	0,55
<b>Довжина струменя від сопла до поверхні, <math>L</math>, мм</b>	
$X_{6max}$	250
$X_{6cp}$	200
$X_{6min}$	150

У якості відгуку (критерію) приймається максимальний коефіцієнт тертя колеса з рейкою  $f$  отриманий експериментальним шляхом на стендовій установці «Машина тертя» при впливі двофазного потоку гранул сухого льоду потоку на взаємодіючі поверхні.

Для зручності і гнучкості використання теорії планування експерименту, авторами роботи розроблена комп'ютерна програма (свідоцтво про реєстрацію авторського права № 43748) [51].

В плані  $x_1, x_2, \dots, x_n$  – це формалізовані або кодовані фактори, які визначаються зі співвідношення:

$$x_I = \frac{x_i - x_{icp}}{x_{imax} - x_{icp}} = \frac{x_i - x_{icp}}{x_{icp} - x_{imin}}, \quad (3.2)$$

де  $x_{icp} = (x_{imax} + x_{imin})/2$ ;  $x_{imax}$ ,  $x_{imin}$  – граничні значення варіювання незалежних змінних (факторів).

В кодованій системі на підставі виразу (3.2) будуть дотримуватися відповідності:  $x_{imin} \rightarrow x_i = -1$ ;  $x_{icp} \rightarrow x_i = 0$ ;  $x_{imax} \rightarrow x_i = +1$ .

Взаємний вплив факторів описується парними ефектами взаємодії:  $x_1x_2, \dots, x_nx_m$  і потрійними  $x_1x_2x_3, \dots, x_nx_mx_k$ . Повне число всіх можливих ефектів, включаючи  $b_0$ , лінійні ефекти і взаємодії всіх порядків, дорівнює числу дослідів повного факторного експерименту. Число можливих взаємодій деякого порядку визначається за формулою:

$$C_k^m = \frac{k!}{m!(k-m)!}, \quad (3.3)$$

де  $k$  – число факторів;  $m$  – число елементів у взаємодії.

При цьому, число парних взаємодій дорівнює 15, а число потрійних – 20.

Рішення завдання, тобто встановлення залежності коефіцієнта тертя від досліджуваних факторів отримано у вигляді рівняння:

$$y = f(x_1, \dots, x_k), \quad (3.4)$$

де  $f$  – функція відгуку;  $x_1, x_k$  – фактори;  $y = f$ .

Для побудови плану експерименту вибирається вихідна точка (основний або нульовий рівень), навколо якої визначаються дослідні точки, симетричні щодо нульового рівня. Результати дослід з обраним набором факторів дозволяють побудувати модель, яка використовується для визначення значень в інших точках факторного простору.

Пошук математичної моделі починається з розгляду можливих станів досліджуваної системи. Відповідно до властивості нормування матриці плану ПФЕ вираз для визначення оцінки коефіцієнтів рівняння регресії записується у вигляді [52]:

$$b_i = \sum_{i=1}^N x_{ji} y_i / N. \quad (3.5)$$

Результати розрахунків значень вихідної величини коефіцієнта тертя відповідно до плану експерименту виводяться у вікні програми.

За формулою (3.2) визначаються величини оцінок коефіцієнтів регресії, представлені у вигляді діаграми на рисунку 3.1.

Рівняння регресії коефіцієнта тертя колеса з рейкою від параметрів системи подачі гранул виводиться спочатку в кодованому вигляді, який має вигляд громіздкого рівняння, яке необхідно перетворити.

Для перекладу рівняння регресії з кодової форми в природну, використана формула переходу (3.2). Підставивши дійсні значення з таблиці 3.1 за формулою 3.2 в кодоване рівняння отримаємо результуюче рівняння регресії:

$$f = 0,4306 - 0,1581 \cdot V_2 + 0,1523 \cdot K + 0,0015 \cdot V_1 - 0,0015 \cdot L + 0,0008 \cdot \alpha - \\ + 0,00015 \cdot d - 0,112 \cdot K \cdot V_2 - 0,0013 \cdot K \cdot L - 0,0005 \cdot K \cdot V_1 + 0,0015 \cdot L \cdot V_2 - \\ + 0,0002 \cdot V_1 \cdot V_2 + 0,0004 \cdot K \cdot \alpha + 0,0004 \cdot K \cdot d + 0,0005 \cdot V_2 \cdot \alpha , \quad (3.6)$$

Формування рівняння регресії і подальший статистичний аналіз цього рівняння є двома складовими частинами регресійного аналізу. Отримане рівняння регресії за дослідними даними без статистичного аналізу залишається лише статистичною гіпотезою і, як будь-яка гіпотеза, вимагає перевірки.

Основним завданням аналізу рівняння регресії є перевірка адекватності моделі. Тільки в рамках адекватної моделі можна робити певні висновки і приймати обґрунтовані рішення. Під адекватністю моделі розуміють ступінь відповідності моделі того процесу, для опису якого вона вводиться (ступінь відповідності рівняння регресії дослідним даними).

Перевірка адекватності регресійної моделі заснована на порівнянні розсіювання експериментальних значень спостережуваної змінної щодо лінії регресії, з розсіюванням цих значень щодо своїх математичних очікувань. Розсіювання експериментальних значень щодо математичного очікування

характеризується дисперсією відтворюваності. Для характеристики розсіювання дослідних точок щодо лінії регресії використовують залишкову суму квадратів відхилень експериментальних значень вихідних змінних від лінії регресії:

$$S_R = \sum_{i=1}^N (y_i - y_i^*)^2, \quad (3.7)$$

де  $y_i$  – значення вихідної змінної, отримане в  $i$ -м експерименті;

$y_i^*$  – значення вихідної змінної, отримане за рівнянням регресії.

Очевидно, чим більше сума, тим більше розсіювання експериментальних точок щодо лінії регресії. Однак величина залишкової суми залежить ще і від кількості експериментів  $N$ . Величину залишкової суми  $S_R$ , віднесу до одного ступеня свободи, називають залишковою дисперсією (або дисперсією адекватності) і позначають  $\sigma_R^2$ .

Таким чином

$$\sigma_R^2 = S_R / k, \quad (3.8)$$

де  $k$  – кількість ступенів свободи.

Залишкова дисперсія характеризує розсіювання експериментальних точок щодо лінії регресії. Для зіставлення розсіювання експериментальних точок щодо лінії регресії з розсіюванням цих точок щодо своїх математичних очікувань слід порівняти залишкову дисперсію  $\sigma_R^2$  з дисперсією відтворюваності  $\sigma_y^2$ . З цією метою використовується  $F$ -відношення Снедекора-Фішера:

$$F(k_1, k_2) = \frac{\sigma_R^2}{\sigma_y^2}. \quad (3.9)$$

Величина  $F$  має розподіл Фішера с  $k_1 = n$  і  $k_2 = N - (n + 1)$  числами ступенів свободи чисельника і знаменника.

За заданим рівнем значущості  $\alpha = 0,05$  і числах ступенів свободи  $k_1 = 6$  і  $k_2 = 9$  з таблиці критичних точок розподілу Фішера знаходимо  $F_{крит} = 3,4$ .

Емпіричне значення, отримане для функції (3.6),  $F_{эм}(k_1, k_2) = 0,2172$  не перевищує критичний, отже, рівняння регресії адекватно.

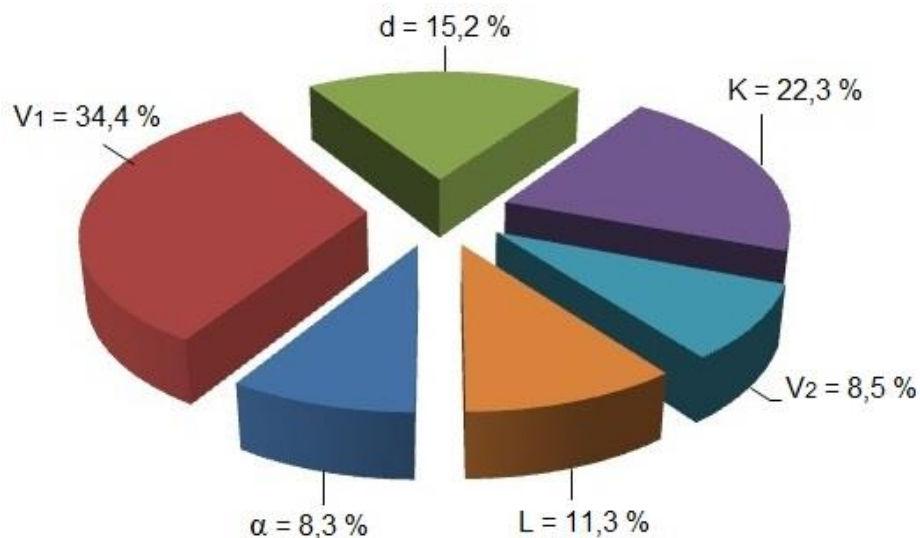


Рисунок 3.1 – Ступінь впливу параметрів системи подачі гранул сухого льоду на коефіцієнт тертя  $f$

Отримане рівняння дозволяє спрогнозувати результати впливу подачі гранул сухого льоду на величину коефіцієнта тертя, вирішувати компромісні завдання вибору технологічних параметрів системи подачі для забезпечення заданого коефіцієнта тертя колеса з рейкою.  $\alpha$

Залежність коефіцієнта тертя  $f$  від основних технологічних параметрів процесу представлена графіками (рисунок 3.2-3.5). З графіка (рисунок 3.2) видно, що величина коефіцієнта  $f$  збільшується зі збільшенням швидкості гранул і кута атаки  $\alpha$  двофазного струменя. Величина коефіцієнта тертя  $f$  збільшується зі збільшенням концентрації і зменшенням швидкості відносного переміщення сопла і поверхні рейки (рисунок 3.3), що пояснюється підвищенням продуктивності системи подачі гранул за рахунок максимальної кількості гранул, що контактують з поверхнею і часом їх контактування.

При зменшенні довжини двофазного струменя  $L$  і розмірів гранул  $d$  відбувається збільшення коефіцієнта тертя  $f$  (рисунок 3.4). Вплив розмірів

гранул на коефіцієнт тертя  $f$  пояснюється тим, що менші за розміром гранули, інжектуючись в струмені, швидше набирають швидкість, ніж більші гранули. І чим менше довжина струменя  $L$  до поверхні, тим більш виражено це явище.

Підвищення швидкості гранул  $V_1$  дозволяє їм набрати великий запас кінетичної енергії, а зменшення при цьому швидкості відносного переміщення  $V_2$  призводить до ефективного видалення поверхневих забруднень, збільшуючи, таким чином, коефіцієнт тертя (рисунок 3.5).

Отримане рівняння регресії дає можливість оцінити ступінь впливу на коефіцієнт тертя колеса з рейкою параметрів системи подачі двофазного струменя гранул сухого льоду, а також спрогнозувати характеристики системи подачі гранул при її конструюванні і експлуатації.

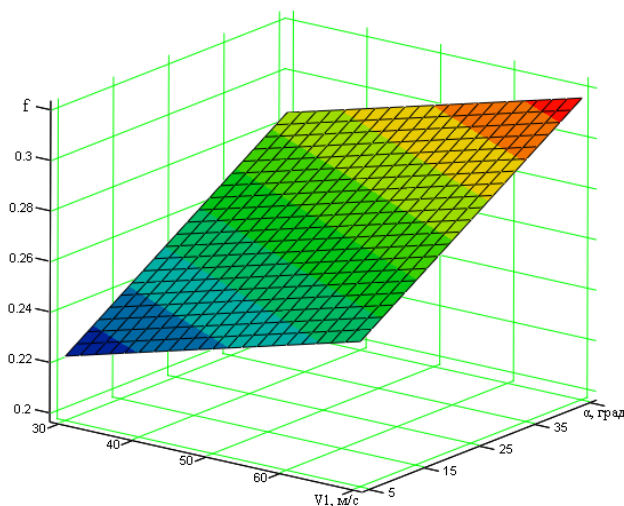


Рисунок 3.2 – Залежність коефіцієнта тертя  $f$  від швидкості гранул  $V_1$  і кута атаки струменя  $\alpha$

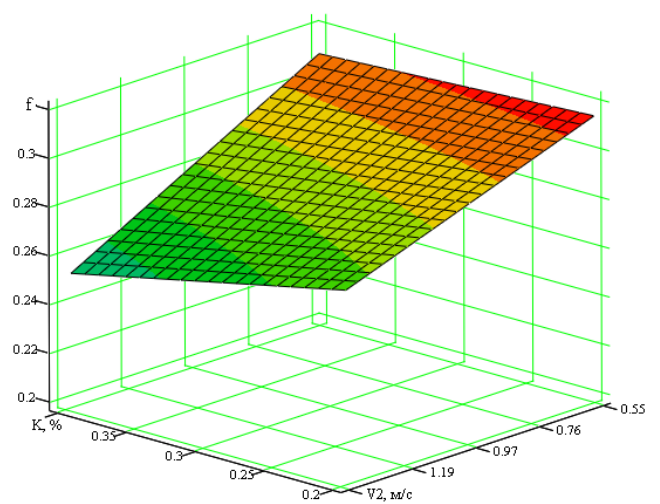


Рисунок 3.3 – Залежність коефіцієнта тертя  $f$  від концентрації  $K$  і швидкості відносного переміщення сопла і поверхні рейки  $V_2$

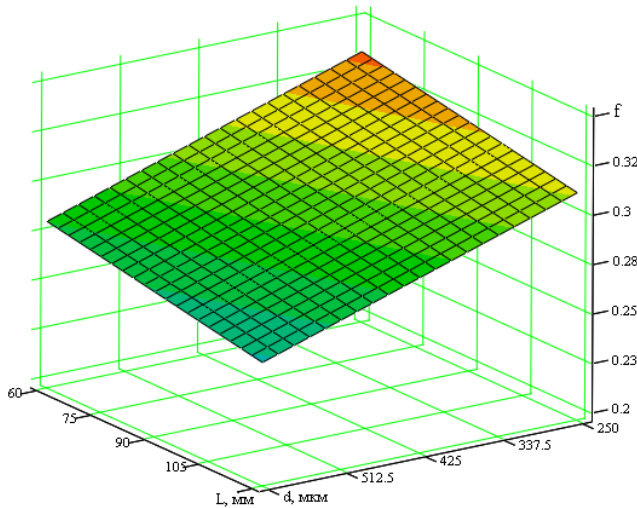


Рисунок 3.4 – Залежність коефіцієнта тертя  $f$  від довжини струменя  $L$  і розміру гранул  $d$

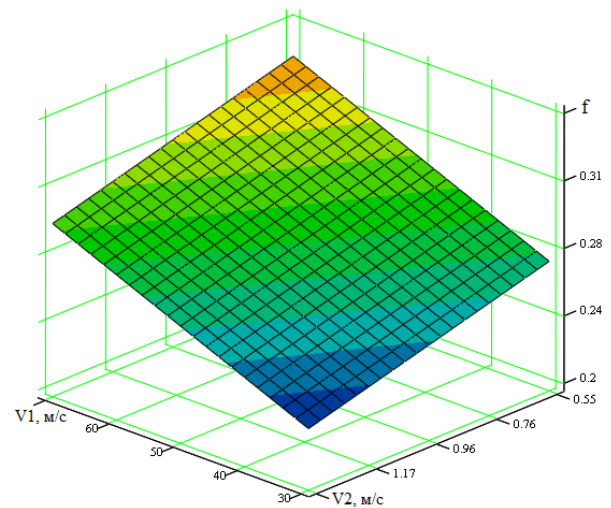


Рисунок 3.5 – Залежність коефіцієнта тертя  $f$  від швидкості гранул  $V_1$  і відносного переміщення сопла і поверхні рейки  $V_2$

### Висновки по розділу 3

Для експериментального обґрунтування доцільності використання гранул сухого льоду для підвищення зчеплення була модернізована оригінальна по конструкції стендова установка «Машини тертя», призначена для дослідження фрикційних властивостей контакту «колесо-рейка» при коченні з ковзанням.

Відповідно до проведених експериментальних досліджень і отриманого рівняння регресії визначено ступінь впливу на коефіцієнт тертя, який реалізується робочим роликом «Машини тертя» з рейкою, параметрів системи подачі гранул сухого льоду:  $V_1$  – 34,4%,  $K$  – 22,3%,  $d$  – 15,2%,  $L$  – 11,3%,  $V_2$  – 8,5%,  $\alpha$  – 8,3%.

## **4 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ ТА ОПОРУ КОЧЕННЯ КОЛЕСА ПО РЕЙЦІ ПРИ ІСНУЮЧИХ РЕАЛЬНИХ ПОВЕРХНЕВИХ ЗАБРУДНЕННЯХ ТА МЕТОДАХ ПОКРАЩЕННЯ ЗЧІПНИХ ХАРАКТЕРИСТИК**

### **4.1 Теоретико-експериментальне визначення опору руху при різних фрикційних умовах контактування**

Результати експлуатації залізничного транспорту показують, що на подолання сил тертя втрачається від 1/3 до 1/4 усієї вироблюваної локомотивом енергії. Одним з негативних якостей, що впливають на цю величину, є подача піску, так як значна його частина залишається на рейках після проходження коліс локомотива, викликає приблизно на 12-20% збільшення опору руху поїзда [33].

Перевірка ефективності запропонованого методу очистки поверхонь гранулами сухого льоду виконувалася експериментально, за визначенням величини зміни опору руху колеса імітатора екіпажу при різних фрикційних умовах контактування його з рейкою [53, 54].

У якості імітатора екіпажу, випробування проводилися на спеціальній стендовій установці «Машина тертя» (рисунок 4.1), яка дозволяє одночасно досліджувати фрикційні властивості контакту «колесо-рейка» як при коченні з ковзанням, так і без нього [55, 56]. Визначення опору руху виконувалося методом вибігання по довжині пройденого шляху і часу ходу до повної зупинки імітатора екіпажу, попередньо розігнаного до встановленої швидкості. Рух здійснювалося на прямій горизонтальній рейці типу Р65, яка поділялася на дві ділянки: для розгону імітатора екіпажу і для його вибігу без тяги. На доріжку кочення ділянки вибігання наносилися поверхневі забруднення, що відповідали реальним умовам контактування коліс і рейок [53, 57, 58].

При випробуваннях здійснювався розгін імітатора екіпажу до початку другої ділянки. Потім імітатор екіпажу переводився в режим вибігу (рух за

інерцією) шляхом виключення двигуна тягового ролика. Одночасно включався секундомір, фіксуючи відлік часу вибігу.

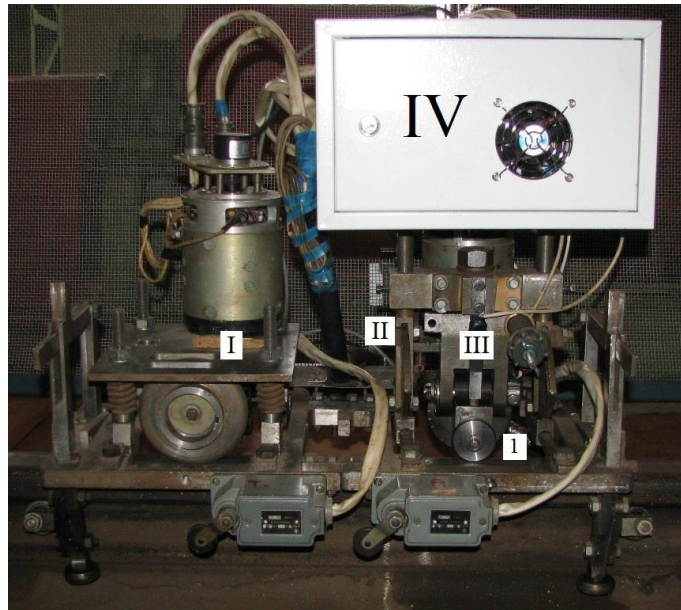


Рисунок 4.1 – Стендова установка «Машинка тертя»

При досягненні повної зупинки імітатора екіпажу секундомір фіксує повний час вибігу, і проводиться вимір довжини пройденого шляху. Для отримання більш точних даних досліди в кожній серії випробувань повторюються не менше п'яти разів. Результати замірів заносилися в зведену таблицю для подальшої обробки.

В основу обробки результатів експерименту і отримання чисельних значень опору руху покладено математичну модель руху імітатора екіпажу по рейковому шляху [59], побудовану, виходячи з теореми в теоретичної механіки: зміна кінетичної енергії системи дорівнює сумі робіт внутрішніх і зовнішніх сил при деякому переміщенні цієї системи  $dS$ . Якщо знехтувати пружними деформаціями в приводах імітатора екіпажу, то роботу внутрішніх сил можна вважати рівними нулю.

Тоді

$$dK = W \cdot dS, \quad (4.1)$$

де  $K$  – функція кінетичної енергії системи.

Кінетична енергія системи представляється сумою енергії поступального руху і енергії обертових елементів приводів і ходової частини імітатора екіпажу

$$K = \frac{1}{2} m_{mm} \cdot V^2 + \frac{1}{2} J_{pp} \cdot \omega_{pp}^2 + \frac{1}{2} J_{mp} \cdot \omega_{mp}^2 + \frac{1}{2} J_{я1} \cdot \omega_{я1}^2 + \frac{1}{2} J_{я2} \cdot \omega_{я2}^2, \quad (4.2)$$

де  $J_{pp}$ ,  $\omega_{pp}$ ,  $J_{mp}$ ,  $\omega_{mp}$ ,  $J_{я1}$ ,  $\omega_{я1}$ , и  $J_{я2}$ ,  $\omega_{я2}$  – момент інерції і кутова швидкість обертання щодо власної осі відповідно робочого ролика, тягового ролика, якоря двигуна робочого ролика і якоря двигуна тягового ролика.

Кутові швидкості обертання названих елементів безпосередньо залежать від швидкості поступального руху імітатора екіпажу

$$\omega_{pp} = V / r_{pp}; \quad \omega_{mp} = V / r_{mp}; \quad \omega_{я1} = (V / r_{pp}) \cdot \mu_1; \quad \omega_{я2} = (V / r_{mp}) \cdot \mu_2, \quad (4.3)$$

де  $r_{pp}$ ,  $r_{mp}$  – радіус відповідно робочого і тягового ролика;

$\mu_1$ ,  $\mu_2$  – передавальне число відповідно тягового редуктора двигуна робочого ролика і тягового ролика.

Підставивши співвідношення (4.3) в (4.2) і виконавши процедури по алгоритму (4.1), отримаємо

$$m_{i\delta} (1 + \gamma) \cdot V \cdot dV = W \cdot dS, \quad (4.4)$$

$$\text{де } \gamma = \frac{1}{m_{mm}} \cdot \left( \frac{J_{pp}}{r_{pp}^2} + \frac{J_{mp}}{r_{mp}^2} + \frac{J_{я1}}{r_{я1}^2} \cdot \mu_1^2 + \frac{J_{я2}}{r_{я2}^2} \cdot \mu_2^2 \right), \quad (4.5)$$

Коефіцієнт  $\gamma$  враховує інерцію обертових елементів ходової частини імітатора екіпажу.

Розділивши праву і ліву частини рівності (4.4) на  $m_{mm} (1 + \gamma) \cdot V \cdot dS$ , отримуємо математичну модель руху імітатора екіпажу в формі

$$\frac{dV}{dS} = \frac{W}{(1 + \gamma) \cdot V \cdot m_{i\delta}}, \quad (4.6)$$

Відношення  $w_o = W / m_{mm}$  зазвичай називають питомим опором руху. Тоді (4.6) можна представити в загальноприйнятому в тязі поїздів вигляді

$$\frac{dV}{dS} = \frac{1}{1 + \gamma} \cdot \frac{w_o}{V}. \quad (4.7)$$

Вираз (4.8) є диференціальним рівнянням першого порядку з відокремлюваними змінними виду

$$dS = \frac{1+\gamma}{w_o} \cdot V \cdot dV ; \quad (4.8)$$

Звідки за умови  $w_o = const$

$$\int_{S_n}^{S_k} dS = \frac{1+\gamma}{w_o} \cdot \int_{V_n}^{V_k} V \cdot dV \quad \text{и} \quad S_k - S_n = \frac{1+\gamma}{w_o} \cdot \frac{1}{2} (V_k^2 - V_n^2), \quad (4.9)$$

де  $S_n$  і  $S_k$ ,  $V_n$  і  $V_k$  – відповідно позначки шляху, пройденого імітатором екіпажу, і його швидкості на початку і в кінці вимірів.

В умовах експерименту  $S_n = 0$  і  $S_k = S_T$ , де  $S_T$  – шлях, пройдений імітатором екіпажу від початку вибігу до повної зупинки, тобто до  $V_k = 0$ .

Звідси випливає вираз для визначення питомої опору руху імітатора екіпажу

$$w_o = -\frac{1+\gamma}{2S_T} \cdot V_n^2 ; \quad (4.10)$$

Для вирішення цілі, поставленої у даному підрозділі, обрані такі стани поверхні рейки: чистий і сухий, покритий водою, дизельним допливом (ДТ) та відпрацьованим мастилом (ВМ) дизеля локомотива. Попередньо, перед виміром опору руху, на стендовій установці отримано залежності коефіцієнта тертя від температури в контактї для всіх видів станів поверхні рейки (рисунок 4.2), в такїй послїдовності:

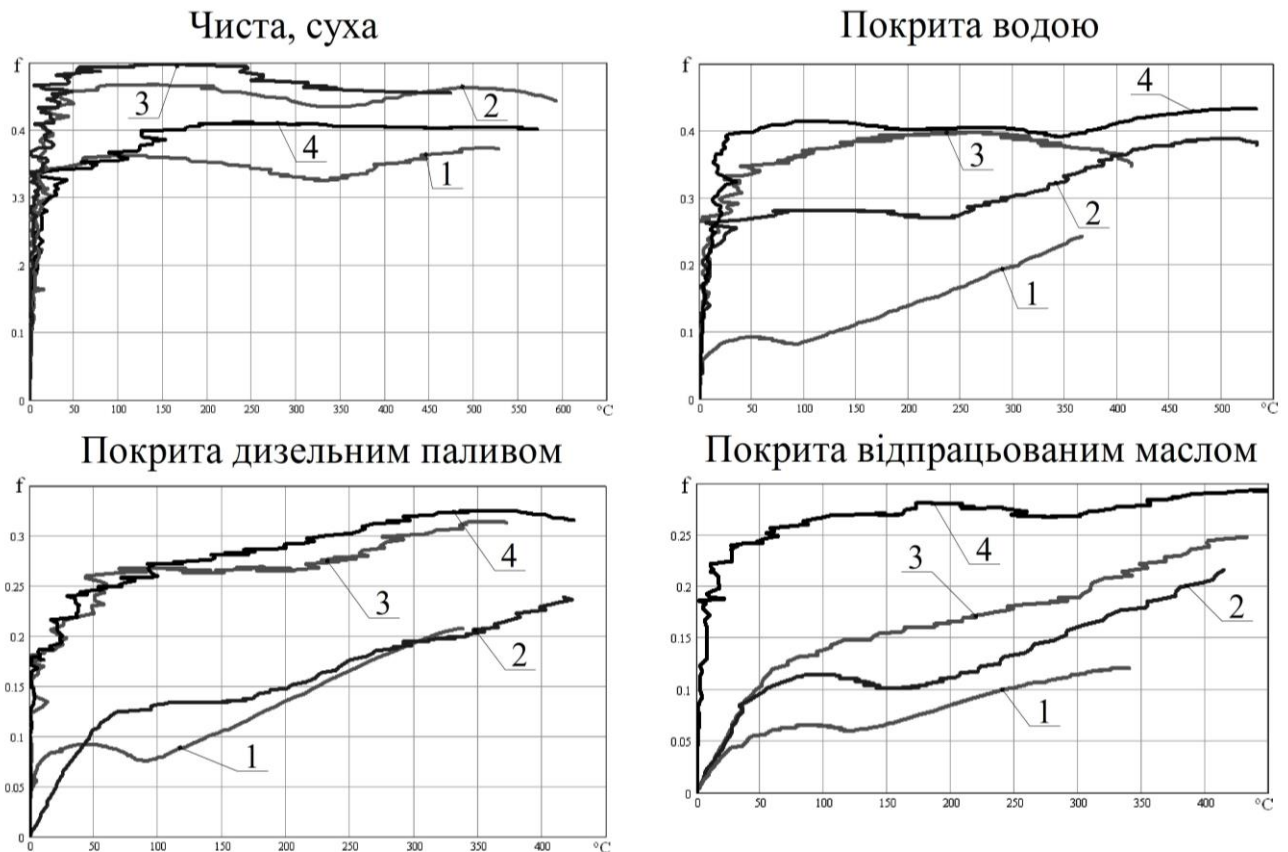
1. Визначення коефіцієнта тертя на чистому і сухому рейці.
2. Подача на поверхню рейки піску з продуктивністю  $\approx 1,0$  кг/хв.
3. Подача на поверхню рейки піску з продуктивністю  $\approx 0,5$  кг/хв.
4. Очищення поверхні рейки двофазним потоком гранул сухого льоду.

Необхідність розгляду випадків подачі на поверхню рейки піску продуктивністю  $\approx 0,5$  та  $1,0$  кг/хв обумовлена тим, що в роботах [33, 34] показано, що для забезпечення високих тягових властивостей локомотива до контакту колеса з рейкою слід подавати певну кількість піску. Це стало

предметом дослідження в наших експериментах.

Подальші випробування проводилися в аналогічному порядку, тільки змінювалося стан поверхні рейки (пункт 1).

Аналіз і обробка отриманих результатів, дозволили побудувати залежності коефіцієнта тертя від температури в контакті при наявності поверхневих забруднень на голівці рейки (рисунок 4.2).



1 - без піску; 2 - при подачі піску с продуктивністю 1,0 кг/хв;  
3 - при подачі піску с продуктивністю 0,5 кг/хв; 4 - при впливі гранул сухого льоду

Рисунок 4.2 – Залежність коефіцієнта тертя від температури в контакті

За еталонний випадок, для кожного дослід, було прийнято кочення імітатора екіпажу по чистій і сухій рейці ( $w_o = 0$ ). Статистична обробка даних, отриманих при експериментальних випробуваннях на стендовій установці методом вибігання, показує (рисунок 4.3), що подача піску на поверхню головки рейки при будь-якому її стані (чиста і суха, покрита водою, ДТ або ВМ) викликає збільшення опору руху (знак « - » означає зменшення опору руху від еталонного випадку), що пов'язано з підвищенням коефіцієнта тертя

робочого ролика про рейок (див. рисунок 4.3).

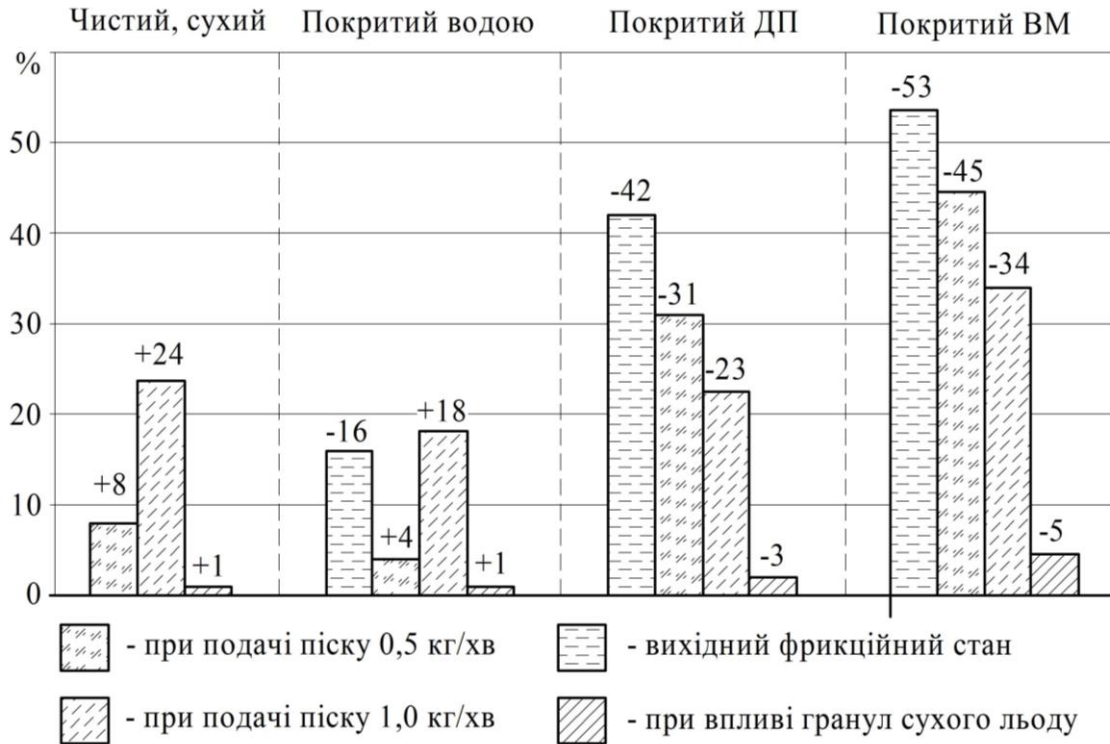


Рисунок 4.3 – Зміна опору руху у порівнянні з еталонним випадком

Перевагами очищення гранулами сухого льоду є не тільки кінетична енергія, що руйнує шари твердих та застарілих забруднень, але і випаровування рідини з поверхні, що очищається, за рахунок того, що гранули мають температуру  $-79^{\circ}\text{C}$ , що доведено експериментальним шляхом (рисунок 4.4).



Рисунок 4.4 – Процес очищення гранулами сухого льоду

Подача піску з продуктивністю  $\approx 0,5$  або  $1,0$  кг/хв вимагає попередньої витрати великих зусиль на розчавлювання частинок піску (рисунок 4.5), які маючи велику міцність, викликають підвищення на 20-36% (в порівнянні з вихідним фрикційним станом) опір руху. Руйнування частинок викликає інтенсивний абразивний знос поверхні ролика і головки рейки.

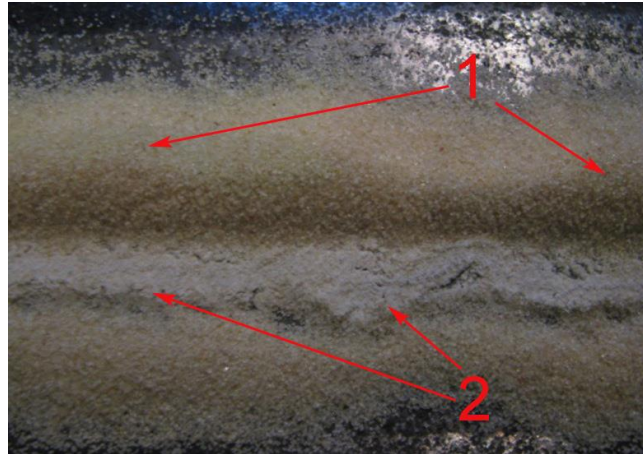


Рисунок 4.5 – Шар піску на поверхні рейки після проходження колеса

1 – частинки, що не потрапили в контакт; 2 – продукти руйнування частинок

Важливим недоліком подачі піску на рейки, покриті рідкими (вода, ДТ або ВМ) забрудненнями, є його акумулювання (налипання) разом із забрудненнями на поверхню роликів стендової установки і подальший рознос їх по поверхні рейки (рисунок 4.6, а). Так само на рисунку 4.6 представлені види тягового (б) і робочого (в) роликів після проїзду по рейці покритій рідкими забрудненнями з подачею піску.

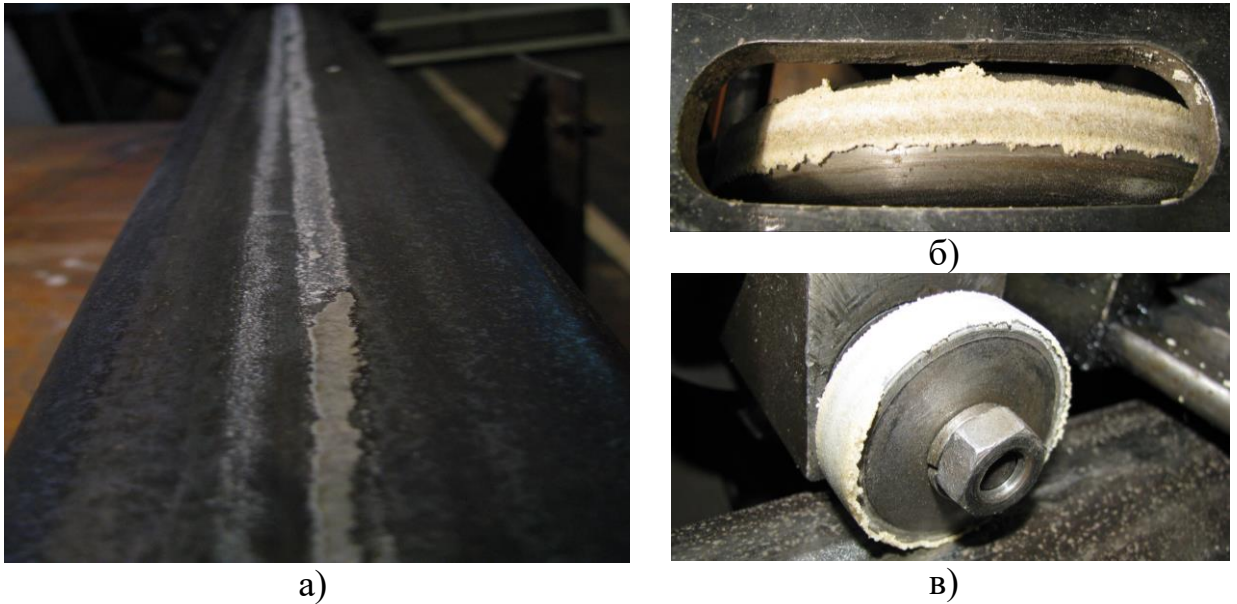


Рисунок 4.6 – Акумулявання на роликах забрудненого піску і його рознос по рейці

#### Висновки по розділу 4

Проведені дослідження показують, що пісок незначно підвищує коефіцієнт зчеплення і створює більш несприятливі умови контактування для взаємодіючих поверхонь. При впливі потоку гранул сухого льоду на забруднену поверхню рейки відбувається руйнування забруднень, а так само їх винесення відбитим ударом, який забирає продукти очищення із зони контакту. При цьому на поверхні рейки практично нічого не залишається, така як гранули сухого льоду випаровуються, що не викликає опір руху, як у випадку із застосуванням піску при досліджуваній продуктивності подачі.

При впливі потоку гранул сухого льоду спостерігається збільшення коефіцієнта зчеплення при всіх видах поверхневих забруднень, які використовувалися в експерименті (від 5% до 30%), а незначне підвищення опору руху пояснюється випадково потрапили на поверхню гранул, ще не встигли випаруватися (збільшення на 1% або зменшення на 4%), на відміну від подачі піску (рисунок 4.3).

## 5 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ КЕРУВАННЯ ГАЛЬМІВНОЮ ФРИКЦІЙНОЮ СИСТЕМОЮ

### 5.1 Стратегічні принципи розвитку світової залізничної системи

Ефективність гальмівних засобів є однією з найважливіших умов, які визначають можливість підвищення ваги та швидкості руху поїздів, пропускної і провізної спроможності залізних доріг. Від властивостей і стану гальмівного обладнання рухомого складу в значній мірі залежить безпека руху.

У зв'язку з постійним підвищенням швидкостей руху поїздів пред'являються високі вимоги до гальмівних засобів. Застосування відомої конструкції колодкового гальма, яка передбачає взаємодію гальмівної колодки з поверхнею катання коліс, обмежене границями їх допустимого нагріву. Використання дискових гальм набуває все більшого поширення, адже потрібна гальмівна потужність не досягається за допомогою колодкових гальм. Використання колодкових гальм на високих швидкостях також є небажаним через суттєве збільшення зносу коліс.

Великий внесок у рішення проблем підвищення ефективності гальмування рейкового рухомого складу, створення гальмівними пристроями достатньої гальмівної потужності і забезпечення стійкого зчеплення коліс із рейками, зробили у своїх роботах такі вчені: Блохін Є.П., Голубенко О.Л., Горбунов М.І [60], Іноземцев В.Г. [61], Ісаєв І.П. [62], Казаринов В.М. [63], Коняєв О.М. [64], Костюкевич О.І. [65], Лужнов Ю.М [66]., Мямлін С.В. [67], Осенін Ю.І. [68], Петров С.Ю. [69], Сафронов О.М. [70], Старченко В.М. [71], Тартаковський Е.Д. [72], Ткаченко В.П. [73], Турков А.І. [74], та інші.

Діяльність залізничного транспорту як частини єдиної транспортної системи країни сприяє нормальному функціонуванню всіх галузей суспільного виробництва, соціальному і економічному розвитку та зміцненню обороноздатності держави, міжнародному співробітництву України.

Конкурентоспроможність галузі залізничного транспорту можна підвищити впровадженням інноваційних рішень у системі експлуатації локомотивів.

Встановлення принципів стратегічного розвитку залізничного транспорту – складна багаторівнева задача, вирішенням якої займаються провідні світові фахівці. Відповідність напряму дослідження пріоритетам стратегічного розвитку в значній мірі визначає його перспективи розвитку та впровадження у виробництво.

У зв'язку з постійним підвищенням швидкостей руху поїздів пред'являються високі вимоги до гальмових засобів. Застосування відомої конструкції колодкового гальма, яка передбачає взаємодію гальмової колодки з поверхнею катання коліс, обмежене границями їх допустимого нагріву. До числа найбільш важливих проблем відносяться: підвищення коефіцієнта зчеплення коліс з рейками за дисковому гальмі; зменшення впливу несприятливих атмосферних умов на роботу дискових гальм; створення гальмівних накладок з високим стабільним коефіцієнтом тертя і великою зносостійкістю; розробка надійної і довговічної конструкції гальмівних дисків, що забезпечує ефективне розсіювання енергії. Використання дискових гальм набуває все більшого поширення, адже потрібна гальмова потужність не досягається за допомогою колодкових гальм. Використання колодкових гальм на високих швидкостях також є небажаним через суттєве збільшення зносу коліс. Експлуатація рухомого складу з дисковими гальмами показала ряд істотних недоліків конструкції елементів фрикційної пари: спроектована без відповідних розрахункових обґрунтувань вентиляційна система гальмівних дисків не забезпечує ефективну тепловіддачу і підвищує опір руху поїзда.

Міжнародний союз залізниць (МСЗ) – міжнародна організація, що об'єднує національні залізничні компанії більш ніж восьмидесяти країн з метою спільного вирішення завдань в області розвитку залізничного транспорту. На 83-й генеральній асамблеї МСЗ намічені наступні стратегічні принципи розвитку світової залізничної системи на перспективу до 2050 року (рисунок 5.1).

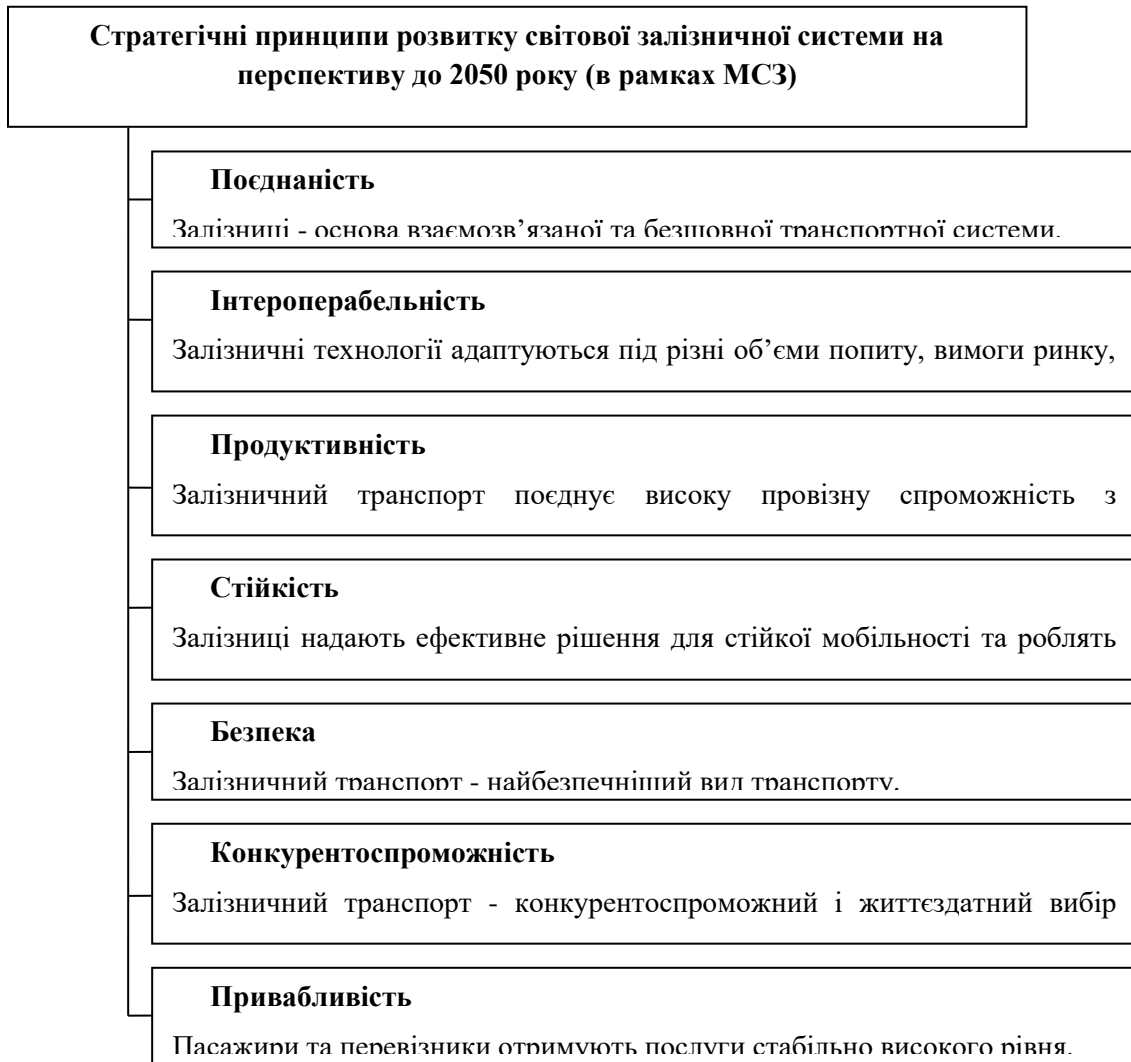


Рисунок 5.1 – Стратегічні принципи розвитку світової залізничної системи

Відштовхуючись від намічених принципів, проведено спільне дослідження наукових організацій-учасників з метою визначення пріоритетних напрямів наукових досліджень, розробка яких буде сприяти ефективному розвитку залізничного транспорту.

Внаслідок різноманіття принципів розвитку членами МСЗ створено деталізований список напрямів досліджень, структурований за допомогою кластерів.

Скориставшись методом експертного оцінювання, в рамках дослідження МСЗ проведена обробка близько ста анкет опитування галузевих наукових працівників з країн-учасників дослідження, які представляють індивідуальний

дослідницький досвід поряд з досвідом вирішення конкретних завдань залізничної галузі в своїх державах.

Для визначення затребуваних напрямків досліджень експерти:

– попарно порівняли кожен напрямок з усіма іншими, з точки зору пріоритетності виставляючи 1 бал більш пріоритетному і 0 балів менш пріоритетним напрямом досліджень (якщо обидва мають однаковий пріоритет – виставлялось по 0,5 бала).

– за методом рангової кореляції розставили бали всім напрямками від 100 для найбільш пріоритетного – до 5 для найменш пріоритетного, на думку експерта;

– присвоїли напрямам відповідні місця від 1-го до 20-го.

Результати обробки експертних даних наведені у таблиці 5.1 [75, 76].

Аналіз результатів експертного опитування (таблиця 5.1) показав, що найбільш затребуваними виявилися напрямки:

1. Стійка конструкція рухомого складу (кластер «Рухомий склад»).
2. Безпека руху та особиста безпека пасажирів (кластер «Система як єдине ціле»).
3. Технології для моніторингу шляху рухомого складу і сумісність (кластер «Інфраструктура»).
4. Розробка нових матеріалів і технологій для інфраструктури (кластер «Інфраструктура»).
5. Нові матеріали і виробничі процеси для рухомого складу (кластер «Рухомий склад»).
6. Взаємодія в системі «колесо-рейка» (кластер «Інфраструктура»).

Таблиця 5.1 – Результати експертного оцінювання

№	Напрямок дослідження	Кластер	Середнє значення
1	Стійка конструкція рухомого складу	Рухомий склад	0,9853
2	Безпека руху та особиста безпека пасажирів	Система як ціле	0,9326
3	Технології для моніторингу шляху рухомого складу і сумісність (запобігання сходу з рейок і т. д.)	Інфраструктура	0,9215
4	Розробка нових матеріалів і технологій для інфраструктури	Інфраструктура	0,9052
5	Нові матеріали і виробничі процеси для рухомого складу	Рухомий склад	0,8876
6	Взаємодія в системі «колесо-рейка»	Інфраструктура	0,8727
7	Конструкція рухомого складу високої продуктивності	Рухомий склад	0,8148
8	Управління активами (ефективність, збільшений термін служби, зменшення вартості конструкції та її обслуговування)	Інфраструктура	0,7874
9	Оптимізація енергоспоживання в залізничних системах	Енергія, екологія	0,7846
10	Інтегровані системи для пасажирських і вантажних перевезень	Система як ціле	0,7617
11	Інтелектуальні автоматизовані системи управління рухом	Інтелектуальні системи	0,7194
12	Збільшення пропускної здатності	Система як ціле	0,7136
13	Залізничні системи майбутнього	Система як ціле	0,6412
14	Управління інформацією (бази даних, доступність клієнтам і т. д.)	Інтелектуальні системи	0,6074
15	Внутрішнє оснащення поїздів	Рухомий склад	0,6065
16	Шум і вібрація	Енергія, екологія	0,5939
17	Скорочення шкідливих викидів від дизельного рухомого складу	Енергія, екологія	0,5847
18	ERTMS рівень 2/3 (GSM): Економічна рентабельність для вантажного транспорту	Інтелектуальні системи	0,5687
19	Взаємодія між залізничними енергетичними системами і інтелектуальними енергосистемами	Енергія, екологія	0,5306
20	Враження клієнта	Система як ціле	0,4306

Аналізуючи 6 найбільш пріоритетних напрямів досліджень, можна виділити закономірність з найбільшою концентрацією і затребуваністю

напрямків у рамках наукових кластерів «Інфраструктура» та «Рухомий склад». Експерти-фахівці визначають надійну і безпечну роботу інфраструктури та рухомого складу як основу ефективного функціонування залізничного транспортного комплексу.

Ефективність гальмових засобів є однією з найважливіших умов, які визначають можливість підвищення ваги та швидкості руху поїздів, пропускної і провізної спроможності залізних доріг. Від властивостей і стану гальмового обладнання рухомого складу в значній мірі залежить безпека руху.

На основі проведеного комплексного аналізу експериментальних та теоретичних досліджень, висвітленого в роботах [60, 77, 78, 79, 80], визначено, що однією з найважливіших проблем гальмових пристроїв є підтримання поверхневих температур їх пар тертя в певних межах. Перевищення допустимих температур фрикційних поверхонь призводить до втрати ними зносо-фрикційних властивостей, спостерігається дестабілізація експлуатаційних параметрів (динамічного коефіцієнта тертя, гальмового моменту, механічних і теплових деформацій, зносу і т.д.) гальмових пристроїв. Зважаючи на це, доцільно для забезпечення вимог щодо стабілізації температури фрикційної пари гальм застосовувати нові перспективні методи адаптивного охолодження, керування вентиляцією та самовентиляцією гальм.

## **5.2 Методи терморегулювання гальмівних поверхонь тертя**

Ефективність роботи фрикційних елементів гальмівної системи рухомого складу в значній мірі впливає на безпеку руху, можливість підвищення швидкості, відповідно, на збільшення провізної і пропускної спроможності залізниці. Ефективне гальмування поїзда залежить від коефіцієнта тертя, на який впливають температурні зміни трибоконтакті. Отже, аналіз і класифікація існуючих і перспективних методів стабілізації температурних режимів в зоні взаємодії фрикційних елементів гальмівної системи є важливим питанням сучасного локомотивобудування.

В гальмівних пристроях однією з найважливіших проблем є підтримання поверхневих температур їх пар тертя в певних межах. Особливо це стосується матеріалів накладок, які при досягненні граничної температури втрачають свої зносо-фрикційні властивості через вигорання з них сполучних компонентів, і в кінцевому підсумку, спостерігається дестабілізація експлуатаційних параметрів (динамічного коефіцієнта тертя, гальмівного моменту, механічних і теплових деформацій, зносу і т. д.) гальмівних пристроїв. У цих умовах для забезпечення вимог до стабілізації температури до її допустимої величини для матеріалів фрикційної накладки необхідна спеціальна система терморегулювання.

Відомі різні способи реалізації терморегулюючої і енергорозсіюючої функцій в гальмівних системах. Їх можна розглядати в рамках наступної класифікації (рисунок 5.2)

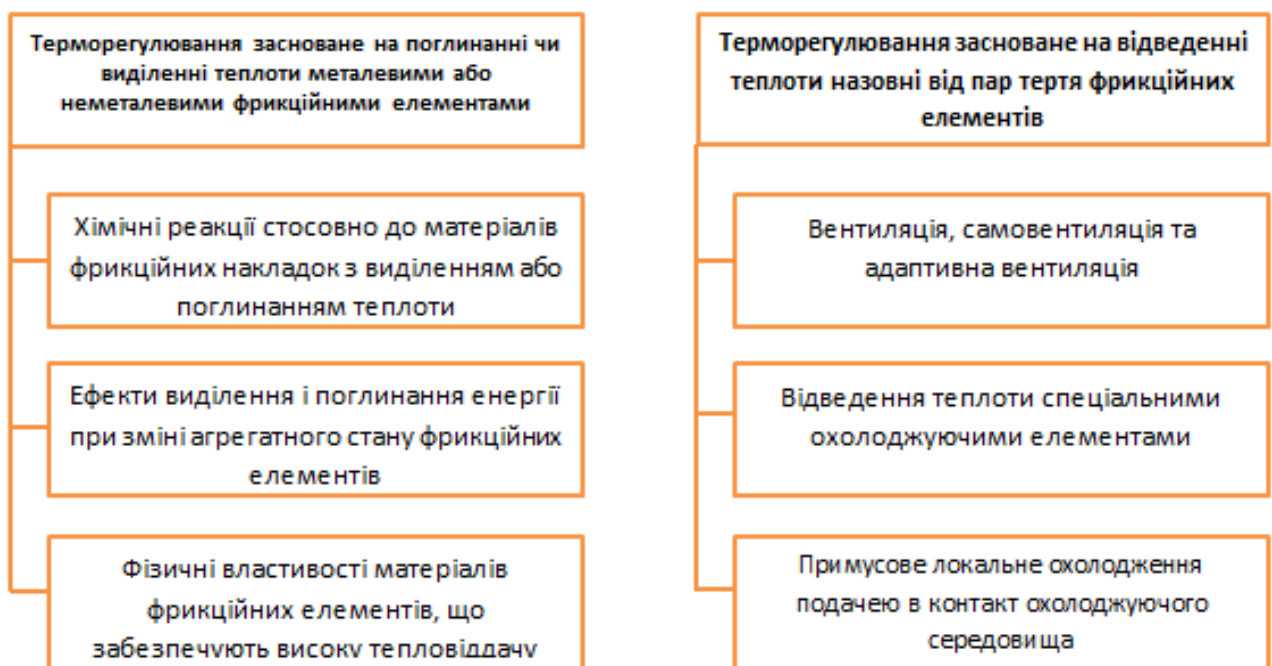


Рисунок 5.2 – Способи реалізації терморегулюючої і енергорозсіюючої функцій в гальмівних системах

*1. Терморегулювання засноване на поглинанні або виділенні теплоти металевими або неметалевими фрикційними елементами гальмівних пристроїв*

У цьому випадку можуть бути використані:

*1.1. Хімічні реакції стосовно до матеріалів фрикційних накладок з виділенням або поглинанням теплоти.*

В якості прикладу можна навести конструкцію гальмівної колодки [81], забезпеченої вставками з газоутворюючих матеріалів - порофорів. При гальмуванні залізничного рухомого складу колодки притискаються до колеса або диска. Під дією високої температури в колодці починається процес термічного розкладання елементів з порофору, що призводить до виділення з великою швидкістю великої кількості газових продуктів. Одним з основних продуктів розкладання є азот, який взаємодіє з тонкими поверхневими шарами фрикційних елементів. Це забезпечує ефективне охолодження і позитивно впливає на фрикційні властивості пари тертя - підвищує коефіцієнт зчеплення, зміцнює і стабілізує поверхню матеріалів, тим самим, підвищуючи їх довговічність і зносостійкість.

*1.2. Ефекти виділення і поглинання енергії при зміні агрегатного стану фрикційних елементів (плавлення, випаровування, сублімації, кристалізації і т. д.).*

*1.3. Фізичні властивості матеріалів фрикційних елементів, що забезпечують високу тепловіддачу.*

Згідно [82], додавання в конструкцію гальмівного диска шару міді товщиною 2 мм дозволяє знизити температуру нагрівання до 50% порівняно з монолітним сталевим гальмівним диском. Відтік теплоти в біметалічну поверхню гальмівного диска значно вище, ніж у вентильований чавунний і монолітний сталевий, що підтверджує доцільність розробки обраного підходу. Аналіз даних про зміну коефіцієнта тертя в процесі тертя показує суттєве зростання цього показника по мірі збільшення температури розігріву контактної поверхні металевого диска. Використання тепловідвідних вставок

сприяє стабілізації коефіцієнта тертя, зростання якого за один цикл випробувань без мідної вставки становить 117%, в той час як з мідною вставкою всього 60%.

Серед фрикційних матеріалів останнього покоління, які можуть використовуватися в високонавантажених системах гальмування, є матеріали з керамічною матрицею. Завдяки високій твердості і стійкості до абразивного зносу, поширення одержали матеріали з карбідокремнієвою матрицею, армованою вуглецевими чи іншими типами волокон. Вони мають відносно малу щільність, що дозволяє зменшити вагу вузла, високою зносостійкістю в різних середовищах, здатністю поглинати велику кількість теплової енергії, високою робочою температурою і стійкістю до термічного удару.

*2. Терморегулювання засноване на відвід теплоти назовні від пар тертя фрикційних елементів.*

*2.1. Вентиляція, самовентиляція та адаптивна вентиляція.*

Одне з рішень проблеми охолодження дискового гальма, яке широко застосовується на практиці, - конструкція гальмівного диска, що передбачає вентиляційні лопатки (вінець), які при обертанні створюють циркуляцію повітря, спрямовану від вхідних отворів центральній частині дисків до його периферії, забезпечуючи самовентиляцію під час руху. Цей спосіб охолодження доповнюється і коригується різними конструктивними рішеннями. Наприклад, на роторі гальмівного диска поперечні охолоджуючі вентиляційні ребра виконані розташованими не радіально, а по дотичній до зовнішньої частини маточини ротора та мають опорні радіальні виступи, тобто мають нове розташування і форму, завдяки чому з'являються нові властивості, такі як збільшення (приблизно на 40%) їх контактуючої поверхні з охолоджуючим повітрям, підвищення надійності кріплення [83]. Зазначені властивості дозволяють більш інтенсивно охолоджувати гальмівний диск при роботі і більш ефективно здійснювати гальмування.

В автомобільному дисковому гальмі через недостатнє охолодження гальмівного диска під час руху, було запропоновано підвести до нього труби,

з'єднані з карбоновими направляючими, які є частиною переднього бампера. Саме з них подається потік повітря для постійного охолодження гальмівних дисків.

### *2.2. Відведення теплоти спеціальними охолоджуючими елементами.*

Відома [84] система охолодження барабанно-колодкового гальма транспортного засобу, в якій теплопровідні накладки колодок з'єднані між собою теплоізолюваним теплопроводом. Останній з допомогою основного теплоізолюваного теплопроводу з'єднаний з верхнім бачком радіатора системи охолодження двигуна або з теплообмінником, виконаного у вигляді радіатора з розвиненою сітки поверхнею, який встановлюється на кабіні транспортного засобу. Одним з варіантів системи є підключення кожної теплопровідної накладки колодки за допомогою теплоізолюваного теплопроводу з торообразною тепловою трубкою з ребрами. Найбільш простим конструктивним рішенням є застосування пустотілих кріпильних гвинтів (кріплять накладки до основи колодки), заповнених теплоносієм і виконуючих функції теплової трубки. Зверху головки гвинтів з'єднані між собою теплопровідними перемичками, а знизу – ребристими трубопроводами.

### *2.3. Примусове локальне охолодження подачею в контакт охолоджуючого середовища.*

Управління зчепленням трибологічної системи «диск-накладка» та «колесо-колодка-рейка» за рахунок керування і контролю локально-механічної температурної складової в залежності від фрикційних умов контакту. Прикладом є пристрій безконтактного керування фрикційною взаємодією у двоточковому контакті колеса з рейкою, що містить компресор, електропневматичний вентиль, систему примусового підігріву та нагнітання стисненого повітря, яке через профільоване сопло подається в зону контакту колеса з рейкою, та забезпечено блоком керування, з'єднаним з електропневматичним вентилем, а як система примусового підігріву та нагнітання стисненого повітря використовується вихрова трубка Ранка-Хілша, яка з'єднана теплоізолюваними трубопроводами з профільованими соплами, які

направлені в зону контакту колеса з рейкою та на гребінь колеса [85, 86].

### **5.3 Експертне оцінювання методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем**

Гальмівна система являє собою складну технічну систему, якість функціонування якої визначається багатьма критеріями: функціональними, надійнісними, вартісними, енергетичними, ресурсними, часовими, технічними, соціальними, екологічними і т. д. Створення гальмівних елементів є багатокритеріальною, статистичною, недетермінованою задачею прийняття рішення. Серед безлічі варіантів конструктивного виконання, необхідно вибрати найбільш прийнятну.

Теорія прийняття рішень зазвичай використовується для вибору найкращого варіанта (альтернативи) серед усіх можливих відносно заданого критерію оптимальності в умовах певної невизначеності, яка потребує уточнення положення, в результаті чого нові постановки задачі прийняття рішень, а також різноманітність і вдосконалення методів вирішити цю проблему. На практиці застосовуються різні методи теорії прийняття рішень, кожен з них діє по відношенню до певних критеріїв.

З дослідження наукових праць вітчизняних [87, 88] і закордонних [89, 90, 91] авторів можна виділити основні типи методів:

– *аксіоматичні*: вимірювання корисності альтернатив розглядається за послідовними кроками, які підтверджують справедливість вибору певних аксіом, забезпечуючи можливість використання функції корисності;

– *прямі*: форма залежності результуючої корисності альтернативи від її оцінок за багатьма критеріями задається без будь-яких теоретичних підстав (на відміну від аксіоматичних методів), а параметри цієї залежності або задаються, або безпосередньо оцінюються особою, яка приймає рішення;

– *методи компенсації* включають в себе вписування в два окремих списки достоїнств і вад сформульованих альтернатив, які потім ретельно аналізують й

виявляють такі вади, що можливо вважати еквівалентом певних достоїнств, й викреслюють їх зі списку;

– *метод порогів несправності*: зв'язок між будь-якою парою альтернатив визначається послідовністю бінарних відносин. «Сильним» бінарним відношенням відповідають жорсткі вимоги щодо переваг однієї альтернативи над іншою й, отже, виявлення значної кількості невідповідних альтернатив. Більш «сильною» є вимога повного домінування однієї альтернативи над іншою. Більш «слабке» бінарне відношення визначає умова, при якій, незважаючи на суперечливі оцінки, одна альтернатива наголошується кращою, ніж інша;

– *людино-машинні методи прийняття рішень*;

– *методи експертних оцінок*: організація роботи з фахівцями-експертами з обробкою їх думок, виражених у кількісній і/або якісній формі з метою підготовки інформації для прийняття рішень особою, яка приймає рішення.

Використання інформації, отриманої від фахівців, особливо доцільно, якщо для її збору, узагальнення та аналізу застосовуються спеціальні логічні прийоми та математичні методи обробки результатів, на яких основана система експертних оцінок. Це дозволяє зробити висновки про практичну корисність результатів опитування експертів в умовах реального розкиду значень відносної помилки від 1 % до 20 % та достовірності на рівні 60 % – 95%. Такий метод виявляється найбільш ефективним і дозволяє отримати адекватні результати.

Для дослідження питання оцінювання методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем використано метод експертних оцінок.

Метод експертних оцінок дозволяє працювати з недостатньо формалізованими і структурованими завданнями, для яких чітко не визначено алгоритми, властивості і відносини. Простота використання методу експертних оцінок, його гнучкість і можливість отримання необхідної інформації призвело до його використання для оцінки варіантів удосконалення елементів гальмівної системи для стабілізації температури в трибоконтках. В групу експертів

увійшли наукові та інженерно-технічні працівники університетів, депо і виробників елементів рухомого складу. Фактори оцінки інноваційних методів підвищення ефективності гальмівної системи сучасного рухомого складу представлені на рисунку 5.3.

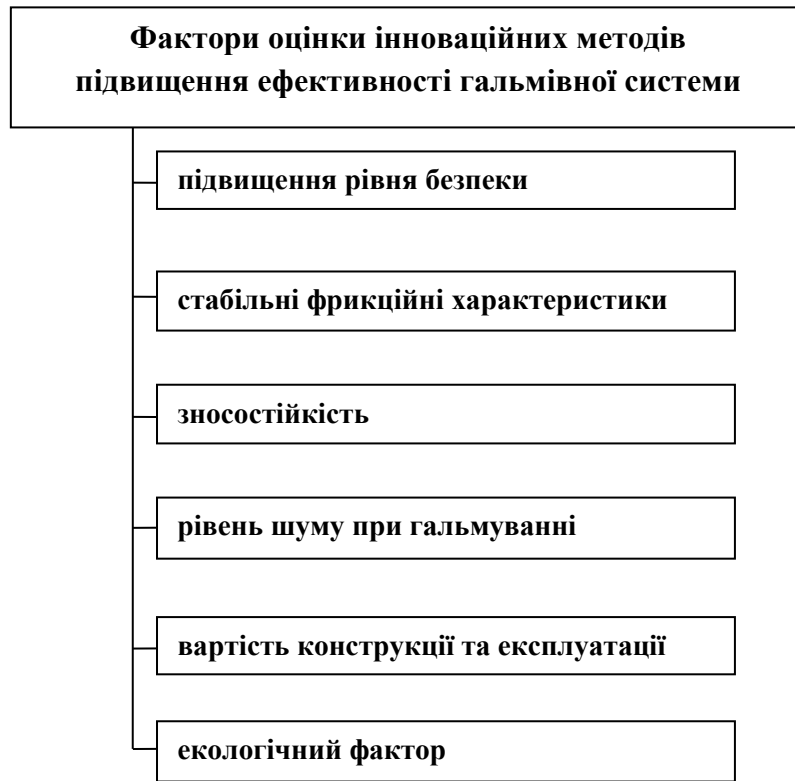


Рисунок 5.3 – Фактори оцінки інноваційних методів підвищення ефективності гальмівної системи

Постановка задачі експертного оцінювання складається з визначення об'єкта дослідження, пропонованих експертам для оцінки об'єктів (факторів), визначення експертів та їхнього рангу компетентності. Експерти виконують оцінювання (ранжування) запропонованих об'єктів, після чого виконується математико-статичний аналіз результатів.

Дослідження з оцінювання методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем проводилося згідно до наступної схеми [92].

1. Об'єкт дослідження – гальмівні системи.

2. Кількість варіантів запропонованих експертам  $n$ .
3. В оцінці варіантів беруть участь  $m$  експертів.
4. Кожен експерт має свій ранг, який визначається рівнем його компетенції і джерелами аргументації оцінки.
5. Кожен експерт проводить якісною оцінку запропонованих варіантів.
6. Всі варіанти удосконалення гальмівних елементів повинні бути розподілені по їх значущості.

Обробка результатів експертного оцінювання здійснювалася за допомогою розробленої програми [93] (рисунок 5.4).

Факторы	Эксперт 1	Эксперт 2	Эксперт 3	Эксперт 4	Эксперт 5	Эксперт 6	Эксперт 7	Эксперт 8	Эксперт 9	Эксперт 10	Эксперт 11
Фактор 1	5	6	5	5	4	5	6	4	5	5	4
Фактор 2	7	7	6	6	6	7	7	7	6	7	7
Фактор 3	4	4	4	4	4	5	5	4	4	5	4
Фактор 4	3	3	4	3	3	2	3	4	3	4	3
Фактор 5	4	5	3	5	4	5	4	6	4	3	4
Фактор 6	2	4	3	2	3	4	4	3	3	4	4
Фактор 7	5	5	6	6	6	5	5	6	5	5	6

Проанализировать результаты экспертного оценивания

Рисунок 5.4 – Вікно програми з результатами експертного оцінювання

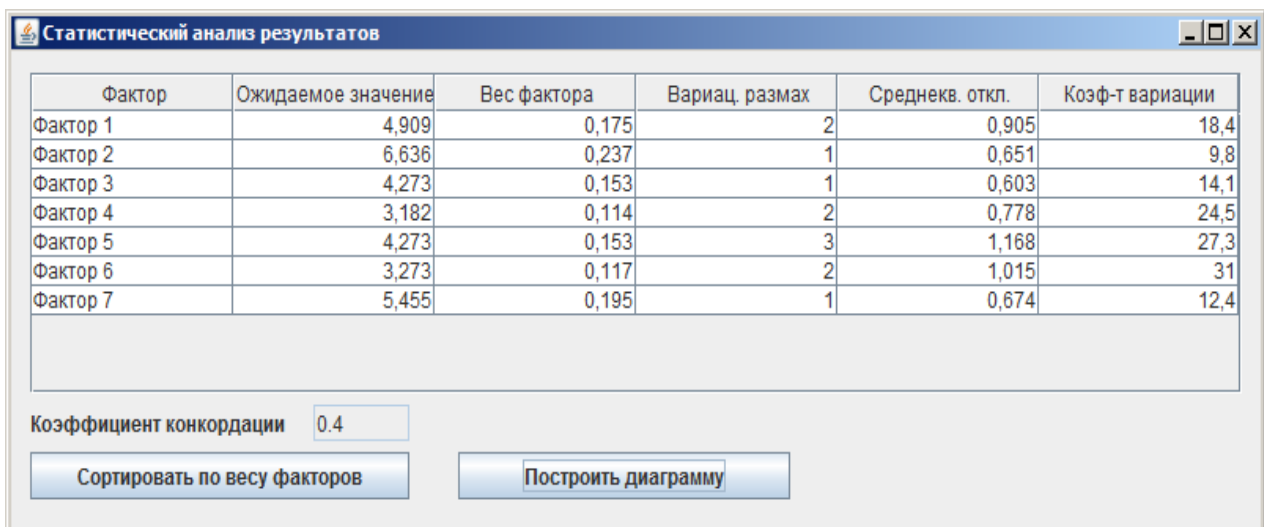
Оцінювані інноваційні методи підвищення ефективності гальмівної системи наступні:

- 1 – фрикційні елементи з порофоровими вставками;
- 2 – застосування ребер охолодження;
- 3 – використання теплорозсіюючого матеріалу;
- 4 – фрикційні елементи, в конструкції яких передбачені фазові переходи;
- 5 – подача повітря в контакт трибоелементів;
- 6 – очистка та охолодження доріжки кочення;
- 7 – подача охолоджуючого середовища в залежності від режиму руху.

На першому етапі роботи в програмі визначається кількість експертів і факторів, які беруть участь у даному оцінюванні. Також можна дати назву кожному з експертів та факторів. Далі необхідно ввести результати експертного оцінювання.

Кожен з експертів оцінює всі фактори таким чином, що найнижча оцінка може дорівнювати 1, а найвища – кількості факторів, які розглядаються у даному оцінюванні. Якщо кожен експерт оцінює всі фактори різними числами (рангами) від 1 до кількості факторів, розглядається порядкова шкала оцінювання. Якщо експерти оцінюють фактори довільними числами з цього діапазону, має місце інтервальна шкала оцінювання.

На формі результатів статистичного аналізу (рисунок 5.5) містяться наступні дані: очікуване значення кожного з факторів, вага, варіаційний розмах, середньоквадратичне відхилення, коефіцієнт варіації та коефіцієнт конкордації експертів.



Фактор	Ожидаемое значение	Вес фактора	Вариаци. размах	Среднекв. откл.	Коеф-т вариации
Фактор 1	4,909	0,175	2	0,905	18,4
Фактор 2	6,636	0,237	1	0,651	9,8
Фактор 3	4,273	0,153	1	0,603	14,1
Фактор 4	3,182	0,114	2	0,778	24,5
Фактор 5	4,273	0,153	3	1,168	27,3
Фактор 6	3,273	0,117	2	1,015	31
Фактор 7	5,455	0,195	1	0,674	12,4

Коефициент конкордации:

Рисунок 5.5 – Статистичний аналіз результатів

Фактори в таблиці можна впорядкувати за їхньою вагою та побудувати діаграму. Діаграма відображує очікувані значення всіх факторів (рисунок 1.6). Також на формі міститься легенда, яка пояснює позначення на діаграмі. Фактори впорядковані так, як було зазначено на попередній формі.

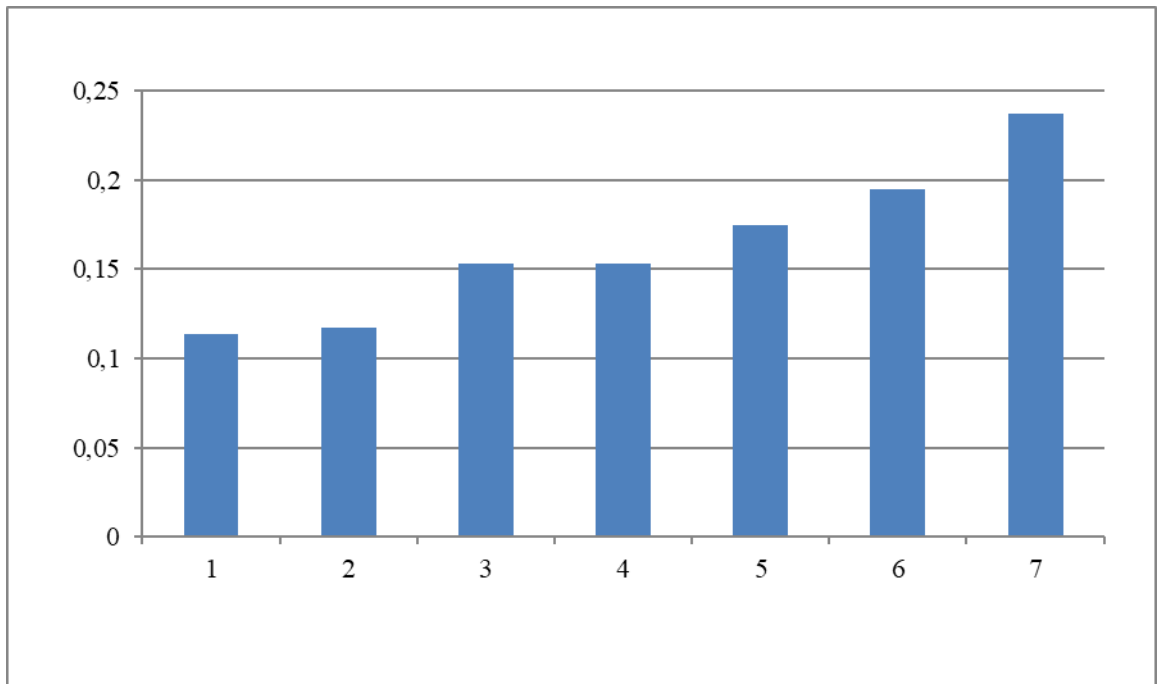


Рисунок 5.6 – Результати аналізу пріоритетних напрямків керування фрикційним контактом

За думкою кожного з  $j$  експертів ( $j = 1-m$ ) певний фактор  $i$  ( $i = 1-n$ ) має вплив різного ступеню на об'єкт дослідження.

Стосовно ступеня впливу, визначеного експертом, здійснюється ранжирування факторів  $x_{ji}$ , результати якого представляють у вигляді матриці у таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Результати експертного оцінювання

Експерт	Фактори						
	IM1	IM2	IM3	IM4	IM5	IM6	IM7
<b>1</b>	3	2	4	4	5	5	7
<b>2</b>	3	4	4	5	6	5	7
<b>3</b>	4	3	4	3	5	6	6
<b>4</b>	3	2	4	5	5	6	6
<b>5</b>	3	3	4	4	4	6	6
<b>6</b>	2	4	5	5	5	5	7
<b>7</b>	3	4	5	4	6	5	7
<b>8</b>	4	3	4	6	4	6	7
<b>9</b>	3	3	4	4	5	5	6
<b>10</b>	4	4	5	3	5	5	7
<b>11</b>	3	4	4	4	4	6	7

Узгодженість думок експертів в цьому випадку визначається за допомогою коефіцієнта конкордації. Переконавшись в узгодженості думок експертів, будуємо діаграму рангів. При побудові цієї діаграми по осі абсцис відкладено суми рангів, а по осі ординат – фактори. Отримана діаграма рангів представлена на рисунку 5.6. Ступінь впливу факторів на об'єкт дослідження оцінюється за величиною суми рангів: чим більше сума рангів певного фактора, тим більший вплив здійснює цей фактор на об'єкт дослідження.

Нехай  $x_{ij}$  – оцінка фактора  $i$ , дана  $j$ -им експертом. Тоді вага  $i$ -го об'єкта, підрахована за оцінками всіх експертів ( $w_i$ ), дорівнює:

$$w_i = \frac{\sum_{j=1}^m w_{ij}}{m}, i = \overline{1, n}, \quad (5.1)$$

де  $w_{ij}$  – вага  $i$ -го об'єкта, визначена за оцінками  $j$ -го експерта, дорівнює:

$$w_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sum_{i=1}^n x_{ij}}, i = \overline{1, n}, j = \overline{1, m} \quad (5.2)$$

У разі участі в опитуванні декількох експертів розбіжності в їх оцінках неминучі, проте величина розбіжності має важливе значення. Групова оцінка може вважатися достатньо надійною тільки за умови гарної узгодженості відповідей окремих фахівців.

Для аналізу розкиду і узгодженості оцінок застосовуються статистичні характеристики – міри розкиду.

Варіаційний розмах:

$$R = x_{\max} - x_{\min}, \quad (5.3)$$

де  $x_{\max}$  - максимальна оцінка об'єкта;  $x_{\min}$  - мінімальна оцінка об'єкта.

Середнє квадратичне відхилення, обчислюване за відомою формулою:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^m (x_j - \bar{x}_g)^2}{m-1}}, \quad (5.4)$$

де  $x_j$  - оцінка, дана  $j$ -им експертом;  $m$  - кількість експертів.

Коефіцієнт варіації, який зазвичай виражається у відсотках:

$$V = \frac{\sigma}{\bar{x}_g} \cdot 100\% \quad (5.5)$$

Результати статистичного аналізу наведені у таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Результати статистичного аналізу

Показник	Фактори						
	ІМ1	ІМ2	ІМ3	ІМ4	ІМ5	ІМ6	ІМ7
Очікуване значення	4,273	3,273	4,273	4,273	4,909	5,455	6,636
Вага фактора	0,153	0,117	0,153	0,153	0,175	0,195	0,237
Варіаційний розмах	1	2	3	1	2	1	1
Середньокв. відхилення	0,603	1,015	1,168	0,603	0,905	0,674	0,651
Коефіцієнт варіації	14,1	31	27,3	14,1	18,4	12,4	9,8

Виходячи з отриманих значень, можемо зробити висновок про задовільну узгодженість оцінок експертів.

З аналізу опитування встановлено, що найбільш перспективним методом підвищення ефективності керування фрикційним контактом є подача охолодженого повітря в залежності від режиму руху. Даний метод отримав найбільший ранг 0,237. Також важливим фактором для без'юзового гальмування є очистка та охолодження доріжки кочення (ранг 0,195).

Згідно ранжування, важливе значення має застосування колодок, в яких запроваджено матеріали з фазовим переходом, що дозволяє провести відбір теплоти від контакту миттєво. Застосування порофорових вставок в конструкції колодки також дозволяє охолодити контакт за рахунок утворення при терті охолоджуючого газу. Значущим технічним рішенням є застосування теплорозсіюючих матеріалів в конструкції гальмівних систем. Така конструкція дозволяє постійно проводити відтік тепла від поверхні тертя. При подачі додатково потоку повітря на теплорозсіюючий матеріал можна досягти більшої ефективності стабілізації температури.

#### **5.4 Аналіз можливостей управління теплофрикційною навантаженістю локального трибологічного контакту**

Серед всіх існуючих передач тертям (муфти зчеплення, варіатори, ремінні передачі і т.п.) найбільш специфічні умови експлуатації має фрикційна передача колесом локомотива сили тяги або гальмування.

Специфіка взаємодії коліс з рейками має кілька аспектів. По-перше, в контакт колеса з рейкою потрапляють частинки речовин, що мають різне походження:

- кліматичне (опале листя, волога, навколишня температура);
- технологічне (баластний камінь, продукти корозії, мастильні матеріали);
- продукти зносу коліс, рейок, гальмівних колодок;
- вантажі (нафта, вугілля, крупи тощо).

По-друге, на фрикційні умови контактування коліс із рейками може надаватися активний вплив (подача абразивних матеріалів, активаторів тертя,

лубрикація). Ще однією особливістю роботи колісних пар є їх багатофункціональність. Колісні пари забезпечують:

- спірання і напрямок рухомого складу під час руху по рейковому шляху;
- передачу тягового (гальмівного) зусилля;
- пропускання тягових струмів в землю.

Всі ці функції реалізуються при контактуванні коліс з рейками, причому різні функції реалізуються в різних зонах поверхні тертя, як колеса, так і рейки. Тому система «колесо-рейка» являє собою поєднання двох пар тертя «фрикційної» і «антифрикційної» [94].

Як відомо, реалізація сили тяги (гальмування) супроводжується ковзанням коліс відносно рейок. Це призводить до того, що частина потужності локомотива витрачається не на тягу, а на розігрів і руйнування (знос) поверхонь в зоні контакту. Тому більш коректним є використання, крім рівня зчеплення, ще й гадки ККД передачі, вперше сформульоване в роботі [95]. У ній запропоновано такий вираз для визначення ККД:

$$\eta = \frac{W_n}{W_{об}} = \frac{F_{цл} \cdot V_l}{(F_{цл} \cdot V_l + F_{цк} \cdot V_{ск})} = \frac{1}{1 + \frac{V_{ск}}{V_l}}, \quad (5.6)$$

де  $\eta$  – ККД передачі;  $W_n$  – корисна потужність;  $W_{об}$  - загальна потужність;  $F_{цл}$  - сила зчеплення колеса з рейкою;  $V_l$  - швидкість руху локомотива;  $V_{ск}$  - швидкість ковзання колеса щодо рейки.

Одним з фундаментальних понять, які використовуються для опису процесу зчеплення коліс з рейками, є поняття «характеристика зчеплення» - залежність коефіцієнта зчеплення від відносного ковзання  $\psi = f(|\varepsilon|)$ . З огляду на те, що  $\varepsilon = V_{ск}/V_l$ , доцільно провести перетворення формули (1.6) до наступного вигляду:

$$\eta = \frac{I}{I + \varepsilon}. \quad (5.7)$$

З рисунку 5.7 випливає, що у всіх випадках використання піску збільшує коефіцієнт зчеплення і зменшує ковзання, що призводить до зростання ККД. Але при цьому є «побічний ефект» - збільшення опору руху (до 12% [96]). Втім, при гальмуванні цей ефект можна вважати позитивним [97, 98].

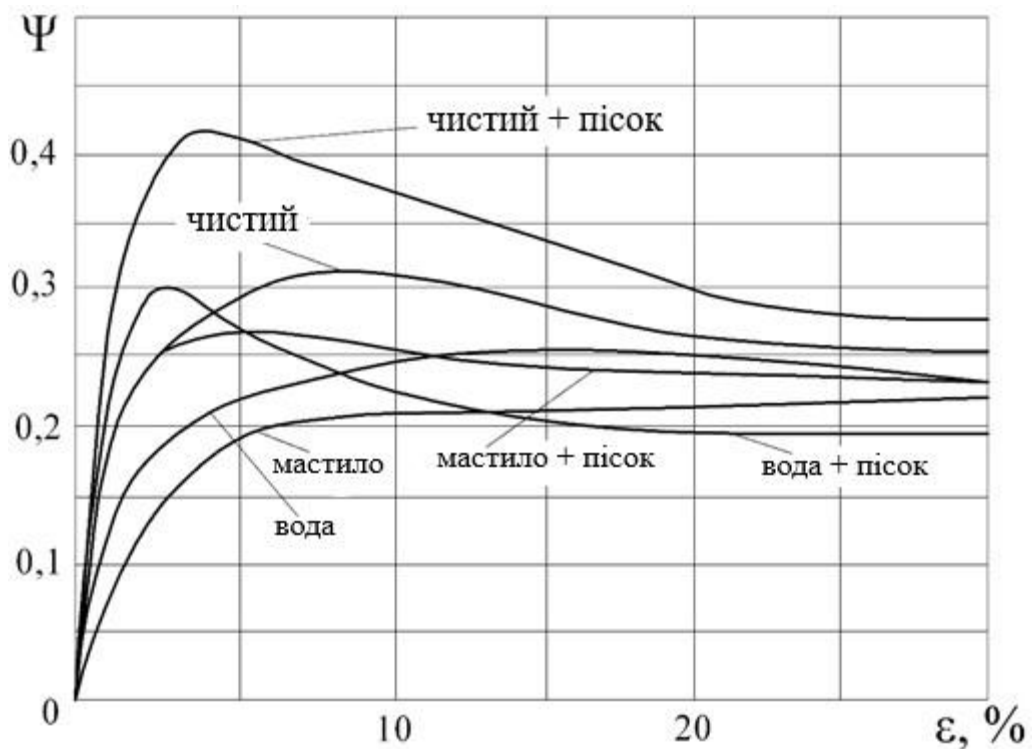


Рисунок 5.7 – Характеристики зчеплення при різних умовах контактування колеса з рейкою

Використовуючи формулу (5.7) і залежності, представлені на рис. 5.7 визначимо ККД передачі при різних фрикційних станах. Розглянемо реалізацію локомотивом сили тяги відповідну двома рівнями коефіцієнта зчеплення 0,2 і 0,25. Результати розрахунків зведені в таблицю 5.4.

На підставі отриманих результатів можна сформулювати вимоги до фрикційному взаємодії в системі «колесо-рейка»: забезпечення стабільно високого коефіцієнта зчеплення при одночасному забезпеченні максимально

можливого ККД і мінімізації величини опору руху з урахуванням режимів і параметрів руху (тяга, гальмування, вибіг, швидкість руху і т.п.).

Таблиця 5.4 – ККД передачі «колесо-рейка» при різних фрикційних умовах контактування

Фрикційні умови	Ковзання, %		КПД, %	
	0,2	0,25	0,2	0,25
Чисті поверхні	0,9	2,5	0,991	0,975
Вода	3,5	12,1	0,966	0,892
Мастило	6,5	-	0,939	-
Вода + пісок	0,7	1,5	0,993	0,985

З огляду на сказане необхідно провести аналіз методів активного впливу на фрикційні властивості трибосистеми «колесо-рейка» [99]. Поліпшення умов взаємодії системи «колесо-рейка» досягається шляхом вдосконалення конструкції локомотивів, профілактичними заходами і безпосереднім впливом на фрикційні властивості поверхонь коліс і рейок при їх експлуатації [100, 101].

На підставі проведеного аналізу теоретичних і експериментальних досліджень фрикційного контакту встановлено, що управління механічною складовою недостатньо для досягнення стабільно високих зчіпних якостей трибологічних вузлів. Недостатньо вивченим є питання впливу температури на стабілізацію коефіцієнта тертя. Встановлено, що при досягненні температури в металевому контакті від 200 до 400 °С змінюються міцнісні властивості поверхневого шару. Тому пропонується управління зчепленням трибологічної системи «диск-накладка» та «колесо-колодка-рейка» за рахунок керування і контролю локально-механічної температурної складової в залежності від фрикційних умов контакту.

### **Висновки по розділу 5**

На основі проведеного комплексного аналізу експериментальних та теоретичних досліджень, визначено, що однією з найважливіших проблем гальмових пристроїв є підтримання поверхневих температур їх пар тертя в

певних межах. Перевищення допустимих температур фрикційних поверхонь призводить до втрати ними зносо-фрикційних властивостей, спостерігається дестабілізація експлуатаційних параметрів (динамічного коефіцієнта тертя, гальмового моменту, механічних і теплових деформацій, зносу і т.д.) гальмових пристроїв.

Розглянуті відомі способи реалізації терморегулюючої і енергорозсіюючої функцій в гальмівних системах, представлена їх класифікація.

З аналізу проведеного експертного оцінювання встановлено, що найбільш перспективним методом підвищення ефективності керування фрикційним контактом є подача охолодженого повітря в залежності від режиму руху. Даний метод отримав найбільший ранг 0,237. Також важливим фактором для без'юзового гальмування є очистка та охолодження доріжки кочення (ранг 0,195).

На підставі отриманих результатів сформульовані вимоги до фрикційної взаємодії в системі «колесо-рейка»: забезпечення стабільно високого коефіцієнта зчеплення при одночасному забезпеченні максимально можливого ККД і мінімізації величини опору руху з урахуванням режимів і параметрів руху (тяга, гальмування, вибіг, швидкість руху і т.п.).

## **6 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КЕРУВАННЯ ЕНЕРГОВИТРАТАМИ НА САМОВЕНТИЛЯЦІЮ ГАЛЬМІВНОГО ДИСКА**

### **6.1 Розрахунок вентиляційного апарату гальмівного диска**

Вся енергія, яка виробляється тяговим транспортним засобом, витрачається на подолання сил опору і сил інерції. Щорічно на тягу поїздів витрачається велика кількість палива і електроенергії, вартість яких істотно впливають на собівартість перевезень. Отже, зниження опору так само важливо, як і збільшення коефіцієнта корисної дії тягового транспортного засобу. Зменшення опору дозволяє збільшити вагу рухомого складу або швидкість при тому ж локомотиві, знизити знос і витрати на ремонт. Проблема зниження опору руху безпосередньо пов'язана з необхідністю аеродинамічної оптимізації рухомого складу [102].

Однією з основних характеристик вентилятора є його витратна характеристика. Для гальмівного диска вона виражає залежність кількості повітря, що проходить через вентиляційні канали, від числа обертів диска (швидкості руху поїзда).

Для визначення витратних характеристик у [103] використовувалася експериментальна установка, що представляє собою камеру з наддувом. Модель гальмівного диска, що має натурні розміри прототипу, встановлена на валу в камері наддуву. Стиковка поверхні тертя моделі диска з камерою здійснюється в районі входів у вентиляційні канали за допомогою обертового ущільнення. При обертанні модель працює як вентилятор, засмоктуючи з камери повітря і викидаючи його через вентиляційні канали в атмосферу. Поповнення запасу повітря в камері здійснюється вентилятором наддуву, на вході якого встановлено витратомірний пристрій. При різниці між атмосферним

тиском і тиском у камері, рівний нулю, витрата повітря гальмівним диском дорівнює витраті повітря вентилятором наддуву.

Змінюючи число обертів моделі і регулюючи тиск у камері шляхом зміни числа обертів вентилятора наддуву, можна після обробки результатів випробувань отримати витратну характеристику у вигляді залежності

$$A = \phi \cdot V, \quad (6.1)$$

де  $A$  - витрата повітря через гальмівний диск;  $V$  - швидкість руху поїзда;  
 $\phi$  - емпіричний коефіцієнт.

Витратні характеристики гальмівних дисків представляють собою прямі лінії, що проходять через початок координат (рис. 6.1). Коефіцієнт витратної характеристики  $\phi$  для гальмівних дисків знаходиться в межах від 36 до 72 [104].

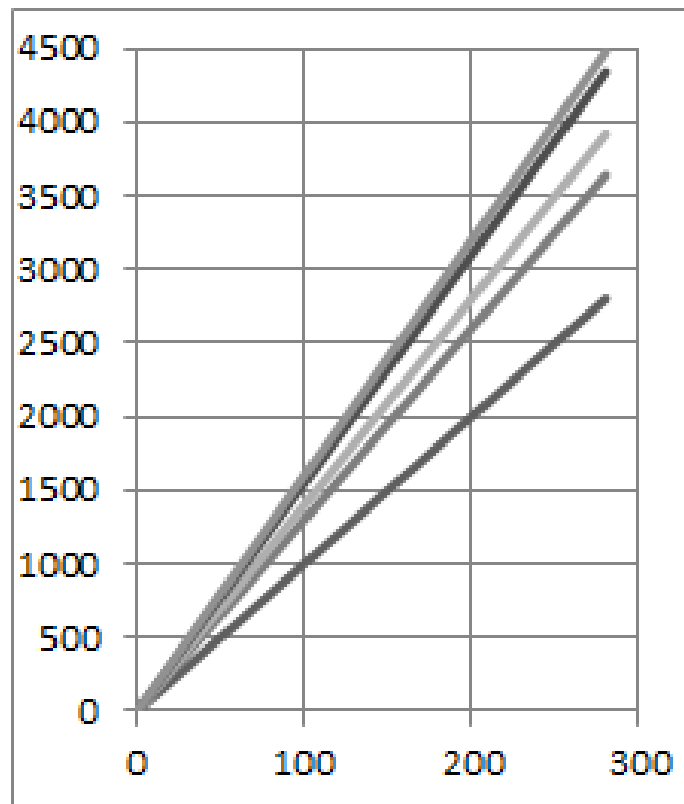


Рисунок 6.1 – Витратні характеристики гальмівних дисків

Теоретичний тиск лопаткового колеса з нескінченним числом лопаток визначається за формулою

$$P_{T\infty} = \frac{\rho}{2} (C_2^2 - C_1^2 + U_2^2 - U_1^2 + w_2^2 - w_1^2), \quad (6.2)$$

де  $C_1, C_2$  - абсолютні швидкості руху повітря при вході в робоче колесо і при виході з нього;

$U_1, U_2$  - окружні швидкості на внутрішній і зовнішній окружностях робочого колеса.

Для гальмівних дисків, що мають кути між напрямком окружних і відносних швидкостей на вході в вентиляційні канали і виході з них рівні  $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ , тобто мають прямі радіальні лопатки (рис. 6.2)

$$C_1^2 = w_1^2 + U_1^2, C_2^2 = w_2^2 + U_2^2, \quad (6.3)$$

Після підстановки в (6.2) отримуємо теоретичне тиск, що розвивається гальмівним диском з нескінченним числом прямих радіальних лопаток

$$C_2^2 = w_2^2 + U_2^2, P_{T\infty} = \rho(U_2^2 - U_1^2). \quad (6.4)$$

Окружні швидкості визначаються

$$U_1 = 2\pi n_d R_1, U_2 = 2\pi n_d R_2, \quad (6.5)$$

де  $R_1, R_2$ - внутрішній і зовнішній радіуси диска;  $n_d$ - швидкість обертання диска.

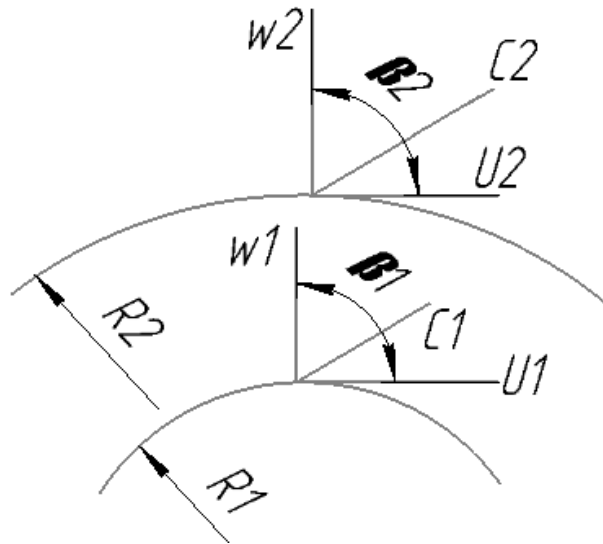


Рисунок 6.2 – Розподіл швидкостей повітряного потоку в гальмівному диску

Так як вираз (6.2) дійсний для нескінченного числа лопаток, слід внести поправку на кінцеве число лопаток.

$$E_z = \frac{1}{1 + 2 \frac{\psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2}}, \quad (6.6)$$

де  $z$  - число лопаток колеса.

$$\psi = (0,55 + 0,65) + 0,6 \sin \beta_2 \quad (6.7)$$

Враховуючи для гальмівних дисків кут  $\beta_2 = 90^\circ$ , можна прийняти значення  $\psi = 1,2$ . Тоді формула (6.6) прийме вигляд

$$E_z = \frac{1}{1 + \frac{2,4}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2}}, \quad (6.8)$$

Враховуючи поправку, отримаємо тиск лопаткового колеса з кінцевим числом лопаток

$$P_{TK} = E_z \cdot P_{T\infty}. \quad (6.9)$$

Теоретична продуктивність лопаткового колеса з нескінченним числом лопаток може бути визначена як

$$A_{T\infty} = \sqrt{P_{T\infty} \frac{2}{P_1}} \pi D_2 B_2, \quad (6.10)$$

де  $D_2$  - зовнішній діаметр колеса;  $B_2$  - ширина лопаткового колеса на виході.

Для визначення теоретичної продуктивності лопаткового колеса з урахуванням кінцевого числа лопаток слід в формулу (6.10) підставити теоретичний тиск з формули (6.9)

Добуток  $\pi D_2 B_2$  - площа вихідного перетину лопаткового колеса. Площу вихідного перерізу для дисків слід визначити з урахуванням площі торців лопаток

$$A_{TK} = \sqrt{P_{TK} \frac{2}{P_1}} \pi D_2 B_2. \quad (6.11)$$

$$S_{\text{вих}} = \pi D_2 B_2 - S_p,$$

де  $S_p$  - площа торців лопаток гальмівного диска на виході з вентиляційних каналів.

Теоретична продуктивність гальмівного диска як вентилятора з урахуванням кінцевого числа лопаток може бути визначена як

$$A_{TK} = \sqrt{P_{TK} \frac{2}{P_1} (\pi D_2 B_2 - S_p)}. \quad (6.12)$$

Дослідженнями встановлено, що фактична продуктивність гальмівних дисків становить в середньому 30% від теоретичної. Для гальмівних дисків з різною конструкцією лопаткового апарату величина витратного ККД лежить в межах від 0,25 до 0,35.

Кількість повітря, що проходить через кожен вентиляційний канал, визначається за формулою

$$A_K = \frac{A_y}{z}, \quad (6.13)$$

де  $A_y$  - продуктивність умовного диска;  $z$  - число каналів умовного диска.

З огляду на те, що перетин каналу непостійний, а зростає із збільшенням радіуса, в той час як витрата через канал при даному числі обертів залишається незмінною, швидкість потоку в каналі безперервно убиває від входу до виходу. Так як швидкість потоку в каналі визначається співвідношенням

$$w_K = \frac{A_K}{S}, \quad (6.14)$$

Тоді середню швидкість потоку можна визначити як

$$w_K = \frac{A_K}{S_2 - S_1} \ln \frac{S_2}{S_1}, \quad (6.15)$$

де  $S_1$  и  $S_2$  - площі перерізу на вході і виході каналу відповідно.

Проведені розрахунки показують, що потужність, що витрачається поїздом при русі на подолання опору від роботи дискового гальма для сучасних поїздів становить до 2000 кВт (табл. 6.1).



Таблиця 6.1 – Потужність, що витрачається поїздом при русі на подолання опору від роботи дискового гальма

Поїзд	Потужність поїзда, кВт	Швидкість руху, км/год (м/с)	Вентиляторна потужність гальмівного диска, $N_{el}$ , Вт	Сумарна вентиляторна потужність гальмівних дисків поїзда, $N_{\Sigma}$ , кВт
«Аврора» (Росія)	6092	200 (56)	2060	247
TGV (Франція)	22500	574,8 (159)	31065	1988
Сапсан (Німеччина, Росія)	8000	250 (69,4)	3599	432
Дизель-поїзд Adelante (ALSTOM)	2800	200 (56)	2060	99
ДР1 (Ризький)	736	120 (33,3)	521	19

## 6.2 Залежність витрат на самовентиляцію від потужності залізничного транспортного засобу

Отримана залежність витрат на самовентиляцію від потужності залізничного транспортного засобу (рис. 6.3).

Регресійний аналіз надає можливість моделювання вимірюваних даних і дослідження їх властивостей. Дані складаються з пар значень залежної змінної (змінної відгуку) і незалежної змінної (пояснювальної змінної). Регресійна модель є функцією незалежної змінної і параметрів з доданою випадковою змінною або константою.

Поліноміальна регресія використовується для наближення даних  $(x_i, y_i)$  поліномом  $k$ -го ступеня

$$A(x) = a + b \cdot x + c \cdot x^2 + d \cdot x^3 + \dots + h \cdot x^k. \quad (6.16)$$

При  $k = 1$  поліном описують прямою лінією, при  $k = 2$  - параболою, при  $k = 3$  - кубічної параболою і т.д. Як правило, на практиці застосовують  $k < 5$ . Для побудови регресії поліномом  $k$ -го ступеня необхідна наявність принаймні  $(k + 1)$  наборів даних.

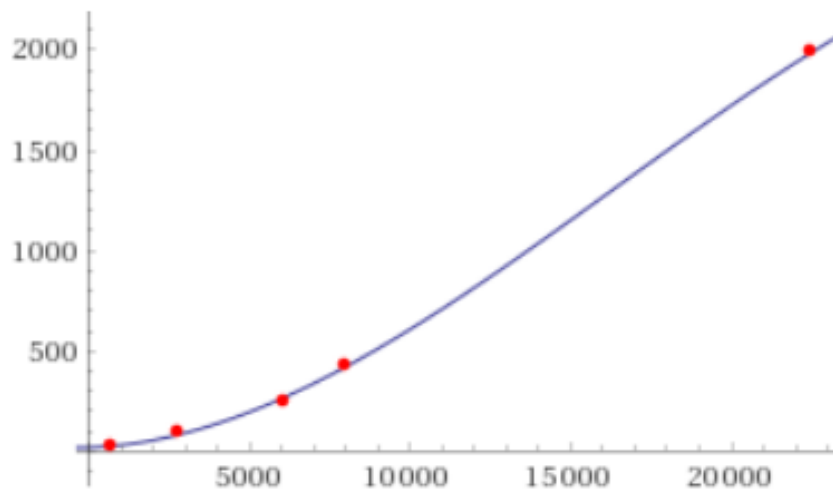


Рисунок 6.3 – Графік функції витрат на самовентиляцію від потужності залізничного транспортного засобу

Функція має наступний вигляд [105]:

$$y(x) = -1.39248 \cdot 10^{-10} x^3 + 6.81816 \cdot 10^{-6} x^2 + 4.61426 \cdot 10^{-3} x + 18.7212 \quad (6.17)$$

де  $y(x)$  – сумарна вентиляторна потужність поїзда (кВт),  $x$  – потужність поїзда (кВт).

З побудованої моделі можемо зробити висновок про зростання витрат потужності на самовентиляцію відносно потужності транспортного засобу з її збільшенням. Модель також є інструментом прогнозування витрат потужності на самовентиляцію для потужностей, для яких немає експериментальних даних.

При високих швидкостях транспортного засобу вентиляційними лопатками дискових гальм створюється додатковий опір руху, що призводить до певних витрат потужності локомотива, особливо для високошвидкісних локомотивів, у яких за рахунок значних швидкостей опір збільшується. Концепція адаптивного керування енерговитратами на самовентиляцію гальмівного диска полягає у удосконаленні конструкції гальмівного диска залізничного транспортного засобу з метою зменшення додаткового опору руху його вентиляційним апаратом. З метою зменшення додаткового опору руху вентиляційним апаратом розроблено концепцію та спосіб адаптивного керування енерговитратами на самовентиляцію гальмівного диска, що полягає у закритті вентиляційних каналів у режимах вибігу та тяги, коли гальмівний диск не потребує охолодження.

### **6.3 Визначення впливу потоку набігаючого повітря на тепловіддачу дискового гальма**

Європейські тенденції розвитку залізничного транспорту України спрямовані на підвищення швидкостей, збільшення обсягу перевезень, покращення тяги і підвищення безпеки руху залізничного транспорту. Можливість впровадження цих напрямів розвитку значною мірою залежить від забезпечення ефективної роботи гальмової системи та стійкості гальмування. При взаємодії фрикційних елементів гальмової системи в контакті підвищується температура, що значно впливає на коефіцієнт тертя та на гальмівне зусилля, яке реалізується локомотивом.

Проблема забезпечення ефективності та безпеки гальмування рухомого складу загострюється зі зростанням швидкості руху залізничного транспорту в Україні та світі. Значне збільшення кінетичної енергії, яка при гальмуванні впливає на підвищення температури фрикційних елементів гальма, зумовлює необхідність розробки наукових основ прогнозування і ресурсозберігаючого управління високонавантаженим динамічним фрикційним контактом в режимах

граничного стану, дослідження нових методів удосконалення гальмівних характеристик рухомого складу залізниць. Це зумовлює необхідність встановлення і розвиток залежностей для збільшення граничних значень гальмівного зусилля при стабілізації температури і силового навантаження.

Конвективний коефіцієнт теплопередачі – це функція геометричних параметрів, швидкості обертання і температури, яка впливає на структуру потоку та швидкість повітряного потоку над його поверхнею. Геометрична складова, як правило, розбита на області, що визначають прості форми. Для кожної області конвективний коефіцієнт теплопередачі можна визначити за допомогою відповідних рівнянь. Геометрію гальмівного диска можна розділити на обертовий диск (для поверхонь тертя) і обертові циліндри (для ступиці). Крім того, для вентилязованого диска можна визначити канали.

Охолоджувальність гальмового диска визначається його матеріалом, формою та іншими чинниками. У вентиляційному апараті гальмового диска під час гальмування відбувається значне підвищення температури повітря, і, таким чином, на внутрішніх елементах диска виникає термічний стрес [106]. Найвищу температуру під час гальмування має фрикційна поверхня диска [107].

Під час гальмування швидкість повітряного потоку висока, і конвективний теплообмін впливає на температуру гальмового диска. Таким чином, коефіцієнт тепловіддачі конвекцією гальмового диска стає одним з ключових параметрів моделювання теплової потужності залізничного гальмового диска. Швидкість повітря в одній точці на поверхні гальмового диска залежить від швидкості поїзда і лінійної швидкості обертання диска [108]. У реальному процесі гальмування при високій швидкості поїзда кути між швидкістю поїзда і лінійною швидкістю обертання кожної точки змінюються. Отже, виникає необхідність у еквівалентному коефіцієнті швидкості руху повітря.

Сучасні дослідження з підвищення ефективності роботи гальмових пристроїв складаються з робіт за наступними основними напрямками:

- розробка нових технічних рішень, спрямованих на удосконалення конструкції гальмових пристроїв;

- математичне моделювання теплофізичних і механічних процесів в зоні фрикційного контакту елементів гальма необхідне для аналізу існуючого та перспективного гальмового обладнання;
- оцінка надійності та технічних ризиків експлуатації гальмового обладнання;
- комп'ютерне моделювання теплофізичних і механічних процесів в зоні фрикційного контакту елементів гальма з використанням кінцево-елементних моделей та аналіз його результатів;
- дослідження з обчислювальної гідрогазодинаміки;
- експериментальні дослідження гальмових пристроїв.

Сучасні дослідження вказують на те, що в початковий момент часу з ростом температури в контакті збільшується коефіцієнт тертя, проте при досягненні критичної температури, яка залежить від матеріалу, структури контактуючих тіл, температури навколишнього повітря та інших факторів, відбувається різке падіння коефіцієнта тертя, що негативно позначається на гальмівних властивостях рухомого складу. В дослідженнях останніх років широко розкривається питання термічних стресів та газодинаміки вентильованих дискових гальм. В роботах [109, 110] наводяться результати комп'ютерного моделювання термодинамічних процесів, які відбуваються у дискових гальмах під час руху та гальмування. Але наявні в сучасних дослідженнях аналітичні залежності потребують аналізу та удосконалення з метою отримання можливості визначати та враховувати вплив параметрів руху повітряного потоку.

Опишемо рівняння теплопровідності з граничними умов для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі конвекцією, що враховує відносну швидкість повітря у гальмовому диску.

Коефіцієнт конвекції не залежить від матеріалу, але залежить від стану потоку рідини або газу, його фізичних властивості, температури та геометрії обмежуючих поверхонь. Поверхня гальмового диска у розрахунках теплопереносу приймається еквівалентною площиною:

$$\alpha = 0.664 \left( \frac{v_{\infty} L}{\gamma} \right)^{\frac{1}{2}} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda_{\alpha}}{L}, \quad (6.18)$$

де  $Pr$  – константа Прандтля;  $\lambda_{\alpha}$  – теплопровідність повітря, Вт/(м•К);  $L$  – це довжина обмежуючої поверхні, м;  $v_{\infty}$  – швидкість повітря відносно гальмового диска, м/с;  $\gamma$  – кінематична в'язкість повітря, м<sup>2</sup>/с.

Згідно моделі круглих труб зі схрещенням повітряного потоку, коефіцієнт конвекції до радіальних ребер обчислюється за наступною формулою:

$$\alpha = 0.248 \left( \frac{v_{\infty} d}{\gamma} \right)^{0.606} \text{Pr}^{0.38} \frac{\lambda_{\alpha}}{d}, \quad (6.19)$$

де  $d$  – діаметр охолоджуваного циліндра, м.

Ігноруючи температуру гальмового диска, приймаючи її за температуру навколишнього середовища, вважаємо параметри  $\gamma$ ,  $Pr$ ,  $\lambda_{\alpha}$  константами, тоді  $\alpha$  залежить тільки від  $L$  та  $v_{\infty}$ . Оскільки поле течії навколо обертового гальмового диска складне, швидкість руху повітря слід визначати окремо на зовнішній та внутрішній поверхнях фрикційного диску.

*Швидкість руху повітря на зовнішній поверхні гальмового диска.*

Рух гальмового диска – це синтез руху колеса з плоскою динамікою поїзда і його власного обертання, тому швидкість повітря в точці на поверхні гальмового диска розраховується як синтез швидкості руху залізничного транспортного засобу і лінійної швидкості обертання,  $\omega$  – це кутова швидкість гальмового диску, як показано на рисунок 6.4.

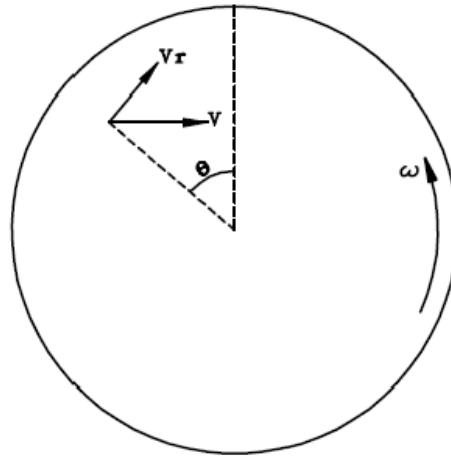


Рисунок 6.4 – Розрахункова схема відносної швидкості повітря

У окремий момент часу швидкості руху повітря в різних точках диску відрізняються одна від одної, але вони є симетричними відносно вертикальної площини, радіус диска є незмінним. При циклічній зміні швидкості руху повітря в будь-якій точці, швидкість повітря у будь-якій точці на однаковому радіусі розглядається як змінна тільки по швидкості.

Еквівалентна швидкість руху повітря на одному радіусі може бути розрахована за формулою:

$$v_{\infty} = \int_0^{\pi} \sqrt{(v + \omega r \cos\theta)^2 + (\omega r \sin\theta)^2} d\theta / \pi, \quad (6.20)$$

де  $v$  - швидкість руху поїзда, м/с;  $\omega$  - кутова швидкість колеса, рад/с;  
 $r$  - радіус точки на гальмовому диску, м;  $\theta$  - кут, як показано на рисунку 6.4.

Так як швидкість руху повітря навколо всього диска симетрична відносно вертикальної площини, необхідно проводити розрахунки для одного з фрикційних дисків.

Враховуючи, що

$$\omega = v/R, \quad (6.21)$$

де  $R$  - радіус колеса, підставимо  $\omega$  в формулу (6.20):

$$v_{\infty} = v \int_0^{\pi} \sqrt{2 \frac{r}{R} \cos \theta + \left(\frac{r}{R}\right)^2} d\theta / \pi . \quad (6.22)$$

Згідно до одержаної формули, еквівалентна швидкість руху повітря для заданого радіуса залежить тільки від швидкості руху транспортного засобу.

Позначимо коефіцієнтом еквівалентної швидкості руху повітря наступний вираз:

$$k = \int_0^{\pi} \sqrt{2 \frac{r}{R} \cos \theta + \left(\frac{r}{R}\right)^2} d\theta / \pi , \quad (6.23)$$

$$v_{\infty} = vk .$$

Числове значення та графік коефіцієнта еквівалентної швидкості руху повітря отримується чисельним інтегруванням.

На рисунку 6.5 наведено графік залежності коефіцієнту  $k$  від радіуса  $r$  [111].

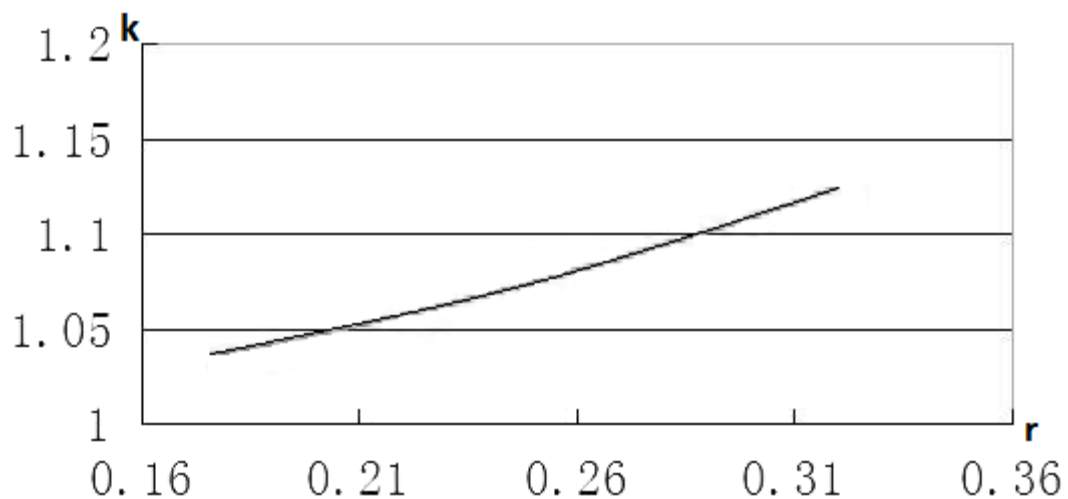


Рисунок 6.5 – Коефіцієнт еквівалентної швидкості руху повітря

### *Швидкість руху повітря на внутрішній поверхні гальмового диска.*

Геометрична структура внутрішньої поверхні гальмового диска значно складніша за зовнішню через наявність вентиляційного апарату, тому опис повітряного потоку відрізняється. У розрахунках руху повітря у

вентиляційному апараті відносна швидкість руху повітря  $v_{\infty}$  замінюється швидкістю руху поїзда  $v$ .

Запропоновано методику розрахунку швидкості руху повітря на поверхні гальмового диска з урахуванням параметрів руху повітряного потоку. Одержаний коефіцієнт еквівалентної швидкості руху повітря виражає залежність відносної швидкості руху повітря на поверхні гальмового диска від швидкості руху залізничного транспортного засобу. Одержані результати дозволяють враховувати параметри руху повітряного потоку при обчисленні коефіцієнта тепловіддачі конвекцією.

### **Висновки по розділу 6**

Удосконалена математична модель, що враховує геометричні параметри повітряних трактів, що дозволило отримати залежності керування енерговитратами на самовентиляцію в різних режимах руху.

Проведені розрахунки показують, що потужність, яка витрачається поїздом при русі на подолання опору від роботи вентилязованого дискового гальма для сучасних поїздів становить до 2000 кВт.

Створена концепція адаптивного керування енерговитратами на самовентиляцію гальмівного диска з метою зменшення додаткового опору руху його вентиляційним апаратом та полягає у закритті вентиляційних каналів у режимах вибігу та тяги, коли гальмівний диск не потребує охолодження.

Запропоновано методику розрахунку швидкості руху повітря на поверхні гальмового диска з урахуванням параметрів руху повітряного потоку.

## 7 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФРИКЦІЙНИХ ПАР ЗАЛІЗНИЧНИХ ГАЛЬМ

### 7.1 Математична модель теплофізичних характеристик дискового гальма з урахуванням адаптивного охолодження. Постановка теплової задачі тертя

Температура в області тертя суттєво впливає на теплофізичні, фізико-механічні та фрикційно-зносіві характеристики фрикційних пар, що застосовуються в гальмах [112, 113, 114].

Тому для підвищення ефективності вибору і функціонування гальмівних пристроїв необхідно коректно сформулювати та вирішити з високою точністю відповідну теплову задачу тертя.

Теплові процеси в елементах пари тертя описуються рівняннями теплопровідності [115]

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_1}{\partial t} &= a_1 \Delta T_1, (x, y, z) \in V_1, t > 0; \\ \frac{\partial T_2}{\partial t} &= a_2 \Delta T_2, (x, y, z) \in V_2, t > 0, \end{aligned} \quad (7.1)$$

де  $(x, y, z)$  – прямокутні декартові координати;  $t$  – змінна часу;  $V_1$  і  $V_2$  – області, займані елементами пари тертя в просторі;  $T_1$  і  $T_2$  – температури;  $a_1$  і

$a_2$  – коефіцієнти температуропровідності;  $\Delta = \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right)$  –

диференціальний оператор Лапласа.

У початковий момент часу

$$T_1|_{t=0} = T_c = T_2|_{t=0}, \quad (7.2)$$

де  $T_c$  – температура середовища, що подається у фрикційний контакт.

В області  $A_H$  взаємодії елементів фрикційної пари задайте контактні умови [116]

$$\begin{aligned} -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial n} \Big|_{A_H} &= \alpha_{\text{эТ}} q - \gamma(T_1 - T_2) \Big|_{A_H}; \\ \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial n} \Big|_{A_H} &= (1 - \alpha_{\text{эТ}})q + \gamma(T_1 - T_2) \Big|_{A_H}, \end{aligned} \quad (7.3)$$

де  $n$  – нормаль до поверхні  $A_H$ , зовнішня по відношенню до другого елемента пари тертя;  $q$  – питома потужність тепловиділення;  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  – коефіцієнти теплопровідності;  $\alpha_{\text{эТ}}$  – коефіцієнт розподілу енергії тертя;  $\gamma$  – теплова провідність контакту.

Частинним випадком умов (7.3) теплового контакту є [117]:

- умови неідеального теплового контакту при  $\alpha_{\text{эТ}} = 1/2$ ;
- умови неідеального теплового контакту з розподілом теплових потоків при  $\gamma = 0$ ;
- умови ідеального теплового контакту при  $\gamma \rightarrow \infty$ .

На вільних поверхнях  $A_1^{\text{охл}}$  і  $A_2^{\text{охл}}$  елементів пари тертя відбувається конвективний теплообмін з навколишнім середовищем:

$$\begin{aligned} -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial n_1} \Big|_{A_1^{\text{охл}}} &= \alpha_1 (T_1 \Big|_{A_1^{\text{охл}}} - T_c); \\ -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial n_2} \Big|_{A_2^{\text{охл}}} &= \alpha_2 (T_2 \Big|_{A_2^{\text{охл}}} - T_c), \end{aligned} \quad (7.4)$$

де  $n_i$  – нормаль до поверхні  $A_i^{\text{охл}}$ , зовнішня по відношенню до  $i$  елемента пари тертя;  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – коефіцієнти конвективної тепловіддачі.

Таким чином, умови (7.1) – (7.4) визначають теплову задачу тертя.

На практиці рішення задачі (7.1) – (7.4) у пов'язаній тепловій постановці (7.3) пов'язане з деякими труднощами, наприклад, громіздкістю аналітичного розв'язання задачі, незастосовністю моделі чинності неповного взаємного перекриття поверхонь тертя, недосконалістю технології вимірювання контактних температур та ін.

Якщо розподіл температури в одному з елементів пари тертя підкоряється відомим законам, наприклад, є в значній мірі однорідним, то в цьому випадку доцільно виключити з розгляду даний елемент і дослідити теплові процеси в зв'язаному елементі з узагальненим граничною умовою [118].

Найчастіше при описі теплових процесів у фрикційної пари інформація про особливості тепловиділення і теплообміну в області контакту відсутня. В цьому випадку параметри  $\alpha_{\text{эТ}}$  і  $\gamma$  невідомі, а розподіл теплоти між елементами пари тертя задається коефіцієнтом  $\alpha_{\text{ТП}}$  розподілу теплових потоків:

$$\begin{aligned} -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial n} \Big|_{A_{\text{H}}} &= \alpha_{\text{ТП}} q; \\ \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial n} \Big|_{A_{\text{H}}} &= (1 - \alpha_{\text{ТП}}) q. \end{aligned} \tag{7.5}$$

Аналіз робіт [119, 120] показав, що множину теплових задач сухого тертя доцільно класифікувати наступним чином:

1. За складом елементів пари тертя:

- два елемента;
- один елемент з узагальненим граничною умовою;
- один елемент з граничною умовою 2-го роду.

2. За схематизації геометрії елементів фрикційної пари:

- тривимірні;
- двовимірні;
- одновимірні;
- зосереджені;
- комбіновані.

3. За схематизації геометрії області контакту:

- безперервний контакт;
- насичений дискретний контакт;
- ненасичений дискретний контакт.

4. За типом контактних умов:

- ідеальний тепловий контакт;
- неідеальний тепловий контакт.

## 7.2 Аналітичний розв'язок теплової задачі тертя

### Контакт напівобмежених тіл

Теплова задача про контакт напівобмежених тіл тертя може бути представлена у безрозмірному вигляді

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial \Theta_1}{\partial Fo} &= \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial \xi^2}, \xi > 0, Fo > 0; \\
 \frac{\partial \Theta_2}{\partial Fo} &= \chi \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial \xi^2}, \xi < 0, Fo > 0; \\
 \Theta_1|_{Fo=0} &= 0 = \Theta_2|_{Fo=0}; \\
 -\frac{\partial \Theta_1}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} &= \alpha_{\text{эТ}} Q(Fo) - B(\Theta_1 - \Theta_2) \Big|_{\xi=0}; \\
 \Lambda^{-1} \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} &= (1 - \alpha_{\text{эТ}}) Q(Fo) + B(\Theta_1 - \Theta_2) \Big|_{\xi=0}; \\
 \frac{\partial \Theta_1}{\partial \xi} \Big|_{\xi \rightarrow +\infty} &= 0 = \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi \rightarrow -\infty},
 \end{aligned} \tag{7.6}$$

де  $\xi = x/x_0$  – безрозмірна координата;  $x_0$  – масштабна одиниця довжини;  $Fo = a_1 t/x_0^2$  – безрозмірна змінна часу (число Фур'є);  $\Theta_i = (T_i - T_c)/T_c$  – безрозмірна температура  $i$ -го тіла;  $Q = q x_0/(\lambda_1 T_c)$  – безрозмірна питома потужність тепловиділення;  $\Lambda = \lambda_1/\lambda_2$  – відносний коефіцієнт теплопровідності першого тіла;  $\chi = a_2/a_1$  – відносний коефіцієнт температуропровідності другого тіла;  $B = \gamma x_0/\lambda_1$  – безрозмірна теплова провідність контакту.

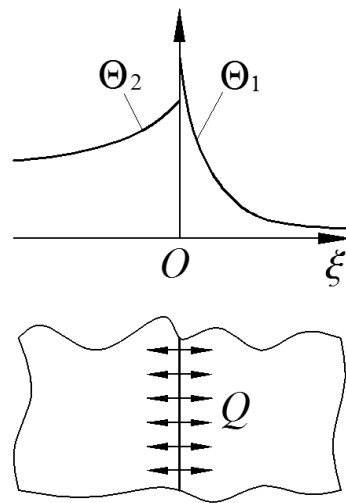


Рисунок 7.1 – Теплова задача контакту напівобмежених тіл тертя

Для розв'язання задачі (7.6) скористаємося інтегральним перетворенням Лапласа по тимчасовому змінному  $Fo$ :

$$\begin{aligned}
 U_i(\xi, s) &= L[\Theta_i(\xi, Fo)] \equiv \int_0^{+\infty} e^{-sFo} \Theta_i(\xi, Fo) dFo; \\
 \Theta_i(\xi, Fo) &= L^{-1}[U_i(\xi, s)] \equiv \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} e^{sFo} U_i(\xi, s) ds,
 \end{aligned}
 \tag{7.7}$$

де  $s$  – параметр інтегрального перетворення.

Передбачається, що функції  $\Theta_i(\xi, Fo)$  і  $Q(Fo)$  є оригіналами інтегрального перетворення Лапласа. Тоді вихідна модель (7.6) у зображеннях (7.7) приймає вигляд

$$\begin{aligned}
 sU_1 &= \frac{\partial^2 U_1}{\partial \xi^2}, \xi > 0; \\
 sU_2 &= \chi \frac{\partial^2 U_2}{\partial \xi^2}, \xi < 0; \\
 -\left. \frac{\partial U_1}{\partial \xi} \right|_{\xi=0} &= \alpha_{\text{ЭГ}} \Pi - B(U_1 - U_2)|_{\xi=0}; \\
 \Lambda^{-1} \left. \frac{\partial U_2}{\partial \xi} \right|_{\xi=0} &= (1 - \alpha_{\text{ЭГ}}) \Pi + B(U_1 - U_2)|_{\xi=0}; \\
 \left. \frac{\partial U_1}{\partial \xi} \right|_{\xi \rightarrow +\infty} &= 0 = \left. \frac{\partial U_2}{\partial \xi} \right|_{\xi \rightarrow -\infty},
 \end{aligned} \tag{7.8}$$

де  $\Pi(s) = L[Q(Fo)]$ .

Рішення задачі (3.8) представимо у вигляді

$$U_i(\xi, s) = \Pi(s) \Phi_i(\xi, s), \tag{7.9}$$

де функції

$$\begin{aligned}
 \Phi_1(\xi, s) &= \frac{\alpha_{\text{ЭГ}} \sqrt{s} + (A-1)B}{\sqrt{s}(\sqrt{s} + AB)} e^{-\sqrt{s} \xi}; \\
 \Phi_2(\xi, s) &= \frac{(A-1)[(1 - \alpha_{\text{ЭГ}})\sqrt{s} + B]}{\sqrt{s}(\sqrt{s} + AB)} e^{\sqrt{s/\chi} \xi},
 \end{aligned}$$

критерій  $A = (\Lambda \sqrt{\chi} + 1)$ .

Згідно з теоремою про згортки [121], оригінали зображень (7.9) можна визначити наступним чином:

$$\Theta_i(\xi, Fo) = \int_0^{Fo} Q(Fo - \tau) \varphi_i(\xi, \tau) d\tau, \quad (7.10)$$

де  $\varphi_i(\xi, Fo) = L^{-1}[\Phi_i(\xi, s)]$ .

З урахуванням (7.10) і таблиць «оригінал – зображення» розв'язок задачі (7.6) має вигляд

$$\Theta_1 = \alpha_{эм} \int_0^{Fo} Q(Fo - \tau) \left[ \frac{e^{-\xi^2/4\tau}}{\sqrt{\pi\tau}} + B \left( \frac{A-1}{\alpha_{эм}} - A \right) e^{AB(AB\tau + \xi)} \operatorname{erfc} \left( AB\sqrt{\tau} + \frac{\xi}{2\sqrt{\tau}} \right) \right] d\tau; \quad (7.11)$$

$$\Theta_2 = (1 - \alpha_{эм})(A-1) \int_0^{Fo} Q(Fo - \tau) \times \\ \times \left[ \frac{e^{-\xi^2/4\chi\tau}}{\sqrt{\pi\tau}} + B \left( \frac{1}{1 - \alpha_{эм}} - A \right) e^{AB(AB\tau - \xi/\sqrt{\chi})} \operatorname{erfc} \left( AB\sqrt{\tau} - \frac{\xi}{2\sqrt{\chi\tau}} \right) \right] d\tau, \quad (7.12)$$

де  $\operatorname{erfc}(z)$  – додаткова функція помилок Гауса.

З (7.11), (7.12) можуть бути визначені температури тіл в області контакту

$$\Theta_K^{(i)} = \Theta_i|_{\xi=0}:$$

$$\Theta_K^{(1)} = \alpha_{эТ} \int_0^{Fo} Q(Fo - \tau) \times \\ \times \left[ \frac{1}{\sqrt{\pi\tau}} + B \left( \frac{A-1}{\alpha_{эТ}} - A \right) e^{A^2 B^2 \tau} \operatorname{erfc}(AB\sqrt{\tau}) \right] d\tau; \\ \Theta_K^{(2)} = (1 - \alpha_{эТ})(A-1) \int_0^{Fo} Q(Fo - \tau) \times \\ \times \left[ \frac{1}{\sqrt{\pi\tau}} + B \left( \frac{1}{1 - \alpha_{эТ}} - A \right) e^{A^2 B^2 \tau} \operatorname{erfc}(AB\sqrt{\tau}) \right] d\tau. \quad (7.13)$$

Якщо питома потужність тепловиділення змінюється поліноміально у часі,

тобто  $Q = \sum_{m=0}^r b_m \text{Fo}^m$ , залежності (7.13) спрощуються:

$$\begin{aligned} \Theta_{\text{к}}^{(1)} &= \frac{A-1}{A} \sum_{m=0}^r \frac{b_m m!}{(AB)^{2m+1}} \times \\ &\times \left( \left( 1 - \frac{\alpha_{\text{эТ}} A}{A-1} \right) \left( e^{Z^2} \text{erfc}(Z) - \sum_{k=0}^{2m} \frac{(-Z)^k}{\Gamma(1+k/2)} \right) + \frac{Z^{2m+1}}{\Gamma(3/2+m)} \right); \\ \Theta_{\text{к}}^{(2)} &= \frac{A-1}{A} \sum_{m=0}^r \frac{b_m m!}{(AB)^{2m+1}} \times \\ &\times \left( 1 - (1 - \alpha_{\text{эТ}}) A \left( e^{Z^2} \text{erfc}(Z) - \sum_{k=0}^{2m} \frac{(-Z)^k}{\Gamma(1+k/2)} \right) + \frac{Z^{2m+1}}{\Gamma(3/2+m)} \right), \end{aligned}$$

де  $Z = AB\sqrt{\text{Fo}}$ ,  $\Gamma(z)$  – Гамма-функція Ейлера.

При постійному  $Q$  одержимо

$$\begin{aligned} \Theta_{\text{к}}^{(1)} &= \frac{Q}{A} \left[ \frac{2(A-1)}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\text{Fo}} - \frac{A(1-\alpha_{\text{эТ}})-1}{AB} \left( 1 - e^{A^2 B^2 \text{Fo}} \text{erfc}(AB\sqrt{\text{Fo}}) \right) \right]; \\ \Theta_{\text{к}}^{(2)} &= \frac{Q(A-1)}{A} \left[ \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\text{Fo}} + \frac{A(1-\alpha_{\text{эТ}})-1}{AB} \left( 1 - e^{A^2 B^2 \text{Fo}} \text{erfc}(AB\sqrt{\text{Fo}}) \right) \right]. \end{aligned}$$

Якщо при терті температура одного з тіл змінюється несуттєво, тоді отримуємо задачу про контакті напівобмеженого тіла з контртілом нульової температури:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \Theta}{\partial Fo} &= \frac{\partial^2 \Theta}{\partial \xi^2}, \xi > 0, Fo > 0; \\
\Theta|_{Fo=0} &= 0 \\
-\left. \frac{\partial \Theta}{\partial \xi} \right|_{\xi=0} &= \alpha_{\text{эТ}} Q(Fo) - B \Theta|_{\xi=0}; \\
\left. \frac{\partial \Theta}{\partial \xi} \right|_{\xi \rightarrow +\infty} &= 0,
\end{aligned} \tag{7.14}$$

де  $\Theta$  – безрозмірна температура тіла.

Рішення задачі (7.14) може бути отримано з (7.11) за умови, що коефіцієнт теплопровідності другого тіла нескінченно великою, тобто  $\Lambda \rightarrow 0$ . Одержуємо

$$\Theta = \alpha_{\text{эТ}} \int_0^{Fo} Q(Fo - \tau) \left[ \frac{e^{-\xi^2/4\tau}}{\sqrt{\pi\tau}} - B e^{B(\tau+\xi)} \operatorname{erfc} \left( B\sqrt{\tau} + \frac{\xi}{2\sqrt{\tau}} \right) \right] d\tau. \tag{7.15}$$

### Контакт плоскопаралельних шарів

Розглянемо теплову фрикційну взаємодію в системі плоскопаралельних шарів. Із вільних поверхонь шарів відбувається тепловіддача в навколишнє середовище за законом Ньютона.

Математична модель даної задачі може бути записана наступним чином:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \Theta_1}{\partial Fo} &= \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial \xi^2}, 0 < \xi < 1, Fo > 0; \\
\frac{\partial \Theta_2}{\partial Fo} &= \chi \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial \xi^2}, -H < \xi < 0, Fo > 0; \\
\Theta_1|_{Fo=0} &= 0 = \Theta_2|_{Fo=0}; \\
-\frac{\partial \Theta_1}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} &= \alpha_{эм} Q - B(\Theta_1 - \Theta_2)|_{\xi=0}; \\
\Lambda^{-1} \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} &= (1 - \alpha_{эм}) Q + B(\Theta_1 - \Theta_2)|_{\xi=0}; \\
-\frac{\partial \Theta_1}{\partial \xi} \Big|_{\xi=1} &= Bi \Theta_1|_{\xi=1}; \\
\Lambda^{-1} \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi=-H} &= Y Bi \Theta_2|_{\xi=-H},
\end{aligned} \tag{7.16}$$

де  $Bi = \alpha_1 h_1 / \lambda_1$ ;  $Y = \alpha_2 / \alpha_1$ ;  $h_i$  – товщини шарів;  $\alpha_i$  – коефіцієнти тепловіддачі.

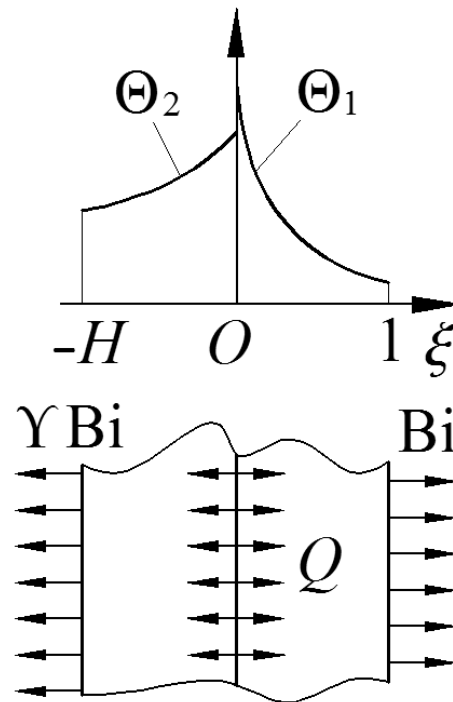


Рисунок 7.2 – Теплова задача фрикційної взаємодії

в системі плоскопаралельних шарів

У зображеннях (7.7) розв'язок задачі (7.16) може бути представлено у вигляді дробів

$$L[\Theta_i(\xi, Fo)] = L[Q(Fo)] \times L[\varphi_i(\xi, Fo)] = L[Q(Fo)] \times \frac{\Omega_i(\xi, s)}{\Psi(s)},$$

де чисельники

$$\Omega_i(\xi, s) = \tilde{M}_i(s) \operatorname{sh} \frac{\sqrt{s} \xi}{(\sqrt{\chi})^{i-1}} + \tilde{N}_i(s) \operatorname{ch} \frac{\sqrt{s} \xi}{(\sqrt{\chi})^{i-1}} \quad (7.17)$$

з коефіцієнтами

$$\begin{aligned} \tilde{M}_1(s) &= -(\sqrt{s} \operatorname{sh} \sqrt{s} + \operatorname{Bi} \operatorname{ch} \sqrt{s}) \\ &\left( (\alpha_{\text{эТ}} s + Y B \operatorname{Bi} \Lambda^2 \chi) \operatorname{sh} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} + \Lambda \sqrt{\chi} (B + \alpha_{\text{эТ}} Y \operatorname{Bi}) \sqrt{s} \operatorname{ch} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} \right); \\ \tilde{N}_1(s) &= (\operatorname{Bi} \operatorname{sh} \sqrt{s} + \sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s}) \\ &\left( (\alpha_{\text{эТ}} s + Y B \operatorname{Bi} \Lambda^2 \chi) \operatorname{sh} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} + \Lambda \sqrt{\chi} (B + \alpha_{\text{эТ}} Y \operatorname{Bi}) \sqrt{s} \operatorname{ch} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} \right); \\ \tilde{M}_2(s) &= \Lambda \sqrt{\chi} \left( \sqrt{s} \operatorname{sh} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} + Y \operatorname{Bi} \Lambda \sqrt{\chi} \operatorname{ch} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} \right) \times \\ &\times \left( ((1 - \alpha_{\text{эТ}}) s + B \operatorname{Bi}) \operatorname{sh} \sqrt{s} + (B + (1 - \alpha_{\text{эТ}}) \operatorname{Bi}) \sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s} \right); \\ \tilde{N}_2(s) &= \Lambda \sqrt{\chi} \left( Y \operatorname{Bi} \Lambda \sqrt{\chi} \operatorname{sh} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} + \sqrt{s} \operatorname{ch} \frac{H \sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} \right) \times \\ &\times \left( ((1 - \alpha_{\text{эТ}}) s + B \operatorname{Bi}) \operatorname{sh} \sqrt{s} + (B + (1 - \alpha_{\text{эТ}}) \operatorname{Bi}) \sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s} \right) \end{aligned} \quad (7.18)$$

і знаменник

$$\begin{aligned} \Psi(s) = & \sqrt{s} \times \\ & \times \left( \operatorname{sh} \frac{H\sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} \left( (s + B \operatorname{Bi}(1 + Y \Lambda^2 \chi)) \sqrt{s} \operatorname{sh} \sqrt{s} + ((B + \operatorname{Bi})s + Y B \operatorname{Bi}^2 \Lambda^2 \chi) \operatorname{ch} \sqrt{s} \right) + \right. \\ & \left. + \Lambda \sqrt{\chi} \operatorname{ch} \frac{H\sqrt{s}}{\sqrt{\chi}} \left( (B + Y \operatorname{Bi})s + Y B \operatorname{Bi}^2 \right) \operatorname{sh} \sqrt{s} + \operatorname{Bi} (B(1 + Y) + Y \operatorname{Bi}) \sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s} \right). \end{aligned} \quad (7.19)$$

Представимо розв'язок задачі (7.16) у вигляді (7.10). Для цього необхідно визначити оригінали  $\varphi_i(\xi, Fo) = L^{-1}[\Omega_i(\xi, s) / \Psi(s)]$ .

Зображення  $\Omega_i / \Psi$ , що визначаються рівностями (7.17) – (7.19), мають особливу точку  $s_0 = 0$  і счислене безліч простих полюсів  $s_n = -\mu_n^2 + i \cdot 0$ , где  $n \in N$ , а  $\mu_n$  – дійсні числа, які приймемо для визначеності позитивними.

Прості полюси  $s_n$  відповідають кореням рівняння

$$\Psi(s) = 0, s \neq 0. \quad (7.20)$$

Оскільки функції  $\Omega_i / \Psi$  задовольняють третью теорему розкладання, їх оригінали можуть бути представлені у вигляді суми вирахувань в ізольованих особливих точках. Враховуючи, що вирахування у особливій точці  $s_0$  дорівнює нулю, шукані оригінали дорівнюють сумі відрахувань в полюсах, тобто

$$\varphi_i(\xi, Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} \operatorname{Res}_{s=s_n} \left\{ \frac{\Omega_i(\xi, s)}{\Psi(s)} e^{sFo} \right\}. \quad (7.21)$$

Згідно [122] вирахування функцій  $\Omega_i / \Psi$  у простому полюсі  $s_n$  можна обчислити за формулою

$$\operatorname{Res}_{s=s_n} \left\{ \frac{\Omega_i(\xi, s)}{\Psi(s)} e^{sFo} \right\} = \left( \frac{\Omega_i(\xi, s)}{\Psi'(s)} e^{sFo} \right) \Big|_{s=s_n}. \quad (7.22)$$

З урахуванням рівностей (7.21) і (7.22) отримуємо

$$\varphi_i(\xi, Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} \left( M_i(\mu_n) \sin \frac{\mu_n \xi}{(\sqrt{\chi})^{i-1}} + N_i(\mu_n) \cos \frac{\mu_n \xi}{(\sqrt{\chi})^{i-1}} \right) e^{-\mu_n^2 Fo}, \quad (7.23)$$

де  $M_i$  і  $N_i$  визначаються відносинами

$$M_i(\mu) = \frac{i \cdot \tilde{M}(s)}{\Psi'(s)} \Big|_{s=-\mu^2}; \quad N_i(\mu) = \frac{\tilde{N}(s)}{\Psi'(s)} \Big|_{s=-\mu^2}.$$

*Узагальнена гранична умова.* У багатьох парах тертя одне з тіл має високу теплопровідність і, відповідно, температура в ньому розподіляється в значній мірі рівномірно. До таких пар тертя відносяться фрикційні пари гальм ВПМ, в яких гальмівний шків/диск виготовляється зі сталі.

Один з ефективних підходів до розв'язання теплових контактних задач, в яких одне з тіл має близьке до однорідного поле температур, полягає в переході від дослідження теплових процесів у системі спряжених тіл до дослідження теплового стану тіла зі спеціальним граничними умовами, званим узагальненим. Такий підхід дозволяє виключити з розгляду тіло з високою теплопровідністю і тим самим істотно спростити задачу.

Розглянемо теплову задачу фрикційного взаємодії шар – півпростір (рисунок 7.3).

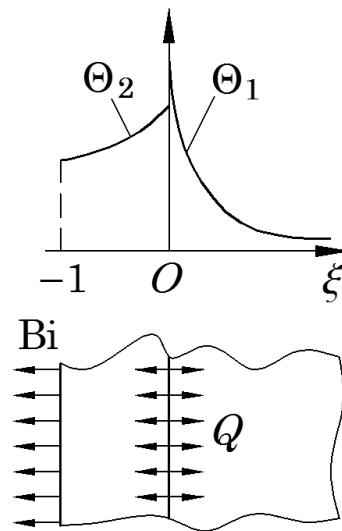


Рисунок 7.3 – Теплова задача фрикційної взаємодії  
в системі шар – півпростір

Відповідна представлений парі тертя тепла задача має вигляд

$$\frac{\partial \Theta_1}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial \xi^2}, \xi > 0, Fo > 0; \quad (7.24)$$

$$\frac{\partial \Theta_2}{\partial Fo} = \chi \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial \xi^2}, -1 < \xi < 0, Fo > 0; \quad (7.25)$$

$$\Theta_1|_{Fo=0} = 0; \quad (7.26)$$

$$\Theta_2|_{Fo=0} = 0; \quad (7.27)$$

$$-\frac{\partial \Theta_1}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} = \alpha_{\text{эТ}} Q - B(\Theta_1 - \Theta_2) \Big|_{\xi=0}; \quad (7.28)$$

$$\Lambda^{-1} \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} = (1 - \alpha_{\text{эТ}}) Q + B(\Theta_1 - \Theta_2) \Big|_{\xi=0}; \quad (7.29)$$

$$\frac{\partial \Theta_1}{\partial \xi} \Big|_{\xi \rightarrow +\infty} = 0; \quad (7.30)$$

$$\Lambda^{-1} \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi=-1} = Bi \Theta_2 \Big|_{\xi=-1}. \quad (7.31)$$

Введемо в розгляд середню по товщині шару температуру

$$\bar{\Theta} = \int_{-1}^0 \Theta_2 d\xi. \quad (7.32)$$

Прийmemo допущення про те, що температура на кордонах шару дорівнює його середній температурі (7.32), тобто

$$\Theta_2|_{\xi=-1} = \bar{\Theta} = \Theta_2|_{\xi=0}. \quad (7.33)$$

Враховуючи (7.32) і (7.33), проінтегруємо ліву і праву частину рівняння (7.25) за  $\xi \in [-1, 0]$ . Маємо

$$\int_{-1}^0 \frac{\partial \Theta_2}{\partial Fo} d\xi = \frac{\partial}{\partial Fo} \int_{-1}^0 \Theta_2 d\xi = \frac{d\bar{\Theta}}{d Fo} \quad (7.34)$$

і згідно з умовами (7.29) і (7.31)

$$\begin{aligned} \chi \int_{-1}^0 \frac{\partial^2 \Theta_2}{\partial \xi^2} d\xi &= \chi \left( \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} - \frac{\partial \Theta_2}{\partial \xi} \Big|_{\xi=-1} \right) = \\ &= \Lambda \chi \left( (1 - \alpha_{\text{эТ}}) Q + B \Theta_1|_{\xi=0} - (B + \text{Bi}) \bar{\Theta} \right). \end{aligned} \quad (7.35)$$

Прирівнюючи вирази (7.34) і (7.35), з урахуванням початкової умови (7.27) отримуємо задачу Коші відносно середньої температури шару:

$$\frac{d\bar{\Theta}}{d Fo} + \Lambda \chi (B + \text{Bi}) \bar{\Theta} = \Lambda \chi \left( (1 - \alpha_{\text{эТ}}) Q + B \Theta_1|_{\xi=0} \right); \quad \bar{\Theta}|_{Fo=0} = 0. \quad (7.36)$$

Рішення рівняння (7.36) у вигляді

$$\Theta = \Lambda\chi \int_0^{Fo} \left( (1 - \alpha_{эТ})Q + B\Theta|_{\xi=0} \right) e^{-\Lambda\chi(B+Bi)(Fo-\tau)} d\tau$$

підставляємо у контактну умову (7.28) і отримуємо узагальнену граничну умову

$$\begin{aligned} -\frac{\partial \Theta}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} &= \alpha_{эТ} Q - B\Theta|_{\xi=0} + \\ &+ B\Lambda\chi \int_0^{Fo} \left( (1 - \alpha_{эТ})Q + B\Theta|_{\xi=0} \right) e^{-\Lambda\chi(B+Bi)(Fo-\tau)} d\tau, \end{aligned} \quad (7.37)$$

де введено позначення  $\Theta \equiv \Theta_1$ .

*Напівобмежене тіло з узагальненою граничною умовою.* Об'єднуючи (7.24), (7.26), (7.30) і (7.37), отримуємо задачу нестационарної теплопровідності для півпростору з узагальненим граничною умовою:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Theta}{\partial Fo} &= \frac{\partial^2 \Theta}{\partial \xi^2}, \quad \xi > 0, Fo > 0; \\ \Theta|_{Fo=0} &= 0; \\ -\frac{\partial \Theta}{\partial \xi} \Big|_{\xi=0} &= \alpha_{эТ} Q - B\Theta|_{\xi=0} + \\ &+ B\Lambda\chi \int_0^{Fo} \left( (1 - \alpha_{эТ})Q + B\Theta|_{\xi=0} \right) e^{-\Lambda\chi(B+Bi)(Fo-\tau)} d\tau; \\ \frac{\partial \Theta}{\partial \xi} \Big|_{\xi \rightarrow +\infty} &= 0. \end{aligned} \quad (7.38)$$

Рішення задачі (7.38) у зображеннях має вигляд

$$U(\xi, s) = \Pi(s)\Phi(\xi, s) = \Pi(s) \frac{\Lambda\chi(B + \alpha_{эТ} Bi) + \alpha_{эТ} s}{B Bi \Lambda\chi + \Lambda\chi(B + Bi)\sqrt{s} + B s + s\sqrt{s}} e^{-\sqrt{s}\xi}. \quad (7.39)$$

Відновимо оригінал температури (7.39), представивши його у вигляді згортки (7.10). Безпосередній перехід від зображення  $\Phi$  до оригіналу  $\varphi$  з використанням таблиць «оригінал – зображення» не представляється можливим. Тому скористаємося прийомом, пов'язаним з безпосереднім обчисленням інтеграла Мелліна у формулі обернення інтегрального перетворення Лапласа (7.7).

На рисунку 7.4 представлений орієнтований контур в комплексній площині  $s$ :

$$K = \overset{\frown}{A_1 A_2} \cup \overline{A_2 A_3} \cup \overset{\frown}{A_3 A_4} \cup \overline{A_4 A_5} \cup \overset{\frown}{A_5 A_6} \cup \overline{A_6 A_1},$$

в якому дуги  $\overset{\frown}{A_1 A_2}$  і  $\overset{\frown}{A_5 A_6}$  мають радіус  $R$ , а дуга  $\overset{\frown}{A_3 A_4}$  – радіус  $r$ .

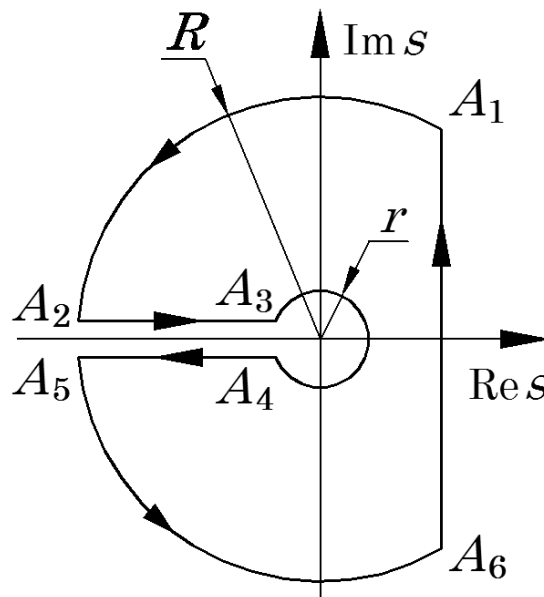


Рисунок 7.4 – Орієнтований контур в комплексній площині  $s$

Зображення (7.39) має єдину особливу точку  $s=0$ , яка є точкою розгалуження функції двозначної  $\sqrt{s}$ . Виберемо ту її гілку  $g_0(s)$ , для якої справедливо  $g_0(1)=1$ . Тоді функція (7.39) буде однозначної аналітичної всередині контуру і безперервної всередині цього контуру і на його кордоні.

За інтегральною теоремою Коші при  $R \rightarrow \infty$  і  $r \rightarrow 0$  інтеграл по  $\overline{A_6 A_1}$  можна замінити сумою інтеграла уздовж дуг  $\widehat{A_1 A_2}$ ,  $\widehat{A_5 A_6}$ , інтегралу вздовж дуги  $\widehat{A_3 A_4}$  і інтегралу вздовж берегів  $\overline{A_2 A_3}$  і  $\overline{A_4 A_5}$  розрізу:

$$\varphi(\xi, F_0) = -\frac{1}{2\pi i} \times \lim_{\substack{R \rightarrow \infty \\ r \rightarrow 0}} \left( \int_{\widehat{A_1 A_2} \cup \widehat{A_5 A_6}} e^{s F_0} \Phi(\xi, s) ds + \int_{\widehat{A_3 A_4}} e^{s F_0} \Phi(\xi, s) ds + \int_{\overline{A_2 A_3} \cup \overline{A_4 A_5}} e^{s F_0} \Phi(\xi, s) ds \right). \quad (7.40)$$

По лемі Жордана інтеграл уздовж дуг  $\widehat{A_1 A_2}$  і  $\widehat{A_5 A_6}$  прямує до нуля при  $R \rightarrow \infty$ , тобто.

$$\lim_{R \rightarrow \infty} \int_{\widehat{A_1 A_2} \cup \widehat{A_5 A_6}} e^{s F_0} \Phi(\xi, s) ds = 0. \quad (7.41)$$

Для  $s \in \widehat{A_3 A_4}$ , при  $s = r e^{i\psi}$ , де  $\psi = \arg s$ , отримуємо рівність

$$\lim_{r \rightarrow 0} \int_{\widehat{A_3 A_4}} e^{s F_0} \Phi(\xi, s) ds = 0. \quad (7.42)$$

На верхньому березі розрізу для  $s \in \overline{A_2 A_3}$  справедливо  $\arg s = \pi$ ,  $s = u e^{i\pi} \equiv -u$ ,  $\sqrt{s} = \sqrt{-u} e^{i\pi/2} \equiv i\sqrt{u}$ , звідки випливає

$$\begin{aligned} & \lim_{\substack{R \rightarrow \infty \\ r \rightarrow 0}} \int_{\overline{A_2 A_3}} e^{s F_0} \Phi(\xi, s) ds = \\ & = \int_0^{+\infty} \frac{(\Lambda\chi(B + \alpha_{3m} Bi) - \alpha_{3m} u) (\cos(\sqrt{u}\xi) - i \sin(\sqrt{u}\xi))}{B(Bi \Lambda\chi - u) + i\sqrt{u}(\Lambda\chi(B + Bi) - u)} e^{-u F_0} du. \end{aligned} \quad (7.43)$$

Аналогічно, на нижньому березі розрізу для  $s \in \overline{A_4 A_5}$  маємо  $\arg s = -\pi$ ,  
 $s = -u$ ,  $\sqrt{s} = -i\sqrt{u}$  і

$$\begin{aligned} \lim_{\substack{R \rightarrow \infty \\ r \rightarrow 0}} \int_{A_4 A_5} e^{s F_0} \Phi(\xi, s) ds = \\ = - \int_0^{+\infty} \frac{(\Lambda \chi(B + \alpha_{\text{эм}} Bi) - \alpha_{\text{эм}} u) (\cos(\sqrt{u} \xi) + i \sin(\sqrt{u} \xi))}{B(Bi \Lambda \chi - u) - i \sqrt{u} (\Lambda \chi(B + Bi) - u)} e^{-u F_0} du. \end{aligned} \quad (7.44)$$

Враховуючи рівності (7.41) – (7.44) і роблячи заміну  $u = z^2$ , отримуємо оригінал (7.40) у вигляді

$$\varphi(\xi, F_0) = \int_0^{+\infty} (F(z) \sin(\xi z) + G(z) \cos(\xi z)) e^{-z^2 F_0} dz, \quad (7.45)$$

де

$$\begin{aligned} F(z) &= \frac{2Bz}{\pi D(z)} (Bi \Lambda \chi - z^2) (\Lambda \chi(B + \alpha_{\text{эГ}} Bi) - \alpha_{\text{эГ}} z^2); \\ G(z) &= \frac{2z^2}{\pi D(z)} (\Lambda \chi(B + Bi) - z^2) (\Lambda \chi(B + \alpha_{\text{эГ}} Bi) - \alpha_{\text{эГ}} z^2); \\ D(z) &= B^2 Bi^2 \Lambda^2 \chi^2 + \Lambda \chi (\Lambda \chi(B + Bi)^2 - 2B^2 Bi) z^2 + \\ &+ (B^2 - 2\Lambda \chi(B + Bi)) z^4 + z^6. \end{aligned}$$

Таким чином, рішення задачі (7.38) з урахуванням рівностей (7.10) і (7.45) має вигляд

$$\Theta = \int_0^{F_0} Q(F_0 - \tau) \int_0^{+\infty} (F(z) \sin(\xi z) + G(z) \cos(\xi z)) e^{-z^2 \tau} dz d\tau. \quad (7.46)$$

### 7.3 Розрахунок температури у фрикційному контакті

Розглянемо фрикційну пару гальмівного диска. На рисунку 7.5 представлена фрикційна накладка 1 і половина гальмівного диска 2, обмежена площиною симетрії.

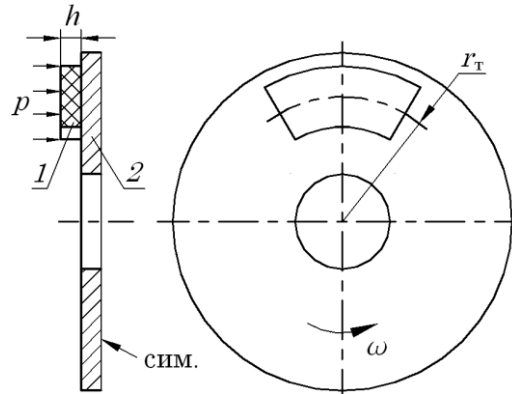


Рисунок 7.5 – Схема пари тертя дисково-колодкового гальма:

1 – фрикційна накладка, 2 – гальмівний диск (половина)

Гальмовий диск обертається з кутовою швидкістю  $\omega(t)$ , фрикційна накладка притискається до нього тиском  $p$ . Геометричні параметри елементів фрикційної пари дискового гальма наведені в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Геометричні параметри елементів фрикційної пари дискового гальма

Параметр	Значення
Товщина накладки $h$ , м	0,015
Середній радіус тертя $r_T$ , м	0,075
Площа поверхні тертя накладки $A_H$ , м <sup>2</sup>	0,0013
Площа поверхні охолодження диска $A_D^{\text{охл}}$ , м <sup>2</sup>	0,08
Об'єм диска $V_D$ , м <sup>3</sup>	0,0007

Накладка виготовлена з ФПМ типу 145-40, а гальмівний диск – з сірого чавуну марки СЧ15-33. Властивості матеріалів представлені в таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 – Властивості матеріалів елементів фрикційної пари дискового гальма

Властивість	ФПМ 145-40	СЧ15-32
Щільність $\rho_H$ і $\rho_D$ , кг / м <sup>3</sup>	2500	7100
Коефіцієнт теплопровідності $\lambda_H$ і $\lambda_D$ , Вт / (м °С)	0,64	59
Питома теплоємність $c_H$ і $c_D$ , Дж / (кг °С)	1100	500
Коефіцієнт температуропровідності $a_H$ і $a_D$ , м <sup>2</sup> / с	$0,23 \cdot 10^{-6}$	$17 \cdot 10^{-6}$
Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_D$ , Вт / (м <sup>2</sup> °С)	–	27
Теплова провідність контакту $\gamma$ , Вт / (м <sup>2</sup> °С)	2900	
Коефіцієнт тертя $f$	0,38	

Параметри фрикційної пари дискового гальма і навколишнього середовища представлені в таблиці 7.3.

Таблиця 7.3 – Параметри фрикційної пари дискового гальма і навколишнього середовища

Параметр	Значення
Контактний тиск $p$ , МПа	4
Початкова кутова швидкість $\omega_0$ , рад / с	200
Час гальмування $t_T$ , с	1,1
Температура навколишнього середовища $T_c$ , °С	20

Розглянемо процес гальмування, при якому швидкість обертання диска змінюється лінійно:

$$\omega(t) = \omega_0(1 - t/t_m), \quad (7.55)$$

де  $\omega_0$  – початкова швидкість обертання;  $t_T$  – час гальмування.

З урахуванням (7.55) питома потужність  $q(t)$  тепловиділення визначається за такою формулою:

$$q(t) = q_0 \left( 1 - \frac{t}{t_T} \right), \quad (7.56)$$

де  $q_0$  – початкова питома потужність тепловиділення.

Припустимо, що вся енергія, що виділяється при терті перетворюється в теплоту. Тоді початкова питома потужність тепловиділення

$$q_0 = f p \omega_0 r_T. \quad (7.57)$$

Визначимо температуру поверхні тертя гальмівної накладки. Для цього скористаємося моделлю (3.38), в якій напівобмежене тіло являє собою фрикційну накладку, а контртіло – гальмівний диск.

Оцінимо товщину теплового шару фрикційної накладки

$$\delta = 3,2 \sqrt{a_H t_T} = 3,2 \sqrt{0,23 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1} = 0,0016 \text{ м} \ll 0,015 \text{ м} = h. \quad (7.58)$$

Нерівність (7.58) підтверджує коректність допущення про необмеженості фрикційної накладки за товщиною.

Для урахування реальних розмірів гальмівного диска розрахуємо його приведену товщину

$$h_{\text{пр}} = \frac{0,5 V_D}{A_H} = \frac{0,5 \cdot 0,0007}{0,0013} = 0,27 \text{ м}. \quad (7.59)$$

Величина  $h_{\text{пр}}$  показує, який обсяг гальмівного диска припадає на одиницю площі поверхні тертя фрикційної накладки, і далі буде використовуватися в якості масштабної одиниці довжини.

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі гальмівного диска в навколишнє середовище

$$\alpha_{\text{пр}} = \alpha_{\text{д}} \frac{0,5 A_{\text{д}}^{\text{охл}}}{A_{\text{н}}} = 27 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,08}{0,0013} = 831 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}). \quad (7.60)$$

З урахуванням величин (7.57), (7.59) і (7.60) розрахуємо безрозмірні параметри моделі (7.38) і режиму гальмування (7.56):

$$\begin{aligned} B &= \frac{\gamma h_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{н}}} = \frac{2900 \cdot 0,27}{0,64} = 1223; & \text{Bi} &= \frac{\alpha_{\text{пр}} h_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{н}}} = \frac{831 \cdot 0,27}{0,64} = 351; \\ \Lambda &= \frac{\lambda_{\text{н}}}{\lambda_{\text{д}}} = \frac{0,64}{59} = 0,011; & \chi &= \frac{a_{\text{д}}}{a_{\text{н}}} = \frac{17 \cdot 10^6}{0,23 \cdot 10^6} = 74; \\ Q_0 &= \frac{f \rho \omega_0 r_{\text{T}} h_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{н}} T_{\text{с}}} = \frac{0,38 \cdot 4 \cdot 10^6 \cdot 200 \cdot 0,075 \cdot 0,27}{0,64 \cdot 20} = 0,48 \cdot 10^6; \\ \text{Fo}_0 &= \frac{a_{\text{н}} t_{\text{T}}}{h_{\text{пр}}^2} = \frac{0,23 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1}{0,27^2} = 3,5 \cdot 10^{-6}. \end{aligned} \quad (7.61)$$

Коефіцієнт розподілу енергії тертя визначимо за формулою

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{эТ}} &= \frac{\sqrt{\lambda_{\text{н}} \rho_{\text{н}} c_{\text{н}}}}{\sqrt{\lambda_{\text{н}} \rho_{\text{н}} c_{\text{н}}} + \sqrt{\lambda_{\text{д}} \rho_{\text{д}} c_{\text{д}}}} = \\ &= \frac{\sqrt{0,64 \cdot 2500 \cdot 1100}}{\sqrt{0,64 \cdot 2500 \cdot 1100} + \sqrt{59 \cdot 7100 \cdot 500}} = 0,083. \end{aligned} \quad (7.62)$$

З допомогою формули (7.46) розрахована часова залежність  $T_{\text{р}}$  температури поверхні тертя фрикційної накладки для параметрів (7.61) і (7.62).

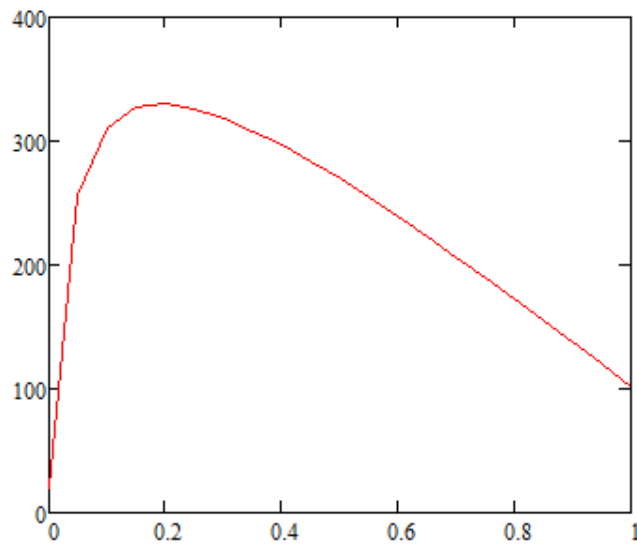


Рисунок 7.6 – Зміна температури поверхні тертя накладки в процесі одиничного гальмування

#### **7.4 Аналіз впливу охолодження фрикційного контакту на теплофізичні характеристики взаємодії фрикційних елементів**

Отримана залежність описує зміну контактної температури від продуктивності та температури локального охолодження.

Зі збільшенням температури в області взаємодії фрикційної пари відбувається зміна коефіцієнта тертя, що впливає на якість гальмування. Висока температура у фрикційному контакті призводить до зміни міцнісних характеристик поверхневого шару.

Побудовані залежності (рис. 7.7-7.9) температури поверхні тертя в процесі одиничного гальмування від часу при різних температурах повітряного середовища та продуктивності охолодження показують ефективність стабілізації температури у фрикційному контакті до 25%.

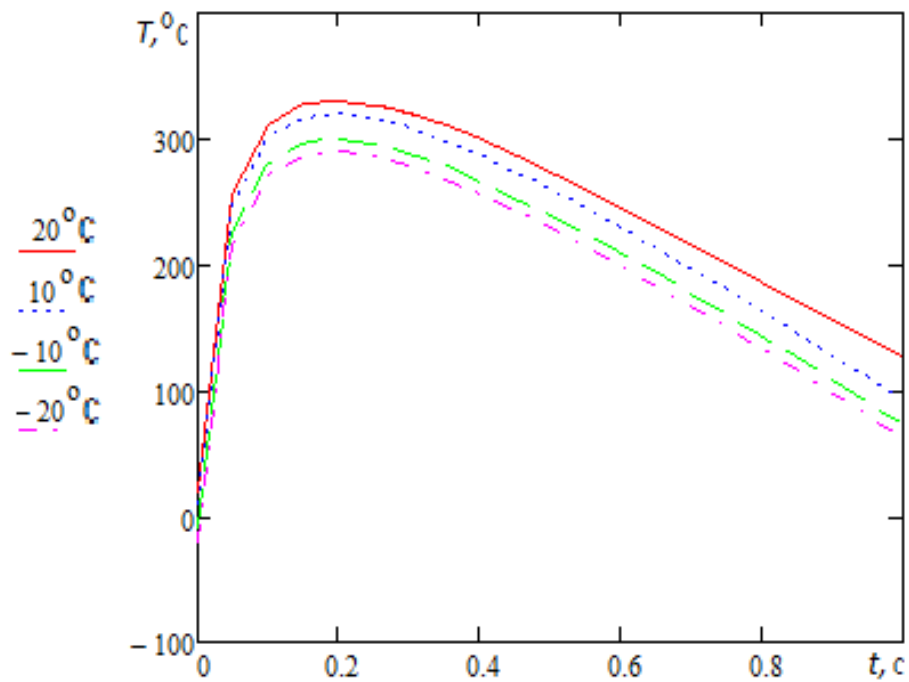


Рисунок 7.7 – Залежність температури поверхні тертя накладки в процесі  
 одиничного гальмування від часу при різних температурах повітряного  
 середовища

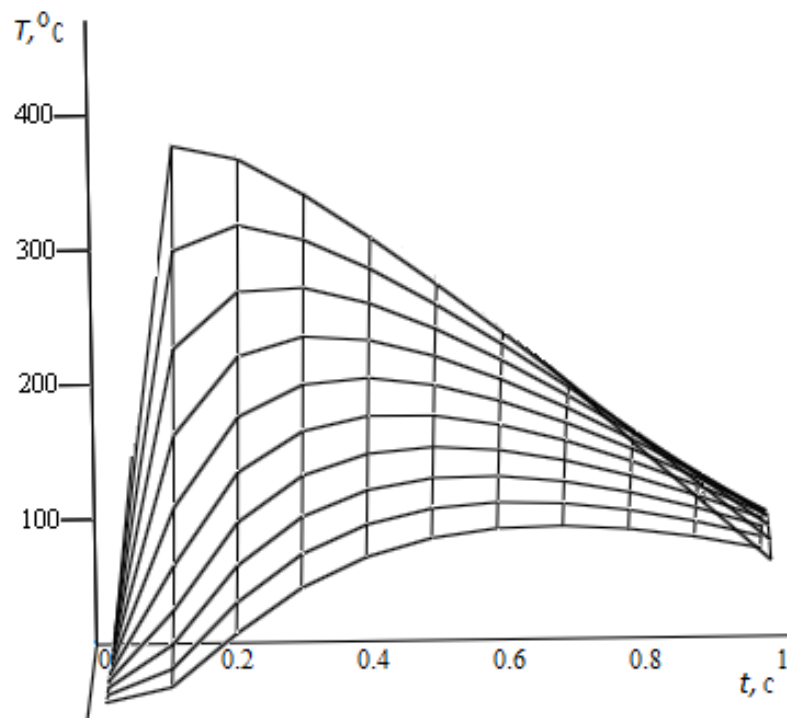


Рисунок 7.8 – Залежність температури поверхні тертя накладки в процесі  
 одиничного гальмування від часу та координати

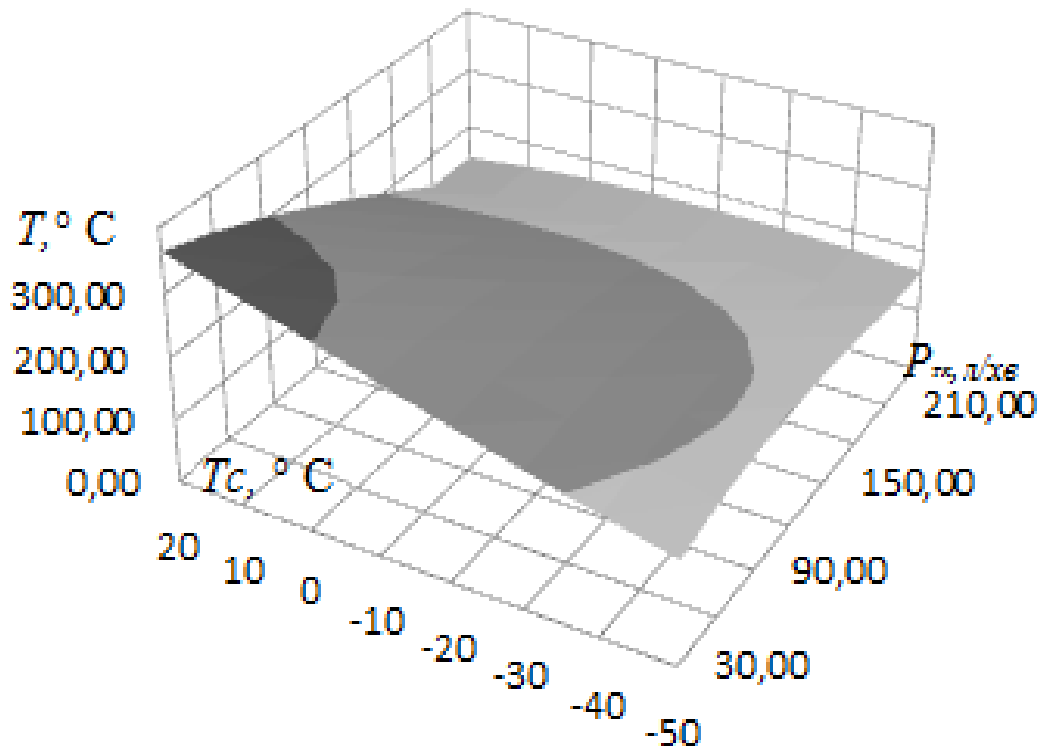


Рисунок 7.9 – Залежність контактної температури від продуктивності та температури локального охолодження

### **7.5 Математична модель постачання повітряного середовища у гальмівний фрикційний контакт з урахуванням продуктивності та діаметру отворів в накладках**

Гальмові засоби сучасних високошвидкісних потягів досягають питомої енергоємності до 40 МДж. При поглинанні такої кількості енергії при гальмуванні розігрів фрикційних елементів становить 800 – 900 °С, що обумовлює нестабільність характеристик дискового гальма і у підсумку знижує експлуатаційні характеристики рухомого складу, пов'язані з необхідністю дотримання встановленого гальмового шляху та графіків руху потягів.

Проблема залежності коефіцієнта тертя дискового гальма від температури вирішується за різними напрямками: удосконалення конструкції гальма і системи його керування, створення нових принципів гальмування, розробка алгоритмів одночасного керування різними гальмовими системами, розробка

нових матеріалів для гальмових елементів, підвищення ефективності їхнього використання та ін.

Разом з цим, природним чинником впливу на коефіцієнт тертя є охолодження робочих фрикційних елементів дискового гальма, завдяки чому виникає можливість суттєво знизити його залежність від температури. Існуючі конструкції реалізують принцип охолодження робочих елементів, який має за мету додаткове спрямування повітряних потоків на більш термічно напружені поверхні при обертанні гальмових дисків, але ефективність цих заходів не задовільна, адже за допомогою них можна відвести із зони тертя лише до 10 % тепла.

Більш ефективним є примусове охолодження робочих елементів фрикційного гальма. До цього способу можна віднести і роботу проектного обладнання [123].

Проблема охолодження фрикційної пари, підвищення ефективності способу гальмування транспортного залізничного засобу та обладнання для його здійснення може бути вирішена шляхом ефективного використання стисненого повітря, яке стравлюється з гальмівного циліндру, та охолодження гальмової колодки й робочої поверхні колеса, віднесення продуктів фрикційного зносу з контакту «гальмівний диск – накладка».

Для цього стиснене повітря з гальмівного циліндру через розподільник повітря та зворотний клапан стравлюється в сильфон, при наступному гальмуванні спрацьовує регульований клапан, який пов'язує гальмову колодку з сильфоном, за допомогою якого акумульоване повітря по гумовому трубопроводу через виконані в гальмівній колодці отвори та жолобоподібні канали подається в зону фрикційного контакту, охолоджує його і відносить продукти зносу у довкілля.

При подачі стисненого повітря між гальмівними накладками і гальмівним диском у процесі гальмування можна виявити фактори, які будуть впливати на даний процес, це:

- тиск повітря, що подається між гальмівним диском і гальмівними накладками;
- діаметр вхідних отворів штуцерів в гальмівних накладках;
- оптимальний зазор між гальмівним диском і гальмівними накладками (перед процесом гальмування для того, щоб повітря встигло продути накладки).

Параметрами, що регулюють роботу гальмівного механізму, при подачі стисненого повітря між гальмівними накладками і гальмівним диском, є наступні:

- витрата повітря з ресивера;
- коефіцієнт тертя, коефіцієнт ефективності і коефіцієнт стабільності гальмового механізму;
- рівномірність розподілу повітря по поверхні фрикційної накладки при гальмуванні;
- питома гальмівна сила.

З урахуванням цього потрібно визначити і рекомендувати таке значення тиску стисненого повітря, і діаметрів вхідних отворів, щоб сила протидії з боку стисненого повітря не призводила до погіршення вище перерахованих параметрів.

Тобто, необхідно чисельне визначення факторів, які впливають на процес подачі стисненого повітря між гальмівним диском і гальмівними накладками в процесі гальмування і динаміку їх дії.

У разі примусового охолодження стисненим повітрям поверхню гальмівної накладки потрібно розглядати як аеростатичну опору ковзання. Її основою буде служити фрикційна накладка з симетрично розташованими відносно поздовжньої осі отворами для підведення стисненого повітря.

Розрахунок аеростатичних опори виконаний чисельним методом, що заснований на апроксимації поля тиску в зазорі різницевиими алгебраїчними рівняннями. Метод враховує двомірність розподілу потоку газу в опорах різної конфігурації і дає результати, близькі до реальних. У кожній з точок необхідно

врахувати інтегровані рівняння, застосовуючи відомі формули для наближеного обчислення похідних.

Існує декілька методів підведення і розподілу газу в зазорі. Вельми ефективною є секційна система підведення газу з розподілом його в робочому зазорі по мікроканавках. Розрахункова схема одноканавочної прямолінійної аеростатичної опори, застосовуваної при ширині направляючої менше 40 мм, показана на рисунку 7.10.

Газ подається до опори під тиском  $p_0$ . Пройшовши через отвір піддув  $ud$ , газ з тиском  $p_a$  поступає у мікроканавку; пересуваючись уздовж останньої, через зазор виходить до навколишнього середовища. Мікроканавка у сукупності з нерухомою частиною опори утворює капілярний живильний канал, що має січення у формі рівностороннього трикутника висотою  $t$  (глибина канавки). Через малість витрат повітря, що витікає через змащувальний зазор, потік уздовж капіляру можна вважати ламінарним.

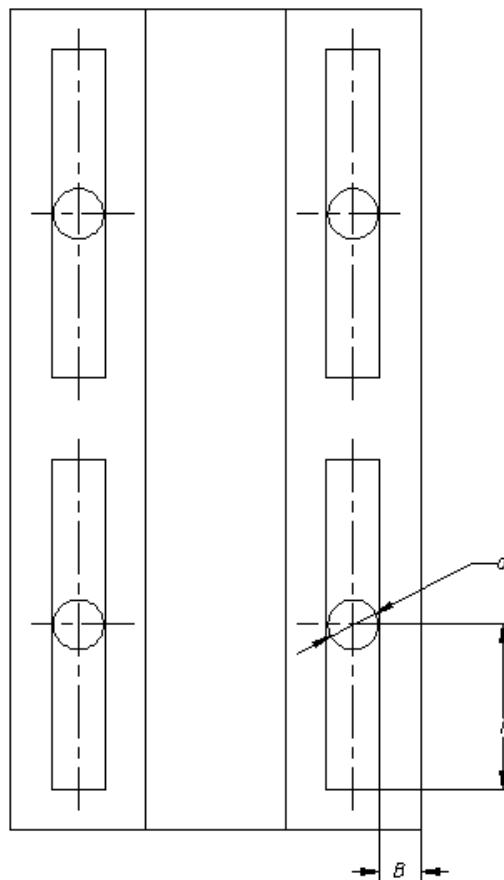


Рисунок 7.10 – Розрахункова схема

Більш точний розв'язок задачі ламінарного змащування опори пов'язаний з великими труднощами, бо потік змащування крізь отвір–просторовий: швидкість потоку, окрім складової  $\frac{\partial y}{\partial t}$ , має також складову  $\frac{\partial x}{\partial t}$ . Ці складові пропорційні відповідним градієнтам тиску. Градієнт тиску  $\frac{\partial p}{\partial x}$  уздовж капіляру – величина мала у зрівнянні з градієнтом тиску  $\frac{\partial p}{\partial y}$ . звідки можна припустити, що потік уздовж вісі  $y$  плоский та спрямований перпендикулярно осі капіляру. Лінія току, що отримана підтверджує припустимість такого спрощування задачі.

Розглянемо елемент змащувального слою шириною  $dx$  та висотою  $h$ , що знаходиться на відстані  $x$  від вхідного отвору. Витрати газу через січення капіляру зменшуються зі збільшенням  $x$  через витік крізь зазор, при  $x = l$ . Зменшення масової витрати  $dm_x$  на відрізку капіляру  $dx$  повинно дорівнюватися масовій витраті через зазор (по обидві сторони від капіляру) на тому ж відрізку у напрямку  $y$ . Ця умова нерозривності потоку використовується для складання диференційного рівняння опори.

При ламінарному потоці об'ємна витрата газу через капіляр з поперечним перетином рівностороннього трикутника пов'язана з градієнтом тиску формулою:

$$q_x = -\frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{\sqrt{3}t^4}{180\mu}, \quad (7.63)$$

де  $t$  -глибина мікроканавки;  $p$  -змінний тиск у каналі;  $\mu$  -динамічна в'язкість газу.

Коливання температури газу у процесі його повільного плину по капіляру незначні; тому має місце співвідношення

$$\rho = A p, \quad (7.64)$$

де  $\rho$  - щільність газу;  $A$  - деяка постійна.

З урахуванням (7.63) та (7.64) приріст маси потоку газу уздовж капіляру на елементі  $dx$  складатиме

$$dm_x = \frac{\partial}{\partial x} q_x A \rho dx = -A \frac{\sqrt{3} t^4}{360 \mu} \frac{d^2 p^2}{dx^2} dx, \quad (7.65)$$

тому що  $\frac{\partial p}{\partial x} p = \frac{1}{2} \frac{\partial p^2}{\partial x}$ .

Масова витрата у напрямку осі  $y$  на тому ж відрізку  $dx$  дорівнює приросту  $\frac{1}{2} dm_y$  з капіляру у напрямку осі  $y$ :

$$\frac{1}{2} dm_y = q_y A \rho_3 dx = -A \frac{h^3}{24 \mu} \frac{\partial p_3^2}{\partial y} dx; \quad (7.66)$$

тут  $p_3$  – змінний уздовж осі  $y$  тиск у зазорі;  $p$  – тиск у капілярі.

Вираз (7.66) є лінійним диференціальним рівнянням першого порядку

$$\frac{\partial p_3^2}{\partial y} = const,$$

бо  $dm_y$  - постійна величина для розгляданого перетину  $x$ . Його інтегрування з урахуванням граничних умов  $p_3 = p$  при  $y = 0$ ;  $p_3 = p_a$  при  $y = B$  приводить до рівняння розподілу тиску уздовж осі  $y$ :

$$p_3^2 = -\frac{p^2 - p_a^2}{B} y + p^2. \quad (7.67)$$

Звідки

$$\frac{\partial p_z^2}{\partial y} = -\frac{p^2 - p_a^2}{B} \quad (7.68)$$

Підставивши (7.68) в вираз (7.66) приведемо останнє до виду

$$dm_y = A \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{p^2 - p_a^2}{B} dx. \quad (7.69)$$

Сума елементарних збільшень витрат у напрямку  $x$  та  $y$  повинна дорівнювати нулю. Ця умова приводить до диференційного рівняння

$$\frac{h^3}{B} (p^2 - p_a^2) = \frac{\sqrt{3}t^4}{30} \cdot \frac{d^2 p^2}{dx^2}$$

Підставивши отриману у результаті розв'язку останнього рівняння функцію  $p(x)$  у рівняння(5), знайдемо  $p_z = p_z(y)$ .

Позначимо характеристику плоскої опори з мікроканавкою

$$K = 17,3 \frac{l^2 h_0^3}{B t^4} \quad (7.70)$$

та безрозмірні параметри :

$$P = \frac{p}{p_a} \text{—відносний тиск у капілярі;}$$

$$X = \frac{x}{l} \text{—відносна координата;}$$

$$H = \frac{h}{h_0} \text{—відносний зазор (} h_0 \text{—розрахунковий зазор).}$$

Окрім того, позначимо для скорочення запису

$$m^2 = KH^3 = 17,3 \frac{l^2 h_0^3}{B t^4}. \quad (7.71)$$

Диференціальне рівняння розподілу тиску уздовж капіляру матиме вид

$$\frac{\partial^2 p^2}{\partial x^2} - m^2 P^2 + m^2 = 0 \quad (7.72)$$

Загальний розв'язок цього рівняння буде

$$P^2 = C_1 e^{mX} + C_2 e^{-mX} + 1$$

З урахуванням граничних умов  $P = P_d$  при  $X = 0$  (на виході з дроселя діаметром  $d$ ) та  $\frac{\partial P}{\partial x} = 0$  при  $X = 1$  (так як витрати газу у кінці капіляру можна прийняти рівним нулю) визначемо постійні інтегрування та знайдемо закон розподілу тиску по довжині капіляру:

$$P^2 = \frac{(p_d^2 - 1)e^{mX}}{1 + e^{2m}} + \frac{(p_d^2 - 1)e^{-mX}}{1 + e^{-2m}} \quad (7.73)$$

Результати розрахунків за рівнянням (7.73), а також залежності питомої жорсткості опори від тиску  $P_d$  розраховані та наводяться у вигляді таблиць та номограм.

Для подальших розрахунків задаються низкою відомих параметрів та обчислюють шукані. Для проектної гальмівної накладки знайдемо вираз, що визначає оптимальний діаметр отворів в залежності від тиску  $p_0$ .

$$d = \sqrt{\sqrt{\frac{K_1 \gamma_0}{g} \frac{t^4}{102 a l \mu'}}$$

де  $K_1$  – питома жорсткість опори,  $\gamma_0$  – питома вага повітря при тиску  $p_0$ ,  $t$  – глибина канавки,  $\alpha$  – коефіцієнт зтечення,  $\mu$  – динамічна в'язкість повітря.

На рис. 7.11 представлено результати розрахунку оптимального діаметра отвору в залежності від тиску при різних значеннях довжини канавки  $l$ .

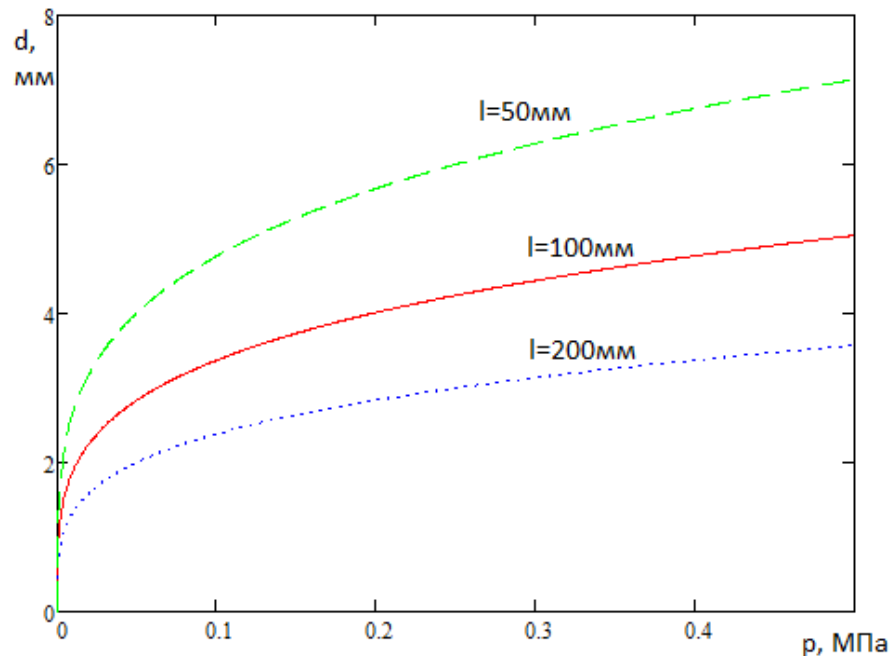


Рисунок 7.11 – Графік залежності оптимального діаметра отворів від тиску повітря, що подається в них

Згідно до одержаних даних, при тиску повітря, яке подається в отвори гальмової накладки до 0,4МПа (тиск у гальмовому циліндрі під час гальмування вагона), розрахунковий діаметр отворів не перевищує 8 мм.

Потрібно також проаналізувати силу протитиску, яка утворюється при застосуванні стисненого повітря для охолодження фрикційного контакту та віднесення продуктів зносу. Вона обчислюється за формулою

$$Q = p_a p_0 B l n K_H, \quad (7.74)$$

де  $K_H$  – питома сила протитиску. Варіюванням кількості отворів  $n$ , геометричних параметрів елемента аеростатичної опори (накладки) та тиском можна отримувати різні значення сили протитиску  $Q$ .

Наведемо графік залежності сили протитиску  $Q$  від кількості отворів  $n$  у одній накладці. Згідно до формули, вона є лінійною (рисунок 7.12).

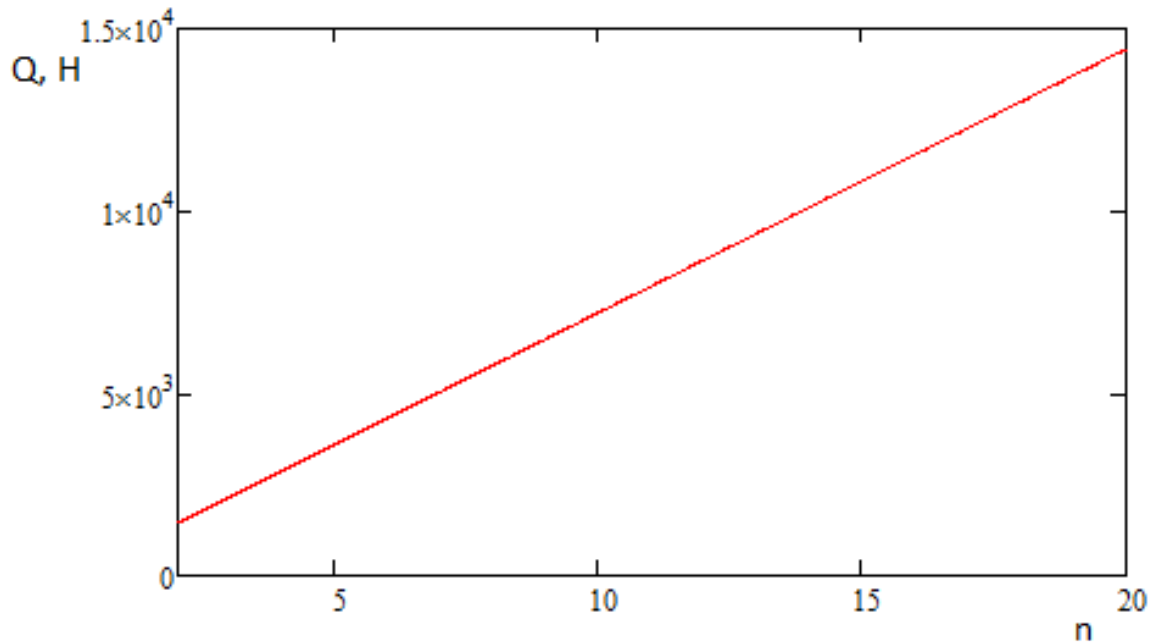


Рисунок 7.12 – Графік залежності сили протитиску  $Q$  від кількості отворів  $n$  у одній накладці

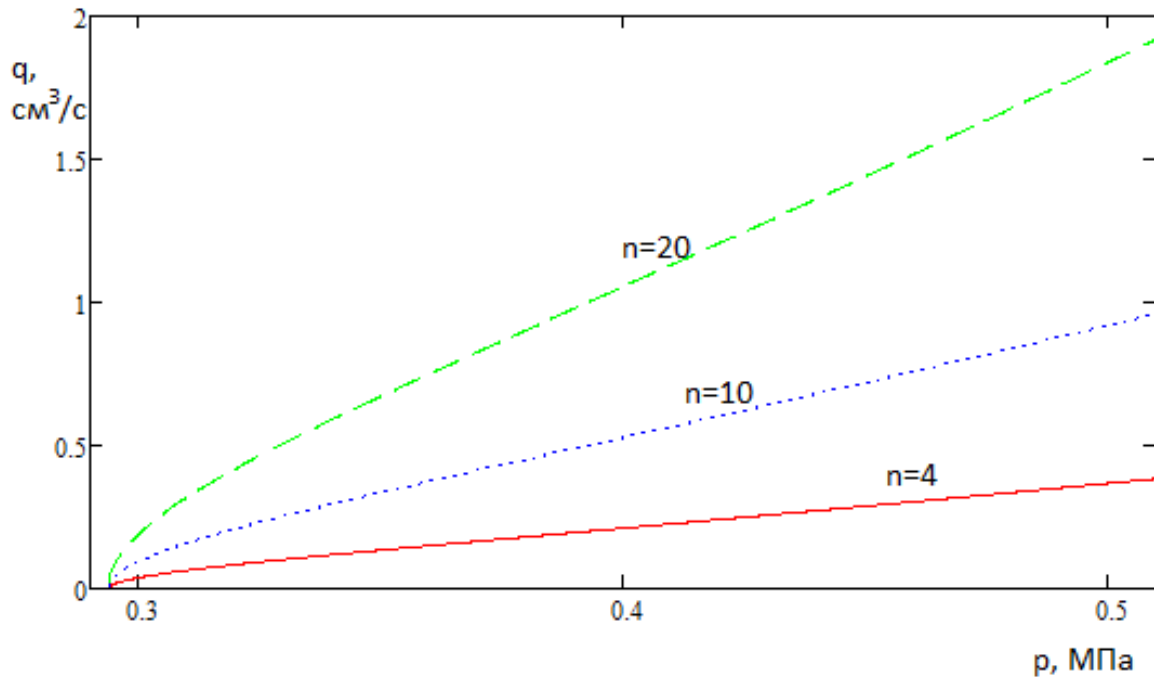


Рисунок 7.13 – Залежність витрати повітря від тиску

На рисунку 7.13 наведена залежність витрати повітря від тиску під час гальмування.

Таким чином, для  $p_0 = 0,4$  МПа,  $l = 10$  см,  $B = 2$  см,  $p_a = 0,1$  МПа сила протитиску становить 1,44 кН для двох отворів у накладці та 14,4 кН для двадцяти отворів у накладці. Залежно від сили натискання гальмівних накладок на вісь та інших параметрів гальмівної системи, визначаються параметри проектної гальмівної накладки.

### Висновки по розділу 7

Удосконалена математична модель теплофізичних характеристик фрикційного контакту урахуванням примусового постачання повітряного середовища та його температури для стабілізації коефіцієнта тертя.

Зі збільшенням температури в області взаємодії фрикційної пари відбувається зміна коефіцієнта тертя, що впливає на якість гальмування. Висока температура у фрикційному контакті призводить до зміни міцнісних характеристик поверхневого шару.

Побудовані залежності температури поверхні тертя в процесі одиничного гальмування від часу при різних температурах повітряного середовища та продуктивності охолодження показують ефективність стабілізації температури у фрикційному контакті до 25%.

Запропонована методика дослідження і створена математична модель постачання повітряного середовища у гальмівний фрикційний контакт дозволяє визначити і рекомендувати таке значення тиску стисненого повітря, і геометрії отворів накладки, щоб сила протитиску не призводила до зменшення ефективності фрикційної взаємодії. Для тиску повітря 0,4 МПа, довжини канавок 10 см, відстані від краю накладки до отворів 2 см, сила протитиску становить 1,44 кН для двох отворів у накладці.

## **8 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА ВПЛИВУ ОХОЛОДЖЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ НА КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ І ТЕМПЕРАТУРУ КОНТАКТУЮЧИХ ПОВЕРХОНЬ**

### **8.1 Дослідження процесу гальмування на лабораторному гальмівному стенді**

Експериментальні дослідження процесу гальмування проводилися за допомогою лабораторного гальмівного стенда, розробленого кафедрою підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля [124]. Стенд призначений для випробування різних конструкцій гальмових пристроїв і контролю їхніх вихідних параметрів.

Загальний вигляд стенда та його принципова схема показані на рисунках 8.1 і 8.2.

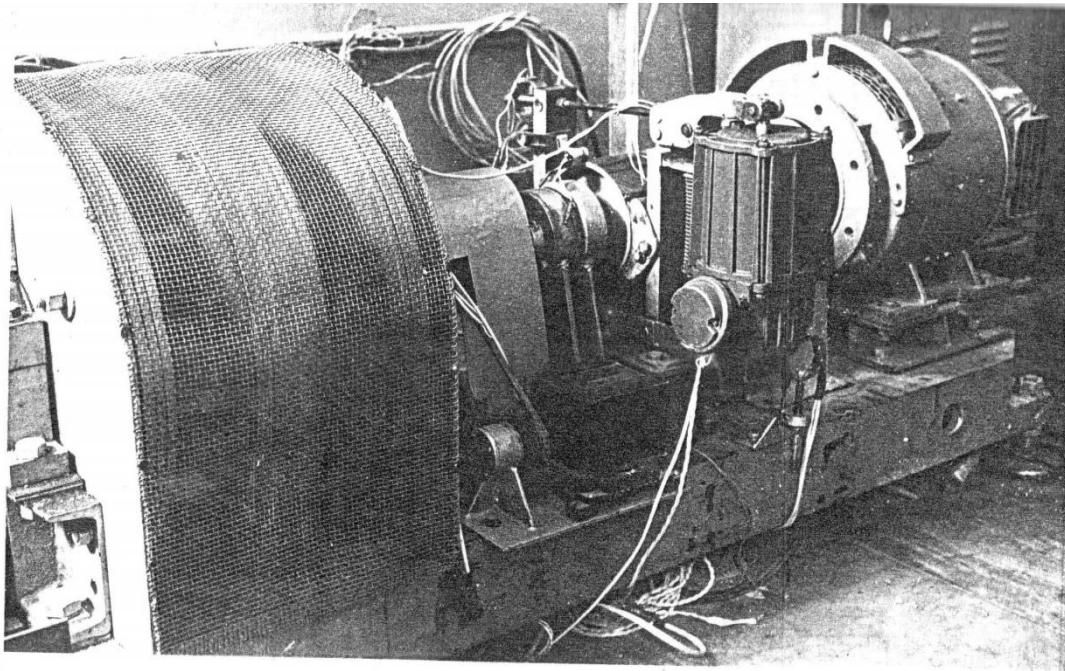


Рисунок 8.1 – Загальний вигляд стенда

Гальмо 1 (рис. 8.2) встановлено на хиткій рамі 2 і за допомогою пружних муфт 3 з'єднаний з приводним електродвигателем 4 і обертовою масою 5, яка складається з 18 дисків і дозволяє змінювати момент інерції від 2 до 60 кг • м<sup>2</sup> приєднанням до валу або від'єднанням від нього дисків махової маси. Рама 2 і обертається маса 5 спирається на підшипники кочення, укріплені на стійках. Стенд дозволяє варіювати момент інерції за допомогою обертових дисків, частоту обертання, тривалість роботи приводу і реєструвати такі вихідні параметри гальма і приводу, як гальмівний момент, зусилля в тязі, час розмикання гальма і розгіну приводу, час спрацьовування і гальмування гальма, частота обертання приводу, температура поверхонь тертя.

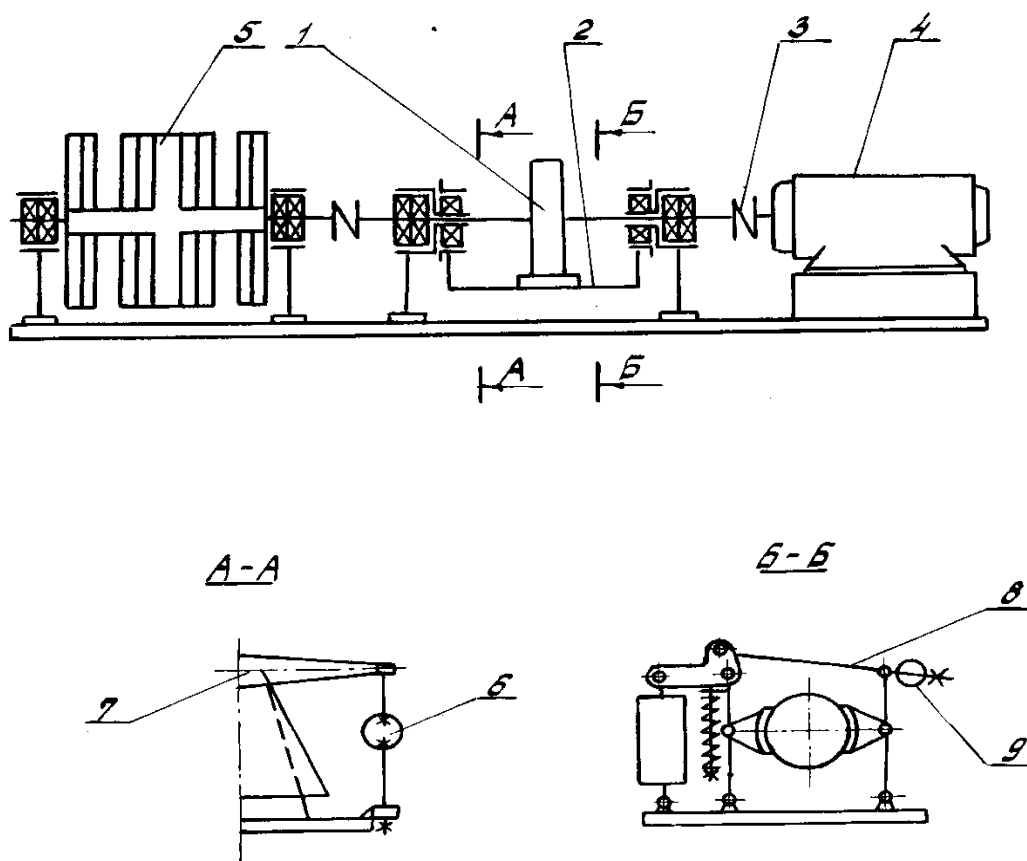


Рисунок 8.2 – Схема принципової конструкції стенда

Гальмівний момент, створюваний гальмом, вимірюється за допомогою динамометричних кілець 6 (рис. 8.2, А-А), з'єднаних сферичними шарнірами з підставою. Коромисло 7 жорстко закріплено на хиткій рамі 2. На динамометричних кільцях наклеєні тензорезистори, з'єднані по полумостової схемою. Електричні сигнали з тензорезисторів посилюються підсилювачем 8АНЧ-7М і реєструються світлопроменевим шлейфовим осциллографом типу Н-117.

Зусилля в тязі, яка пропорційна гальмівному моменту, вимірюється за допомогою датчика 9, виконаного у вигляді динамометричного кільця з наклеєними тензорезисторами і встановленого на тязі гальма (рис. 8.2. Б-Б). Електричні сигнали з датчика надходять на підсилювач, а потім на реєструючий прилад, який представляє собою аналогово-цифровий перетворювач типу В7-35.

Час розмикання і розгону, час спрацювання і гальмування вимірюються і реєструються приладом для контролю вихідних параметрів гальм, який включає в себе генератор імпульсів, лічильник імпульсів і комплект датчиків. Час розмикання відраховується з моменту подачі живлення на привід гальма до моменту відходу колодок, з встановленим на одній з них датчиком контакту від гальмівного шківів. Час розгону приводу відраховується з моменту подачі напруження на привід (М) до моменту досягнення ним номінальної частоти обертання. Частота обертання валу приводу знімається тахогенератором постійного струму типу ТГП-5. Час спрацювання гальма вимірюється з моменту відключення живлення від приводу гальма до моменту першого контакту колодок з гальмівним шківом, на одній з яких встановлено датчик контакту (ДК). Датчик контакту при торканні колодками поверхні гальмівного шківів відключає генератор імпульсів від лічильника імпульсів. Час гальмування вимірюється з моменту закінчення реєстрації часу спрацювання до моменту повної зупинки гальмівного шківів, що контролюється величиною напруги на виході тахогенератора ТГП-5.

Частота обертання приводу (М) вимірюється тахогенератором постійного струму ТГ-1 типу ТМГ-38. Для візуального спостереження за частотою обертання валу махової маси (ММ) використовується тахогенератор ТГ-2 типу Д1-ММ з вимірювальним приладом (ІП) типу ТМ і ЗП. Вал обертових мас з валами тахогенераторів з'єднаний ремінною передачею.

Температура поверхонь тертя гальма вимірюється за допомогою датчика-термопари. Застосована хромель-копелеві термопара, розрахована на нагрівання до 600 °С. Конструктивно термопара виконана у вигляді порцелянового циліндра, через отвори якого пропущені електроди термопари. Термопара встановлена в тілі колодки гальма і зафіксована гвинтом. Як реєструючого приладу використаний універсальний прилад типу В7-35.

Конструкція стенду доповнюється компресором і вихровою трубою, конструкція якої заснована на ефекті Ранка-Хілша (рис. 8.3, 8.4).



Рисунок 8.3 – Вихрова трубка



Рисунок 8.4 – Вимірювальна апаратура  
(пірметр AMS-663 та термоанемометр TM-4001)

За допомогою компресора здійснюється подача повітря в трубу, в якій відбувається температурне розділення на холодний і гарячий повітря, які відводяться з різних отворів. Охолоджене повітря подається в область фрикційного контакту.

Завдання дослідження – експериментально показати залежність коефіцієнта тертя і температури в контакті «гальмівний диск - накладка» від фактора подачі охолодженого повітря у фрикційний контакт під час процесу гальмування.

Усі значення експериментальних величин, отриманих у паралельних дослідах, перевірені на відсутність помилок за допомогою критерію Стьюдента [125, 126]. Результати експериментів представлені на рис. 8.5, 8.6.

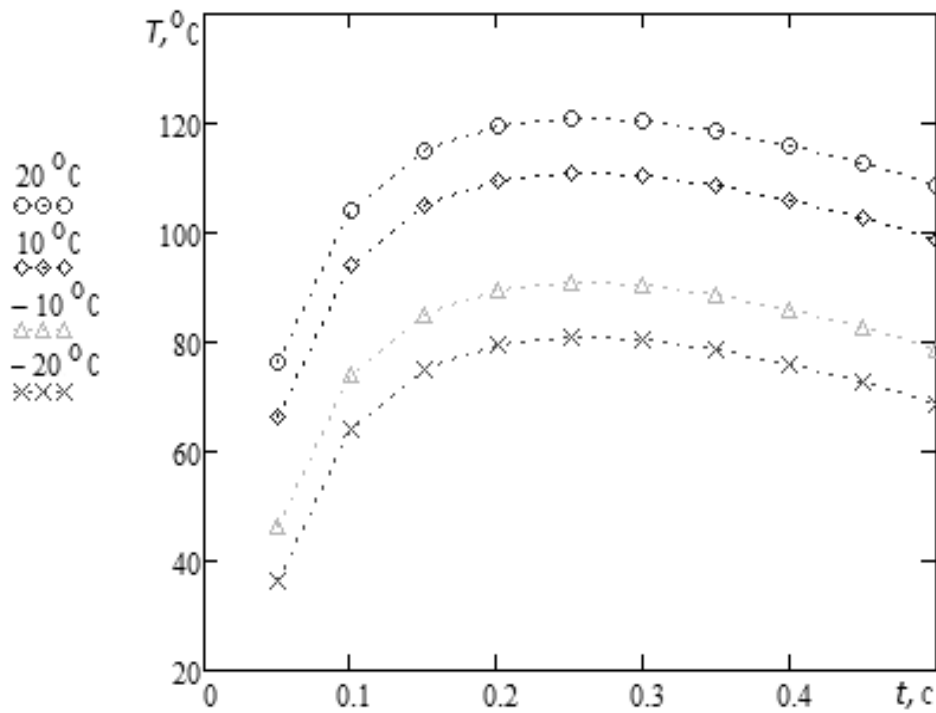


Рисунок 8.5 – Середня температура фрикційних поверхонь в процесі гальмування; зусилля притиску однієї гальмової колодки складає 1500 Н

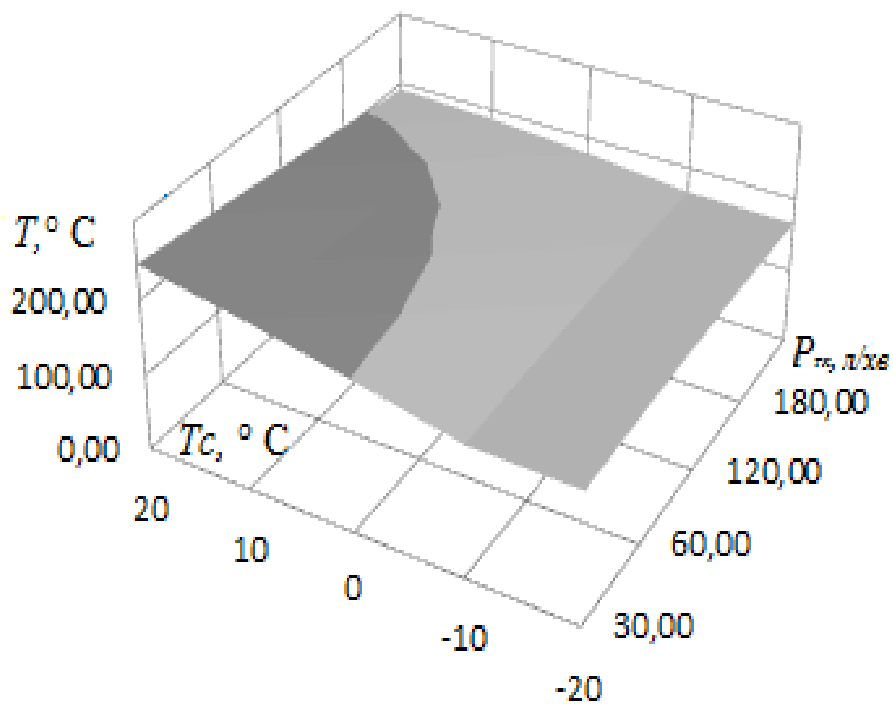


Рисунок 8.6 – Залежність контактної температури від продуктивності та температури локального охолодження; зусилля притиску однієї гальмової колодки складає 1500 Н

## **8.2 Експериментальне дослідження фрикційних властивостей контакту «колесо-рейка» при локальному охолодженні та очищенні поверхонь**

На кафедрі залізничного транспорту СНУ ім. В. Даля спроектований досліджувано-вимірювальний комплекс для дослідження тягово-зчіпних якостей локомотива (ДВК) [127, 128] (рисунок 8.7), що дозволяє досліджувати реалізацію сили зчеплення при розгоні, буксуванні і юзі в прямих і кривих ділянках шляху. При цьому задаються: динамічні вертикальні й горизонтальні зусилля в контакті, поперечного зсуву колеса щодо рейки, кут набігання, коливання крутного моменту приводу, фрикційний стан контакту колеса з рейкою. З використанням ДВК можливе моделювання вертикальних коливань рейкового шляху, зміна характеристик підрейкової основи, поперечні коливання рейки, осідання рейкової нитки у вертикальній площині.

На базі стендової установки «Машина тертя», розробленої на кафедрі залізничного транспорту СНУ ім. В. Даля, створена автоматизована вимірювально-моделююча установка (АВМУ рисунок 8.8) для дослідження фрикційних властивостей контакту «колесо-рейка» [129, 130, 131], що дозволяє вирішувати наступні завдання:

- визначати коефіцієнт тертя колеса з рейкою в умовах реальних забруднень (дощ, масло, дизельне паливо);
- оцінювати вплив активації поверхонь на реалізований коефіцієнт тертя (вплив електричного струму, струмино-абразивна обробка, подача озонованого повітря, подача мастильного матеріалу);
- автоматично моделювати із застосуванням мікроконтролерів, процеси набору крутного моменту для зриву в боксування;
- визначати коефіцієнт тертя в режимі чистого тертя ковзання (юза) контактуючих поверхонь, при цьому реалізується режим кочення з ковзанням;

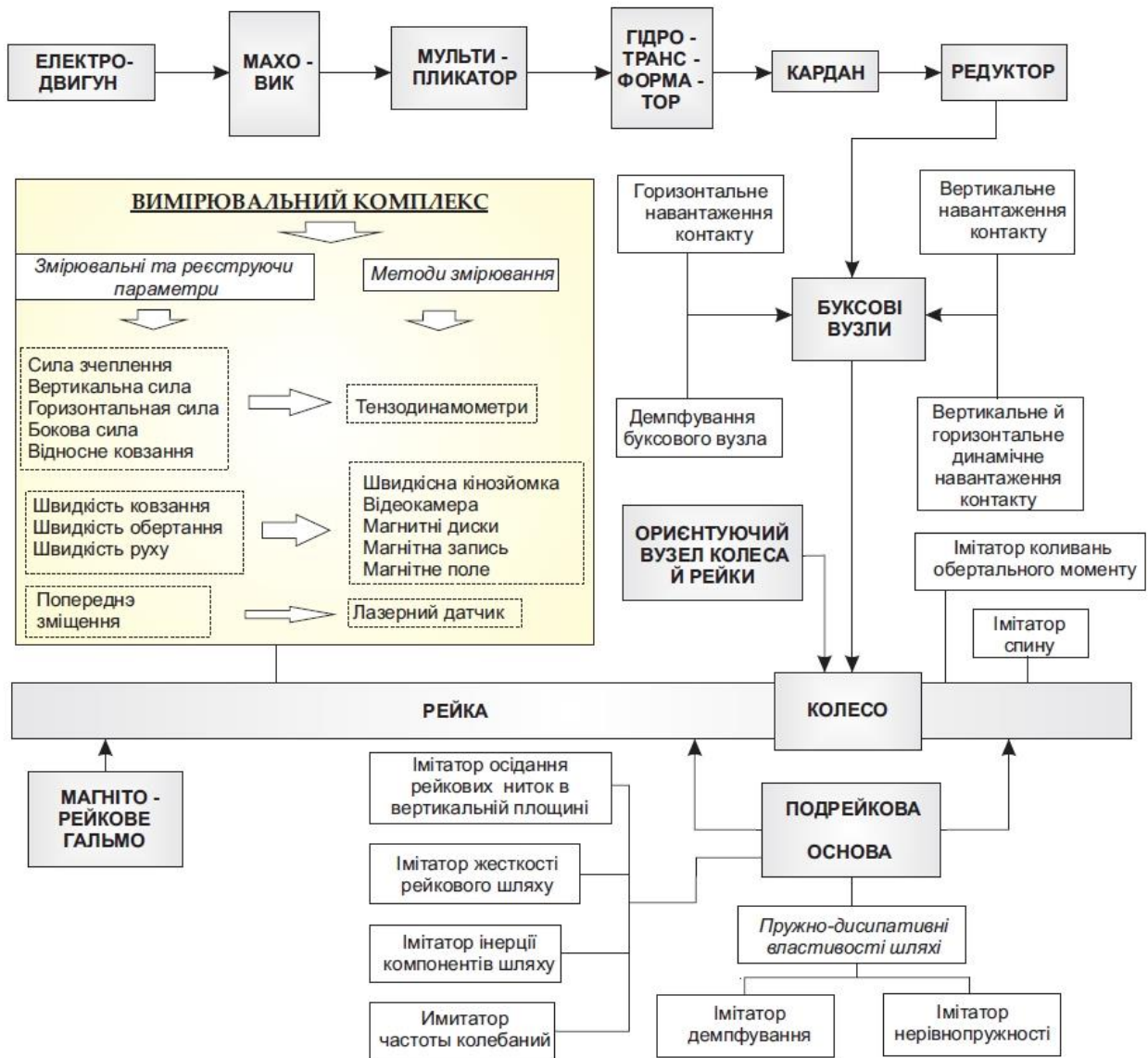


Рисунок 8.7 – Структурна схема ДВК для дослідження тягово-зчіпних якостей локомотивів

- одержувати залежності коефіцієнта тертя ковзання від питомого тиску, швидкості ковзання, температури й інших факторів.

Перевагою створеної автоматизованої вимірювально-моделюючої установки є:

- простота керування фрикційними умовами контактування, шляхом контрольованої подачі в контакт досліджуваних речовин;
- можливість моделювання тяги, гальмування, боксування і юза;
- наявність програмного комплексу, що дозволяє за експериментальними даними одержувати характеристику зчеплення.

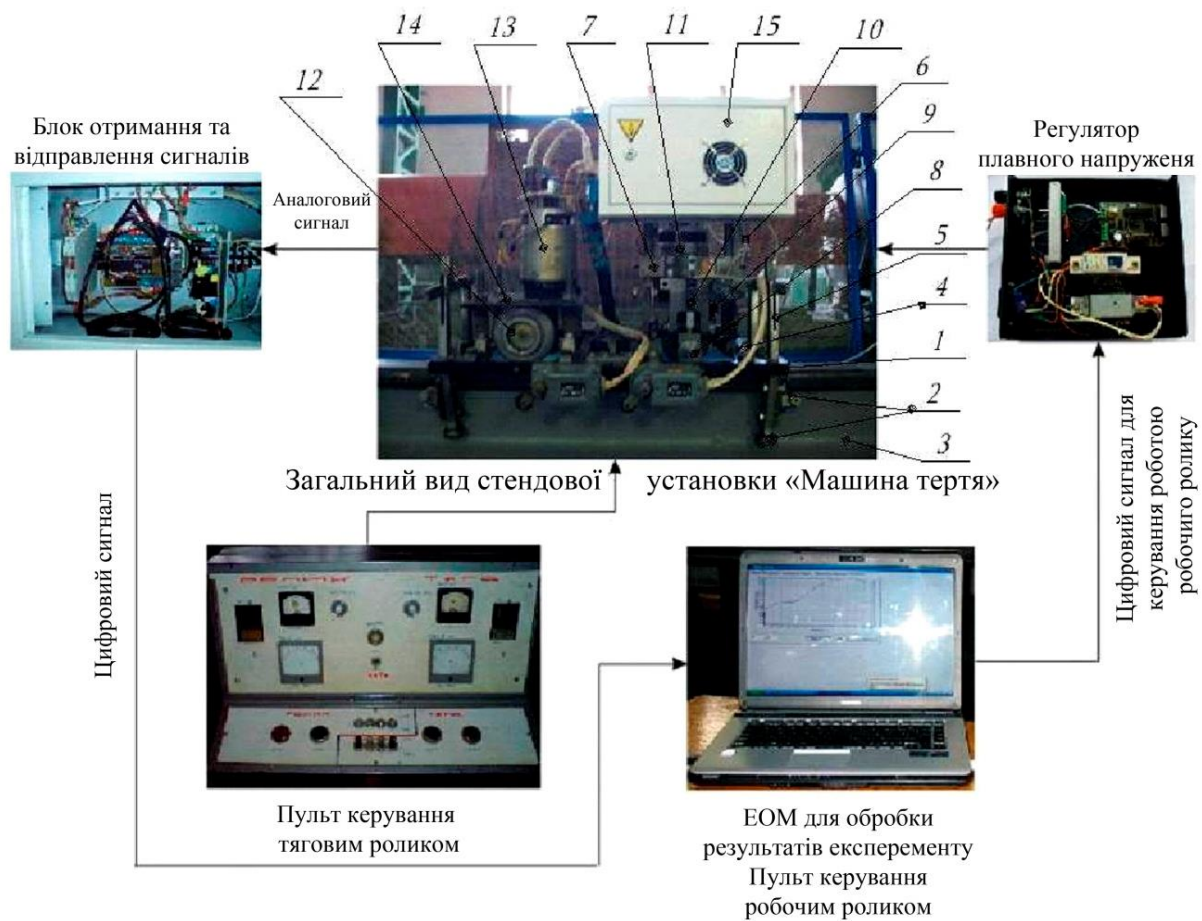


Рисунок 8.8 – Стендова установка «Машина тертя» для дослідження фрикційних властивостей контакту: 1 – рама, 2 – система важелів і роликів, 3 – рейка, 4 – напрямні, 5 – сегменти, 6, 9, 10 – важелі, 7 – поперечини, 8 – робочий ролик, 11, 13 – двигуни, 12 – тяговий ролик, 14 – опорна плита, 15 – мікропроцесорний блок

Представлена АВМУ для дослідження фрикційних властивостей контакту «колесо-рейка» і методика проведення досліджень дозволяє експериментальним шляхом вивчати вплив різних забруднень (дощ, масло, дизельне паливо) на коефіцієнт тертя, а також оцінювати ефективність різних способів підвищення коефіцієнта зчеплення (вплив електричного струму, струмино-абразивна обробка, подача озонованого повітря).

Орієнтація робочого ролика здійснюється переміщенням сегментів по напрямній, поворотом важелів щодо сегментів і переміщенням поперечини по

напрямних важелів. Крутний момент від двигуна, розташованого на площадці, через кутовий редуктор, карданний вал, вісь – передається робочому ролику.

Завдяки навантаженню робочого ролика вертикальним зусиллям, відбувається його зчеплення з рейкою. Під дією обертаючого моменту й завдяки тому, що рама візка кріпиться до рейки за допомогою системи важелів і роликів, з можливістю лінійного переміщення уздовж її осі, візок починає рухатися по рейці.

Створено математичну модель трибологічних контакту з інтенсивним виділенням тепла в системі «колесо-рейка-гальмівні елементи», що дозволяє визначати локальну поверхневу температуру взаємодіючих елементів в залежності від різних факторів. Вона передбачає використання експериментально отриманих залежностей коефіцієнта тертя при коченні з ковзанням (далі коефіцієнт тертя) від температури в зоні контакту  $f(\theta)$ . Під температурою в контакті слід розуміти отримане за рахунок відносного тертя ролика про рейку перевищення температури в контакті над температурою навколишнього середовища.

У даній роботі для встановлення залежності  $f(\theta)$  використовувався оригінальний автоматизований вимірювально-обчислювальний комплекс «Машина тертя» [132], призначений для дослідження фрикційних властивостей контакту «колесо-рейка» при коченні з ковзанням, як в лабораторних, так і в польових умовах.

При дослідженні кочення з ковзанням коефіцієнт тертя може розглядатися як функція наступних параметрів: абсолютна швидкість ковзання; відносне ковзання; температура в зоні контакту.

Особливий інтерес представляє температура в зоні контакту. З метою перевірки впливу даного чинника на коефіцієнт тертя були проведені дві серії експериментів з різними значеннями лінійної швидкості руху «Машина тертя» ( $V = 0,09$  м/с и  $V = 0,18$  м/с). Експерименти проводилися на сухій чистій рейці.

Після відповідної обробки по одним і тим же експериментальними даними побудовано залежності коефіцієнта тертя від температури в зоні

контакту (рис. 8.9), абсолютної швидкості ковзання (рис. 8.10) і відносного ковзання (рис. 8.11).

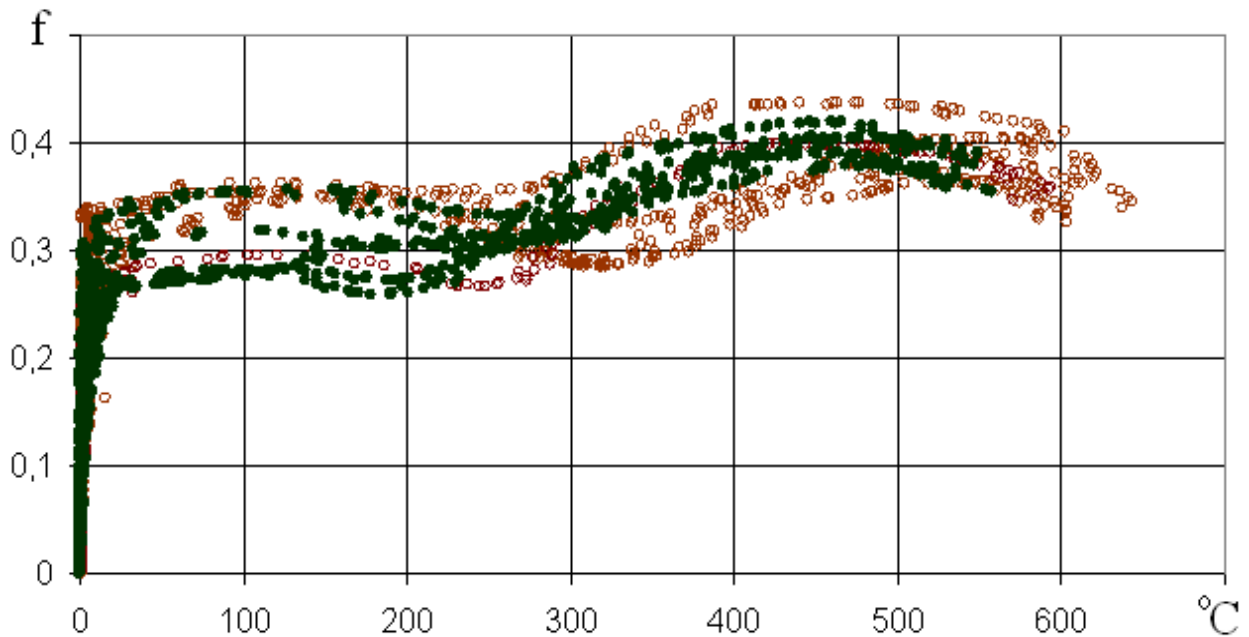


Рисунок 8.9 – Залежність коефіцієнта тертя від температури в контакті

Останні дві величини визначаються за формулами:

$$\mathcal{G} = \omega \cdot R - V; \quad (8.1)$$

$$\varepsilon = \frac{\mathcal{G}}{V} \cdot 100, \quad (8.2)$$

де  $\mathcal{G}$  – абсолютна швидкість ковзання;  $\varepsilon$ ,  $\omega$ ,  $R$  - відносне ковзання, кутова швидкість і радіус робочого ролика;  $V$  - лінійна швидкість «Машини тертя».

На всіх рисунках колами позначені експериментальні точки, отримані при швидкості руху машини тертя 0,09 м / с, а колами - 0,18 м / с.

Експериментальні дані, побудовані в координатних осях «температура - коефіцієнт тертя», для зазначених швидкостей руху практично збігаються. А ось дані в координатних осях «абсолютна швидкість ковзання - коефіцієнт

тертя» (рис. 8.10) і «відносне ковзання - коефіцієнт тертя» (рис. 8.11) значно відрізняються.

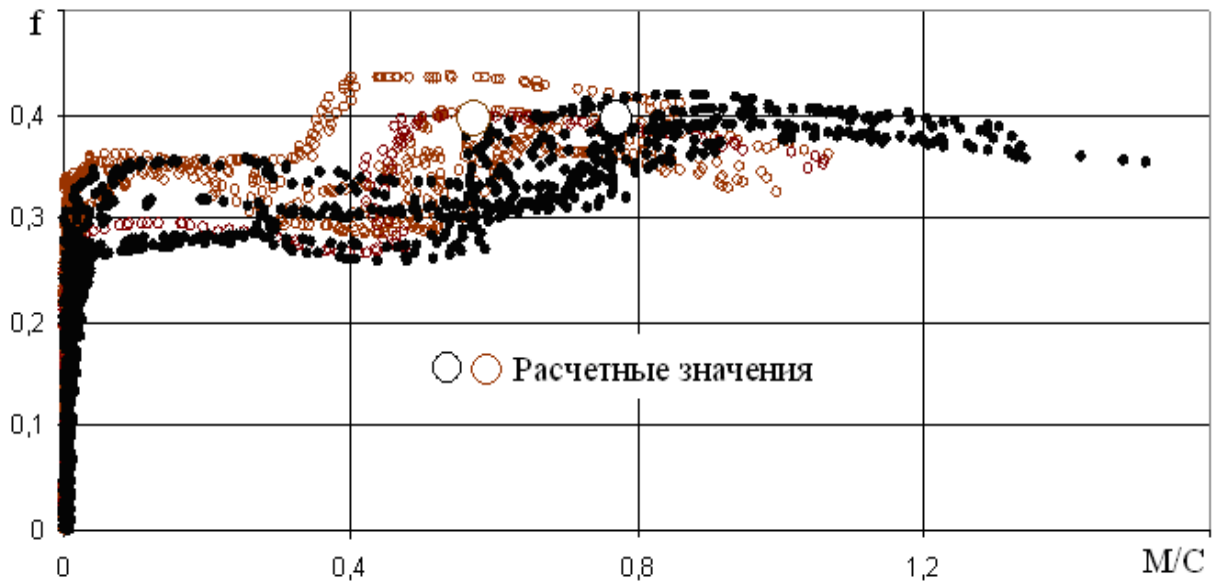


Рисунок 8.10 – Залежність коефіцієнта тертя від швидкості ковзання

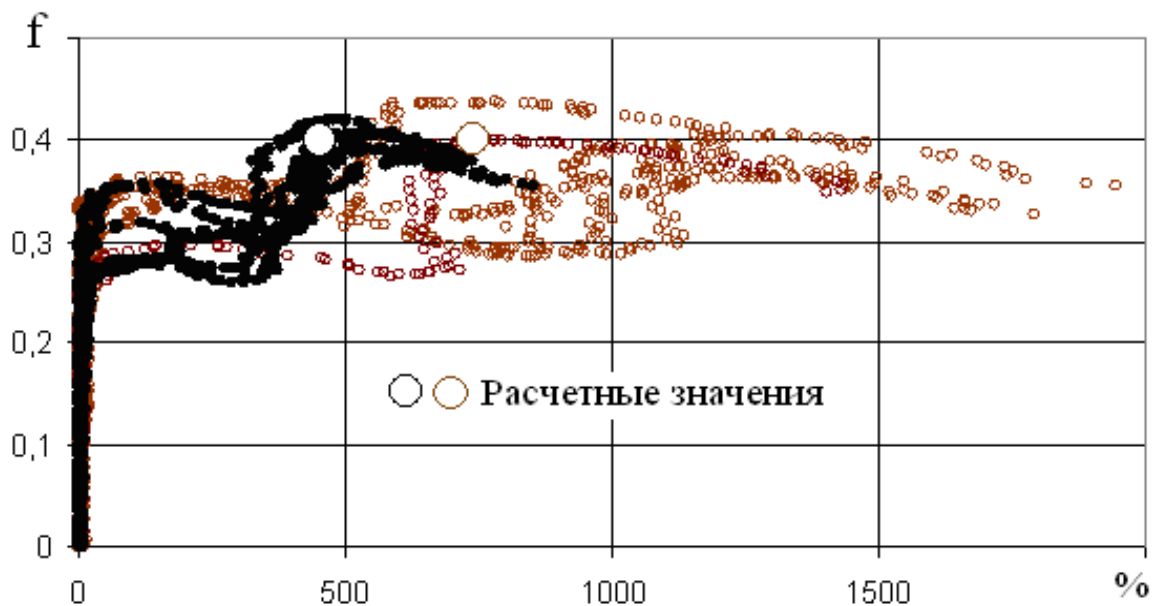


Рисунок 8.11 – Залежність коефіцієнта тертя від відносного ковзання

Даний результат дозволяє висунути припущення, що залежність коефіцієнта тертя від температури носить універсальний характер (для конкретних фрикційних умов) і не залежить від параметрів руху. З метою перевірки даного припущення по заданій температурі і коефіцієнту тертя

визначимо абсолютну швидкість ковзання і відносне ковзання.

Скористаємося отриманими в роботі [133] формулами для визначення середньоінтегральної температури на поверхні рейки і коефіцієнта розподілу теплових потоків між роликом і рейкою.

$$\theta_{1cu}^* = \frac{4 \cdot a_1 \cdot q}{3 \cdot \lambda_1} \cdot \sqrt{\frac{L_1 \cdot a_1}{\pi \cdot V}}, \quad (8.3)$$

$$a_1 = \frac{l}{1 + \sqrt{\omega \cdot R/V}}, \quad (8.4)$$

де  $\theta_{1cu}^*$  – середньоінтегральної температура на поверхні рейки;  $a_1$  – коефіцієнта розподілу теплових потоків між роликом і рейкою;  $q$  – потужність джерела тепла;  $\omega$ ,  $R$ ,  $V$  – мають таке ж значення, що і в (4.2);  $\lambda_1$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу рейки;  $L_1$  – довжина контакту ролика з рейкою.

Підставивши (8.4) в (8.3), отримаємо рівняння, яке пов'язує середньоінтегральної температуру  $\theta_{1cu}^*$  з кутовий швидкістю  $\omega$

$$\theta_{1cu}^* = \frac{4 \cdot P \cdot f(\omega \cdot R - V)}{3 \cdot \lambda_1 \cdot F} \cdot \sqrt{\frac{L_1 \cdot a_1}{\pi \cdot V}} \cdot \frac{l}{1 + \sqrt{\omega \cdot R/V}} \quad (8.5)$$

де  $P$  – вертикальне навантаження від ролика на рейок;  $F$  – площа контакту ролика з рейкою.

З рис. 8.9 випливає, що максимуму коефіцієнта  $f$ , рівного 0,4, відповідає температура  $\theta_{1cu}^* = 450$  °С. Саме ці значення будемо використовувати в розрахунках.

Значення інших величин взяті з умови проведення експерименту і зведені в табл. 8.1.

Таблиця 8.1 – Розрахункові величини

№	Позначення	Величина
1.	$R$ , м	0,02
2.	$V$ , м/с	0,09; 0,18
3.	$\lambda_1$ , Дж/кг $^{\circ}$ С	460
2.	$F$ , м $^2$	0,0001230
5.	$L_1$ , м	0,0062583
6.	$a_1$ , Вт/м $^{\circ}$ С	74,4
7.	$P$ , Н	240

В даному випадку, в рівнянні (8.5) невідомою величиною є кутова швидкість ролика  $\omega$ . Підставивши значення величин з табл. 8.1 в рівняння (8.5), вирішимо його для двох значень лінійної швидкості (0,09 і 0,18 м/с) відносно  $\omega$ . Зробити це можна одним з чисельних методів, наприклад, методом половинного ділення. Після знаходження  $\omega$  величини  $\vartheta$  і  $\varepsilon$  визначаються за рівняннями (8.1, 8.2). Результати розрахунків показані на рис. 8.10 і рис. 8.11 великими колами.

Як видно з малюнків, похибка визначення розрахункової абсолютної швидкості ковзання не перевищує 6%, а відносного ковзання - 11%.

Особливість проведених експериментів полягала в тому, оператор «Машини тертя» виробляв збільшення напруги живлення двигуна робочого ролика установки до початку виникнення буксування, але через побоювання ушкодження «Машини тертя» час буксування обмежувалося 3-6 сек [7]. Після зриву робочого ролика «Машини тертя» в буксування сила тертя може рости падати або залишатися без зміни, але в завдання цього дослідження не входило вивчення розвитку і припинення буксування.

Отриманий результат свідчить про те, що згідно з наявною залежності коефіцієнта тертя від температури інші параметри руху можуть бути визначені з достатньою для практичних цілей точністю.

Згідно з даними [134] контактні напруги на доріжці катання колеса по рейці можуть досягати до 600 МПа і вище. При цьому температура спалаху взаємодії виступів шорсткостей поверхонь колеса і рейки може досягати значень, порівнянних з температурою плавлення матеріалу контактуючих тіл.

При підвищенні температури сталей колеса і рейки модуль пружності і межа міцності знижуються (рис. 8.12), отже, створюються сприятливі умови для пластичної деформації і здійснення процесу схоплювання виступів шорсткості контактуючих поверхонь [135, 136]. Процес передачі крутного моменту від колеса до рейки супроводжується проскальзиванням, внаслідок чого в зоні контакту виникають значні температурні градієнти, що сприяють появі сприятливих умов для схоплювання поверхонь. Зайве тепловиділення призводить до зниження міцності поверхневих шарів, деструкції сполучної в композиційних матеріалах гальмівних колодок локомотивів, термічним напруженням, дисоціації адсорбованих плівок на металі [137].

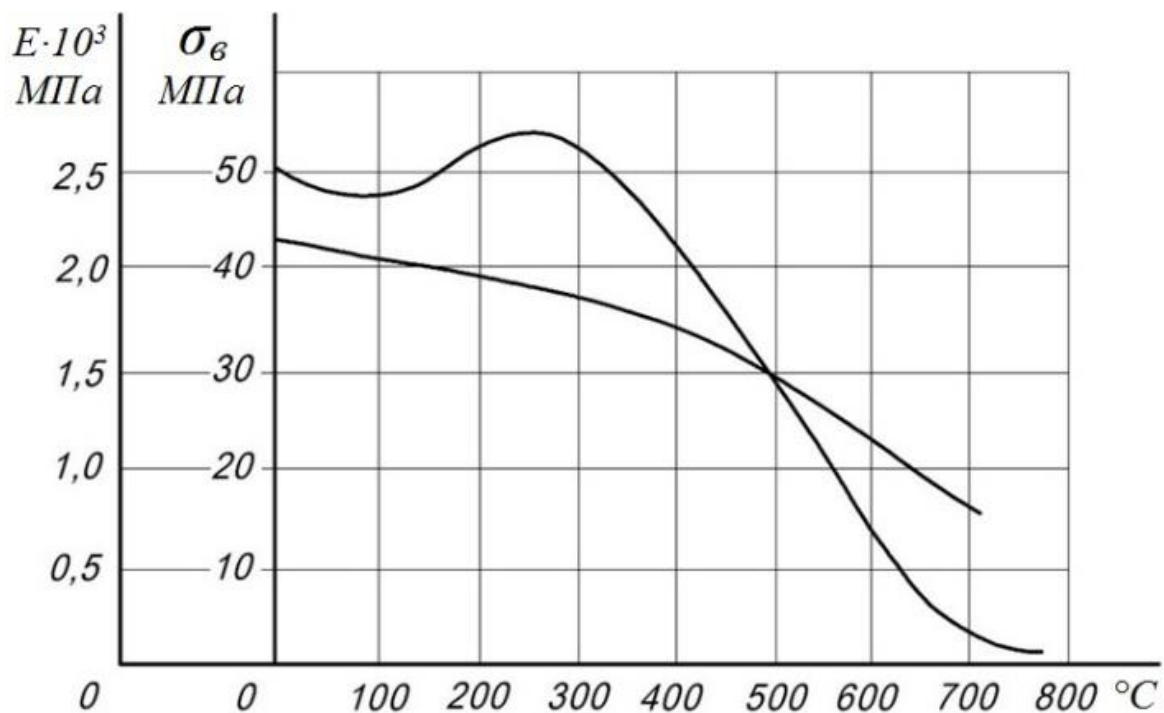


Рисунок 8.12 – Вплив температури на величину межі міцності і модуля пружності сталі

В роботі [138] проведено стендові випробування і виконаний аналіз

коефіцієнта тертя і трібоспектральних характеристик при відсутності і наявності в зоні фрикційного взаємодії модельної підсистеми «колесо-рейка» модифікаторів тертя (рис. 8.13).

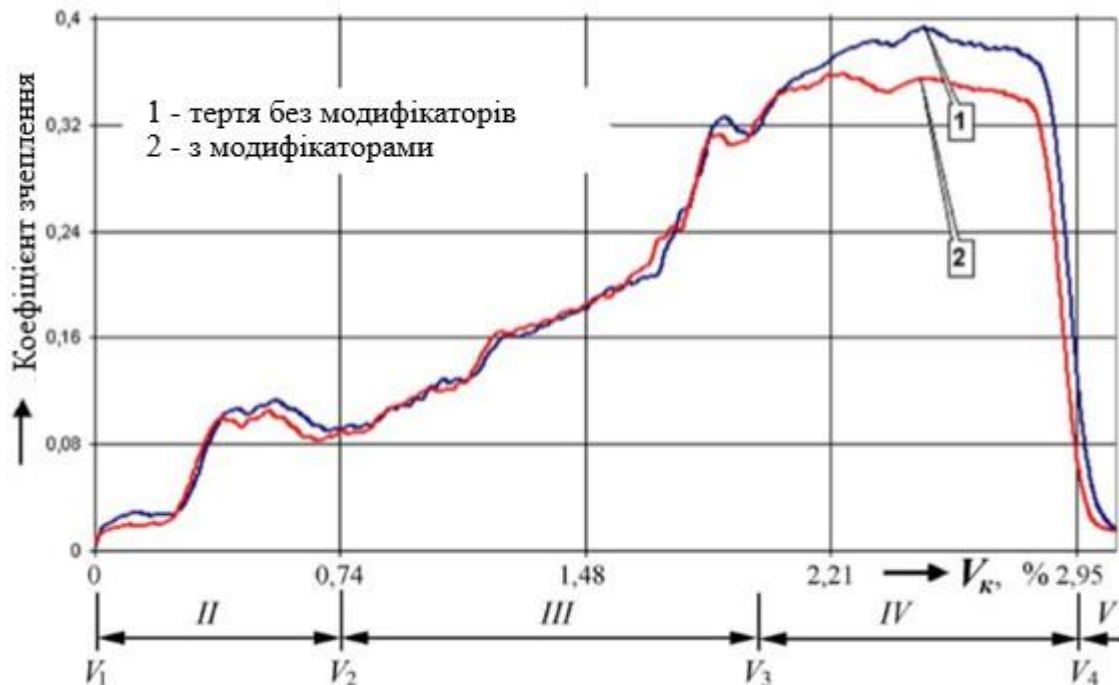


Рисунок 8.13 – Криві зміни коефіцієнта зчеплення в часі як функції швидкості відносного ковзання

Як видно з рис. 8.13 зона II являє собою «зрушення» рухомого складу, яка супроводжується періодичним утворенням локальних ділянок фрикційного контакту з позитивним і негативним градієнтом механічних властивостей. Зона III - реалізація тягового зусилля локомотива, в якій поверхні тертя розігріваються до сприятливої температури, утворюючи містки захоплення, розрив яких призводить до миттєвого зростання тягового зусилля. Зона IV - ефективна робота і стійкість реалізації тягового зусилля. Зона V - в результаті пластичних деформацій контактуючих поверхонь і їх критичного термічного нагріву спостерігається падіння стійкості тягового зусилля, зниження коефіцієнта зчеплення і наступ боксування.

Експериментальні дослідження, проведені в роботі [15], свідчать, що за

своїм характером залежності  $f_n = f(\theta)$  (рис. 8.14) можуть бути розділені на три самостійні зони, в межах яких спостерігається різний темп зміни молекулярної складової коефіцієнта тертя  $f_n$ . При зміні температури  $\theta$  від 20 ° до 200 °C (перша зона) спостерігається сталість  $f_n$ , що говорить про слабкий вплив температури на стан контактного шару.

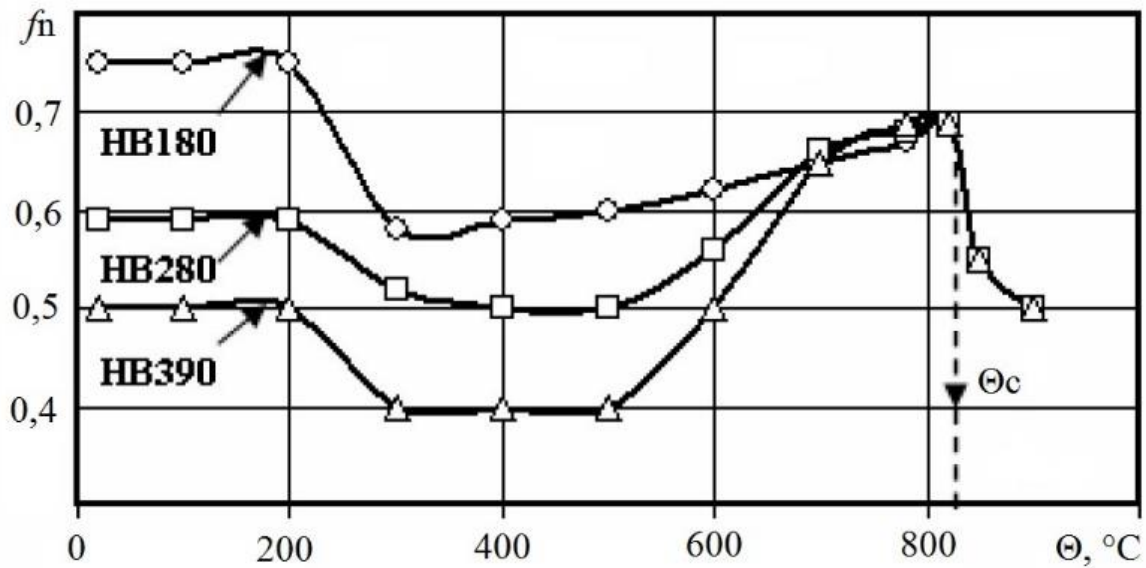


Рисунок 8.14 – Вплив температури підігріву на характер зміни коефіцієнта тертя

У другій зоні (від 200 ° до 400 °C) відбувається різке зниження  $f_n$  і нестабільна зона захоплення. Основним захистом від захоплення служать окисні та інші неметалеві плівки на поверхні тертя матеріалів. При статичному окисленні, поріг реакції заліза дорівнює 350 °C, де під поняттям «порога реакції» розуміється температура, при якій спостерігається значна швидкість утворення термодинамічно стійких окисних сполук, але в процесі тертя, коли відбувається окислення активованого металу, поріг реакції може бути і нижче.

При подальшому підвищенні температури до 800 °C (третя зона) спостерігається значне збільшення  $f_n$  до температури  $\theta_c$  структурно-фазового перетворення що вказує на якісні зміни, що відбуваються в зоні контакту досліджуваних поверхонь. Для цієї зони характерно контактна захоплення з

невеликими пластичними деформаціями.

Подальше підвищення температури  $\theta_c$  вище значно знижує межа плинності і різко підвищує пластичність контактуючих поверхонь, що призводить руйнування мостікових вузлів спайки між виступами шорстких поверхонь, внаслідок чого під час руху локомотива відбувається виривання частинок металу з поверхні колеса або рейки і здійснюється перенесення частинок металу з однієї поверхні на іншу.

Аналіз отриманих температурних кривих характеристик тертя і фізико-механічних властивостей сталей показує, що при температурі 350 °С спостерігається падіння значень дотичних напружень і коефіцієнта тертя, але з підвищенням цієї температури збільшується дифузійна рухливість атомів і схильність сталей до схоплювання.

За результатами досліджень на «Машині тертя» в діапазоні швидкостей 0,1-0,9 м/с за схемою «вал - частковий підшипник» встановлено, що вплив швидкості ковзання на коефіцієнт тертя і знос досить незначно до тих пір, поки не відбудеться істотної зміни температури в зоні тертя на ковзних контактах [139].

При збільшенні швидкості ковзання більше 1 м/с спостерігається збільшення коефіцієнта тертя. У разі підтримки штучним шляхом постійної температури на ковзному контакті спостерігається збільшення коефіцієнта тертя, а потім його стабілізація. Якщо ж підтримувати температуру на поверхні і в об'ємі постійними, то при підвищенні швидкості максимум коефіцієнта тертя практично не змінюється при постійному навантаженні, а інтенсивність зношування залишиться незмінною.

Згідно з дослідженнями Лужнова Ю.М. при досягненні поверхневої температури в локальному контакті понад 450 °С відбувається значне погіршення механічних властивостей взаємодіючих поверхонь, що веде до зниження сили тертя і їх інтенсивного зносу [140].

Таким чином, проведені теоретико-експериментальних дослідження підтвердили той факт, що саме температура в контакті є найважливішим

фактором, який впливає на весь комплекс службових властивостей контактуючих матеріалів.

Пропонується управління процесом фрикційного взаємодії трибологічних контакту за рахунок регулювання температури примусовим охолодженням, що дозволить стабілізувати коефіцієнт зчеплення. На підставі численних експериментів і стендових випробувань встановлено, що керуючи температурою в зоні трибологічних контакту, створюються умови управління процесом зчеплення колеса з рейкою, а примусове забезпечення сталості температури в контакті призводить до стабілізації коефіцієнта зчеплення на максимальному рівні [141].

На підставі проведеного аналізу теоретичних і експериментальних досліджень фрикційного контакту можна стверджувати, що управління механічною складовою недостатньо для досягнення стабільно високих тягових якостей рухомого складу. Тому пропонується управління зчепленням трибологічних системи «колесо-рейка» за рахунок керування і контролю локально-механічної температурної складової в діапазоні від 200 до 400 °С в залежності від фрикційних умов контакту.

На підставі отриманих результатів створено алгоритм управління термомеханічної напруженостю локального трибологічних контакту, що полягає в очищенні і охолодженні контактуючих поверхонь двофазним потоком гранул сухого льоду і примусовим охолодженням стисненим повітрям за допомогою трубки Ранка-Хілша для досягнення стабільної температури в контакті [142].

Для виявлення основних закономірностей впливу локального охолодження та очищення поверхонь на контакт «колесо-рейка» проведені експериментальні дослідження на автоматизованій вимірювально-моделюючій стендовій установці «Машина тертя» (АВМУ) [143]. Мета досліджень - визначення впливу величини концентрації озону на коефіцієнт тертя в контактній парі при різному фрикційному стані. За результатами отриманих експериментальних значень побудовані залежності коефіцієнта тертя від

температури та відносної швидкості проковзування в контакті при різному фрикційному стані поверхні рейки (рис. 8.15, 8.16). Ефект стабілізації коефіцієнта тертя охолодженням фрикційних поверхонь гальма становить до 25%. Найбільша потужність охолодження при використанні вихрового ефекту досягається, коли вихідна температура на 28 °С нижче температури стисненого повітря.

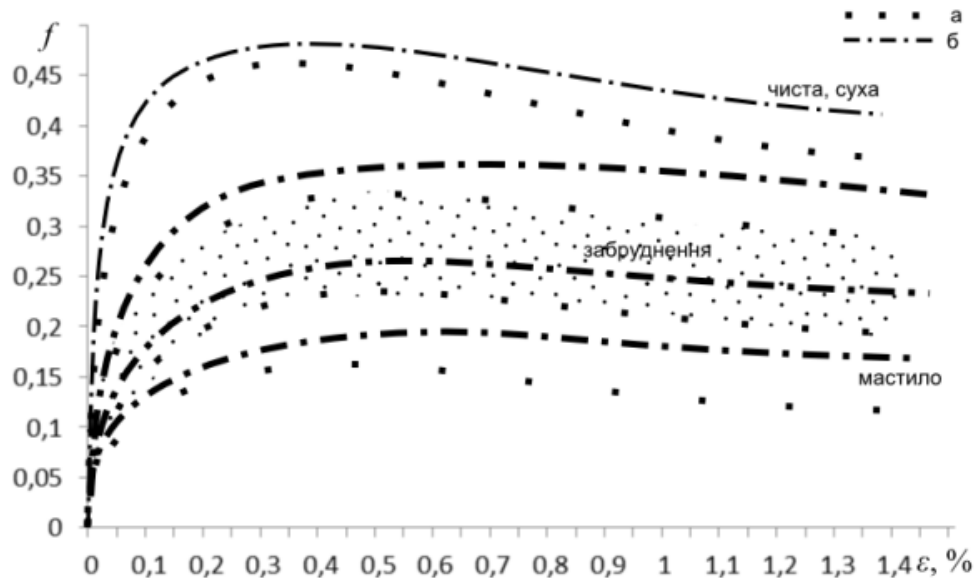


Рисунок 8.15 – Залежність коефіцієнта тертя від відносної швидкості проковзування: а – без впливу; б – при впливі охолодження сухим льодом

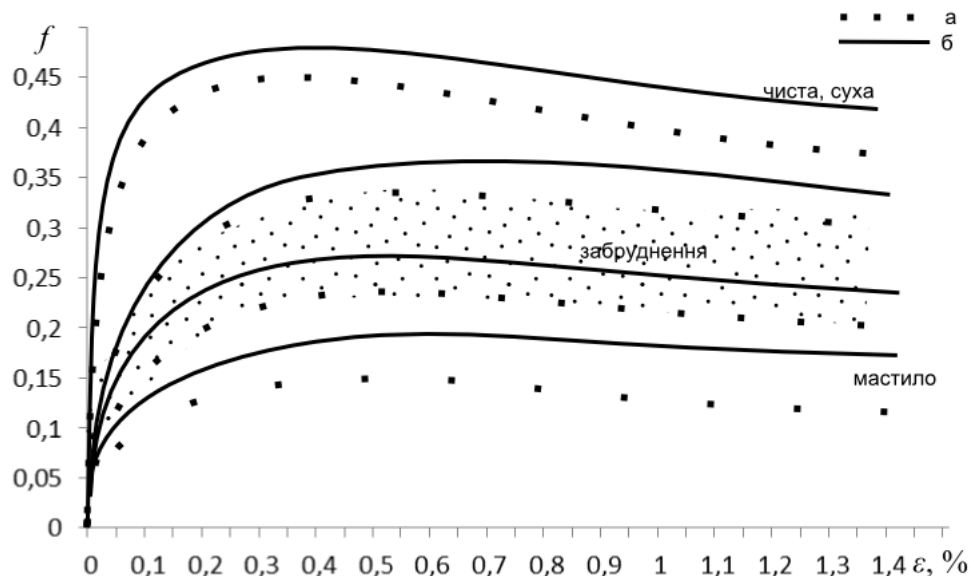


Рисунок 8.16 – Залежність коефіцієнта тертя від відносної швидкості проковзування: а – без впливу; б – при подачі охолодженого повітря (–20 °С, 240 л/хв)

### **8.3 Спосіб охолодження гальмового фрикційного контакту подачею стисненого повітря**

Відомо дискове гальмо пасажирських вагонів [144], що включає гальмові диски, гальмівні циліндри, гальмові накладки, башмаки. Даний пристрій вибрано за прототип.

Недоліком відомої конструкції є виділення значної кількості тепла при гальмуванні і інтенсивне зношування фрикційних пар.

В основу розробки поставлена задача підвищення ефективності роботи дискового гальма шляхом ефективного використання стисненого повітря, яке стравлюється з гальмового циліндру, та охолодження гальмової накладки й робочої поверхні диска, віднесення продуктів фрикційного зносу з контакту «гальмова накладка – гальмовий диск».

Поставлена задача вирішується тим, що пропонуване дискове гальмо містить систему примусового охолодження фрикційного контакту диску та накладки стисненим повітрям з гальмової магістралі [145, 146].

Таке рішення дозволяє ефективно використовувати стиснене повітря, що стравлюється з гальмівних циліндрів; охолоджувати зону фрикційного контакту «гальмова накладка – гальмовий диск», за допомогою подачі стисненого охолодженого повітря в зону фрикційного контакту; підвищити ефективність гальмування і зменшити інтенсивність зносу гальмових накладок за рахунок своєчасного видалення продуктів фрикційного зносу із зони тертя; підвищити рівень безпеки руху поїздів за рахунок збільшення надійності гальмування.

Запропонований пристрій працює наступним чином.

Компресор 1 нагнітає в головний резервуар 2 стиснене повітря, яке по живильній магістралі 3 поступає до крану машиніста 4 (рис. 8.17). Кран машиніста сполучає головні резервуари 2 і живильну магістраль 3 з гальмівною магістраллю 5.

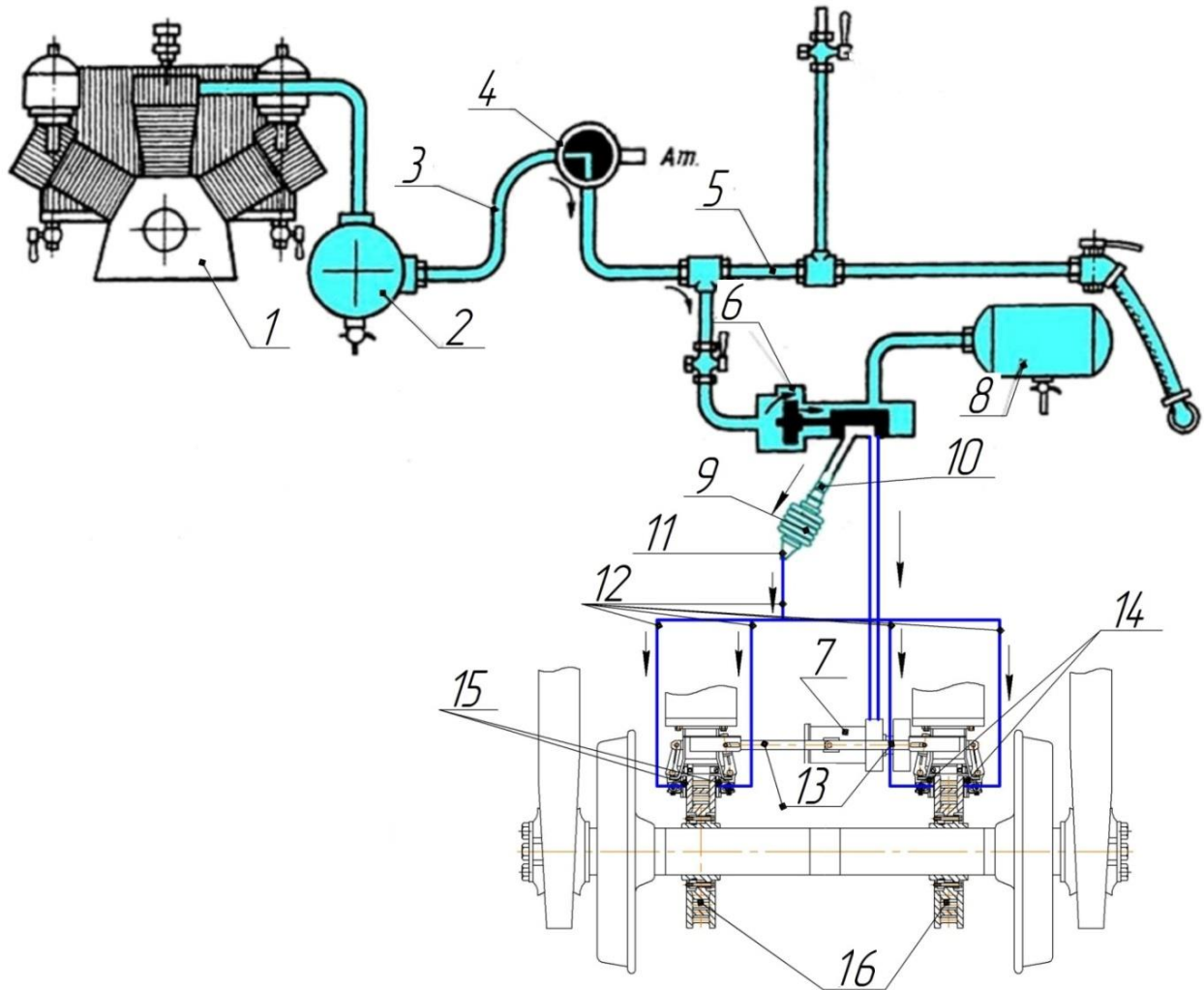


Рисунок 8.17 – Гальмівна система залізничного транспортного засобу з системою подачі стисненого повітря в зону фрикційного контакту

Перед відправленням поїзда гальмо заряджають, для чого ручку крану машиніста 4 ставлять у відпускне положення, при якому повітря з головного резервуару 2 по живильній магістралі 3 через кран машиніста 4 поступає в гальмівну магістраль 5 і далі через розподільник повітря 6 – в запасний резервуар 8. При цьому гальмівний циліндр 7 через розподільник повітря 6 та зворотний клапан 10 сполучається з сифоном 9, в якому акумулюється стиснене повітря. Зворотний клапан 10 забезпечує переміщення стисненого повітря тільки в одному напрямку з гальмівного циліндру в сифон та запобігає рух повітря в протилежному напрямку.

Для гальмування поїзду ручку крану машиніста 4 переводять в гальмівне положення, живильна магістраль 3 відключається, а гальмівна магістраль 5 через кран 4 сполучається з атмосферою Ат. При пониженні тиску в магістралі 5 розподільник повітря 6 приходиться в дію, роз'єднує гальмівний циліндр 7 з сильфоном 9 і поєднує його із запасним резервуаром 8, наповненим стислим повітрям. При подачі стислого повітря в гальмівний циліндр 7 поршень з штоком рухається і передає гальмівне зусилля через подовжню тягу 13 на кліщові механізми, які притискають гальмові башмаки 14 із гальмовою накладкою 15 до гальмового диска 16. Далі спрацьовує регулювальний клапан 11 сильфона 9 і стиснене, акумульоване повітря через трубопровід 12 під тиском подається в зону фрикційного контакту.

Застосування запропонованої конструкції [147, 148] дозволить ефективно використовувати стиснене повітря, що стравлюється з гальмівних циліндрів; охолоджувати зону фрикційного контакту «гальмова накладка - гальмовий диск», за допомогою подачі стисненого охолодженого повітря в зону тертя; підвищити ефективність гальмування і зменшити інтенсивність зносу гальмових накладок за рахунок своєчасного видалення продуктів фрикційного зносу із зони тертя.

#### **8.4 Спосіб поліпшення експлуатаційних характеристик гальм використанням адаптивної системи охолодження**

В основу розробки поставлено задачу охолодження диска, усунення циркуляції повітря в вентиляційних каналах під час руху, що призведе до зменшення опору руху транспортного засобу, викликаного роботою лопатей дискового гальма, і, як наслідок, зменшення додаткових витрат потужності локомотива. Поставлена задача досягається тим, що кожен фрикційний диск з'єднаний за допомогою болтів з вентиляційними лопатками (вінцем), складається з двох частин, між якими вставлені пластини, які відкриваються назовні (рис. 8.18, 8.19). Пластини виконані із матеріалу з пам'яттю форми, які

змінюють своє положення в залежності від температури вентиляційних лопатей, при високій температурі матеріал пластини перебуває в аустенітному стані, при охолодженні миттєво переходить у мартенситну фазу зі зміною форми пластини, під час руху, коли гальмівний диск охолоджений пластини приймають пряме положення, при гальмуванні вентиляційні лопаті нагріваються й пластина згинається, відкриваючи вентиляційні канали, забезпечуючи при цьому циркуляцію повітря в каналах гальмівного диску та його охолодження, зі зрівнянням температури гальмівного диску з температурою навколишнього середовища пластина повертається в початкове положення. Таке рішення дозволяє охолодити диск, усунути циркуляцію повітря в вентиляційних каналах під час руху, тим самим зменшити опір руху транспортного засобу, викликаний роботою лопатей дискового гальма, і, як наслідок, зменшити додаткові витрати потужності локомотива.

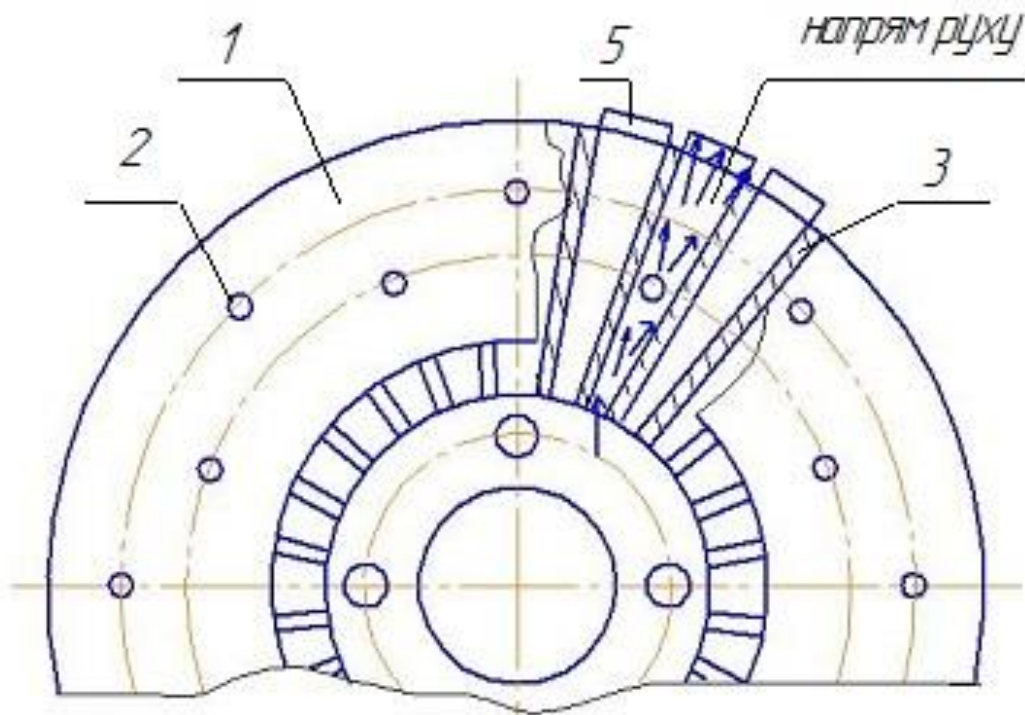


Рисунок 8.18 – Циркуляція повітря в фрикційному диску.

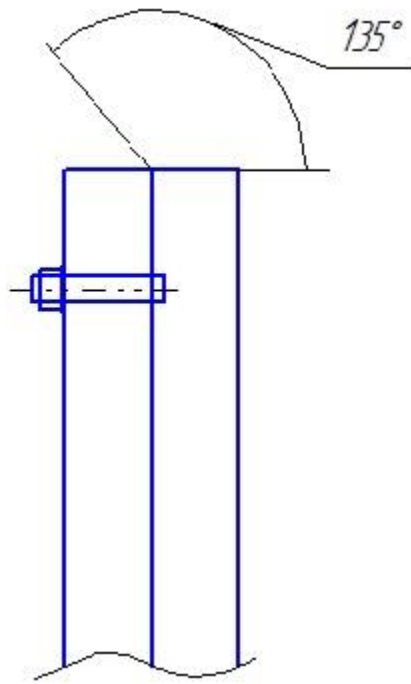


Рисунок 8.19 – Розташування пластин з матеріалу із пам'яттю форми на лопатях гальмівного диска.

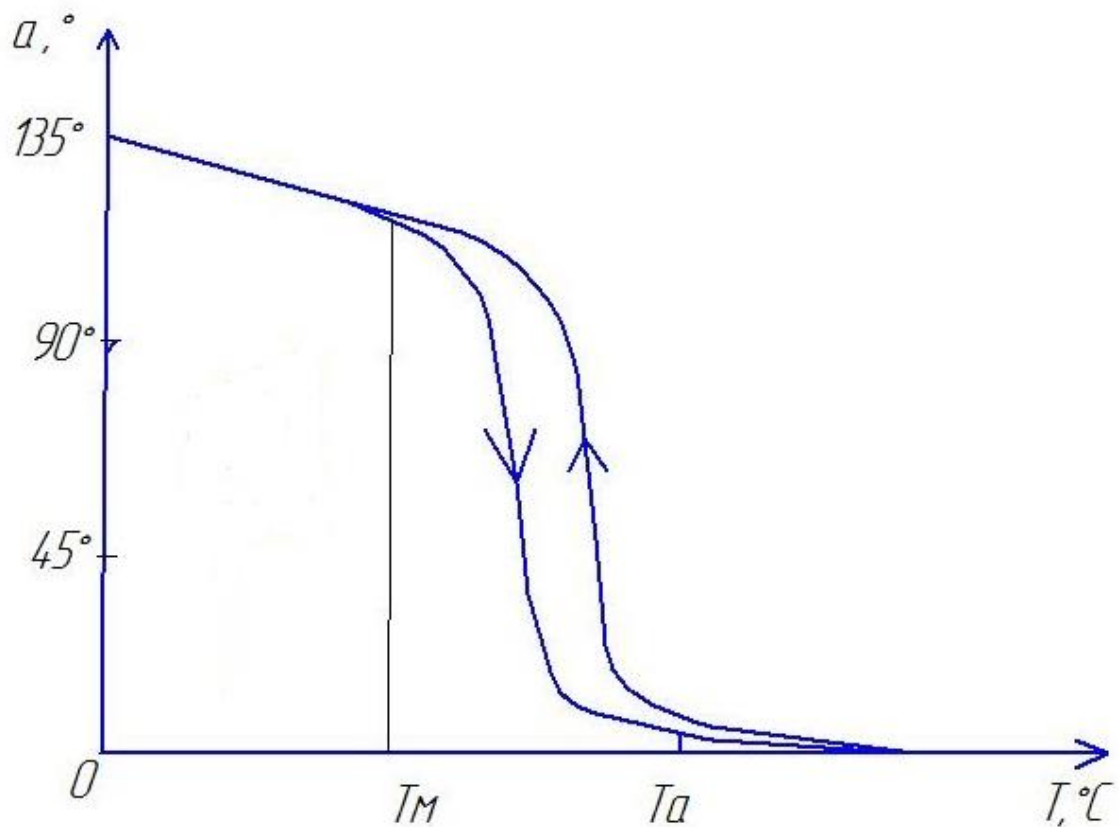


Рисунок 8.20 – Характер зміни кута нахилу  $\alpha$  пластини 4 до лопаті 3 зі зміною температури.

Під час руху пластини 4 із матеріалу з пам'яттю форми, які розташовані на кожній з лопатей 3, перекривають вентиляційні канали 5. Під час гальмування рухомого складу гальмівні накладки (на кресленні не показані) притискаються з певним зусиллям до фрикційних кілець 1 гальмівного диска.

В результаті створюється гальмівний момент, який через фрикційні кільця 1 і сполучений з ними вінець 3 передається на ось колісної пари, на яку напресований вінець 3.

При гальмуванні підвищується температура гальмівного диска. Під дією високої температури матеріал пластини 4 переходить з мартенситного стану  $T_M$  в аустенітний  $T_A$  (рисунок 8.20).

При цьому змінюється кристалічна решітка та форма пластини 4. Кут нахилу  $\alpha$  пластини 4 до лопаті 3 збільшується - вентиляційні канали 5 відкриваються.

Під дією відцентрових сил повітря, що знаходиться у вентиляційних каналах 5, рухається від центру гальмівного диска до його периферії в радіальному напрямку, в результаті чого утворюються вентиляційні повітряні потоки, що забезпечують відведення тепла від диска та охолодження зовнішньої частини диска та фрикційного контакту диска і колодки.

Коли фрикційний диск охолоджується, відбувається зворотний процес - матеріал пластини 4 переходить з аустенітного стану в мартенситний. При досягненні пластиною 4 температури мартенситного стану  $T_M$  вона розгинається, займаючи вихідне положення ( $\alpha = 0^\circ$ ) - вентиляційні канали 5 перекриваються, завдяки чому знижується додаткова витрата потужності через циркуляцію повітря в вентиляційних каналах гальмівного диска під час руху.

Застосування запропонованої конструкції дозволить охолодити диск і фрикційний контакт диска і колодки, підвищити ефективність роботи дискового гальма в різних режимах руху, зменшити опір руху локомотиву, підвищити його дійсну потужність [149, 150].

## **8.5 Спосіб покращення умов взаємодії фрикційних елементів дискового гальма використанням вихрового ефекту**

Від умов взаємодії фрикційних елементів дискового гальма в значній мірі залежить ефективність гальмування та безпека руху на залізничному транспорті.

Недоліком відомого способу покращення умов взаємодії в трибосистемі «гальмівна накладка - диск» [151] є низький коефіцієнт конвективного теплообміну, який викликаний недостатньо низькою температурою стисненого повітря, що подається в зону контакту для його охолодження. При гальмуванні температура в контакті гальмівної накладки з диском різко підвищується, відповідно необхідно її знижувати для уникнення пластичних деформацій й утворення небезпеки юзу.

Поставлено задачу підвищення ефективності взаємодії фрикційних елементів дискового гальма за рахунок керування температурою в контакті в процесі гальмування локомотива.

Поставлена задача досягається тим, що у способі покращення умов взаємодії в трибосистемі «гальмівна накладка - диск», який полягає в подачі стисненого повітря в контакт гальмівної накладки з диском при гальмуванні, в системі подачі повітря в зони контактів використовується ефект Ранка-Хілша, при гальмуванні для охолодження контакту «гальмівна накладка - диск» у фрикційний контакт подається охолоджене повітря, подача холодного повітря керується з кабіни машиніста.

*Запропонований спосіб покращення умов взаємодії фрикційних елементів дискового гальма працює наступним чином.*

При гальмуванні в контакті гальмівного диска з гальмівною накладкою підвищується температура (рис. 8.21), що при досягненні критичної температури призводить до зменшення коефіцієнта зчеплення та збільшення ймовірності юзу (рис. 8.21, графік 1). Для попередження цього явища в контакт гальмівного диска з гальмівною накладкою подається під тиском охолоджене

повітря, чим досягається підтримка максимальної величини коефіцієнта зчеплення (графік 2).

Керування процесом подачі повітря виконується з кабіни машиніста. В системі подачі повітря використовується ефект Ранка-Хілша за допомогою якого виконується розподіл потоку на гарячий та холодний з мінімальними витратами енергії.

Таким чином, застосування запропонованого способу покращення умов взаємодії фрикційних елементів дискового гальма дозволить стабілізувати коефіцієнт зчеплення гальмівного диска з гальмівною накладкою в режимі гальмування, та відповідно підвищити безпеку руху при експлуатації тягового рухомого складу залізничного транспорту.

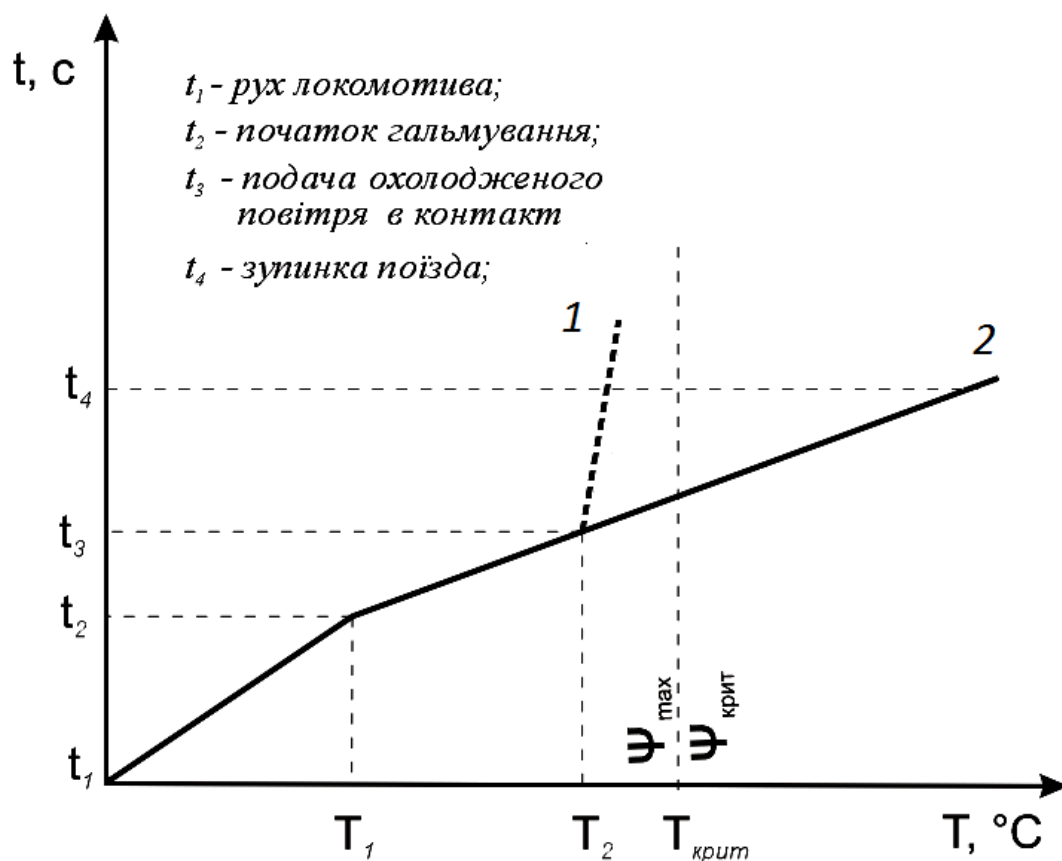


Рисунок 8.21 – Залежність температури в контакті «гальмівна колодка-колесо»

$T$  від часу гальмування  $t$ .

1 – подача охолодженого повітря в контакт здійснюється згідно запропонованого способу; 2 – подача охолодженого повітря в контакт не здійснюється

Таке рішення дозволяє стабілізувати коефіцієнт зчеплення гальмівного диска з гальмівною накладкою в режимі гальмування, та відповідно підвищити безпеку руху при експлуатації тягового рухомого складу залізничного транспорту [152, 153, 154].

## **8.6 Удосконалення залізничних гальмівних фрикційних систем підвищенням енергоємності**

Європейські тенденції розвитку залізничного транспорту України спрямовані на підвищення швидкостей, збільшення обсягу перевезень, покращення тяги і підвищення безпеки руху залізничного транспорту. Можливість впровадження цих напрямів розвитку значною мірою залежить від забезпечення ефективної роботи гальмової системи та стійкості гальмування. При взаємодії фрикційних елементів гальмової системи в контакті підвищується температура, що значно впливає на коефіцієнт тертя та на гальмівне зусилля, яке реалізується локомотивом.

В Україні і в світі стоїть проблема підвищення провізної й пропускнуєї спроможності залізниць. Існує завдання створення високошвидкісного руху як на залізницях нашої країни, так і закордоном. В дослідженнях передових компаній в першу чергу стоїть питання підвищення безпеки руху на транспорті та пошук енергетичних резервів для реалізації тих чи інших процесів. Застосування відомої конструкції колодкового гальма з впливом колодок на поверхні катання коліс обмежено температурою їх допустимого нагріву. Тому на швидкісному рухомому складі в комплексі з іншими гальмівними елементами отримали широке поширення дискові гальма.

До числа найбільш важливих проблем відносяться: підвищення коефіцієнта зчеплення коліс з рейками; зменшення впливу несприятливих атмосферних умов на роботу дискових гальм; створення гальмівних накладок з високим стабільним коефіцієнтом тертя і значною зносостійкістю; розробка надійної і довговічної конструкції гальмівних дисків, що забезпечує ефективне

розсіювання енергії. Експлуатація рухомого складу з дисковими гальмами показала ряд істотних недоліків конструкції елементів фрикційної пари: спроектована без відповідних розрахункових обґрунтувань вентиляційна система гальмівних дисків не забезпечує ефективну тепловіддачу і підвищує опір руху поїзда. При конструюванні нових елементів важливо підібрати параметри з урахуванням їх міждисциплінарного взаємозв'язку.

Найбільш розповсюдженим в даний час конструктивним рішенням для забезпечення стабільної роботи гальмівних елементів є застосування вентилязованих гальмових дисків. Основною перевагою даних конструкцій є охолодження поверхні диска при гальмуванні до певної швидкості. До недоліків слід віднести опір руху поїзда від роботи вентиляційних каналів.

Згідно з попередніми розрахунками і дослідженнями, від опору, викликаного роботою дискових гальм, потужність поїзда може знижуватися на 2,3-4,2% в залежності від швидкості, довжини рухомого складу і кількості дисків на осі колісної пари. Отже, при експлуатації такої конструкції необхідно використовувати елементи, які при русі попередять надходження повітря у вентиляційні канали гальмівних дисків. Крім того, авторами проводилися дослідження по активації поверхонь трибоконтатів рухомого складу для поліпшення їх фрикційних характеристик, усунення шуму і скреготу. Встановлено зниження локальної температури (близько 20-30%) у трибоконтаті, наслідком чого є зниження ймовірності високочастотних вібрацій.

Також авторами проводилися дослідження щодо поліпшення пісочної системи рухомого складу, запропоновано та досліджено метод підвищення і стабілізації коефіцієнта зчеплення за рахунок подачі піску на рейки під колеса локомотива, який полягає у подачі абразивного матеріалу безпосередньо у контакт колеса з рейкою в один шар, що дозволяє зменшити витрати абразивного матеріалу та знизити ймовірність боксування (юза). Проведені дослідження свідчать, що запропоновані технічні рішення забезпечують величину коефіцієнта зчеплення вище 0,25 а також дозволять зменшити

витрати абразивного матеріалу в 2,5-3 рази.

Серед сучасних досліджень залізничних гальм значне місце займають дослідження термічних стресів дискових гальм, зокрема [155], дослідження вентиляційного апарату гальмових дисків [156], аналіз механізмів тепловіддачі гальмових фрикційних елементів [157]. Також приймаються до розгляду результати намічених на 83-й генеральній асамблеї Міжнародного союзу залізниць (МСЗ) стратегічні принципи розвитку світової залізничної системи на перспективу до 2050.

У практиці експлуатації та наукових дослідженнях передових вчених крім вентилязованих дисків відомі й інші конструкції гальмівних елементів і способи для охолодження і стабілізації температури в контакті, що дозволяють знизити температуру або відвести її в навколишнє середовище: примусова подача повітря в контакт трибоелементів; примусова подача повітря, температура якого регулюється в залежності від умов і режимів експлуатації; застосування колодок з порофоровими вставками; застосування колодок з ребрами охолодження; застосування гальмівних накладок зовнішня поверхня якої виконана з теплорозсіюючого матеріалу; подача в зону контакту трибоелементів активаторів тертя.

Автори робіт вказують на необхідність забезпечення стабільного коефіцієнту тертя фрикційних елементів гальм, зниження температури поверхонь тертя та зменшення ймовірності виникнення юзу. Особливе значення зазначені дослідження набувають в умовах екстреного гальмування.

Проїзд залізничного складу зумовлює зростання рівня шуму в деяких випадках до 80-90 дБА на прилеглий території, при цьому вітчизняний рухомий склад залізничного транспорту в середньому на 7-10 дБА більш гучний, ніж європейські моделі. За даними комісії 3 ЄС по залізничному транспорту приблизно 10% населення ЄС схильне до шкідливого впливу шуму від залізничного транспорту, яке є загрозою здоров'ю, а також є причиною занепокоєння і дискомфорту. Шум обладнання (компресори, тягові електродвигуни та ін.) Превалює на швидкостях до 50-60 км/год. Шум кочення

- процес зіткнення в системі «колесо - рейка» визначається залежністю  $30lgV$  ( $V$  - швидкість руху, км/год) і превалює в діапазоні швидкостей 60-300 км/год. Певний внесок в процеси шумоутворення дають такі процеси як корпусних шум, «вереск» колеса в кривих, шум гальмування, зіткнення вагонів (шум зчіпки), відображення звуку при установці рейок на плитах, удари на стиках рейок і ін. Все це також ставить завдання розробки заходів щодо усунення шкідливого шумового впливу.

Відповідно до проведеного експертного оцінювання найбільш ефективним з технічних рішень по відведенню тепла від робочих поверхонь тертя є примусова подача повітря в трибоконтат. Також встановлено, що перспективним методом відведення тепла є використання матеріалів з високою тепловідвідною спроможністю. З урахуванням цього і недоліків відомих конструкцій запропоновано інноваційну конструкцію гальмівного диска [158]. Суть конструкції полягає в виконанні диску в виді двох навивних пластин, одна з яких фрикційна, інша – тепловідвідна (рис. 8.22).

Гальмівний диск формується за рахунок накручування і закріплення цих пластин на вісь колісної пари. Смуга зовнішньої контактної пластини на зовнішній стороні має виступи для охолодження, на внутрішній стороні має пази для розміщення смуги внутрішньої тепловідвідної вставки. Між смугами зовнішньої контактної пластини утворюється вентиляційні канали для охолодження. Смуги можуть мати однакову ширину і змінюватися від центру диска до його периферії - це дозволить виконувати додаткове захоплення повітря у вентиляційні канали.

Смуга внутрішньої тепловідвідної вставки 7 виконана з матеріалу з більш високою теплопровідністю, ніж матеріал смуги зовнішньої контактної пластини 4.

Смуга зовнішньої контактної пластини 4 повинна бути виготовлена зі сталі з підвищеною стійкістю до зносу при терті металу по фрикційному матеріалу.

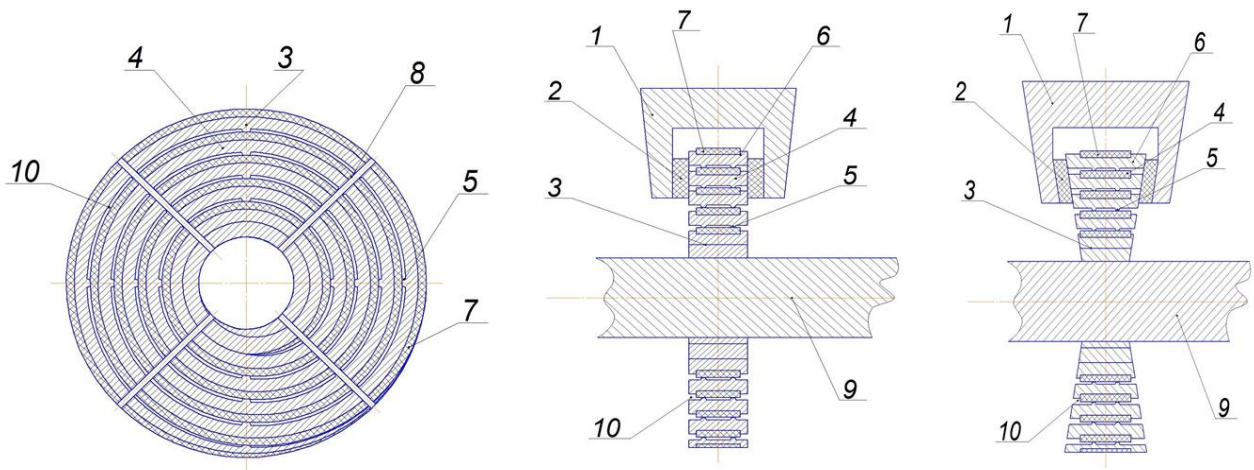


Рисунок 8.22 – Інноваційна конструкція гальмівного диска

1 - вид гальмівного диска в поздовжньому перерізі; 2 – вид дискового гальмівного механізму в поперечному перерізі з однією шириною смуг; 3 – вид дискового гальмівного механізму в поперечному перерізі з шириною смуг, які змінюються від центру диска до периферії

Перед навивкою смуг, в пази 6 смуги зовнішньої контактної пластини 4, вставляється смуга внутрішньої тепловідвідної вставки 7. Товщина смуги внутрішньої тепловідвідної вставки 7 більше глибини паза 6, а її ширина менш смуги зовнішньої контактної пластини 4. Це дозволяє забезпечити утворення вентиляційних каналів 10 в диску по всій його поверхні тертя. Краї смуги зовнішньої контактної пластини 4 закруглені для зниження зносу пари тертя «гальмівний диск 3 - фрикційна накладка 2». В обох смугах виконані отвори 8 для кріплення до осі 9 колісної пари.

Збірка гальмівного диска 3 здійснюється за допомогою навивки смуг на вісь 9 колісної пари. Після навивки гальмівний диск 3 закріплюється на осі 9 колісної пари. Виконується балансування гальмівного диска 3 для зменшення дисбалансу до прийняттого рівня.

Діаметр гальмівного диска 3, товщина обох смуг і ширина вентиляційних каналів залежать від співвідношення їх матеріалів, виду рухомого складу, умов експлуатації та швидкості руху поїздів.

При гальмуванні гальмівні колодки 1 притискаються до гальмівного диска 3. Тепловідведення із зони тертя здійснюється:

1. За рахунок біметалічної пари - наявності різниці в теплопровідних властивостях смуги зовнішньої контактної пластини 4 і смуги внутрішньої тепловідвідної вставки 7 створює різницю в швидкостях передачі теплоти по цим двом елементам гальмівного диска 3. Смуга внутрішньої тепловідвідної вставки 7 забезпечує більш швидку передачу теплоти через свій перетин, ніж смуга зовнішньої контактної пластини 4. В результаті на кордоні «смуга зовнішньої контактної пластини 4 - смуга внутрішньої тепловідвідної вставки 7» виникає перепад температур. Менш нагріта поверхня смуги внутрішньої тепловідвідної вставки 7 виконує функцію холодильника для відповідної поверхні смуги зовнішньої контактної пластини 4, прискорюючи відтік теплоти з її обсягу і, відповідно, із зони тертя.

2. За рахунок конвективного теплообміну – тепло, яке утворилося на поверхні смуг відноситься через вентиляційні канали 10.

Зниження температури розігріву поверхні тертя дозволяє зберігати протягом тривалішого часу вихідні значення коефіцієнту тертя, а, отже, і ефективність гальмування. Разом з цим, зниження температури нагріву сприяє збереженню механічних властивостей контактної поверхневого шару, підвищуючи тим самим його стійкість до зношування.

Прискорення відтоку теплоти із зони гальмування призводить до зниження температури розігріву смуги зовнішньої контактної пластини 4 гальмівного диска 3 в 1,5 - 2,0 рази в залежності від розмірів і матеріалу смуги внутрішньої тепловідвідної вставки 7. В результаті підвищується ефективність гальмування і знижується знос контактної поверхні.

Використання навивної конструкції гальмівного диска дозволяє знизити ймовірність розподілу тріщин в глибину диска, таким чином підвищується надійність його експлуатації.

Використання запропонованої конструкції дозволить забезпечити додаткове охолодження поверхні гальмівного диска, знизити знос поверхонь

тертя, підвищити стійкість до поширення тріщин в глибину диска, значно спростити технологічний процес заміни гальмівного диска, у зв'язку із тим, що не потрібно проводити демонтаж коліс.

Питання ефективної системи гальмування є важливою частиною безпеки руху та ресурсозбереження при експлуатації рухомого складу. В роботі розглянута проблема взаємодії гальмівних елементів. Представлені основні та перспективні методи стабілізації температури в трибоконтакті гальмівних елементів. Встановлено, що на сьогодні найбільш поширеним методом стабілізації температури в контакті є використання дисків з вентиляційними каналами. Таке рішення ефективно при гальмуванні, але на вибігу приводить до опору руху транспортного засобу. Проведені дослідження впливу вентиляційних дисків на опір руху для різних потягів показали, що в залежності від конструкції, кількості дисків в потязі та його швидкості втрати потужності поїзда складають від 1 до 20 %. Розглянуті перспективні методи стабілізації температури. Також встановлено, що перспективним методом відведення тепла є використання матеріалів з високою тепловідвідною спроможністю. З урахуванням цього і недоліків відомих конструкцій запропоновано інноваційну конструкцію гальмівного диска.

## **8.7 Оцінка ризиків впровадження нових технічних рішень на залізничному транспорті**

Інвестиції – основний метод розширеного відтворення основного капіталу. Одним з перспективних методів інвестицій в передових країнах світу є інноваційні інвестиції. Вивчення стану інноваційної діяльності залізничної промисловості України свідчить про те, що її рівень залишається низьким, а саме, частка підприємств, які здійснювали інновації, становить близько 11% – 12%. За даними Державного комітету статистики України основною причиною, яка стримує інноваційну діяльність в промисловості, була і залишається проблема ризику впровадження нових технічних рішень [159, 160].

Для підвищення ефективності прийняття рішень про впровадження інноваційних проектів на машинобудівному підприємстві, необхідний інструментарій підтримки прийняття рішень, що включає оцінку рівня ризиків та економічної безпеки, яка здійснюється за допомогою експертних оцінок, що дозволяє підвищити ймовірність прийняття правильного управлінського рішення.

Вивчення зарубіжного досвіду показало, що інвестиції в інноваційну діяльність підприємств є в середньому високоокупні (вигідними, виправданими), незважаючи на значний ризик здійснення таких інвестицій і тривалий період їх окупності. Причому інвестиції в наукові розробки приносять ефект не тільки окремому підприємству, що їх здійснює, але і суспільству в цілому [161].

Оцінюючи ефективність інвестицій в інноваційну діяльність підприємств, існує ризик, що при виборі окремих інновацій для таких досліджень необхідно розглядати ті, які забезпечили високу віддачу на вкладені інвестиції.

Основним критерієм оцінки ризику в залізничному транспорті є безпека руху під час перевезення вантажопасажирських складів. Рівень безпеки прийнято характеризувати ймовірністю реалізації тих чи інших небезпек і загроз, явищ і процесів, що виникають і супроводжуються формуванням негативного впливу на людину і навколишнє середовище, тобто математичним очікуванням найбільш важливих видів збитку [162, 163].

Оцінка техніко-економічної ефективності інноваційних методів підвищення ефективності гальмівної системи залізничного транспортного засобу керуванням охолодженням фрикційних поверхонь адаптивною подачею повітря.

Можливі сценарії впровадження інноваційних технічних рішень можуть привести до значних матеріальних втрат, що стало причиною створення і застосування на практиці системних підходів, методів та інструментів для оцінки ризику їх впровадження.

Процес оцінки ризику включає в себе:

- опис системи, ідентифікація небезпек і розробка можливих сценаріїв нещасних випадків і наслідків тих чи інших подій, пов'язаних з перевізним процесом;
- оцінку впливу або наслідків впливу подібних подій на людей, матеріальні цінності та на навколишнє середовище;
- обчислення ймовірності подібного несприятливого результату на практиці і його наслідків, в залежності від різних експлуатаційних та організаційних заходів забезпечення безпеки;
- кількісний опис рівнів ризику за межами об'єкта з точки зору наслідків і ймовірності;
- оцінку рівнів ризику шляхом їх порівняння з певними кількісними критеріями.

Одним із методів, який дозволяє кількісно оцінити ризики впровадження, а саме – моделювати випадкові величини з метою обчислення характеристик їх розподілів, є метод Монте-Карло [164, 165, 166]. Моделювання за методом Монте-Карло дозволяє побудувати математичну модель для процесу з невизначеними значеннями параметрів, знаючи ймовірнісні розподіли параметрів процесу, а також зв'язок між змінами параметрів (кореляцію), отримати розподіл прибутковості проекту.

У загальному випадку методом Монте-Карло називають чисельний метод рішення математичних задач за допомогою моделювання випадкових величин.

Схема використання методу Монте-Карло в кількісному аналізі ризиків така: будується математична модель результуючого показника як функції від змінних і параметрів. Змінними вважаються випадкові складові проекту, параметрами - ті складові проекту, значення яких передбачаються детермінованими. Математична модель перераховується при кожному новому імітаційному експерименті, протягом якого значення основних невизначених змінних вибираються випадковим чином на основі генерування випадкових чисел. Результати всіх імітаційних експериментів об'єднуються у вибірку і аналізуються за допомогою статистичних методів з метою отримання розподілу

ймовірностей результуючого показника і розрахунку основних вимірників ризику проекту.

Застосування методу Монте-Карло в розрахунках проектів по впровадженню нових технічних рішень вимагає створення спеціального програмного забезпечення.

Розробка комп'ютерного забезпечення потрібна з наступних причин:

- 1) здійснюється багаторазове повторення імітаційних експериментів (більше 100 повторень);
- 2) використовувані моделі складні (велика кількість змінних, облік функцій розподілу, умов кореляції і т.д.);
- 3) обробка результатів імітації значно спрощується;
- 4) полегшується демонстрація методу.

Процес ризик-аналізу за методом Монте-Карло може бути розбитий на три етапи: математична модель, здійснення імітації, аналіз результатів.

1. Перша стадія в процесі аналізу ризику – це створення прогнозової моделі. Така модель визначає математичні відносини між числовими змінними, які відносяться до прогнозу обраного фінансового показника.

Вихідні дані здійснюваного прогнозу отримання економічної вигоди і витрат заносяться в таблицю. Їх максимальні та мінімальні значення вибираються з літературних джерел, в яких досліджено кожне із запропонованих до впровадження технічне рішення [167, 168].

В якості базової моделі для аналізу інвестиційного ризику зазвичай використовується модель розрахунку показника NPV (чистий дисконтований дохід). NPV проекту буде позитивним, а сам проект – ефективний, якщо розрахунки показують, що проект покриває свої внутрішні витрати, а також - приносить власникам капіталу дохід не нижче, ніж вони задали.

2. Друга стадія полягає в імітації прогнозованої моделі. Генерується досить великий обсяг випадкових сценаріїв, кожен з яких відповідає визначеним значенням грошових потоків. Генеровані сценарії збираються разом, і проводиться їх статистична обробка для встановлення частки сценаріїв, які

відповідають від'ємному значенню NPV. Ставлення таких сценаріїв до загальної кількості сценаріїв дає оцінку ризику інвестицій.

Розподіл ймовірностей змінних моделей диктує можливість вибору величин з певних діапазонів. Розподіл є математичним інструментом, за допомогою якого надається вага всім можливим результатам. Цим контролюється випадковий вибір значень для кожної змінної в ході моделювання. При аналізі ризиків використовується інформація, що міститься в розподілі ймовірності з множинними значеннями.

Остаточною стадією аналізу ризиків є обробка та інтерпретація результатів, отриманих на стадії прогонів моделі. Кожний прогін представляє ймовірність події, рівну:

$$p = 100 / n, \quad (8.6)$$

де  $p$  – ймовірність одиничного прогнозу, %;  $n$  – розмір вибірки.

В якості запобіжного ризику в інвестиційному проектуванні доцільно використовувати безпеку модельованого проекту, виражену у відсотках.

Розроблена комп'ютерна програма оцінки ризиків та економічної безпеки впровадження інноваційних проектів, яка визначає беззбитковість, ефект та витрати інноваційного проекту по впровадженню нових технічних рішень на залізничному транспорті за відомими границями значень факторів ефекту та витрат, із застосуванням описаного вище метода Монте-Карло, тобто шляхом отримання великого числа реалізацій стохастичного процесу, який формується таким чином, щоб його імовірнісні характеристики співпадали з аналогічними величинами розв'язуваної задачі.

В першому вікні програми необхідно ввести мінімальні та максимальні значення факторів ефекту та витрат, які враховуються у розрахунках (рис. 8.23). Також для факторів витрат зазначається ціна.

Факторы эффекта				
Фактор	Ед. изм.	Мин.	Макс.	Ср.
Энергосбережение (сырья)	грн.	600	1 500	
Ресурсосбережение	грн.	0	500	
Экономия трудозатрат	грн.	-60	160	
Экологосбережение	грн.	700	1 400	

Факторы затрат				
Фактор	Ед. изм.	Мин.	Макс.	Цена
Интеллектуальные затраты	чел./час	25	40	40
Материальные затраты	грн.	200	500	1
Трудовые затраты	чел./час	8	16	20
Сервисное обслуживание	чел./час	2	10	20

Рисунок 8.23 – Вікно вводу вхідних параметрів

В наступному вікні наводяться результати моделювання стохастичного процесу (рис. 8.24). Використовуваний для імітаційного моделювання закон розподілу ймовірностей – обернений нормальний. В таблицях наведено дані щодо ймовірностей відповідного значення ефекту або витрат, ймовірність беззбитковості проекту.

Эффект	Итого	%
1200 - 1300	0.0	0.0
1300 - 1400	0.0	0.0
1400 - 1500	10.0	0.1
1500 - 1600	8.0	0.08
1600 - 1700	10.0	0.1
1700 - 1800	41.0	0.41

Затраты	Итого	%
1400 - 1500	6.0	0.06
1500 - 1600	22.0	0.22
1600 - 1700	46.0	0.46
1700 - 1800	94.0	0.94
1800 - 1900	133.0	1.33
1900 - 2000	193.0	1.93

Безубыточность	Итого	%
Да	790	79
Нет	210	21

Рисунок 8.24 – Вікно результатів моделювання

За всіма таблицями будуються стовбчасті діаграми (рис. 8.25, 8.26).

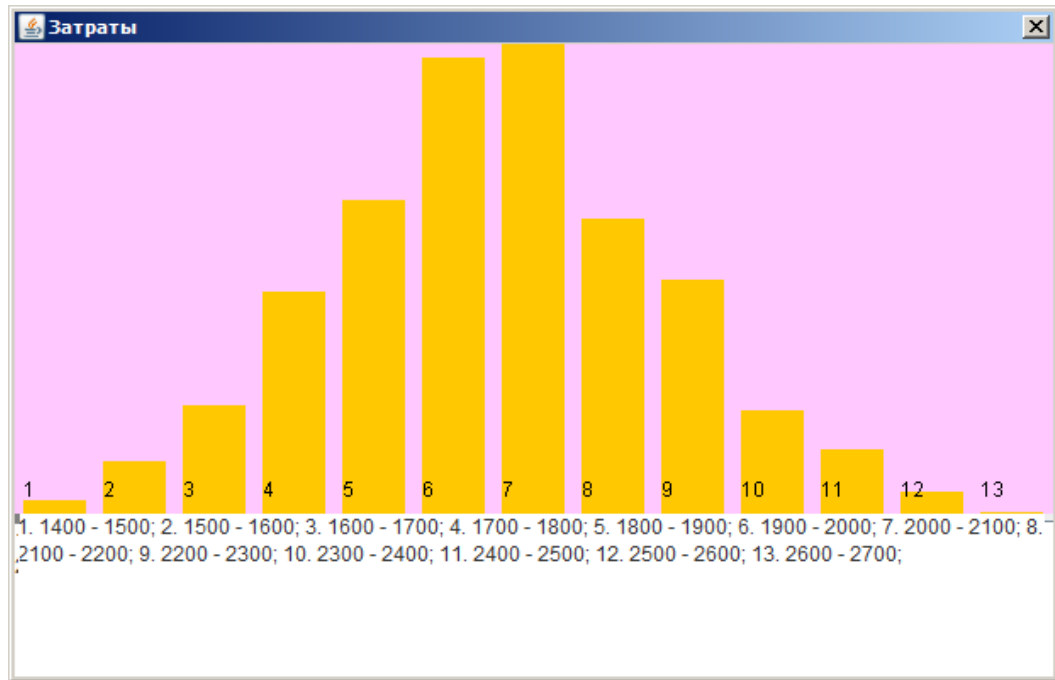


Рисунок 8.25 – Діаграма витрат

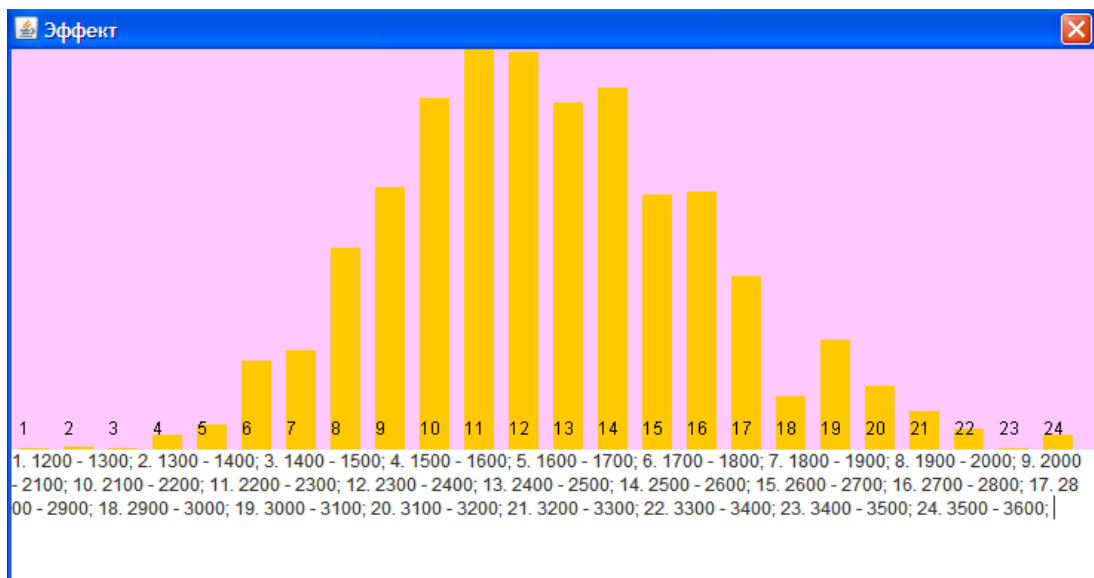


Рисунок 8.26 – Діаграма ефекту

Метод імітаційного моделювання Монте-Карло є розвитком сценарного підходу до аналізу ризиків і одночасно може бути віднесений до групи теоретико-ймовірнісних методів аналізу ризику. На основі статистичних даних та експертних оцінок аналітиками підбираються закони розподілу деяких з складових проекту, а на підставі повторюваних імітаційних експериментів із заданим рівнем точності можна підібрати закон розподілу результуючого

параметра і обчислити його основні характеристики: математичне сподівання, дисперсію, середнє квадратичне відхилення.

Імітаційне моделювання складається з трьох етапів: побудова математичної моделі, здійснення імітації, аналіз результатів.

На етапі побудови математичної моделі вибираються ризик-змінні (випадкові складові грошових потоків проекту) на основі рейтингу еластичностей та оцінки прогнозованості змінної, за наявними статистичними даними та експертної інформації для кожної ризик-змінної підбирається закон розподілу, враховуються умови ймовірнісної залежності змінних.

Імітація здійснюється з використанням спеціально розробленої комп'ютерної програми [169], яка містить також розрахунки показників ефективності досліджуваного проекту.

Комплексний підхід до оцінки ризику, реалізований при застосуванні методу Монте-Карло, полягає в тому, що аналітик отримує різні показники: розподіл ймовірностей результуючої проектної змінної; оцінки середнього значення, середнього квадратичного відхилення та коефіцієнта варіації результуючого показника; будь-які інші спеціальним чином сконструйовані вимірники ризику (коефіцієнт очікуваних втрат, ймовірність реалізації неефективного проекту).

Важливими вимірниками інтегральної ризикованості проекту є індекс очікуваних втрат і ймовірність реалізації неефективного проекту. На рис. 8.27 представлені результати оцінки ризику впровадження інноваційних методів підвищення ефективності гальмівної системи залізничного транспортного засобу.

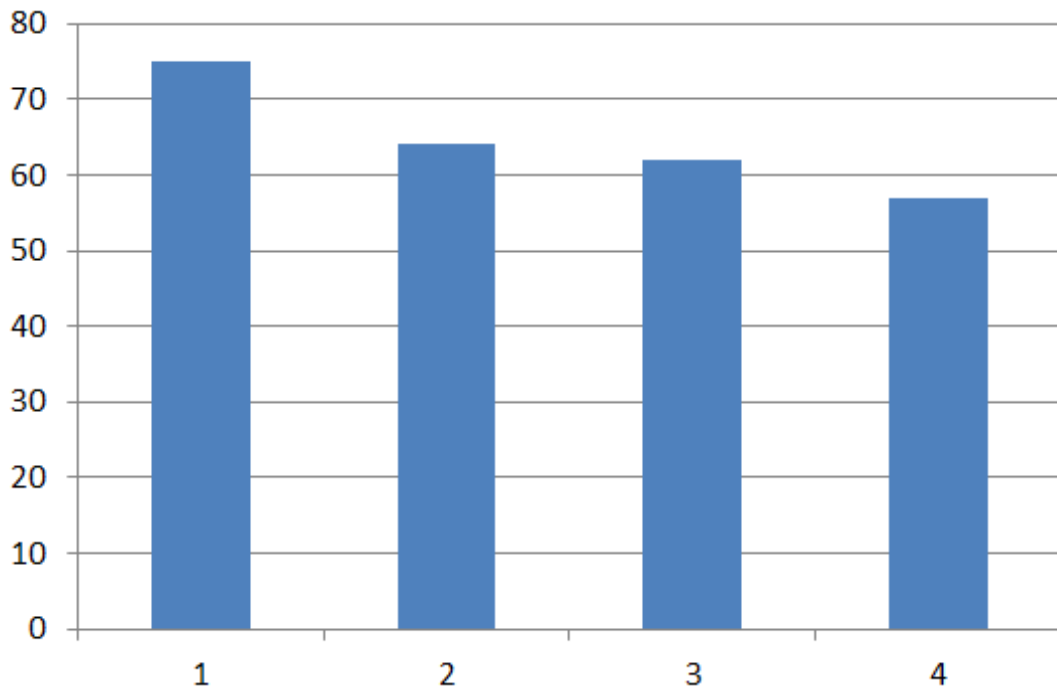


Рисунок 8.27 – Оцінка ризику впровадження інноваційних методів:

1 – охолодження гальмового фрикційного контакту подачею стисненого повітря, 2 – використанням вихрового ефекту, 3 – використанням тепловідвідної вставки, 4 – використанням адаптивної системи охолодження

Запропоновано [170] необхідний інструментарій підтримки прийняття рішень, що включає оцінку рівня ризиків та економічної безпеки, яка здійснюється за допомогою експертних оцінок, що дозволяє підвищити ймовірність прийняття правильного управлінського рішення для підвищення ефективності прийняття рішень про впровадження інноваційних проектів на залізничному транспорті. Оцінено техніко-економічну ефективність інноваційних методів підвищення ефективності гальмівної системи залізничного транспортного засобу керуванням охолодженням фрикційних поверхонь адаптивною подачею повітря.

### **Висновки по розділу 8**

Експериментальним дослідженням встановлено, що математична модель теплофізичних характеристик дискового гальма, яка враховує систему

адаптивного охолодження, забезпечує задовільний відповідність результатів розрахунків з експериментальними даними, розбіжність не перевищує 12%.

Аналіз отриманих експериментальних даних дозволяє зробити висновок про позитивний вплив адаптивного охолодження фрикційних поверхонь на стабілізацію коефіцієнта зчеплення. Так, коефіцієнт тертя при використанні даної системи на 15-30% більше, а температура поверхонь, при цьому нижче в середньому на 20-30%, в залежності від продуктивності та температури охолоджуючого повітря, ніж без її використання.

За результатами отриманих експериментальних значень побудовані залежності коефіцієнта тертя від температури та відносної швидкості ковзання в контакті при різному фрикційному стані поверхні рейки. Ефект стабілізації коефіцієнта тертя охолодженням фрикційних поверхонь гальма становить до 25%. Потужність охолодження при використанні вихрового ефекту залежить від об'єму холодної фракції і продуктивності постачання повітря.

За результатами теоретико-експериментальних досліджень розроблені та запатентовані технічні рішення щодо реалізації способів підвищення зчіпних якостей і термокерованості гальмівних поверхонь тертя [171, 172, 173, 174, 175, 176]. Отримані свідоцтва про реєстрацію авторського права на твір на комп'ютерне програмне забезпечення, яке використовувалось під час проведення експериментальних досліджень.

Вперше розроблена програма оцінки ризиків та економічної безпеки впровадження розроблених інноваційних проектів на залізничному транспорті, яка визначає беззбитковість, ефект та витрати інноваційного проекту за відомими границями значень факторів ефекту та витрат, із застосуванням метода Монте-Карло.

## **9 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ОПОРУ РУХУ МОДЕЛЕЙ РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ З КОЛЕСАМИ РІЗНИХ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ**

### **9.1 Аналіз експериментальних досліджень процесів опору руху**

Пошук вирішень завдань і здійснення заходів, пов'язаних зі зниженням опору руху рухомого складу є актуальними для підвищення енергетичної ефективності рейкового транспорту та сприяє поліпшенню показників роботи залізниць і зниженню собівартості перевезень.

Дослідні дані про опір руху мають важливе значення для вдосконалення експлуатаційних якостей рейкового екіпажа, оскільки будь-які розрахунки, які пов'язані з ефективністю нових технічних рішень, неможливо здійснити достатньо точно без даних про опір руху.

У реальних умовах експлуатації на опір руху вагону впливає значна кількість чинників: конструкція кузова і ходових частин, швидкість руху, розташування у складі поїзда, ступінь завантаження, тип вантажу, технічний стан транспортного засобу і колії та ін., що визначає труднощі при оцінці самої величини опору руху.

Реалізацію досліджень, направлених на вивчення опору руху рейкових екіпажів, можна розділити по наступних напрямках:

- дослідження на фізичних моделях, характеристики яких вивчаються в лабораторних умовах;
- натурні випробування, що проводяться в реальних умовах або умовах, близьких до реальних.

Відповідно до положень ГОСТ 15.101-98 «Порядок выполнения научно-исследовательских работ» [177], під фізичною моделлю розуміється виріб, відтворюючий або імітуючий конкретні властивості та виготовлений для перевірки принципу його дії і визначення характеристик.

Недоліками натурних випробувань, що проводяться в реальних умовах, є достатньо коштовні заходи щодо їх організації і проведення, необхідність

забезпечення вікон в графіці руху поїздів (якщо випробування проводяться на коліях магістральних залізниць), тому подальші дослідження впливу конструктивної схеми коліс на опір руху рейкових екіпажів здійснюватимемо в рамках першого напрямку.

Достатньо широка різноманітність існуючих стендових установок [178, 179, 180, 181, 182], призначених для випробувань рухомого складу, вимагає проведення аналізу їх конструкцій з метою визначення необхідних характеристик експериментальної установки, що дозволяє адекватно відтворювати великий спектр явищ при дослідженні поведінки рейкових екіпажів відповідно до поставлених завдань.

Попередній аналіз конструкцій експериментального лабораторного устаткування для дослідження опору руху рейкових екіпажів показав достатньо широку їх різноманітність [183, 184]. Умовно їх можна розділити на 2 великі групи:

- модельні випробувальні гірки;
- натурні та модельні каткові стенди.

Використання модельних випробувальних гірок є достатньо поширеним при визначенні опору руху [185, 186 та ін.]. Зазвичай така гірка складається з двох ділянок рейкової колії: похилої та горизонтальної. Перша ділянка має пристосування для зміни кута нахилу і його фіксації, причому на ньому встановлений спусковий механізм, за допомогою якого забезпечуються однакові умови спуску моделей екіпажів. Швидкість руху моделі екіпажу регулюється зміною кута нахилу розгінної ділянки випробувальної гірки.

Загальний принцип дії модельних випробувальних гірок наступний (рис. 9.1): шляхом підняття важеля спускового механізму проводиться запуск моделі рейкового екіпажа, в результаті він рухається по розгінній ділянці гірки до горизонтальної ділянки.

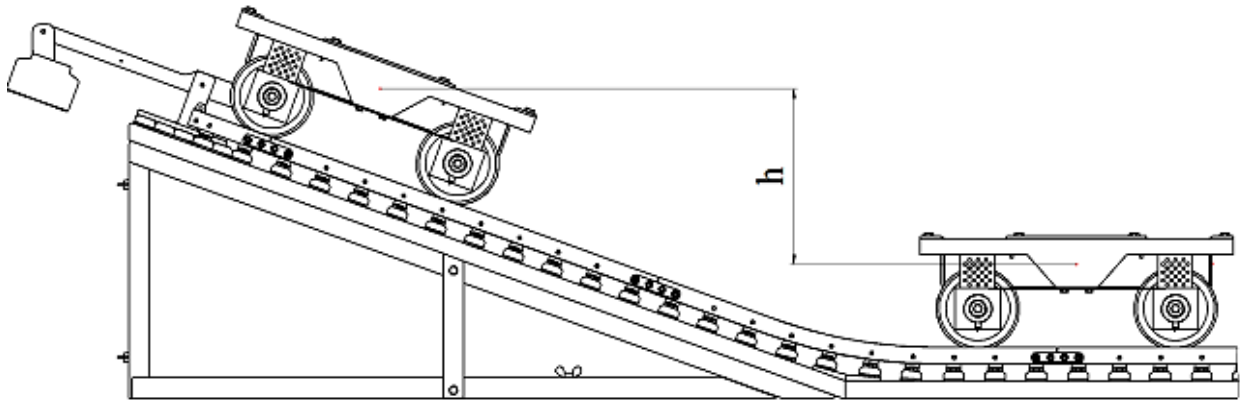


Рисунок 9.1 – Приклад модельної випробувальної гірки

В процесі свого руху модель рейкового екіпажа витрачає енергію, і швидкість її питомої витрати на одиницю довжини колії визначає енергетичну ефективність руху екіпажа по рейковій колії. Витрата енергії при русі моделі рейкового екіпажа пояснюється дією зовнішніх сил, що виконують роботу проти напрямку його руху.

У деяких модельних випробувальних гірках є горизонтальна ділянка у вигляді модельних кривих різних радіусів. Опис і принцип дії такої установки приведений у роботі. Проте, у вищеперелічених роботах самими авторами відмічено, що для вирішення завдань, пов'язаних з дослідженням опору руху, подібні стендові установки є недосконалими, що пов'язане з некоректним відображенням складових повного опору руху моделей рейкових екіпажів.

Серед різновидів експериментального устаткування другої групи важливе місце займають каткові стенди. У роботі [187] відмічено, що проведення стендових випробувань сприяє створенню конструкцій ходових частин рейкових екіпажів на високому технічному рівні. Стендові дослідження дозволяють забезпечити вимірювання параметрів досліджуваних процесів з найменшою погрішністю, виявити закономірності і суть окремих явищ, що протікають в процесі руху по рейковій колії, скоротити пов'язані з випробуваннями витрати, забезпечити стабільність роботи і повторюваність результатів.

Випробування рухомого складу за допомогою натурних каткових стендів здійснюються шляхом установки рейкового транспортного засобу на «шлях що біжить» з катків, що обертаються, сполучених з гальмівним пристроєм, який імітує опір составу. Сила тяги вимірюється динамометром, катки приводяться в обертання від двигуна.

В результаті аналізу конструкцій стендових установок, використовуваних в різних країнах, автором роботи [188] виконана детальна класифікація існуючої різноманітності каткових стендів (рис. 9.2) залежно від поставлених в лабораторних дослідженнях завдань.

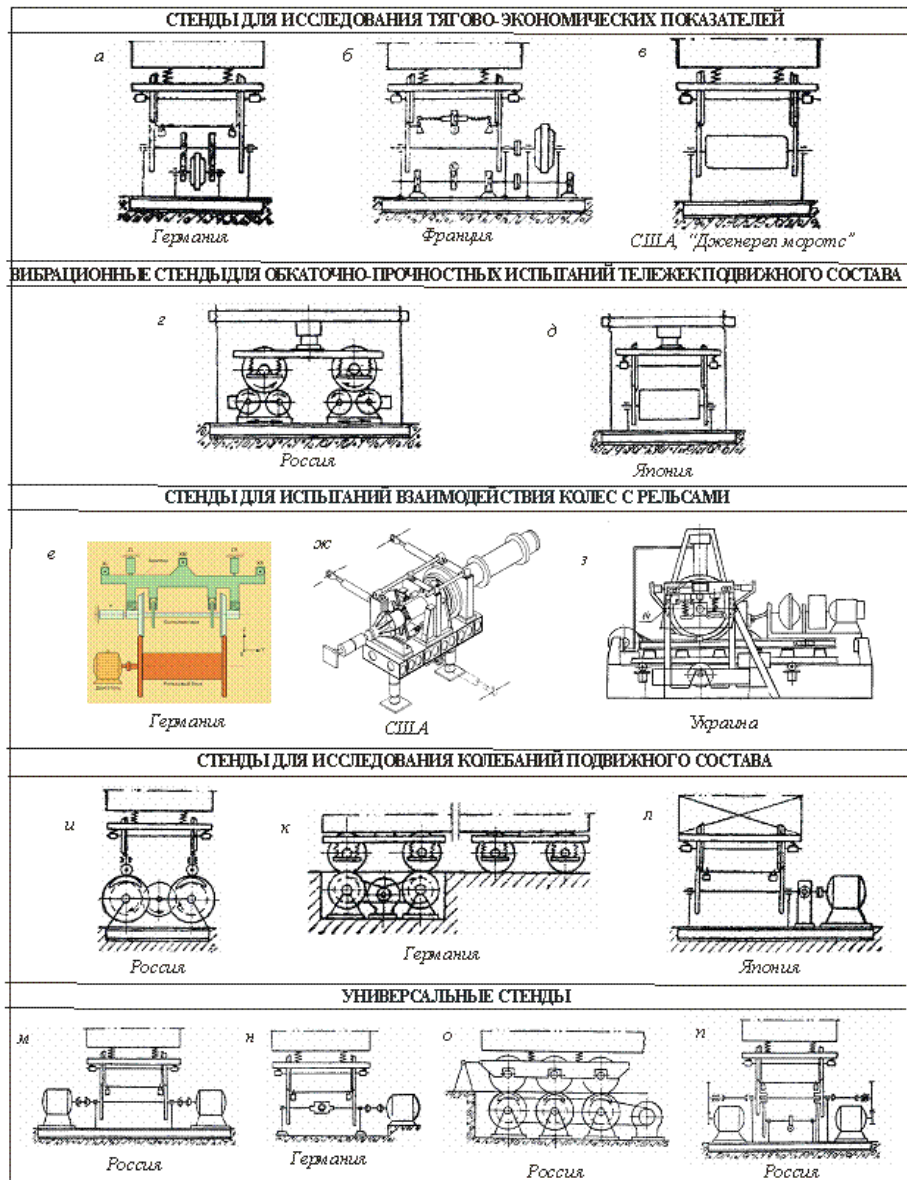


Рисунок 9.2 – Класифікація каткових стендових установок [187]

На кафедрі залізничного транспорту СНУ ім. В.Даля також створено декілька натурних стендів, що дозволяють вирішувати задачі по визначенню характеристик силової взаємодії в системі «колесо-рейка». Однією з таких стендових установок є стенд «колесо-рейка» [187, 188, 189], який призначений для дослідження процесів зчеплення в умовах контактування, наближених до реальних (рис. 9.3).

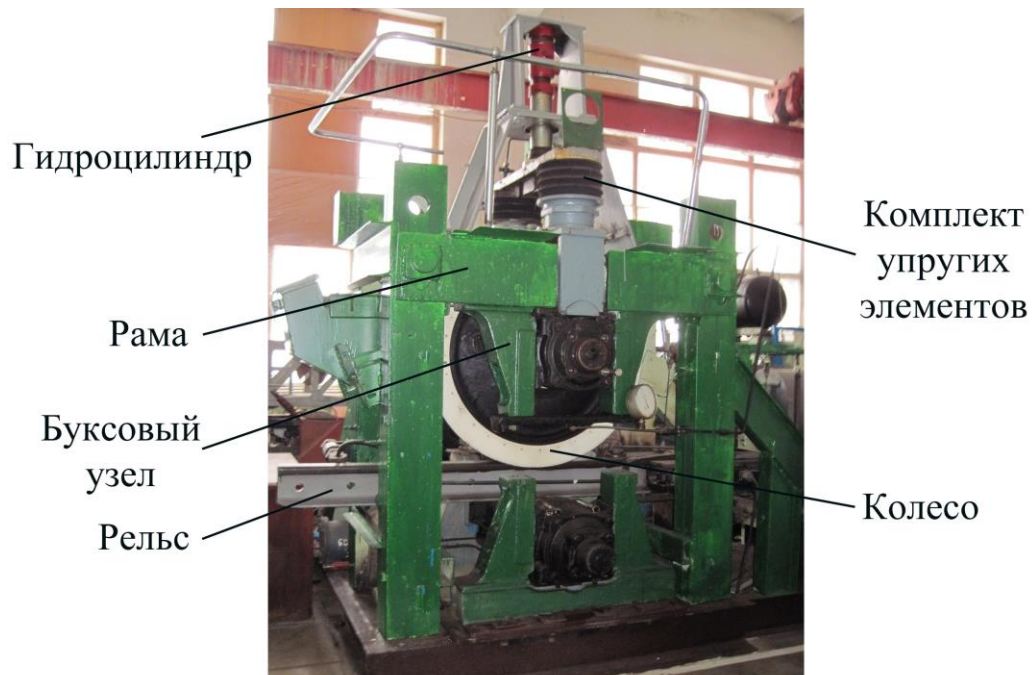


Рисунок 9.3 – Загальний вид стенду «Колесо-рейка»

Основними частинами стенду є: натурне колесо, відрізок рейки, рама, привід, система навантаження, система гальмування. Схема «електродвигун-маховик-мультиплікатор-гідротрансформатор-редуктор» дозволяє при порівняно невеликій потужності приводу короткочасно досягати потужностей, достатніх для імітації боксовань навіть при високих навантаженнях колеса на рейку. Одна з особливостей стенду – наявність пристрою для створення величини сили опору руху [190], що регулюється блоком управління.

Також на стенді передбачена можливість імітації руху в прямій і кривій ділянці колії шляхом фіксованого повороту верхньої рами із закріпленням на ній

колесом щодо нижньої рами станду, а також моделювання горизонтальних та вертикальних динамічних навантажень.

Детальніше характеристики цього станду представлені в роботах, автори яких указують на необхідність багатократних випробувань для отримання надійних і об'єктивних даних.

Ще одним натурним стандом з широкими можливостями є каткова станція [190], сконструйована на тій же кафедрі. Її особливість – наявність можливості зміни положення колісних пар щодо рейки (рис. 9.4).

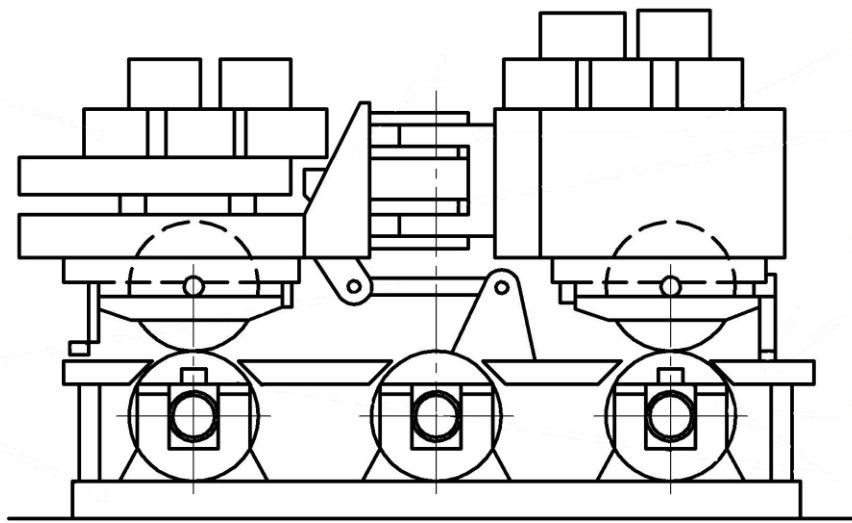


Рисунок 9.4 – Схема каткової станції

Установка дозволяє проводити динамічні випробування коліс різних конструкцій, вивчати поведінку рейкового екіпажу при зміні кута набігання коліс, виконувати дослідження акустичної емісії [190]. На катковій станції вертикальне навантаження моделюється шляхом застосування навантажуючих пристроїв, в ролі яких виступають чавунні плити. За рахунок конструктивного виконання рами дослідного екіпажу, що складається з двох напіврам, сполучених між собою шарнірами і поворотною тягою, функціональні можливості каткової станції розширюються.

Так, В.П.Ткаченко із застосуванням цієї стендової установки були отримані залежності опору руху коліс від кута набігання на рейку при різних осьових навантаженнях (рис. 9.5).

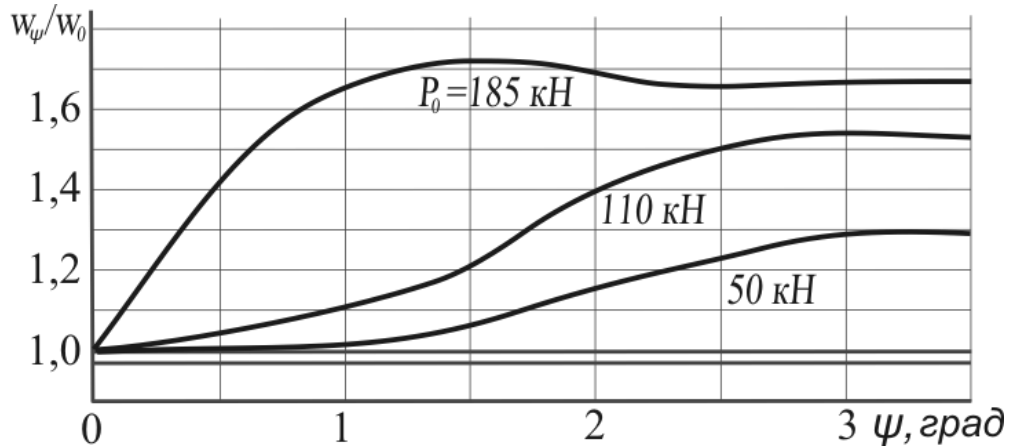
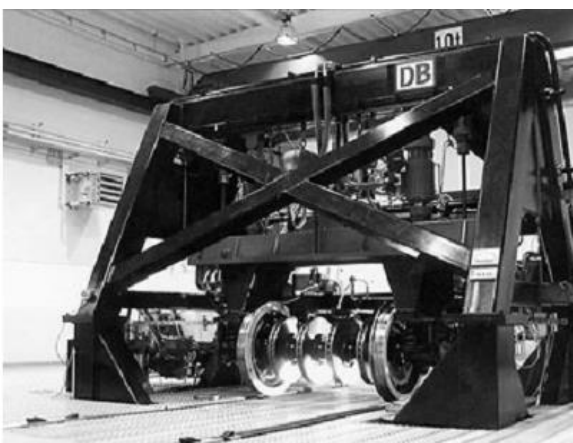
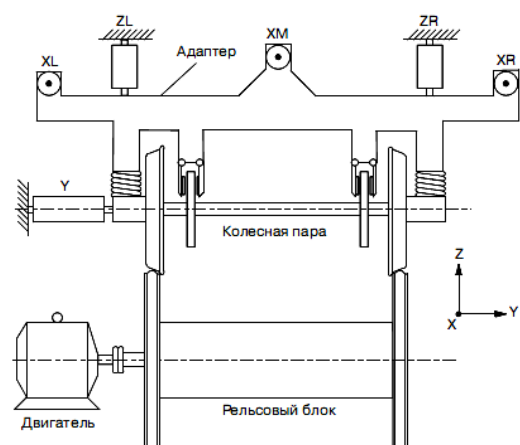


Рисунок 9.5 – Залежність відносного збільшення опору коченню колеса по рейці при гребневому контакті від кута набігання

Серед стендових установок, що є за кордоном, слід зазначити натурний стенд, сконструйований в дослідницько-технологічному центрі (FTZ) залізниць Німеччини (DBAG) [178, 179]. Загальний вид стенду і його кінематична схема показані на рис. 9.6.



а) загальний вид стенду



б) кінематична схема стенду

Рисунок 9.6 – Натурний стенд для дослідження системи «колесо-рейка»

Як затверджують автори роботи [179], результати, отримані в ході випробувань на натурному стенді, дають можливість встановлювати відповідність між необхідним об'ємом заходів щодо поточного утримання компонентів системи «колесо - рейка» з урахуванням граничних допустимих експлуатаційних параметрів з одного боку, і сучасних експлуатаційних вимог, з іншого. Також є можливість імітації навантажень, що діють на рейковий екіпаж при проходженні кривих, для чого необхідно погоджувати діаметри коліс або кільцевої рейки з різними умовами випробувань.

Істотним недоліком натурних каткових стендів є висока вартість стендового устаткування, випробовуваних натурних моделей елементів екіпажа та організації самих процесів випробувань.

Окреме місце в даній групі займають модельні каткові стенди, оскільки їх спорудження та модернізація залежно від поставлених завдань є порівняно недорогою. Основною особливістю таких стендів є наявність катків або роликів, які виконують роль рейкової колії, що приводяться в рух за допомогою приводу. Важлива вимога до модельних каткових стендів – виготовлення катків, що імітують рейку, і коліс рейкового екіпажа з такого ж матеріалу, як рейки і колісні пари відповідно, з дотриманням жорсткостей зв'язків, моментів інерції і так далі у відповідному масштабі.

У роботі [184] приведені результати дослідження на модельному катковому стенді «Рухомий склад – Верхня будова колії», що проводяться з метою визначення впливу ширини рейкової колії на динамічні характеристики рухомого складу при вписуванні в криві різного радіусу, а також опору руху рухомого складу в кривих ділянках колії. Конструкція стенду дозволяє проводити порівняльні випробування на моделях екіпажа і визначати знос ходової частини рухомого складу в кривих ділянках колії. На жаль, в роботі [184] детально не викладено, яким чином визначався опір руху в кривих ділянках колії, і яким чином здійснювалася імітація кривих різних радіусів.

Детальний аналіз характеристик модельних каткових стендів був проведений також Вінником Л.В., який запропонував класифікувати ці

установки залежно від наявних в них кінематичних ланцюгів. Перевагами установок з розімкненим кінематичним ланцюгом (один каток і одна модель колеса, або колісної пари) є легкість завдання на випробовуваній моделі колеса потрібної дотичної сили і порівняльна простота здійснення вимірювань. Перевага замкнутих кінематичних ланцюгів (система з катків і моделей коліс) полягає в реалізації на модельній установці умов, подібних експлуатаційним. У роботі показано, що відхилення діаметру одного з катків на деяку величину  $\Delta$  дозволяє імітувати рух моделі рейкового екіпажа в кривій певного радіусу.

Порівняльна оцінка конструкцій і характеристик відомого стендового устаткування для вивчення опору руху рейкових екіпажів стосовно поставленого завдання досліджень (виконання порівняльних випробувань моделей рейкового екіпажа з колесами різних конструктивних схем) показала, що найбільш відповідними в цьому випадку є модельні стендові установки із замкнутим кінематичним ланцюгом і можливістю імітації руху моделі екіпажа в кривій ділянці колії за рахунок використання змінних каткових коліс.

## **9.2 Експериментальні дослідження опору руху візка рейкового екіпажу на фізичних моделях**

Метою проведення стендових випробувань було експериментальне підтвердження адекватності складених математичних моделей руху рейкового екіпажа з колесами різних конструктивних схем та підтвердження теоретичних положень щодо ефективності зміни конструктивної схеми колеса рейкового екіпажа з метою зниження кінематичного опору його руху.

Для проведення комплексу випробувань була модернізована існуюча на кафедрі залізничного транспорту СНУ ім. В.Даля стендова установка. Спочатку ця установка не була обладнана засобами вимірювання та не мала можливості імітації руху в кривих, а була призначена лише для наочної ілюстрації звивистого руху рейкових екіпажів в колії в учбових цілях.

### 9.2.1 Застосування теорії подібності для моделювання опору руху рейкового екіпажу

У роботах [191, 192] було відмічено, що основною теоретичною базою для дослідження особливостей руху моделей рейкового екіпажу є експериментально-лабораторні методи, базисом яких служить використання теорії фізичної подібності і моделювання, для чого створюються спеціальні методики та стенди для їх реалізації, що імітують умови, близькі до реальних умов експлуатації [193, 194, 195].

У більшості випадків використання методів фізичного моделювання при вирішенні завдань динаміки та визначення опору руху обумовлене серйозними труднощами, що виникають при організації натурних випробувань вузлів і агрегатів різних конструкцій [196]. Отримання інформації про особливості випробовуваного зразка за допомогою випробувань зазвичай стає можливим лише на завершальному етапі розробки об'єкту, коли внесення змін до конструкції вже практично неможливо. Для ефективного використання цих методів, як показує аналіз літератури по теорії подібності [197, 198, 199, 200], необхідно визначити ряд умов, виконання яких забезпечить успішність процесу моделювання, насамперед – визначити масштабні коефіцієнти при переході від моделі до натури.

У нашому випадку заздалегідь приймаємо наступні положення:

- відношення лінійних розмірів об'єкту і моделі дорівнює геометричному масштабу подібності,  $K_L = \frac{l_o}{l_M} = 5$ ;

- відношення сил, що діють на об'єкт і модель дорівнює масштабу подібності сили, тобто  $K_{P_o} = \frac{P_{o-o}}{P_{o-M}} = 25$ ;

- процес взаємодії контактуючих поверхонь повинен реалізовуватися в реальному масштабі часу, тобто  $K_t = 1$ .

Для фізичного моделювання системи і дослідження процесів опору руху

використано метод аналізу розмірностей з обмеженнями [201], за допомогою якого можна знаходити єдині значення масштабних коефіцієнтів переходу від моделі до натури для кожного з параметрів.

В процесі вирішення поставлених завдань також необхідно врахувати ряд рекомендацій, сформульованих у наукових працях по застосуванню теорії подібності [184, 197].

Побудова фізичної моделі рейкового екіпажа здійснювалася для вивчення впливу чинників на процес генерації сили опору руху екіпажа. Результати експериментальних досліджень поведінки контактуючої пари колесо-рейка [Ошибка! Закладка не определена., 70] показують, що сила опору руху є функцією, залежною від ряду параметрів, пов'язаних з режимом роботи і середовищем, в якому працює ця пара. На основі переліку елементів, приведених у [189, 197] для вирішення нетеплових задач про динамічне навантаження пружного тіла, необхідно виділити основні параметри, що впливають на опір руху коліс транспортних засобів. З урахуванням результатів робіт [184, 193, 195, 196, 197], функціональна залежність для цього показника виглядає таким чином:

$$F_{\text{соп}} = f(P_o, v, m, F_{\text{тр}}, F_{\text{нон}}, L, t, c) , \quad (9.1)$$

де  $P$  – осьове навантаження, Н;

$v$  – швидкість руху рейкового екіпажа, м/с;

$m$  – маса, кг;

$F_{\text{од}}$  – сила тертя, Н;

$F_{\text{нон}}$  – поперечна сила, Н;

$L$  – переміщення, м;

$t$  – час руху, с;

$c$  – лінійна жорсткість зв'язків, Н/м.

Розмірності параметрів даної системи представлені в таблиці 9.1.

Визначимо критерії подібності класичним способом, заснованим на  $\pi$ -теоремі [197, 208]. В системі основних одиниць [М], [L], [Т] (маса, довжина і час) приймемо як первинні величини базисні параметри 1,  $P_0$ ,  $t$ . Система рівнянь, утворена базисними параметрами, має вигляд

$$\begin{aligned} \ln 1 &= 0 \cdot \ln M + \ln L + 0 \cdot \ln T \\ \ln P_0 &= \ln M + \ln L - 2 \cdot \ln T \\ \ln t &= 0 \cdot \ln M + 0 \cdot \ln L + \ln T \end{aligned} \quad (9.2)$$

Таблиця 9.1 – Перелік параметрів [193], що входять до залежності (9.1) по системі [М], [L], [Т] \*

№ п/п	Параметр	Розмірність у системі			
		СИ	М*	L	T
1	$P_0$ , осьове навантаження	Н	1	1	-2
2	$v$ , швидкість руху рейкового екіпажа	м/с	0	1	-1
3	$m$ , маса	Кг	1	0	0
4	$F_{тр}$ , сила тертя	Н	1	1	-2
5	$F_{\text{пр}}$ , поперечна сила	Н	1	1	-2
6	$l$ , переміщення	М	0	1	0
7	$t$ , час руху	С	0	0	1
8	$c$ , жорсткість лінійних зв'язків	Н/м	1	-1	-2

\*М – розмірність маси, L – розмірність довжини, T – розмірність часу.

Незалежність вибраних основних одиниць перевірена на основі розрахунку основного визначника

$$D_0 = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & -2 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = -1 \neq 0 \quad (9.3)$$

Оскільки умова (9.3) відмінна від 0, отже незалежність величин  $1$ ,  $P_0$ ,  $t$  підтверджується.

Виведений критерій подібності небазисних параметрів в матричному вигляді і здійснена перевірка результату.

Для параметра  $v$ :

$$D_{v1} = \begin{vmatrix} 0 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & -2 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = -1,$$

$$\alpha_{v1} = \frac{D_{v1}}{D_0} = \frac{-1}{-1} = 1.$$

$$D_{v2} = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = 0,$$

$$\alpha_{v2} = \frac{D_{v2}}{D_0} = \frac{0}{-1} = 0.$$

$$D_{v3} = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & -2 \\ 1 & 1 & -1 \end{vmatrix} = 1,$$

$$\alpha_{v3} = \frac{D_{v3}}{D_0} = \frac{1}{-1} = -1.$$

де  $\alpha_{v1}$ ,  $\alpha_{v2}$ ,  $\alpha_{v3}$  – відношення визначника для параметра швидкості і основного визначника в системах одиниць маси, довжини і часу.

Критерій подібності для параметра швидкості ( $v$ ):

$$\pi_v = \frac{v}{l^{\alpha v1} \cdot P_o^{\alpha v2} \cdot t^{\alpha v3}} = idem$$

або

$$\pi_v = \frac{v}{l^1 \cdot P_o^0 \cdot t^{-1}} = 1,$$

тоді

$$\pi_v = \frac{v \cdot t}{l} = idem.$$

Перевірка:  $\pi_v = \frac{L^1 T^1}{L^1 T^1} = 1.$

Аналогічним чином зв'язуються з базисними решта всіх параметрів, прийнятих для моделювання при визначенні сили опору руху. Результати розрахунку зведені в таблицю 9.2.

Таблиця 9.2 – Результати розрахунку для моделі сили опору

№ п/п	Параметр	СІ	Критерій подібності	Формула перерахунку з оригіналу на модель
1	$P_o$ , осьове навантаження від колеса на рейку	Н	Базисний параметр	$(P)_i = \frac{(P)_j}{K_P}$
2	$v$ , швидкість руху рейкового екіпажа	м/с	$\pi_v = \frac{vt}{l}$	$(v)_i = \frac{(v)_j}{K_V}$
3	$m$ , маса	кг	$\pi_m = \frac{ml}{P_o t^2}$	$(m)_i = \frac{(m)_j}{K_M}$
4	$F_{\delta\delta}$ , сила, тертя	Н	$\pi_{F_{\delta\delta}} = \frac{F_{\delta\delta}}{P_o}$	$(F_{mp})_M = \frac{(F_{mp})_O}{K_{F_{mp}}}$
5	$F_{\ddot{m}}$ , поперечна сила	Н	$\pi_{F_{\ddot{m}}} = \frac{F_{\ddot{m}}}{P_o}$	$(F_{\ddot{m}})_i = \frac{(F_{\ddot{m}})_j}{K_{F_{\ddot{m}}}}$
6	$L$ , переміщення	м	Базисний параметр	$(L)_i = \frac{(L)_j}{K_L}$
7	$t$ , час руху	с	Базисний параметр	$(t)_i = (t)_j$

8	ñ, жорсткість лінійних зв'язків	Н/М	$\pi_c = \frac{cl}{P_o}$	$(C)_M = \frac{(C)_o}{K_c}$
---	---------------------------------	-----	--------------------------	-----------------------------

Рівняння подібності, що об'єднало отримані критерії, складається з 5 критеріїв, оскільки, згідно теореми Бекінгема, число критеріїв має дорівнювати числу параметрів за вирахуванням трьох базисних [194, 196]. Після перетворень залежність (4.1) прийме вигляд

$$F_{\ddot{m}\ddot{\delta}} = f\left(\frac{vt}{l}, \frac{m}{lP_o t^2}, \frac{F_{\ddot{\delta}\ddot{\delta}}}{P_o}, \frac{F_{\ddot{m}\ddot{m}}}{P_o}, \frac{\tilde{n}l}{P_o}\right). \quad (9.4)$$

Отримані критерії подібності, що складають критерійне рівняння (9.4), вимагають перевірки.

Приведемо незалежні критерії подібності (див. табл. 4.2) до індикаторів подібності ( $K_l$ ), рівних одиниці для подібних систем. Наприклад, для параметра швидкості:

$$\pi_v = \frac{vt}{l} = 1 \equiv \frac{K_v \cdot K_t}{K_l} = 1 \Rightarrow K_v \cdot K_t = K_l. \quad (9.5)$$

Аналогічно виразу (9.5) обчислимо в загальному вигляді решту параметрів:

$$K_m = K_P \cdot K_v^2 \cdot K_L; \quad K_{F_{\text{ОД}}} = K_P; \quad K_{F_{\ddot{m}\ddot{m}}} = K_P; \quad K_L \cdot K_c = K_P. \quad (9.6)$$

З отриманої рівності остаточно визначаємо масштаби моделювання:

$$K_1 = K_P = 25; \quad K_2 = K_v = 5; \quad K_3 = K_m = 125; \quad K_4 = K_{F_{TP}} = 25; \quad (9.7)$$

$$K_5 = K_{F_{\ddot{m}\ddot{m}}} = 25; \quad K_6 = K_L = 5; \quad K_7 = K_t = 1; \quad K_8 = K_c = 5.$$

Таким чином, на підставі залежностей (9.7) можна здійснити перехід за всіма показниками і параметрами від отриманих при моделюванні величин, до відповідних величин показників оригіналу.

### 9.2.2 Призначення та пристрій стенової установки

Загальний вид модернізованої стенової установки показаний на рис. 9.7. На рис. 9.8 та 9.9 представлені схематичні зображення її конструкції.



Рисунок 9.7 – Загальний вид стенової установки

Роль рейкової колії виконують каткові колісні пари 1. Їх робочі поверхні в поперечному перетині мають форму близьку до форми поперечного перетину головки рейки у відповідному масштабі. Кожна каткова колісна пара спирається на два радіальні підшипники, що знаходяться в підшипникових вузлах 2, кріпляться болтами до плити основи 3 стенової установки. Каткові колісні пари приводяться в обертання електродвигуном 4 постійного струму ПД21 потужністю 0,4 кВт, за допомогою ремінної передачі 5.

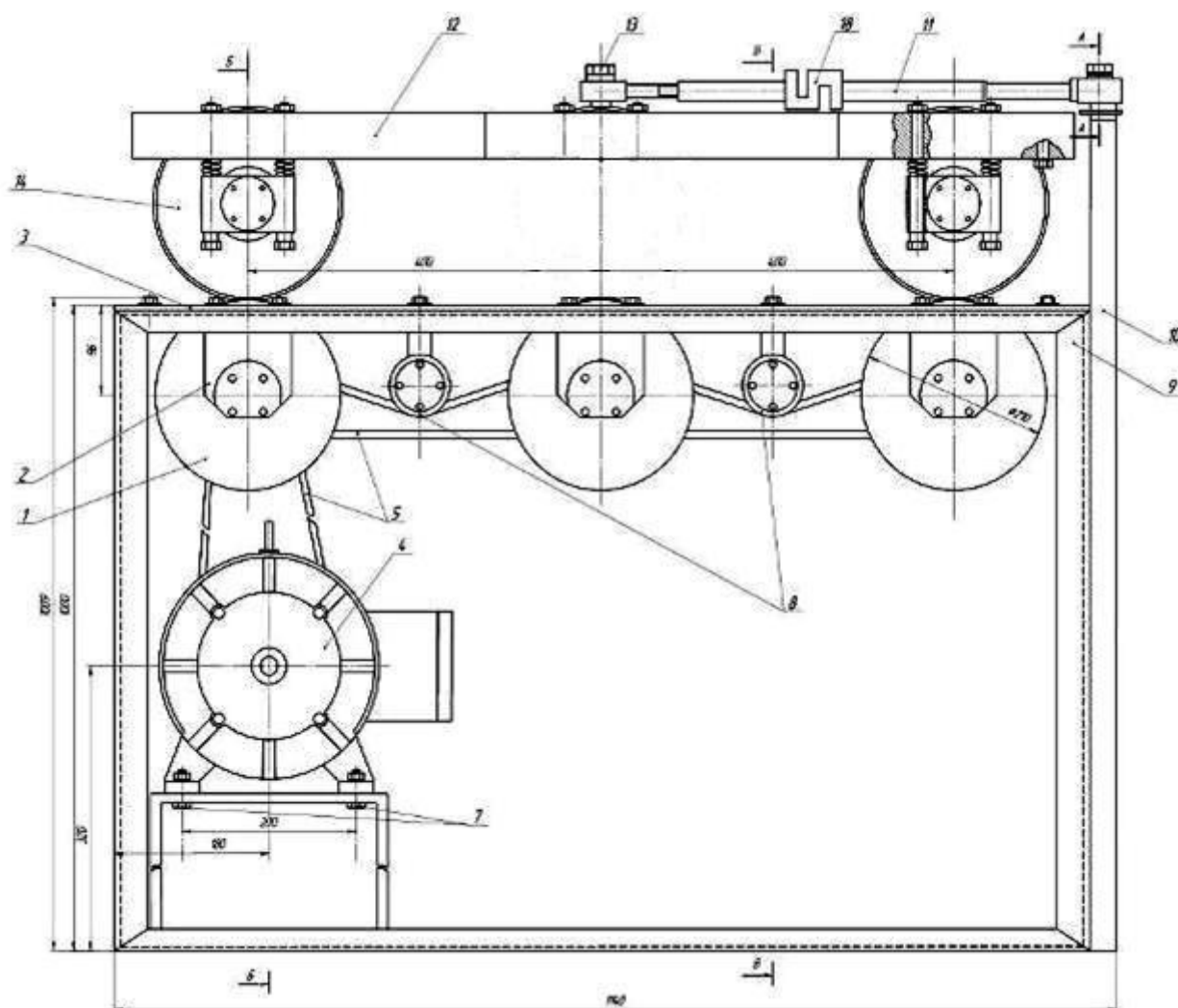


Рисунок 9.8 – Схема стендової установки (фронтальний вигляд)

Максимальне число оборотів двигуна - 2800 об/хв. Максимальна швидкість обертання колісних пар 1400 об/хв.

Осі каткових колісних пар 1 та вісь електродвигуна 4 забезпечені шківками 6, діаметри яких мають наступні величини: малого (ведучого) шківка - 44 мм. Діаметр відомого шківка - 94 мм. Відомий шків виточений разом із катковою колісною парою. Каткова колісна пара має 2 шківки: один - для отримання моменту, що обертає, від двигуна, інший - для передачі моменту, що обертає, на інші каткові колісні пари. Натягнення ремня 5, що передає обертання від двигуна 4 до каткової колісної пари, здійснюється зсувом двигуна на стрічці, що має подовжні прорізи. Двигун 4 кріпиться до плити болтами 7. Для забезпечення синхронності обертання каткових колісних пар всі вони

приводяться в обертання одним ременем від першої каткової колісної пари. Тип ременів той же. Натягнення ременя визначається притискними роликами 8. Кронштейни і ролики 8 кріпляться до верхньої плити болтами 7.

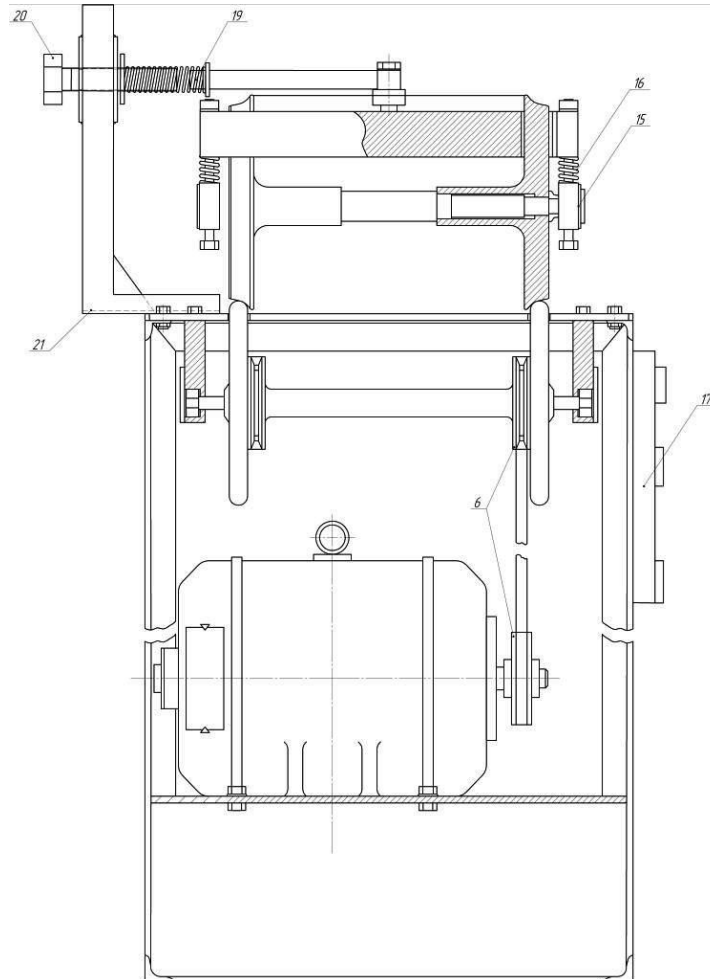


Рисунок 9.9 – Схема стендової установки (вигляд збоку)

Всі вказані вище вузли і деталі поміщені в корпус 9, до якого приварений швелер 10, призначений для утримання моделі візка в заданому положенні за допомогою вимірювальної тяги 11. Довжина тяги регулюється. Стрижень тяги 11 розділений на 2 частини, між якими встановлений S - подібний тензOMETричний датчик 18 для виміру значень опору руху моделі екіпажа. Свідчення датчика передаються на силовимірювальний пристрій.

У верхній лівій частині корпусу 9 стендової установки розміщений пульт

управління 17, де відображаються свідчення тахометра, значення напруги, що подається та ін. Для реалізації можливості зміни числа оборотів двигуна 4 і відповідній швидкості обертання колісних пар моделі візка, на стендовій установці використаний двигун постійного струму.

Для прикладання та регулювання величини горизонтальної сили до рами моделі візка на рамі стенду змонтовані натискні пристрої, що представляють собою пружини 19, надіті на основний болт 20, який у свою чергу приварений до кронштейна 21, прикріпленому до плити підстави 3 установки болтами. Поперечне горизонтальне зусилля передається на раму моделі візка і регулюється за допомогою стискування пружини 19 гайкою, що знаходиться на основному болті 20

Кінематична схема стендової установки показана на рис. 9.10.

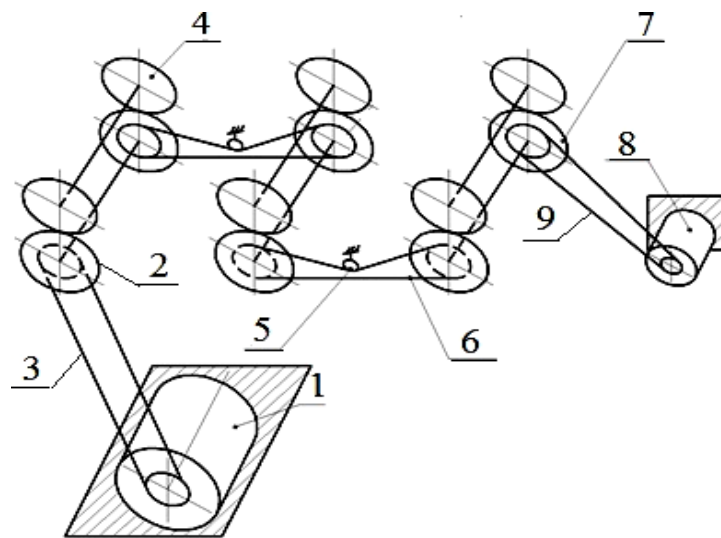


Рисунок 9.10 – Кінематична схема стендової установки

Електродвигун 1 приводить в обертання каткову колісну пару 2, встановлену в підшипникових вузлах та з'єднану зі шківом, закріпленим на осі двигуна 1 за допомогою ремня 3. На каткову колісну пару 2 спирається колісна пара 4 моделі візка, встановлена в підшипникових вузлах букс моделі візка. Притискний ролик 5 забезпечує необхідне натягнення ремня 6 і направляє

його в шків каткової колісної пари 7. Тахометр 8, який виводить на панель управління число оборотів за хвилину обертання каткових колісних пар, з'єднаний ременем 9 зі шківом каткової колісної пари 7.

Для визначення лінійної швидкості руху моделі візка була отримана формула її перерахунку на основі свідчень тахометра (див. розрахункову схему на рис. 9.11).

Лінійна швидкість приводного ременя тахометра (м/с):

$$v_P = \frac{\pi \cdot d_{TAX} \cdot n_{TAX}}{60}, \quad (9.8)$$

де  $d_{TAX}$  – діаметр шківа тахометру (м);

$n_{TAX}$  – частота обертання шківа тахометра (об/хв).

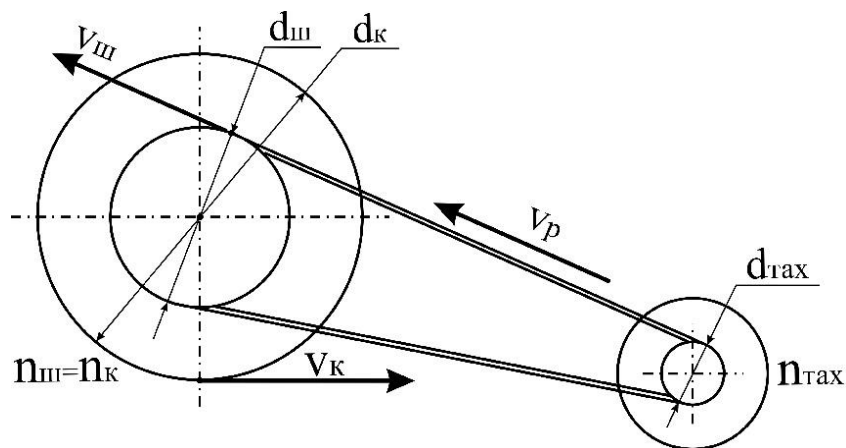


Рисунок 9.11 – Розрахункова схема

Знехтуючи прослизанням приводного ременя робиться припущення, що лінійна швидкість точки на ободі приводного шківа колісної пари моделі візка:

$$v_{ш} = v_P.$$

Тоді лінійна швидкість руху візка  $v_T$  дорівнює лінійній швидкості точки на поверхні катання моделі колеса випробовуваної колісної пари  $v_K$ :

$$v_T = v_K = v_{III} \cdot \frac{d_K}{d_{III}} \Rightarrow v_K = \frac{\pi \cdot d_{TAX} \cdot n_{TAX}}{60} \cdot \frac{d_K}{d_{III}} \quad (9.9)$$

де  $d_{III}$  – діаметр колеса колісної пари моделі візка по колу кочення (м);

$d_{\phi}$  – діаметр приводного шківів моделі колісної пари (м).

Діаметр обох коліс кожної штатної каткової колісної пари при моделюванні руху в прямих складає 210 мм.

Проведення експериментальних досліджень руху моделі візка в кривих ділянках колії здійснювалося за рахунок додаткових конструктивних заходів. Так, підвищення «зовнішньої» рейки, забезпечувалося за рахунок використання клинів відповідної висоти, що встановлювалися під основу стендової установки.

Компенсація різниці довжини рейкових ниток в кривій ділянці колії забезпечувалася за рахунок збільшення діаметрів катків змінних каткових колісних пар, що імітують зовнішню рейку, на величину  $\Delta$ , яка залежить від радіусу модельованої кривої.

Визначення величини  $\Delta$  здійснювалося виходячи з таких міркувань. На розрахунковій схемі рис. 9.12 схематично зображений відрізок криволінійної ділянки рейкової колії. Рейковий екіпаж, що рухається в кривій радіусом  $R_{KP}$  з постійною кутовою швидкістю  $\omega_{KP}$ , за деякий час  $t$  пройде по кривій відстань, відповідну центральному куту  $\alpha$ .

При цьому

$$\alpha = \omega_{KP} \cdot t = \frac{v_{KP}}{R_{KP}} \cdot t \quad (9.10)$$

де  $v_{KP}$  – лінійна швидкість руху екіпажа в кривій.

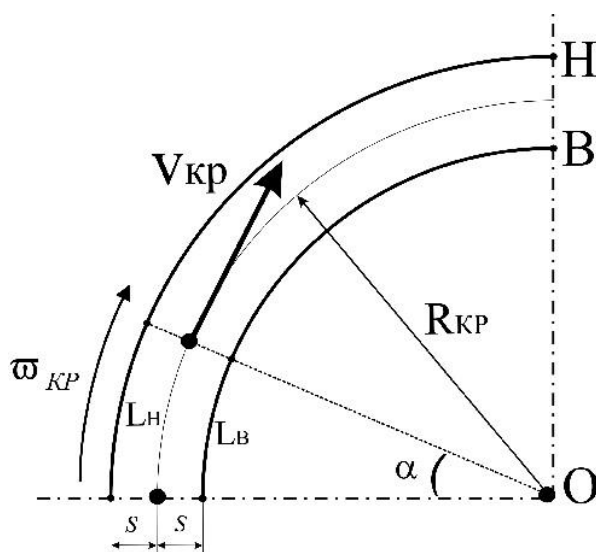


Рисунок 9.12 – Розрахункова схема

Зі схеми рис. 4.12. видно, що різниця лінійних відстаней  $\Delta L_1 = L_H - L_B$ , пройдених колесами однієї колісної пари по зовнішньому  $H$  та внутрішньому  $B$  рейкам кривої складе (без урахування конічності поверхонь катання коліс)

$$\Delta L_1 = (R_{KP} + S) \cdot \alpha - (R_{KP} - S) \cdot \alpha = 2 \cdot S \cdot \alpha = 2 \cdot S \cdot \frac{v_{KP}}{R_{KP}} \cdot t, \quad (9.11)$$

де  $S$  – половина відстані між кругами катання коліс однієї колісної пари.

При моделюванні руху рейкового екіпажа в кривій на модельному катковому стенді, очевидно, необхідно забезпечити таку ж величину різниці лінійних відстаней, що проходять колеса однієї колісної пари по зовнішньому та внутрішньому рейковому катку за рахунок різниці в діаметрах самих рейкових катків.

На розрахунковій схемі на рис. 9.13 схематично зображена каткова колісна пара із зовнішнім та внутрішнім рейковими катками, що мають відповідно радіуси  $R_H$  и  $R_B$ . За деякий час  $t$  каткова колісна пара, що обертається з постійною кутовою швидкістю  $\omega_K$  обернеться навколо своєї осі

симетрії на кут  $\beta$  :

$$\beta = \varpi_K \cdot t = \frac{v_K}{R_K} \cdot t, \quad (9.12)$$

де  $R_K = \frac{R_B + R_H}{2}$ .

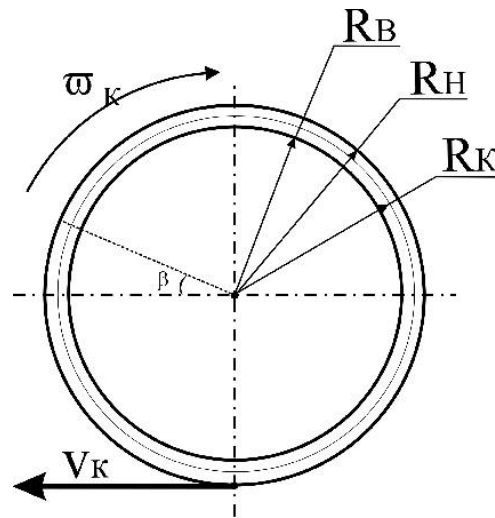


Рисунок 9.13 – Розрахункова схема

При цьому симетричні щодо подовжньої вертикальної площини симетрії колісної пари точки на поверхні кочення «зовнішнього» (з радіусом  $R_H$ ) та «внутрішнього» (з радіусом  $R_B$ ) рейкового катка пройдуть лінійні відстані відповідно  $L_H$  та  $L_B$ .

Різниця цих лінійних відстаней  $\Delta L_2 = L_H - L_B$  без урахування конічності поверхонь катання коліс

$$\Delta L_2 = (R_H - R_B) \cdot \beta. \quad (9.13)$$

З урахуванням (9.12)

$$\Delta L_2 = \frac{2 \cdot (R_H - R_B) \cdot v_K \cdot t}{(R_H + R_B)} \quad (9.14)$$

У припущенні  $\Delta L_1 = \Delta L_2$  та  $v_K = v_{KP}$

$$2 \cdot S \cdot \frac{v_{KP}}{R_{KP}} \cdot t = \frac{2 \cdot (R_H - R_B) \cdot v_K \cdot t}{(R_H + R_B)} \quad (9.15)$$

звідки шуканий радіус модельованої кривої

$$R_{KP} = \frac{S \cdot (R_H + R_B)}{(R_H - R_B)}, \quad (9.16)$$

а величина  $\Delta$

$$\Delta = (R_H - R_B) / 2. \quad (9.17)$$

Для імітації відцентрової сили при русі моделі візка в криволінійній ділянці колії використовувалися натискні пристрої, що містять таровані пружини, які передають фіксоване поперечне зусилля на раму моделі візка. Складові натискного пристрою показані на рис. 9.14.

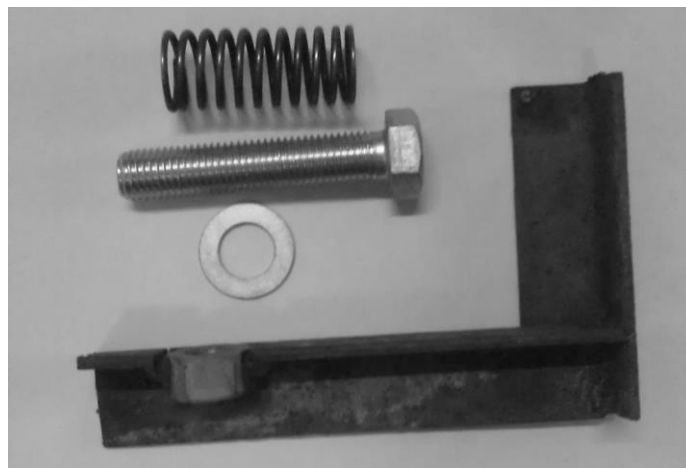


Рисунок 9.14 – Деталі натискного пристрою

Величина цих зусиль вибиралася відповідною заданій швидкості руху в даній кривій, тобто

$$F_{II} = \frac{m \cdot v_K^2}{R_{кр}} = C \cdot H_{II} , \quad (9.18)$$

де  $m$  – маса візка;

$R_{кр}$  – радіус кривої;

$v_K$  – швидкість руху рейкового екіпажа;

$H_{II}$  – деформація натискної пружини;

$C$  – жорсткість натискної пружини.

### 9.2.3 Ходова частина моделі візка

Ходова частина, що є об'єктом випробувань, є моделлю двовісного візка рейкового екіпажа, що забезпечується змінними колісними парами з колесами різних конструктивних схем.

Рама моделі візка (рис. 9.8, 9.9) представляє собою плиту 12, товщиною 12 мм, в центрі якої встановлений болт 13, на який надягнуто підшипник стрижня вимірювальної тяги 11. У плиті 12 є прорізи для коліс колісних пар. До рами кріпляться букси 15 з первинним ресорним підвішуванням 16 (рис. 9.15).

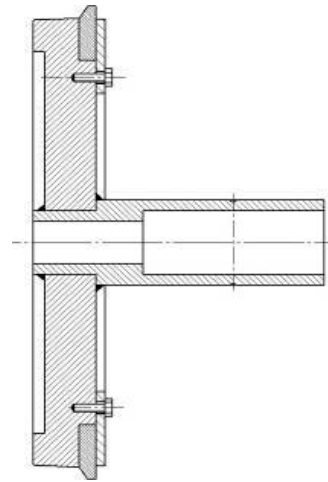
Моделі коліс перспективної конструкції (рис. 9.16), у масштабі 1:5 сконструйовані та виготовлені на основі ряду запатентованих технічних рішень.



Рисунок 9.15 – Букса з ресорним підвішуванням моделі візка



а) складові моделі колеса



б) схема моделі колеса

Рисунок 9.16 – Модель колеса перспективної конструкції

Колесо перспективної конструктивної схеми (ПКС) складається з маточини з диском 1, що має виточку 2 для установки гребеня 5 з можливістю його незалежного обертання з поверхнею кочення. У диску виконані різьбові отвори 3 для болтів натискного диску 4.

Гребінь 5 виконаний у формі кільця, поперечний перетин зовнішньої частини якого відповідає поперечному перетину гребеня колеса ТКС. Натискний диск 4 кріпиться до диска маточини за допомогою болтів 6.

Відмінність моделі колеса ТКС полягає в тому, що гребінь колеса виконаний монолітно з диском колеса (рис. 9.17).



Колісна пара з колесами ТКС



Колісна пара з колесами ПКС

Рисунок 9.17 – Моделі колісних пар

При збірці моделі колісної пари кожне колесо встановлюється на втулку (рис. 9.18), що має відповідні виступи і закріплюється болтами М6.



Рисунок 9.18 – Втулка моделі колісної пари

У свою чергу, втулка вставляється в порожнисту вісь моделі колісної пари (рис. 9.19) та закріплюється болтами М4.

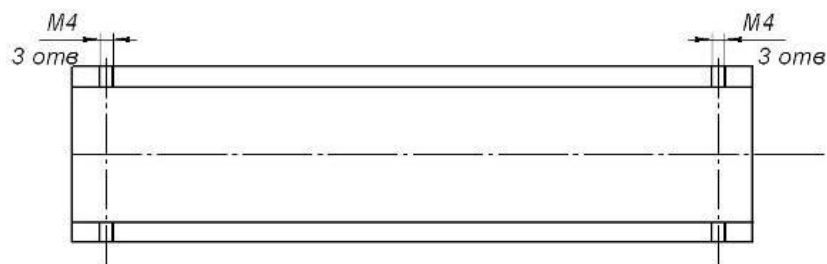


Рисунок 9.19 – Порожниста вісь моделі колісної пари

#### 9.2.4 Вимірювальна система стенду

Для визначення величини опору руху моделі візка при дослідженнях використовується встановлений на вимірювальній тязі (рис. 9.20).

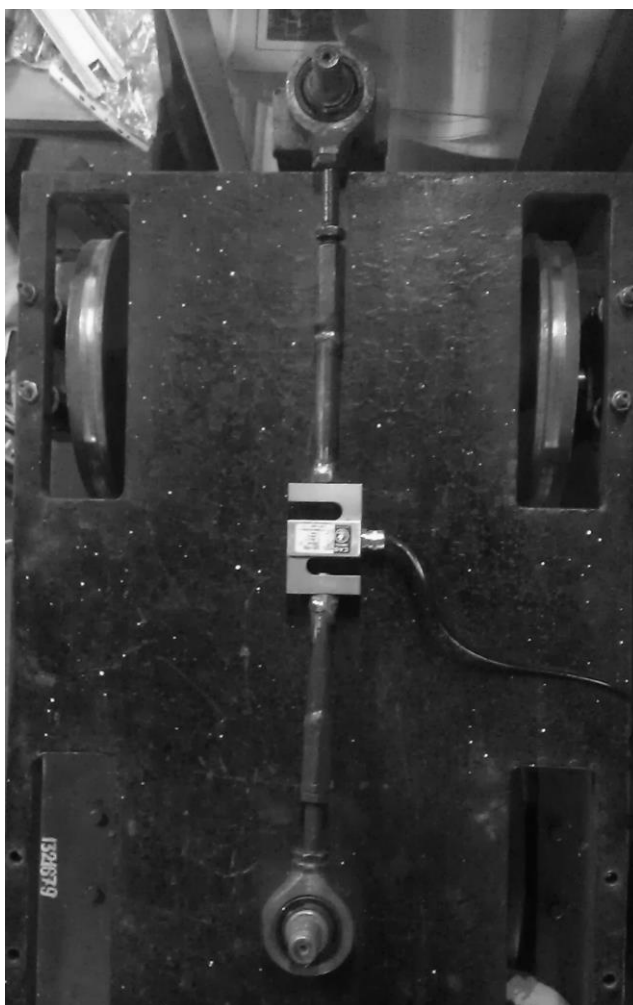


Рисунок 9.20 – Вимірювальна тяга стендової установки

S-подібний тензOMETричний датчик фірми CAS, що сполучається з силовимірювальним пристроєм (далі - пристрій), виконаним на базі терміналу CAS-2001A тієї ж фірми (рис. 9.21).



Рисунок 9.21 – S-подібний датчик та силовимірювальний пристрій

Величина поперечних зусиль, що задаються, визначалася по величинах прогинів протарованих перед початком випробувань натискних пружин.

Швидкість руху моделі візка визначалася шляхом перерахунку числа оборотів, що реєструються електричним тахометром, в лінійну швидкість руху.

Візуальні спостереження за характером руху коліс різних конструктивних схем в рейковій колії здійснюються шляхом запису відео з високим дозволом з використанням веб-камери LifeCam HD-3000, яка встановлена на кронштейні, що кріпиться до рами моделі візка рейкового екіпажа.

### 9.2.5 Методика проведення випробувань

Після тарування всіх механічних і цифрових пристроїв за допомогою лабораторного автотрансформатора запускається електродвигун і модель візка

приводиться в рух. Випробування проводяться на необхідних режимах руху за допомогою завдання швидкості обертання імітуючих рейкову колію каткових колісних пар стендової установки і відповідних значень горизонтальних сил при імітації руху візка в криволінійній ділянці колії.

Імітація руху моделі візка в прямій ділянці колії здійснюється на наступних режимах:

а) рух моделі візка з колесами ТКС у діапазоні швидкостей 10...100 км/год (каткові колісні пари штатні) з осьовим навантаженням 1,55 кН – вимірювання величини опору руху;

б) рух моделі візка з колесами ПКС у діапазоні швидкостей 10...100 км/год (каткові колісні пари штатні) з осьовим навантаженням 1,55 кН – вимірювання величини опору руху.

в) рух моделі візка з колесами ТКС у діапазоні швидкостей 10...100 км/год (каткові колісні пари штатні) з осьовим навантаженням 1,86 кН – вимірювання величини опору руху;

г) рух моделі візка з колесами ПКС у діапазоні швидкостей 10...100 км/год (каткові колісні пари штатні) з осьовим навантаженням 1,86 кН – вимірювання величини опору руху.

Імітація руху моделі візка в криволінійних ділянках колії радіусами 350, 750 і 1200 м здійснюється на наступних режимах:

а) рух моделі візка з колесами ТКС у діапазоні швидкостей 10...60 км/год (каткові колісні пари змінні) з осьовим навантаженням 1,55 кН – вимірювання величини опору руху;

б) рух моделі візка з колесами ПКС у діапазоні швидкостей 10...60 км/год (каткові колісні пари змінні) з осьовим навантаженням 1,55 кН – вимірювання величини опору руху.

в) рух моделі візка з колесами ТКС у діапазоні швидкостей 10...60 км/год (каткові колісні пари змінні) з осьовим навантаженням 1,86 кН – вимірювання величини опору руху;

г) рух моделі візка з колесами ПКС у діапазоні швидкостей 10...60 км/год

(каткові колісні пари змінні) з осьовим навантаженням 1,86 кН – вимірювання величини опору руху.

Дослідження руху моделі візка в криволінійних ділянках коліїпроводилося з використанням відповідних змінних каткових колісних пар.

При випробуваннях для кожного режиму руху реєструються наступні параметри:

- а) швидкість руху моделі візка;
- б) величина опору руху моделі візка;
- в) величина поперечного зусилля, яке передавалося на раму візка.

Для обробки експериментальних даних використовується розроблене на кафедрі логістичного управління і безпеки руху на транспорті СНУ ім. В.Даля спеціалізоване програмне забезпечення «Graph», що дозволяє, окрім візуального відображення рівня сигналів датчика в режимі реального часу, перетворювати отримувані сигнали в цифрові дані та представляти їх у вигляді текстового файлу, що має формат, сумісний з форматом Microsoft Excel.

Вид вікна програми «Graph» та фрагмент реалізації дослідних даних показані на рис 9.22.

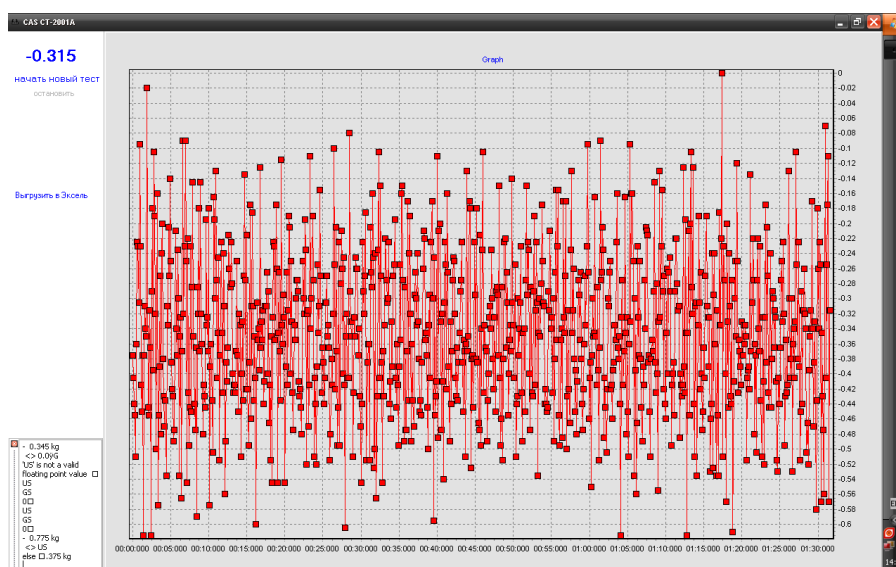


Рисунок 9.22 – Вікно програми «Graph»

Результати досліджень оформлялися у вигляді графіків залежностей величини опору руху моделей візків з колесами різних конструктивних схем від даних впливаючих чинників для вищеописаних режимів досліджень та інших залежностей, що зв'язують отримані величини, відповідно до вимог ДСТУ 3008-95 [202].

### **9.3 Результати експериментальних досліджень опору руху рейкового екіпажу на фізичних моделях**

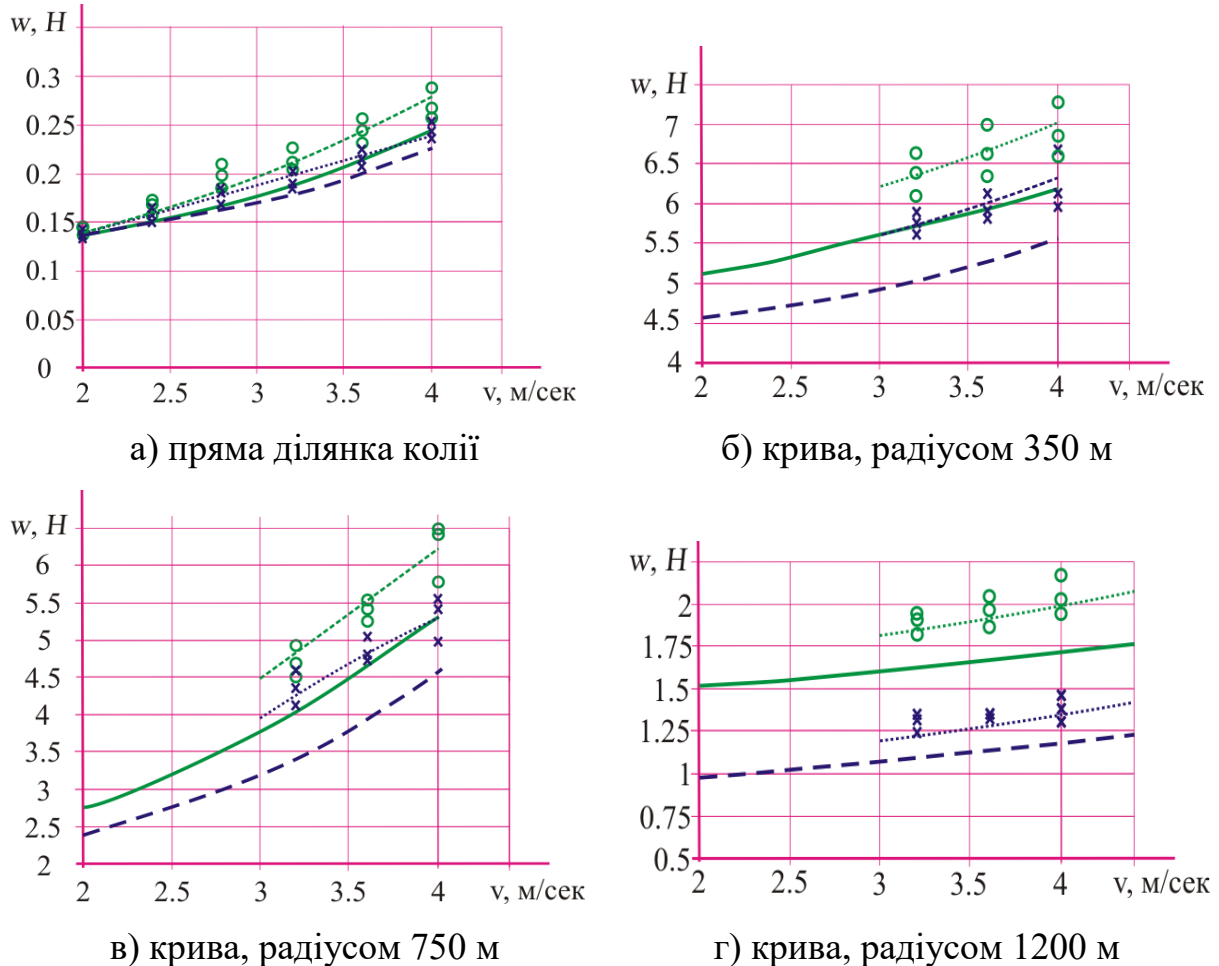
Нижче представлені результати, отримані в ході проведення експериментальних досліджень опору руху на фізичних моделях візка рейкового екіпажу.

Експериментальні значення сили опору руху моделі візка визначалися по приведеній вище методиці з урахуванням наступних міркувань. Передбачалося, що в прямій ділянці колії опір руху виникає, в-основному, унаслідок фрикційної взаємодії коліс моделі візка і рейок (каткових коліс стенду), рівень якого визначається амплітудою виляння колісних пар візка при русі. При зростанні швидкості руху і наростанні амплітуди виляння до нього додається також опір руху, що виникає за рахунок періодичного контакту гребенів коліс моделі візка з бічними гранями головок рейок (катків стендової установки). Тому відповідні значення сили опору для цього режиму руху бралися усередненими по максимальних значеннях.

У разі моделювання руху візка в кривих ділянках колії (при практично постійному контакті гребенів набігаючих коліс з рейковими катками) величини сили опору бралися усередненими по реалізаціях процесу при сталому русі.

Залежності величини опору руху моделі візка з колесами ТКС і ПКС (величина моменту опору у вузлі сполучення коліс і відповідних гребенів, що мають можливість незалежного обертання з поверхнею кочення  $M_c \approx 0.8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ) від швидкості руху представлені на графіках рис. 9.23. Разом з експериментальними даними, на цих графіках нанесені також розрахункові

значення, отримані при математичному моделюванні руху двовісного візка з колесами ТКС і ПКС, такою, які мають близькі до параметрів моделі візка основні параметри.



- візок з колесами ТКС (розрахункові значення);
- - - - - візок з колесами ПКС (розрахункові значення);
- - модель візка з колесами ТКС (експериментальні значення);
- × - модель візка з колесами ПКС (експериментальні значення);
- - - - - апроксимація значень для моделі візка з колесами ТКС (експеримент);
- ..... апроксимація значень для моделі візка з колесами ПКС (експеримент);

Рисунок 9.23 – Залежності сили опору руху моделей візків від швидкості руху ( $q = 1.55$  кН,  $M_c = 0.8$  Н·м)

З аналізу представлених графіків видно, що значення сили опору руху для моделі візка з колесами ПКС при різних режимах руху менше, ніж аналогічні значення для моделі візка з колесами ТКС за тих же умов. При цьому, у разі використання коліс ПКС, зниження сили опору руху за наслідками математичного моделювання залежно від швидкості руху складає 6...10 % у прямій (тільки на високих швидкостях руху, на малих швидкостях ефект не спостерігається) і в кривих з радіусами 350, 750 та 1200 м 18...22%, 11...15 % та 9...13 % відповідно.

За даними експериментальних досліджень аналогічне зниження опору руху на малих швидкостях руху в прямій ділянці колії не встановлене, а на високих швидкостях (4 м/с для фізичної моделі) воно складає 4...8%. При русі в кривих ділянках колії з радіусами 350, 750 и 1200 м, на малих швидкостях зниження опору руху моделі візка з колесами ПКС склало 11...15%, 6...9% и 5...8% відповідно, а на більш високих – 15...18%, 8...12% и 7...11% відповідно.

Деяко менший ефект в плані зниження опору руху, отриманий при експериментальних дослідженнях, може бути пояснений дією ряду додаткових чинників, що впливають на величину опору руху моделі візка. Одним з таких є вплив динамічних збурень при русі моделі візка на момент опору у вузлі сполучення гребеня, що має можливість незалежного обертання з поверхнею кочення, із урахуванням достатнього простого конструктивного виконання цього вузла в досліджуваній фізичній моделі. Так, за наслідками тарувальних вимірів, величина цього моменту для моделі колеса ПКС в статиці могла цілеспрямовано регулюватися в діапазоні 0,8...8 Н·м.

Дані математичного моделювання і експериментальні значення опору руху моделі візка з колесами різних конструктивних схем отримані з довірчим інтервалом  $\pm 0.03$  Н для прямої ділянки колії,  $\pm 0,1$ Н,  $\pm 0,08$ Н та  $\pm 0,04$  Н для кривих радіусами 350, 750 та 1200 м відповідно, і довірчою вірогідністю 0,95, що свідчить про адекватність отриманих результатів.

Розвиток сучасних методів математичного планування і обробки

результатів експерименту, використання можливостей сучасної комп'ютерної техніки дозволяють застосовувати ефективні підходи, методи і процедури планування і обробки його результатів.

Для оцінки величини опору руху рейкових екіпажів при використанні в їх ходовій частині коліс різних конструктивних схем, використовуємо методи теорії планування експерименту [203, 204, 205, 206], які дозволяють не тільки істотно скоротити мінімальне необхідне число дослідів і отримати математичну модель досліджуваного процесу, а і здійснити оцінку сумісного і самостійного впливу кожного даного чинника (параметра) на вихідну величину [207].

### 9.3.1 Планування повного факторного експерименту

Для вирішення поставлених завдань здійснювався повний факторний експеримент, який є достатньо легко реалізованим серед численних методів активного експерименту. При використанні повного факторного експерименту мета дослідника полягає в тому, щоб отримати математичну модель процесу, а також визначитися з подальшою стратегією проведення експерименту.

З урахуванням аналізу літературних джерел [204, 205, 206, 207] і інформації про можливості застосування коліс ПКС у ходовій частині рейкових екіпажів визначені найбільш значущі чинники, що впливають на величину опору руху моделі візка рейкового екіпажа: швидкість руху  $v$ , км/год; осьове навантаження (навантажений/порожній візок)  $Q$ , Н, та моменти опору у вузлі сполучення гребенів з можливістю їх незалежного обертання від поверхні кочення  $M_c$ , Н·м.

Методика планування повного факторного експерименту (ПФЕ) припускає реалізацію всіх можливих комбінацій чинників на всіх вибраних для дослідження рівнях. Кількість дослідів  $N$  при проведенні ПФЕ визначається по формулі:

$$N = n^k \quad (9.19)$$

де  $n$  – число рівнів,  $k$  – число чинників.

Для отримання моделі всі вибрані чинники розділені на 2 рівні.

Таким чином, для дворівневого ПФЕ необхідно провести  $2^k$  дослідів. Рівнями чинників є межі досліджуваної області по вибраному параметру (мінімальне і максимальне значення чинника). Відзначимо, що при виборі верхнього і нижнього рівнів чинників необхідно враховувати обмеження, пов'язані з властивостями об'єкту дослідження [205].

При реалізації ПФЕ в нашому випадку число дослідів, необхідних для отримання моделі, складе  $N = 2^3 = 8$ .

Для складання плану досліджень або матриці планування визначаємо:

1. Основний рівень або центр плану для будь-якого чинника ( $z_1^0$ ):

$$z_1^0 = \frac{z_1^{\max} + z_1^{\min}}{2} \quad (9.20)$$

2. Інтервал варіювання

$$\Delta z_1 = \frac{z_1^{\max} - z_1^{\min}}{2} \quad (9.21)$$

3. Від системи координат  $z_1, z_2, \dots, z_n$  необхідно перейти до нової безрозмірної системи координат  $x_1, x_2, \dots, x_n$  за допомогою лінійного перетворення:

$$x_i = \frac{z_i^0 - z_1^0}{2}; \quad i = 1, 2, \dots, k. \quad (9.22)$$

де  $z_1, z_2, \dots, z_n$  – натуральні значення чинників;

$x_1, x_2, \dots, x_n$  – кодовані значення чинників.

Граничні значення варійованих змінних при моделюванні руху візка з колесами ПКС по криволінійній ділянці колії радіусом 750 м представлено в таблиці. 9.3. Для розрахунку використовувалися значення чинників, відповідні реалізовуваним значенням при експериментальних дослідженнях на модельному катковому стенді.

Таблиця 9.3 – Граничні значення варійованих змінних при моделюванні руху по прямій ділянці колії і кривих радіусами 350, 750 та 1200 м

Назва фактору	Найменування	Мінімальне значення (-1)	Максимальне значення (+1)	Середнє значення (0)
Швидкість руху, км/год	$X_1$	10.8	14.4	12.6
Осьове навантаження, Н	$X_2$	1550	1860	1705
Момент опору у вузлі сполучення гребенів з можливістю незалежного обертання від поверхонь кочення, Н·м	$X_3$	0.8	8	4,4

У якості вихідного критерію виступає значення опору руху  $W$  (Н), отримване експериментальним шляхом на модельному катковому стенді, тобто на математичному рівні стає завдання отримання функції відгуку вихідної величини  $Y$  виду

$$y = f(x_1, x_2, \dots, X_n) \quad (9.23)$$

де  $y$  – вихідний параметр процесу,  $y = W$  ;

$x_1, x_2, \dots, X_n$  – параметри, якими можна варіювати при постановці експерименту (в даному випадку  $x_1$  – швидкість руху,  $x_2$  – осьове навантаження

і  $x_3$  – моменти опору у вузлі сполучення коліс і відповідних гребенів, що мають можливість незалежного обертання з поверхнею кочення).

Розраховані величини вихідних значень, отриманих в ході експериментальних досліджень опору руху моделі візка рейкового екіпажа з колесами ПКС для кривих радіусом 350, 750, 1200 м та для прямої ділянки колії.

Для побудови плану експерименту вибирається початкова точка (основний або нульовий рівень), навколо якої визначаються дослідні точки, симетричні щодо нульового рівня. Результати експериментів з вибраним набором чинників дозволяють побудувати модель, використовувану для визначення значень в інших точках факторного простору.

Будь-який коефіцієнт рівняння регресії  $b_j$  визначається скалярним добутком стовпця  $Y$  на відповідний стовпець  $x_j$ , віднесеним до дослідів в матриці планування  $N$  [208]

$$b_j = \sum_{i=1}^N x_{ji} y_i / N \quad (9.24)$$

Для ПФЕ типу  $2^3$  коефіцієнти взаємодії визначаються таким чином:

$$b_{12} = \frac{\sum_{i=1}^N (x_1 x_2)_i y_i}{N}, \quad b_{13} = \frac{\sum_{i=1}^N (x_1 x_3)_i y_i}{N}, \quad b_{23} = \frac{\sum_{i=1}^N (x_2 x_3)_i y_i}{N}, \quad b_{123} = \frac{\sum_{i=1}^N (x_1 x_2 x_3)_i y_i}{N} \quad (9.25)$$

Для перевірки значущості коефіцієнтів регресії необхідно поставити додаткові паралельні досліди для визначення дисперсії відтворюваності.

Оскільки матриця повного факторного експерименту є діагональною, то коефіцієнти регресії не корельовані між собою, отже, значущість для кожного коефіцієнта окремо можна перевіряти по критерію Стюдента. При цьому виключення з рівняння регресії незначущого коефіцієнта не позначиться на

решті коефіцієнтів. Величини коефіцієнтів рівняння регресії характеризують внесок кожного чинника у величину  $y$ . Виходячи з рівності діагональних елементів матриці між собою, всі коефіцієнти рівнянь визначаються з однаковою точністю:

$$s_{bj} = \frac{S_{AD}}{\sqrt{N}} \quad (9.26)$$

Оскільки паралельні досліди проводяться в центрі плану, то дисперсія відтворюваності  $S_{AD}$  визначається по наступній формулі:

$$S_{AD}^2 = \frac{\sum_{u=1}^{NN} (y_u^0 - \bar{y}^0)^2}{NN} \quad (9.27)$$

де  $NN$  – кількість паралельних дослідів;

$\bar{y}^0$  – середнє значення величин  $y$ , отриманих при паралельних дослідах;

$y_u^0$  – значення, отримані при постановці кожного з додаткових дослідів в центрі плану.

Розрахункове значення критерію Стюдента визначимо по формулі:

$$t_j = \frac{|b_j|}{s_{bj}} \quad (9.28)$$

Набуте значення критерію Стюдента порівнювалося з табличним значенням для відповідного рівня значущості. Якщо розрахункове значення довірчого інтервалу менше табличного, то дані коефіцієнти при роботі з моделлю виключаються з рівняння регресії.

Після обробки отриманих експериментальних даних результуюче рівняння регресії для кривої, радіусом 750 м виглядає таким чином

$$y = 3,648 + 0,338 \cdot x_1 + 0,738 \cdot x_2 + 0,498 \cdot x_3. \quad (9.29)$$

Після цього здійснювалася перевірка адекватності отриманого рівняння регресії з використанням критерію Фішера.

$$F = \frac{S_{AD}^2}{S_y^2}, \quad (9.30)$$

де  $S_{AD2}$  – залишкова дисперсія, яка розраховується по формулі:

$$S_o^2 = \frac{m}{N-l} \cdot \sum_{i=1}^N (\tilde{y}_i - \hat{y})^2, \quad (9.31)$$

де  $l$  – число значущих коефіцієнтів в рівнянні регресії;

$m$  – число дослідів в кожному експерименті;

$\tilde{y}$  – значення параметра, що вивчається, обчислене по рівнянню регресії із значущими коефіцієнтами для  $j$ -ого експерименту;

$\hat{y}$  – значення вихідний змінної, отримане по рівнянню регресії.

В ході обчислень отримано, що при рівні значущості  $\alpha = 0,05$  та числах ступенів свободи  $f_1 = N - l = 8 - 4 = 4$  и  $f_2 = 8 \cdot 2 = 16$  по таблиці критичних точок розподілу Фішера  $F_{кр} = 3,1$ . Розрахункове значення цього критерію  $F_{эм} = 74$ , що свідчить про неадекватність отриманого рівняння регресії і неможливості використання ПФЕ для подальших експериментальних досліджень опору руху моделі візка за допомогою лінійних залежностей.

### 9.3.2 Результати композиційного планування експерименту

Оскільки процес експерименту не вдалося описати лінійними регресійними залежностями, для підвищення точності опису слід використовувати

математичні моделі вищого порядку. Подібна стратегія приводить до необхідності застосування ортогонального композиційного планування експерименту [208, 209, 210]. Для цього необхідне, з урахуванням результатів повного факторного експерименту, проведення дослідів в додаткових точках, відповідних ортогональному плану. Отримувана в результаті математична модель другого порядку дозволяє описати складніші зміни функції відгуку.

Для опису поверхні відгуку поліномами другого порядку незалежні чинники повинні приймати не менше трьох різних значень.

З метою скорочення числа дослідів використовувалися композиційні (послідовні) плани. Відомо [205, 207], що композиційний план складається з експериментів ПФЕ  $2^k$  ( $k \leq 5$ ), до яких додають експеримент в центрі плану і в  $2k$  зоряних точках, розташованих на осях фіктивного простору, координати яких:  $(\pm \alpha, 0, \dots, 0)$ ,  $(0, \pm \alpha, 0, \dots, 0)$ , ...,  $(0, \dots, 0, \pm \alpha)$ , де  $\alpha$  – відстань від центру плану до зоряної точки – «зоряне плече». Загальна кількість дослідів розраховувалася по формулі:

$$N = N_0 + 2k + n_0, \quad (9.32)$$

де  $n_0$  – кількість дослідів в центрі плану;

$2k$  – число чинників;

$N_0$  – число дослідів повного факторного експерименту  $2k$ .

Композиційний план експерименту приводився до ортогонального шляхом вибору зоряного плеча  $\alpha$ , довжина якого розраховувалася по формулі:

$$\alpha = \sqrt{\frac{\sqrt{NN_0} - N_0}{2}}. \quad (9.33)$$

Значення «зоряного плеча» залежить від числа повних повторень експерименту в центрі плану.

Кількість точок за наслідками дослідів, що проводяться, в області планування рівна  $N = 8 + 2 \cdot 3 + 1 = 15$ . Значення «зоряного плеча» рівне  $\alpha = \pm 1.21$ . Загальний вид рівняння регресії для трьохфакторного експерименту має наступний вигляд (математична модель другого порядку) [179]:

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_3 \cdot x_3 + b_{11} \cdot x_1^2 + b_{22} \cdot x_2^2 + b_{33} \cdot x_3^2 + b_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + b_{13} \cdot x_1 \cdot x_3 + b_{23} \cdot x_2 \cdot x_3 \quad (9.34)$$

Коефіцієнти рівняння розраховувалися по формулах

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{\sum(x_1 y)}{10.94}, \quad b_2 = \frac{\sum(x_2 y)}{10.94}, \quad b_3 = \frac{\sum(x_3 y)}{10.94}, \\ b_{11} &= \frac{\sum((x_1')^2 y)}{4.34}, \quad b_{22} = \frac{\sum((x_2')^2 y)}{4.34}, \quad b_{33} = \frac{\sum((x_3')^2 y)}{4.34}, \\ b_{12} &= \frac{\sum(x_1 x_2 y)}{8}, \quad b_{13} = \frac{\sum(x_1 x_3 y)}{8}, \quad b_{23} = \frac{\sum(x_2 x_3 y)}{8}, \\ b_0 &= \frac{\sum(x_0 y)}{15} - 0.73 \cdot (b_{11} + b_{22} + b_{33}) \end{aligned} \quad (9.35)$$

Перевірка значущості коефіцієнтів та адекватність рівняння оцінювалася по формулах (9.26-9.28, 9.30, 9.31).

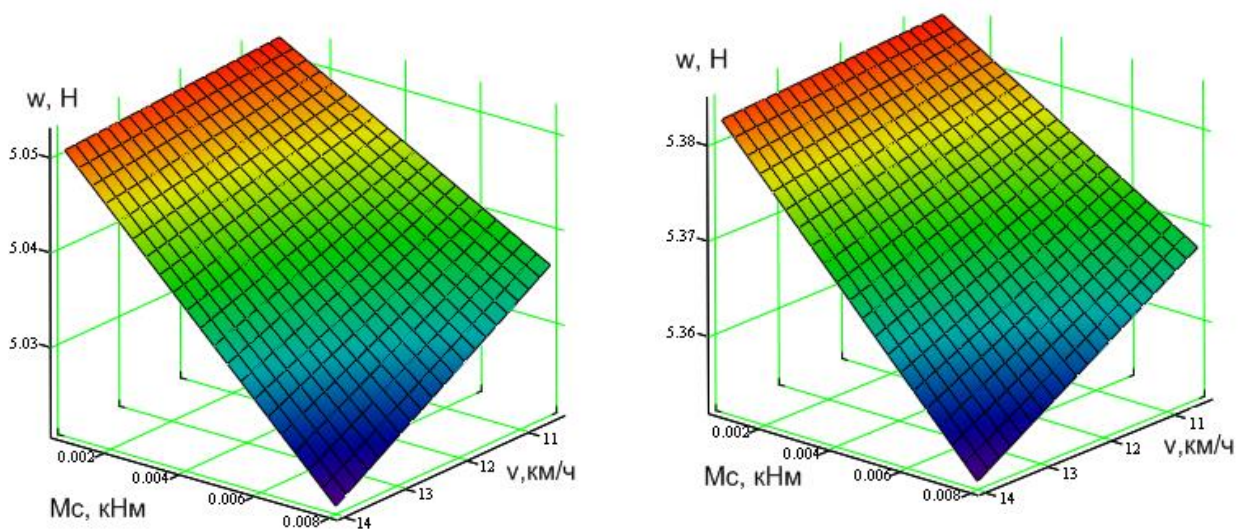
Після перевірки значущості коефіцієнтів і перетворення рівняння з кодової форми в природну, результуюче рівняння регресії для випадку руху моделі візка в кривій радіусом 750 м виглядає таким чином:

$$y = 3.911 + 0.459 \cdot Q + 0.18 \cdot Q^2 - 0.356 \cdot Mc^2 + 0.268 \cdot v \cdot Mc - 0.208 \cdot Q \cdot Mc. \quad (9.36)$$

По заданому рівню значущості  $\alpha = 0,05$  і числам ступенів свободи  $f_1 = 6$  та

$f_2 = 2$  з таблиці критичних точок розподілу Фішера знаходимо  $F_{кр} = 19.33$ . Емпіричне значення, отримане для функції (9.36), складає  $F_{емп} = 6.56$  і не перевищує критичне, отже, отримане рівняння регресії адекватне.

Залежність сили опору руху моделі візка з колесами ПКС від розглянутих вище чинників в кривій ділянці колії радіусом 750 м представлена на графіках (рис. 9.24...9.26). Так, порівнюючи графіки на рис. 9.24-а та 9.24-б видно, що із збільшенням осьового навантаження величина сили опору також збільшується.



а) осьове навантаження  $q = 1.55$  кН

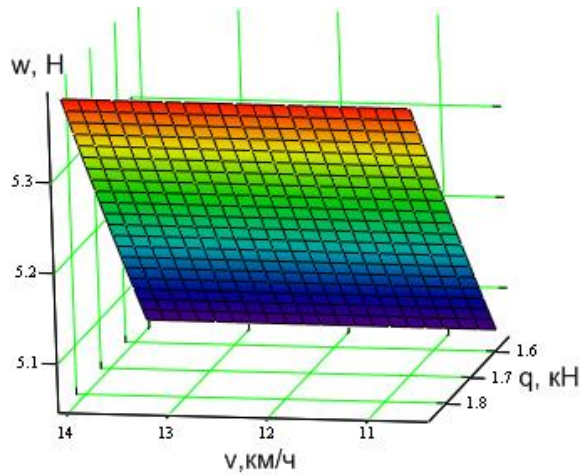
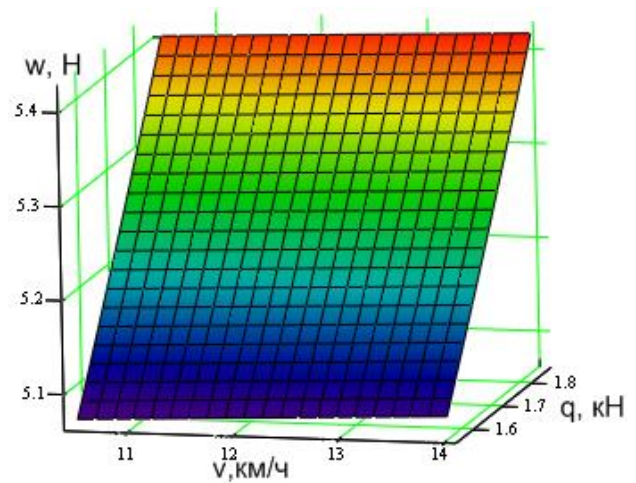
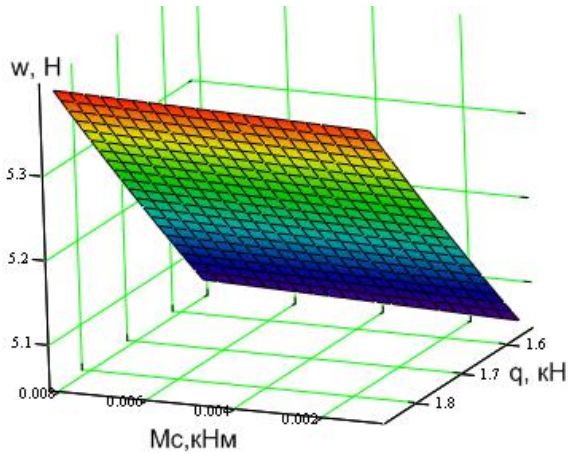
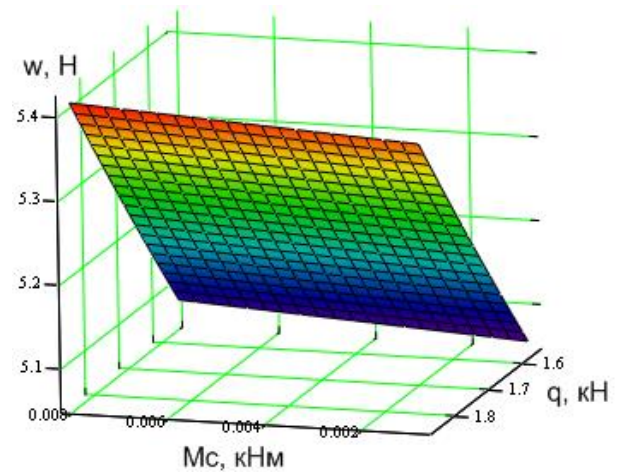
б) осьове навантаження  $q = 1.86$  кН

Рисунок 9.24 – Графіки залежності  $W = f(v, M_c)$  (крива  $R = 750$  м)

На графіках рис. 9.25-а и 9.25-б видно характер залежності  $W = f(v, q)$ . Очевидно, що менші величини сили опору руху моделі візка з колесами ПКС спостерігаються при мінімальних значеннях моменту опору  $M_c$ .

Подібна залежність спостерігається і при аналізі графіків 9.26-а та 9.26-б, де також спостерігається пропорційність величини сили опору руху моделі візка зміні її швидкості руху.

Аналогічно обчислені рівняння регресії для кривих радіусом 350 м і 1200 м. Перевірка значущості коефіцієнтів і адекватність рівняння також оцінювалася по формулах (9.26-9.28, 9.30, 9.31).

а)  $M_c = 0.8$  Нмб)  $M_c = 8$  НмРисунок 9.25 – Графіки залежності  $W = f(v, q)$  (крива  $R = 750$  м)а)  $v = 10.8$  км/ча)  $v = 14.4$  км/чРисунок 9.26 – Графіки залежності  $W = f(q, M_c)$  (крива  $R = 750$  м)

Для випадку руху моделі візка в кривій радіусом 350 м після перевірки значущості коефіцієнтів і перетворення рівняння з кодованої форми в природну, результуюче рівняння регресії виглядає таким чином:

$$y = 5.571 + 0.199 \cdot Q + 0.315 \cdot v + 0.108 \cdot M_c + 0.099 \cdot M_c^2 \quad (9.37)$$

По заданому рівню значущості  $\alpha = 0,05$  і числам ступенів свободи  $f_1 = 5$  та  $f_2 = 2$  з таблиці критичних точок розподілу Фішера знаходимо  $F_{\alpha} = 19.3$ .

Емпіричне значення, отримане для функції (9.37), складає  $F_{\hat{y}i} = 0.38$  і не перевищує критичне, отже, отримане рівняння регресії адекватне.

Розрахована залежність сили опору руху моделі візка з колесами ПКС від розглянутих вище чинників в кривій ділянці колії радіусом 350

При русі моделі візка в кривій радіусом 1200 м після перевірки значущості коефіцієнтів і перетворення рівняння з кодової форми в природну, результуюче рівняння регресії виглядає таким чином:

$$y = 1.256 + 0.029 \cdot Q + 0.088 \cdot v + 0.041 \cdot Mc \quad (9.38)$$

По заданому рівню значущості  $\alpha = 0,05$  і числам ступенів свободи  $f_1 = 4$  та  $f_2 = 2$  з таблиці критичних точок розподілу Фішера знаходимо  $F_{\hat{e}\hat{o}} = 19.3$ . Емпіричне значення, отримане для функції (9.38), складає  $F_{\hat{y}i} = 0.22$  і не перевищує критичне, отже, отримане рівняння регресії адекватне.

Розрахована залежність сили опору руху моделі візка з колесами ПКС від розглянутих вище чинників в кривій ділянці колії радіусом 1200 м.

Аналогічно описаному вище проведені експериментальні дослідження опору руху моделі візка рейкового екіпажа з колесами ПКС в прямій ділянці колії із застосуванням методу композиційного планування експерименту. Граничні значення варійованих змінних для прямої ділянки колії також бралися з таблиці. 9.3. Перевірка значущості коефіцієнтів і адекватність рівняння оцінювалася по формулах (9.26-9.28, 9.30, 9.31). Результуюче рівняння регресії для цього варіанту отримане в наступному вигляді:

$$y = 0.143 + 0.006 \cdot v + 0.013 \cdot Q + 0.02 \cdot Q^2 - 0.025 \cdot Mc^2 - 0.022 \cdot Q \cdot Mc. \quad (9.39)$$

По заданому рівню значущості  $\alpha = 0,05$  і числам ступенів свободи  $f_1 = 6$  та  $f_2 = 2$  з таблиці критичних точок розподілу Фішера знаходимо  $F_{kp} = 19.33$ . Емпіричне значення, отримане для функції (9.39),  $F_{\hat{z}mn} = 4.54$  - не перевищує

критичне, отже, отримане рівняння регресії адекватне.

Також розрахована залежність сили опору руху моделі візка з колесами ПКС від розглянутих вище чинників по прямій ділянці колії

### **9.3.3 Результати експериментальних досліджень опору руху моделі візка рейкового екіпажа з колесами ТКС**

Для підтвердження теоретично встановленої ефективності застосування коліс ПКС у ходовій частині рейкового екіпажу по представленому в п. 9.3.2 алгоритму дій, проведені експериментальні дослідження за визначенням опору руху моделі візка рейкового екіпажа з колесами ТКС.

Особливістю цих експериментів є розгляд впливу на величину сили опору руху моделі візка рейкового екіпажа тільки 2 чинників: швидкості руху  $V$  та осьового навантаження (умовно - навантажений/порожній стан)  $Q$ , оскільки, виходячи з конструкційних особливостей коліс ТКС, величини моментів опору  $M_c$  не піддаються варіюванню. Тому граничні значення варійованих перемінних при моделюванні руху візка з колесами ТКС, які узяті з таблиці 9.3, представлені першими двома чинниками.

Розраховані величини вихідних значень опору руху моделі візка, отриманих в ході цих експериментальних досліджень.

Дослідження проведені з використанням ортогонального композиційного планування експерименту [205, 210, 211]. Кількість точок дослідів, що проводяться, в області планування (9.31) рівна  $N=4+2\cdot 2+1=9$ . Значення «зоряного плеча» (9.32) рівно  $\alpha=\pm 1$ .

Загальний вид рівняння регресії для двохфакторного експерименту має наступний вигляд (математична модель другого порядку) [204, 205]:

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_{11} \cdot x_1^2 + b_{22} \cdot x_2^2 + b_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 \quad (9.40)$$

Коефіцієнти рівняння розраховувалися по формулах:

$$b_1 = \frac{\sum(x_1 y)}{6}, \quad b_2 = \frac{\sum(x_2 y)}{6}, \quad b_{11} = \frac{\sum((x_1')^2 y)}{2}, \quad b_{22} = \frac{\sum((x_2')^2 y)}{2}, \quad (9.41)$$

$$b_{12} = \frac{\sum(x_1 x_2 y)}{4}, \quad b_0 = \frac{\sum(x_0 y)}{9} - 0.67 \cdot (b_{11} + b_{22})$$

Перевірка значущості коефіцієнтів і адекватність рівняння оцінювалася по формулах (9.26-9.28, 9.30, 9.31). Результуюче рівняння регресії для випадку руху моделі візка в прямій ділянці колії виглядає таким чином:

$$y = 0.28 + 0.15 \cdot Q + 0.004 \cdot v + 0.005 \cdot Q^2 + 0.015 \cdot v \cdot Q. \quad (9.42)$$

По заданому рівню значущості  $\alpha = 0,05$  та числам ступенів свободи  $f_1 = 5$  та  $f_2 = 1$  з таблиці критичних точок розподілу Фішера  $F_{\alpha} = 233.99$ . Емпіричне значення, отримане для функції (9.42),  $F_{y\hat{y}} = 0.5$  - не перевищує критичне, отже, отримане рівняння регресії адекватне.

Обробка результатів експериментальних досліджень опору руху моделі візка рейкового екіпажа з колесами традиційної конструктивної схеми при русі в кривих ділянках колії радіусом 350, 750 і 1200 м також здійснювалася по вищеописаному алгоритму.

Коефіцієнти рівняння регресії розраховувалися по залежностях (9.34). Перевірка значущості коефіцієнтів і адекватності рівняння регресії оцінювалася по формулах (9.19-9.21, 9.23, 9.24).

Результуюче рівняння регресії для випадку руху моделі візка в кривій радіусом 350 м виглядає таким чином:

$$y = 6.449 + 0.716 \cdot Q + 0.267 \cdot v - 0.299 \cdot Q^2 + 0.113 \cdot v \cdot Q \quad (9.43)$$

По заданому рівню значущості  $\alpha = 0,05$  і числам ступенів свободи  $f_1 = 5$  та  $f_2 = 1$  з таблиці критичних точок розподілу Фішера  $F_{\alpha} = 230.16$ . Емпіричне значення, отримане для функції (9.43),  $F_{\text{фi}} = 0.27$  - не перевищує критичне, отже, отримане рівняння регресії адекватне.

Розрахована залежність опору руху моделі візка з типовими колесами від швидкості руху і осьового навантаження для кривої радіусом 350 м.

Результуюче рівняння регресії для випадку руху моделі візка в кривій радіусом 750 м виглядає таким чином:

$$y = 5.267 + 0.209 \cdot Q + 0.167 \cdot v - 0.092 \cdot Q^2. \quad (9.44)$$

По заданому рівню значущості  $\alpha = 0,05$  і числам ступенів свободи  $f_1 = 4$  та  $f_2 = 1$  з таблиці критичних точок розподілу Фішера  $F_{\alpha} = 230.16$ . Емпіричне значення, отримане для функції (9.44),  $F_{\text{фi}} = 0.15$  - не перевищує критичне, отже, отримане рівняння регресії адекватне.

Розрахована залежність опору руху моделі візка з колесами ТКС від швидкості руху і осьового навантаження для кривої радіусом 750 м.

Результуюче рівняння регресії для випадку руху моделі візка в кривій радіусом 1200 м виглядає таким чином:

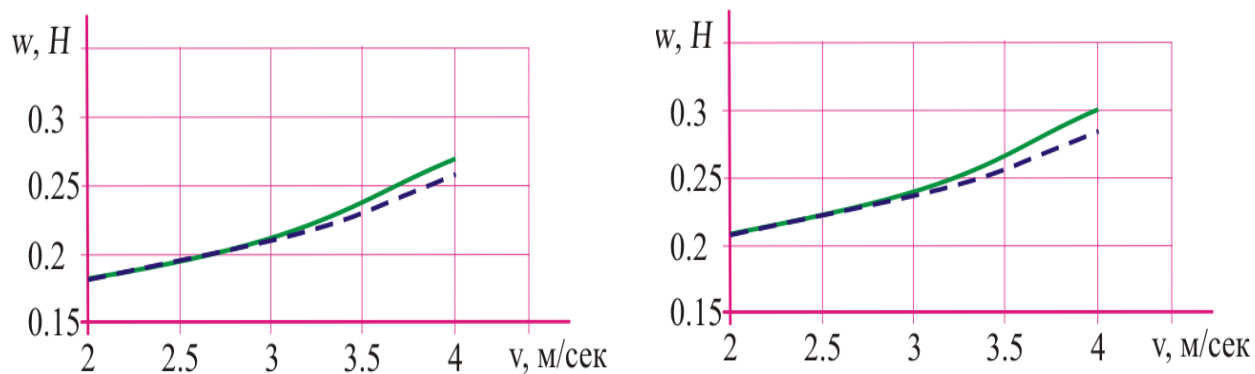
$$y = 1.808 + 0.08 \cdot Q + 0.062 \cdot v + 0.006 \cdot v^2 \quad (9.45)$$

По заданому рівню значущості  $\alpha = 0,05$  і числам ступенів свободи  $f_1 = 4$  та  $f_2 = 1$  з таблиці критичних точок розподілу Фішера  $F_{\alpha} = 224.58$ . Емпіричне значення, отримане для функції (9.45),  $F_{\text{фi}} = 0.17$  - не перевищує критичне, отже, отримане рівняння регресії адекватне.

Розрахована залежність опору руху моделі візка з колесами ТКС від швидкості руху і осьового навантаження для кривої радіусом 350 м.

Таким чином, отримані рівняння регресії дозволяють визначати загальний характер залежності величини опору руху моделей рейкових екіпажів від зміни величин осьових навантажень, швидкості руху і моментів опору у вузлах сполучення коліс і гребенів, і оцінити ефективність використання коліс різних конструктивних схем для зменшення опору руху рейкового екіпажа.

Оскільки порівняльний аналіз представлених тривимірними поверхнями експериментальних даних є заважким, на рис. 9.27...9.30 представлені також деякі експериментальні результати у вигляді двомірних залежностей опору руху моделі візка від даних впливаючих чинників. Ці графіки побудовані на основі наведених вище регресійних залежностей. Так, на рис. 9.27 показані залежності опору руху моделі візка в прямій ділянці колії від швидкості руху для двох значень її осьового навантаження (умовно - навантажений та порожній стан вагону). Характер приведених на рис. 9.27-а та 9.27-б залежностей схожий, відмінність лише в кількісних характеристиках. Це узгоджується з відомими даними про залежність опору руху рейкового екіпажа від осьового навантаження.



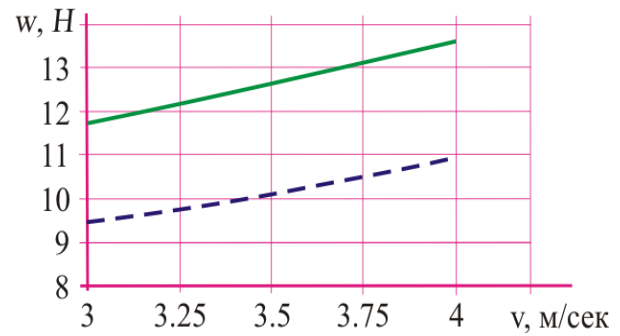
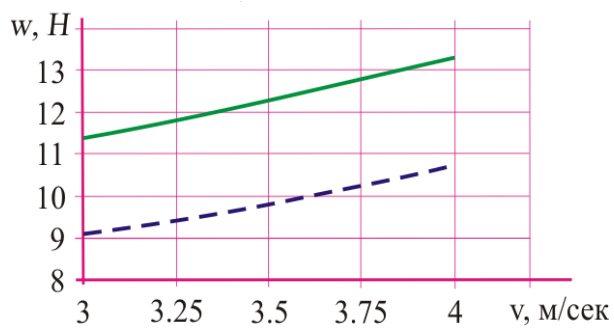
а) осьове навантаження  $q = 1.55$  кН

б) осьове навантаження  $q = 1.86$  кН

— візок з колесами ТКС

- - - - - візок з колесами ПКС

Рисунок 9.27 – Залежність опору руху моделі візка від швидкості руху в прямій ділянці колії

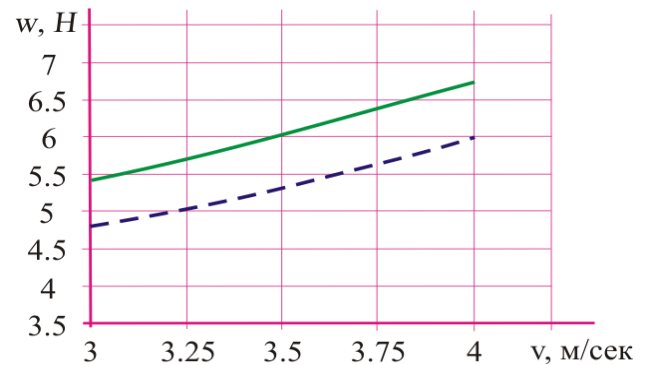
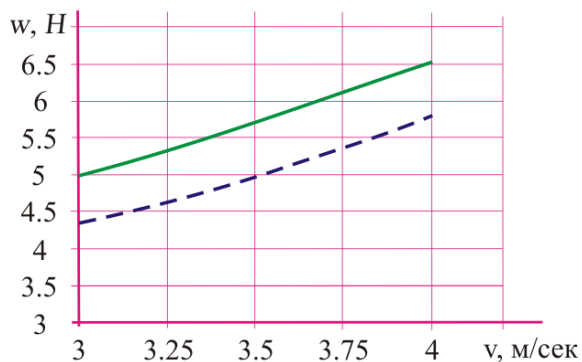
а) осьове навантаження  $q = 1.55$  кНб) осьове навантаження  $q = 1.86$  кН

— візок з колесами ТКС;

- - - - - візок з колесами ПКС.

Рисунок 9.28 – Залежність опору руху моделі візка від швидкості руху в кривій ділянці колії радіусом 350 м

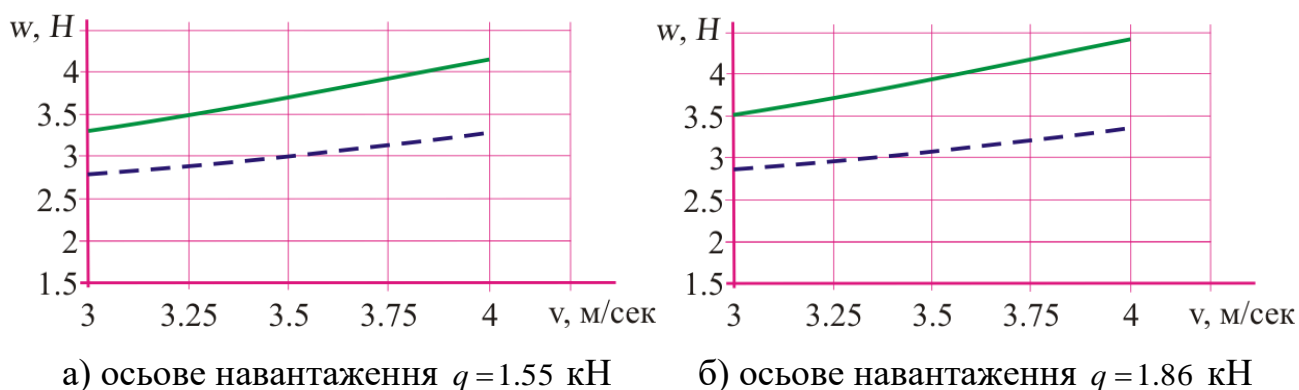
На малих і середніх швидкостях руху зниження опору руху моделі візка з колесами ПКС практично непомітно, що, очевидно може бути пояснено відсутністю на цих режимах інтенсивних коливань виляння візка і контакту гребенів коліс з бічними гранями голівок рейок. На більш високих швидкостях при збільшенні амплітуди виляння колісних пар візка і виникнення контакту гребенів коліс з бічними гранями головок рейок в прямій ділянці колії вказане зниження може досягати, наприклад, для швидкості 4 м/с порядку 4...7 %.

а) осьове навантаження  $q = 1.55$  кНб) осьове навантаження  $q = 1.86$  кН

— візок з колесами ТКС;

- - - - - візок з колесами ПКС.

Рисунок 9.29 – Залежність опору руху моделі візка від швидкості руху в кривій ділянці колії радіусом 750 м



а) осьове навантаження  $q = 1.55$  кН

б) осьове навантаження  $q = 1.86$  кН

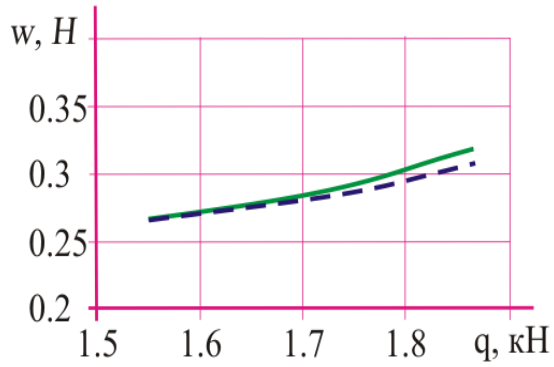
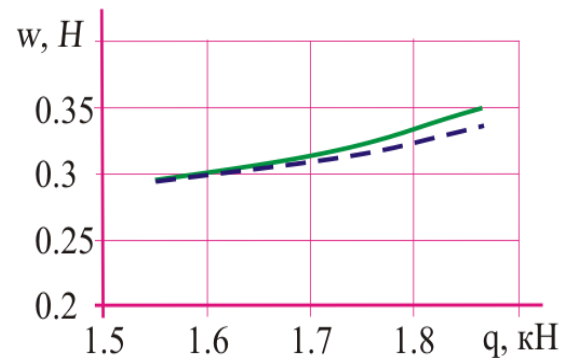
— візок з колесами ТКС;

- - - - - візок з колесами ПКС.

Рисунок 9.30 – Залежність опору руху моделі візка від швидкості руху в кривій ділянці колії радіусом 1200 м

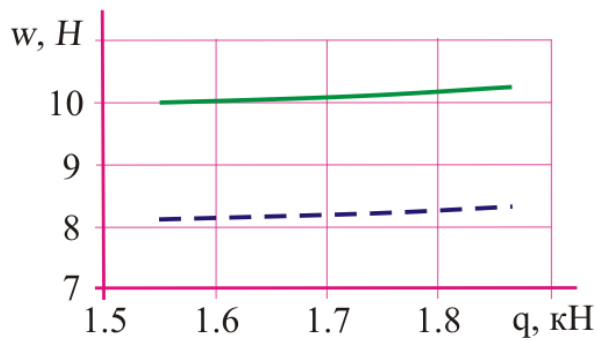
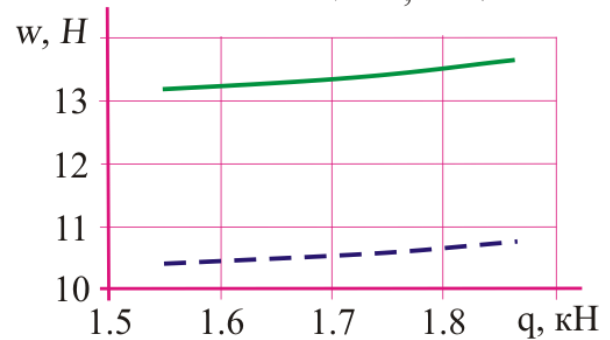
Залежності, показані на рис. 9.28...9.30 демонструють значення опору руху моделі візка в кривій радіусами 350, 750 і 1200 м від швидкості руху також для двох значень осьового навантаження. Помітно, що при постійному контакті гребенів набігаючих коліс з рейками, який має місце при цьому режимі руху, ефект зменшення опору руху моделі візка помітніший і складає для кривої радіусами 350, 750 і 1200 м 15...18%, 8...12% і 7...10% відповідно [211].

На рис. 9.31...9.34 представлені залежності опору руху моделі візка в прямій ділянці колії і в кривій радіусами 350, 750 і 1200 м від осьового навантаження для двох фіксованих значень швидкості руху.

а) швидкість руху  $v = 3$  м/сб) швидкість руху  $v = 4$  м/с

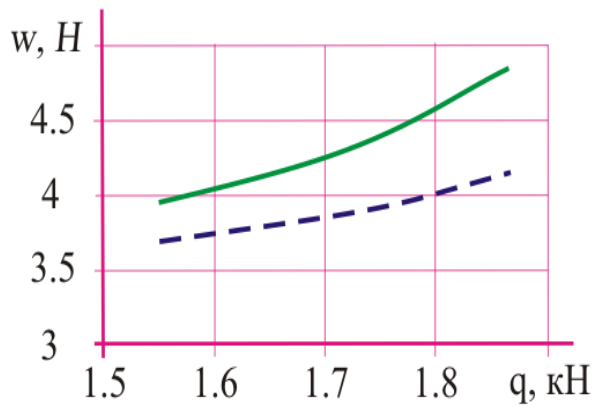
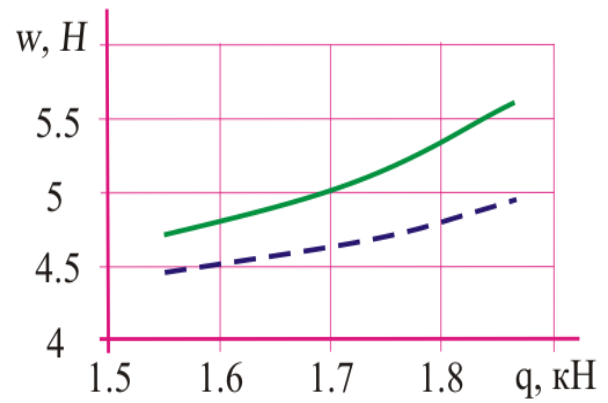
— візок з колесами ТКС;  
 - - - - - візок з колесами ПКС.

Рисунок 9.31 – Залежність опору руху моделі візка від осьового навантаження в прямій ділянці колії

а) швидкість руху  $v = 3$  м/сб) швидкість руху  $v = 4$  м/с

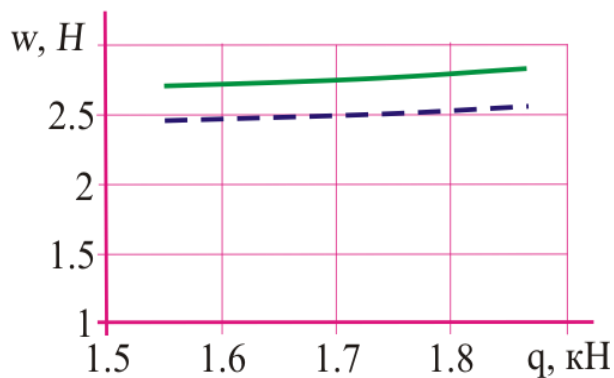
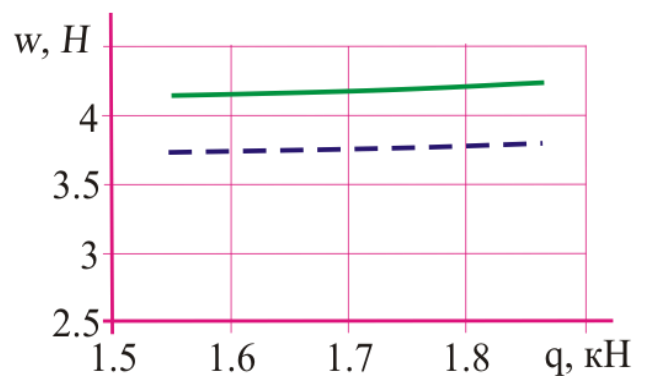
— візок з колесами ТКС;  
 - - - - - візок з колесами ПКС.

Рисунок 9.32 – Залежність опору руху моделі візка від осьового навантаження для кривої ділянки колії радіусом 350 м

а) швидкість руху  $v=3$  м/сб) швидкість руху  $v=4$  м/с

— візок з колесами ТКС;  
 - - - - - візок з колесами ПКС.

Рисунок 9.33 – Залежність опору руху моделі візка від осьового навантаження для кривої ділянки колії радіусом 750 м

а) швидкість руху  $v=3$  м/сб) швидкість руху  $v=4$  м/с

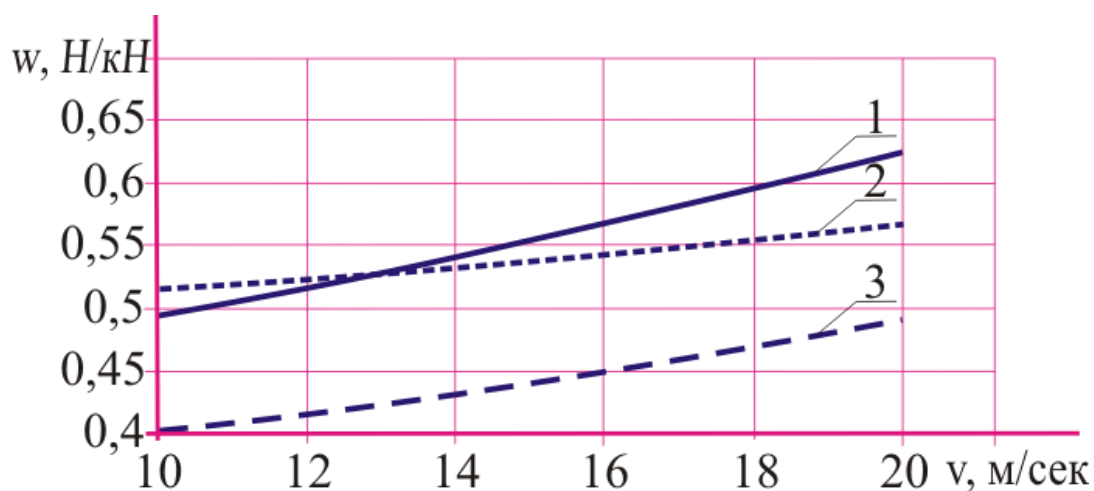
— візок з колесами ТКС;  
 - - - - - візок з колесами ПКС.

Рисунок 9.34 – Залежність опору руху моделі візка від осьового навантаження для кривої ділянки колії радіусом 1200 м

Аналіз графіків рис. 9.31...9.34, побудованих по отриманих рівняннях регресії, дозволяє стверджувати, що при меншому осьовому навантаженні різниця між значеннями опору руху моделі візка з колесами ТКС і ПКС у прямій ділянці колії на малих і середніх швидкостях відсутній, а на вищих швидкостях складає 2...4 %. При русі моделі візка в кривій радіусами 350, 750

и 1200 м ефект від використання коліс ПКС досягає 17...20 %, 7...12 % и 5...10% відповідно.

Для визначення адекватності результатів проведених експериментів здійснювалося порівняння отриманих дослідних даних з розрахунковими даними ПТР. Деякі результати цього порівняння показані на рис. 9.35, де для прикладу узятий рух візка в кривій радіусом 750 м.



1 – величини питомого опору руху для візка із стандартною базою і колесами ТКС, отримані по формулах ПТР

2 – величини питомого опору руху для візка із стандартною базою і колесами ТКС

3 – величини питомого опору руху для візка із стандартною базою і колесами ПКС

Рисунок 9.35 – Залежності питомого опору руху візків від швидкості в кривій 750 м

Суцільною лінією на цьому рисунку показані дані залежності питомого опору візка пасажирського вагону від швидкості руху, розраховані по формулах ПТР. При цьому було враховано, що емпіричні формули ПТР дають можливість визначення опору руху цілого вагону, а експерименти на стендовій установці проводилися з окремим візком. Крім того, при проведенні стендових випробувань не повністю відтворювалися умови реальної експлуатації, що впливають на опір руху екіпажа – були відсутні аеродинамічна складова опору руху і складова розсіювання енергії в ресорному підвішуванні вагону.

Тому, для діставання можливості зіставлення розрахункових значень ПТР і отриманих в експериментах даних, з розрахункових по ПТР значень величин питомого опору руху вагону віднімалися розрахункові величини аеродинамічної складової опору руху і складовій розсіювання енергії в ресорному підвішуванні вагону. Отримані в результаті величини питомого опору руху перераховувалися для переходу до відповідних показників одиночного візка (див. лінія 1 на рис. 9.35).

Експериментальні значення питомого опору руху моделі візка з колесами ТКС в перерахунку на натуру показані лінією 2 на рис. 9.35. При цьому, для коректного порівняння експериментальних даних з набутих розрахункових значень ПТР враховане те, що база моделі візка в перерахунку на натуру була більша, ніж база двовісного візка пасажирського вагону. У зв'язку з цим, за допомогою математичного моделювання руху в кривій радіусом 750 м було отримано значення сил опору руху візків з подовженою та зі стандартною базою з колесами ТКС, і знайдені коефіцієнти відношення цих величин. Діапазон розкиду отриманих коефіцієнтів був порівняно невеликий і складав 1,43...1,45.

Потім з експериментальних значень опору руху моделі візка з подовженою базою з колесами ТКС шляхом їх ділення на вказані коефіцієнти, набуті відповідні значення для моделі візків зі стандартною базою, які за допомогою коефіцієнтів подібності перераховані в натурні величини і приведені до питомих значень (лінія 2 на рис. 9.35). Аналогічним чином, отримані дані для візка із стандартною базою і колесами ПКС (лінія 3 на рис. 9.35).

Аналіз графіків на рис. 9.35 показує задовільну збіжність розрахункових і експериментальних результатів.

Вищевикладені результати експериментальних досліджень в цілому дозволяють підтвердити теоретичні положення про ефективність використання коліс ПКС в екіпажних частинах рейкових транспортних засобів для зниження опору їх руху і, відповідно, пов'язаних з цим витрат на тягу поїздів.

## Висновки по розділу 9

Для проведення порівняльних випробувань моделей рейкового екіпажа з колесами різних конструктивних схем зроблена порівняльна оцінка конструкцій і характеристик відомого стендового устаткування для вивчення опору руху рейкових екіпажів, яка показала, що найбільш відповідними в цьому випадку є модельні стендові установки із замкнутим кінематичним ланцюгом і можливістю імітації руху моделі екіпажа в кривій ділянці колії за рахунок використання змінних каткових коліс.

Для проведення комплексу випробувань модернізована існуюча на кафедрі залізничного транспорту СНУ ім. В.Даля стендова установка. За допомогою теорії подібності і аналізу розмірностей виведені показники і параметри, по яких можна перейти від отриманих при моделюванні величин, до відповідних величин показників оригіналу

Оцінка величини опору руху рейкових екіпажів при використанні в їх ходовій частині коліс різних конструктивних схем, здійснювалася на основі методів теорії планування експерименту із застосуванням ортогонального композиційного планування. Вивчався рух модельного рейкового екіпажа в прямій ділянці колії і в кривих різних радіусів (350, 750 и 1200 м).

Адекватність результатів проведених експериментів здійснювалося шляхом порівняння отриманих дослідних даних з розрахунковими даними ПТР. В цілому, підсумки експериментальних досліджень підтвердили теоретичні положення про ефективність використання коліс ПКС в екіпажних частинах рейкових транспортних засобів для зниження опору їх руху.

## **10 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ КОЛІС ПКС ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ОПОРУ РУХУ РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ**

### **10.1 Техніко-економічна оцінка використання коліс ПКС**

Окрім отриманих при проведенні теоретичних і експериментальних досліджень оцінок технічної ефективності використання коліс ПКС для зменшення опору руху, визначена техніко-економічна ефективність їх використання, що складалася з розрахункових величин річного економічного ефекту від впровадження та терміну окупності витрат, необхідних для розробки і впровадження колісних пар із запропонованими колесами [212, 213, 214].

У складі одноразових витрат враховуються витрати, пов'язані з проведенням науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт, а також додаткові витрати, необхідні для виготовлення коліс ПКС.

Розрахунок і аналіз економічної ефективності впровадження колісної пари з колесами ПКС в ходовій частині чотиривісного вантажного вагону проведений на основі початкових даних для Південно-Західної залізниці, отриманих з ряду відкритих джерел [215, 216]. Початкові дані для техніко-економічної оцінки представлені в табл. 5.1.

Прибуток від впровадження коліс ПКС може бути отримана за рахунок зниження наступних експлуатаційних витрат:

- витрат на обточування гребенів коліс колісних пар;
- вартості паливно-енергетичних ресурсів на тягу поїздів;
- вартості простою вагонів в поточному відчепному ремонті;
- витрат на ремонт і утримання поточного стану рейкової колії.

Крім цього, може бути додатково вивільнена деяка кількість вагонів за рахунок зниження їх простою.

Таблиця 10.1 – Початкові дані

Показник	Позначення	Одиниця вимірювання	Величина показника
Протяжність мережі залізниць			
- ПАТ «Укрзалізниця»	$S_{уз}$	км	21640
-Південно-Західна залізниця (ПЗ Зал.)	$S_{ПЗ Зал.}$	км	4668
Вантажообіг на мережі залізниць			
- ПАТ «Укрзалізниця»	$G_{уз}$	млн.ткм	195054,4
- ПЗ Зал.	$G_{ПЗ Зал.}$	млн.ткм	46696,2
Очікуване зниження чинника зносу у кривих ділянках колії	$\Delta\Phi$		0,3
Інтенсивність зносу в прямих по відношенню до кривих ділянок колії [215]	$I$		0,25
Відношення кривих радіусом 1000 м і менше до загальної довжини залізниці	$\rho_{уд}$		0,12
Середній термін служби коліс	$t$	років	4
Термін служби осі колісної пари вагону [217]	$T_i$	років	15
Парк вантажних вагонів, експлуатованих на мережі ПАТ «Укрзалізниця» (дані 2014 г.)	$N_v$	шт	116063

Згідно представленим в [218] статистичним даним, відсоток виконаної роботи на ПЗ Зал. склав 23,9 % від загального вантажообігу на мережі залізниць ПАТ «Укрзалізниця» (дані 2014 г.). Питома кількість використовуваних при цьому вагонів

$$N_{\text{УД}}^B = N_B \cdot \frac{\Delta_{\text{ЮЗЖД}}}{100 \cdot S_{\text{ЮЗЖД}}} \cdot K_A \cdot K_{\text{ИЗБ}} \quad (10.1)$$

Частка відносного зниження зносу гребенів коліс з урахуванням прямих ділянок колії визначається по формулі

$$K_{\text{ИЗ}} = 1 - \frac{(1 - \rho_{\text{УД}}) \cdot I + \rho_{\text{УД}} \cdot \Delta \Phi}{(1 - \rho_{\text{УД}}) \cdot I + \rho_{\text{УД}}} \quad (10.2)$$

Економія від зниження витрат на обточування коліс одного вагону розраховується по формулі

$$\Pi_{\text{ПК}} = \frac{(C_{\text{ОБ}} \cdot n + C_{\text{ПЕР}} + C_{\text{НК}}) \cdot m \cdot K_{\text{ИЗ}}}{t} \quad (10.3)$$

де  $m$  – число осей;

$C_{\text{ОБ}}$  – вартість обточування коліс, грн;

$n$  – кількість обточувань за термін служби;

$C_{\text{ПЕР}}$  – вартість переформовування колісної пари, грн;

$C_{\text{НК}}$  – вартість нових коліс, грн. [219].

Економія від скорочення часу простою вагонів в ремонті

$$\Pi_{\text{ПР}} = \frac{t_{\text{ОБ}} \cdot Y \cdot e_{\text{ПР}} \cdot K_{\text{ИЗ}}}{S \cdot M_B^{\text{УД}}} \quad (10.4)$$

де  $t_{\text{ОБ}}$  – норматив простою вагону при обточуванні поверхні катання однієї колісної пари (з урахуванням часу на відчеплення вагону і викатки колісної пари, год.);

$Y$  – кількість відчеплень вагонів на ПЗ зал. унаслідок природного зносу, ваг [216].

$e_{\text{пр}}$  – вартість однієї години простою вагону, грн/год [220].

Розрахуємо кількість вивільнених вагонів за рахунок скорочення часу простою в поточному відчепному ремонті після впровадження колісних пар з колесами ПКС:

$$P_B = C_B \cdot \left[ \frac{t_{\text{об}} \cdot Y \cdot K_{\text{из}}}{T_{\text{год}} \cdot S \cdot M_B^{\text{уд}}} + \frac{\rho_{\text{уд}}}{v - \rho_{\text{уд}}} \right], \quad (10.5)$$

де  $C_B$  – середня вартість вагону, грн. [221].

$v$  – середня дільнична швидкість на ПЗ зал., км/год [220].

$T_{\text{год}}$  – кількість годин роботи (чистого руху) вагону в рік.

Величина  $T_{\text{год}}$  визначалася виходячи з отриманих по довідці від ПАТ «Укрзалізниця» даних про час обороту вагону по ПЗ зал. за 2015 рік, діб.

Кількість оборотів вагону за рік

$$T_{\text{об\_год}} = 365 / t_{\text{о\_в}}. \quad (10.6)$$

Кількість годин чистого руху вагону в рік

$$T_{\text{год}} = T_{\text{об\_год}} \cdot t_{\text{в\_ч}}, \quad (10.7)$$

де  $t_{\text{в\_ч}}$  – середній час знаходження вагону в русі, год.

Згідно даним [220, 221, 222], знайдений об'єм виконаної роботи ПЗ Зал. за 2015 рік і кількість електроенергії, витрачену на тягу поїздів у межах ПЗ Зал. [221] з питомою витратою електроенергії  $A_{\text{уд}}$ , кВт·год/10 тис. ткм брутто.

Знайдемо економію від зниження витрат на електроенергію з розрахунку на один вагон:

$$\Delta Z_{\text{ЭР/В}} = \frac{A_{\text{УД}} \cdot V \cdot 10^5 \cdot C_{\text{кВтч}} \cdot K_{\text{НУ}} \cdot \rho_{\text{УД}}}{S \cdot M_{\text{В}}^{\text{УД}}}, \quad (10.8)$$

де  $C_{\text{кВтч}}$  – вартість одного кіловат-години електроенергії на ПЗ Зал., грн./кВт·год;

$K_{\text{НУ}}$  – коефіцієнт, що відображає зменшення опору руху в кривих. Проведені раніше розрахунки показали, що зменшення опору руху за рахунок застосування коліс ПКС в середньому може складати 15%.

Загальна економія на один вагон за рахунок впровадження в ходовій частині вагону колісних пар з колесами ПКС складатиме:

$$\mathcal{E}_{\text{Общ}} = \Pi_{\text{ПК}} + \Pi_{\text{ПР}} + \Pi_{\text{В}} + \Delta Z_{\text{ЭР/В}}. \quad (10.9)$$

Розрахунок чистого дисконтованого доходу здійснювався з наступними допущеннями:

- розрахунковий період: з 2016 по 2032 рік;
- орієнтовне збільшення вартості колісної пари з колесами ПКС в порівнянні з типовою -  $\Delta C = 6000$  грн.

- значення прибутку за розрахунковий період розраховувалося шляхом обчислення середнього показника за вирахуванням витрат на НДР, ДКР і виготовлення парку колісних пар з колесами нової конструктивної схеми (2016 та 2017 рр.), тобто

$$\Pi = C \cdot O - Z, \quad (10.10)$$

де  $\Pi$  – очікуваний прибуток;

$C$  – ціна одиниці виробу;

$O$  – об'єм продукції, що виготовляється,  $O = 1000$  вагонів;

$Z$  – одноразові витрати на проведення НДР, ДКР і виготовлення парку колісних пар з колесами нової конструктивної схеми.

- коефіцієнт приведення обчислювався за формулою [222]:

$$\alpha_t = (1 + E)^{-t}, \quad (10.11)$$

де  $t$  – розрахунковий період часу;

$E$  – норма дисконту ( $E = 30\%$  - оптимістичний сценарій).

Чистий дисконтований дохід за розрахунковий період отриманий в розмірі  $E = 14,85$  млн. грн., що в перерахунку на один вагон складає  $\Delta E = 66,9$  тис. грн.

Відповідно до результатів розрахунків, як показано на рис. 10.1, термін окупності проекту складе  $T_{OK} = 4$  роки 1 місяць.

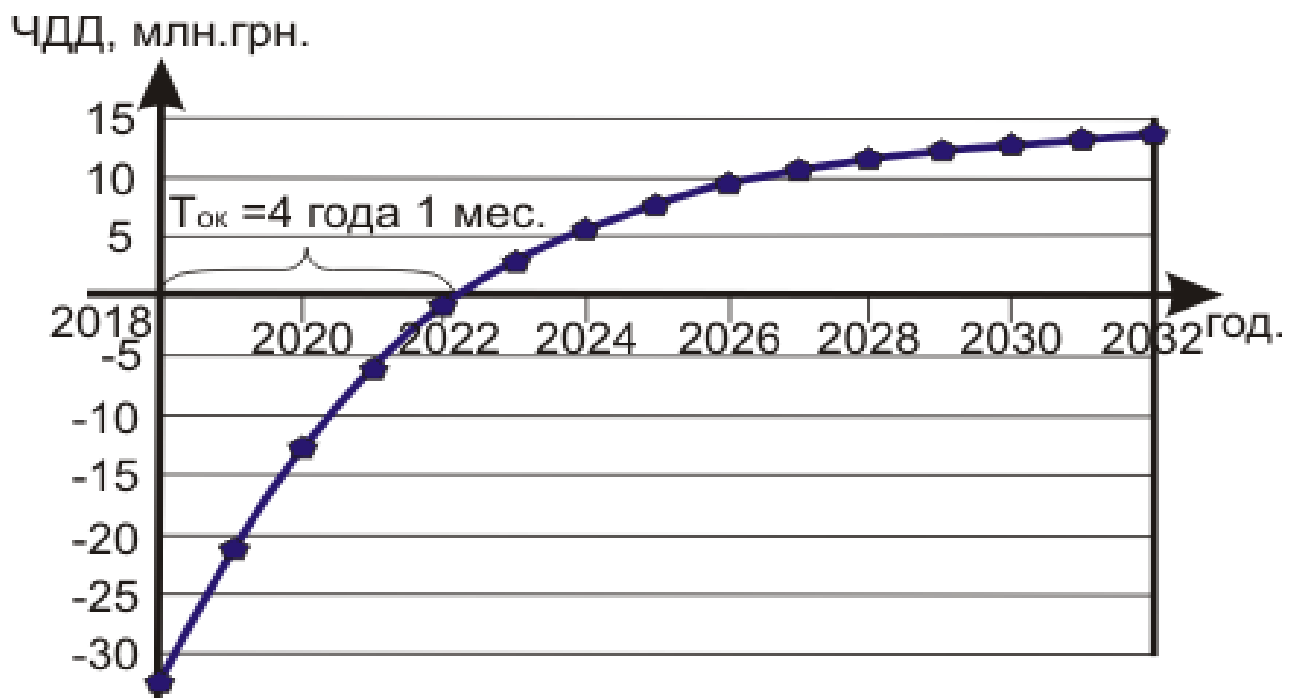


Рисунок 10.1 – Чистий дисконтований дохід від впровадження колісних пар з колесами ПКС

## 10.2 Дослідження напружено-деформованого стану запропонованих конструкцій коліс

На основі отриманих результатів теоретичних і експериментальних досліджень на основі консультацій і пропозицій фахівців в області рейкового транспорту з урахуванням існуючих вимог та Норм [223, 224] розроблений ряд конструктивних рішень коліс, особливість яких полягає в можливості диференційного обертання гребеня і опорної поверхні кочення. Схеми запропонованих конструктивних рішень коліс представлені на рис. 10.2.

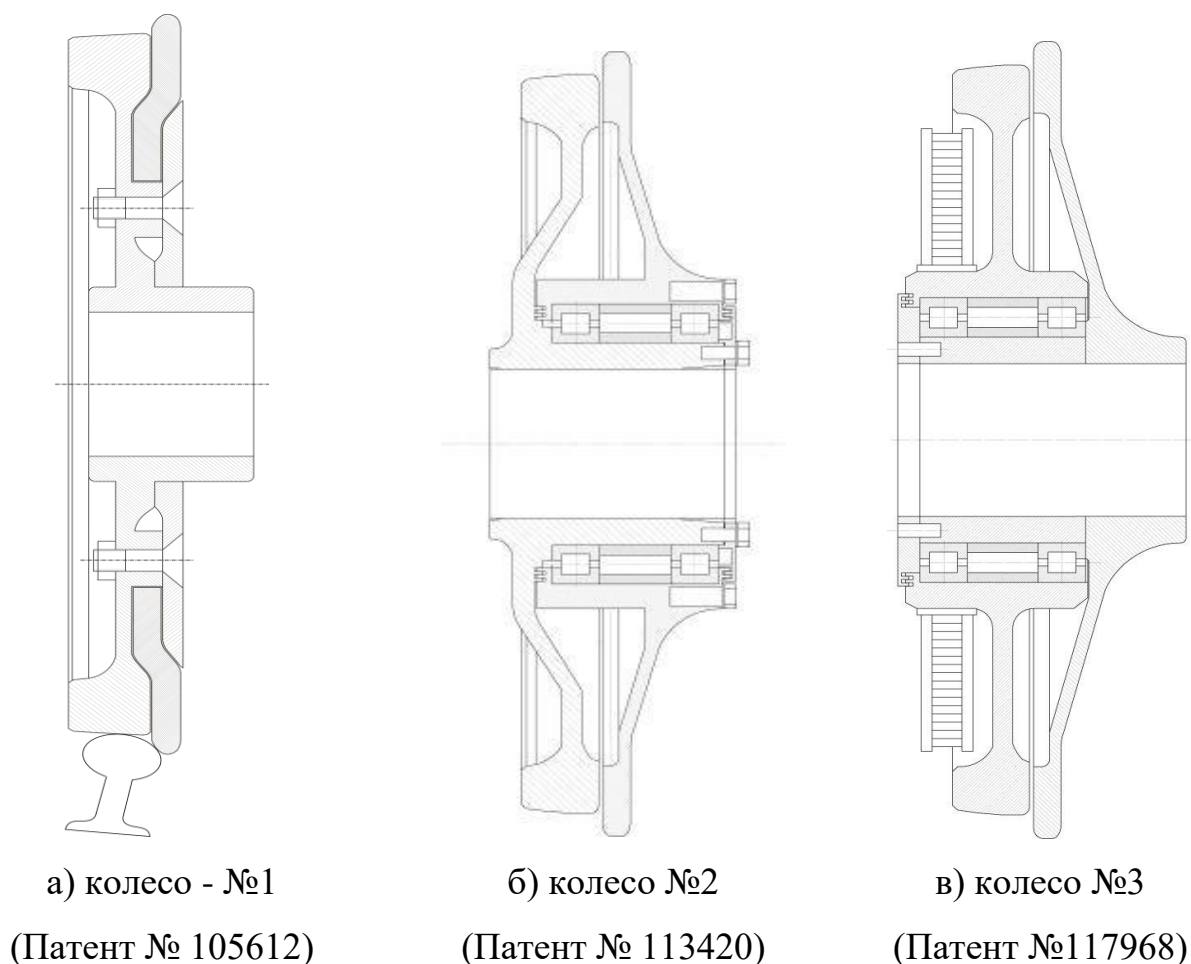


Рисунок 10.2 – Конструктивні рішення коліс

Для оцінки міцності коліс на стадії проектування використовують розрахункові методи аналізу їх напружено-деформованого стану. Для

вирішення завдань подібного плану, які пов'язані з визначенням тривимірного розподілу напруги і деформацій в тілі досліджуваних коліс, у роботі використовується метод кінцевих елементів (МКЕ), який є чисельним методом вирішення краєвих задач [219, 225, 226].

Із зростанням потужності комп'ютерної техніки, МКЕ отримує все більшу поширеність. Перевагою його в порівнянні з класичними методами, є можливість розрахунку тензорів переміщень, напруги і деформацій для тіл, що мають складну геометричну форму. Крім того, метод дозволяє локально збільшувати точність розрахунку в місцях, що представляють інтерес для дослідника.

При вирішенні контактних задач МКЕ дозволяє виконувати розрахунки для випадків взаємодії тіл складної форми, зокрема з геометричною і фізичною нелінійністю. Згідно методики МКЕ дана область розбивається на кінцеві елементи – невеликі підобласті, форма яких допускає простий параметричний опис. Кінцеві елементи зазвичай приймають у вигляді трикутника, чотирикутника, тетраедра, гексаедра або трикутної призми, можливо з викривленими гранями і ребрами. У нашому випадку кінцеві елементи були прийняті у вигляді трикутників. У вершинах трикутних елементів сітки були призначені вузлові точки. Значення шуканих функцій у вузлах сітки позначені як невідомі, відносно них і формулюється дискретна задача.

Для побудови кінцево-елементної моделі запропонованих коліс з використанням розробленої конструкторської документації отримані відповідні 3D-моделі (рис. 10.3).

Початкові дані для обчислень були прийняті наступними:

- навантаження вертикальною силою  $N=110$  кН;
- навантаження поперечною силою  $N=90.4$  кН (схеми навантаження і закріплення коліс представлені на рис. 10.4);
- профілі досліджуваних коліс прийняті незношеними.

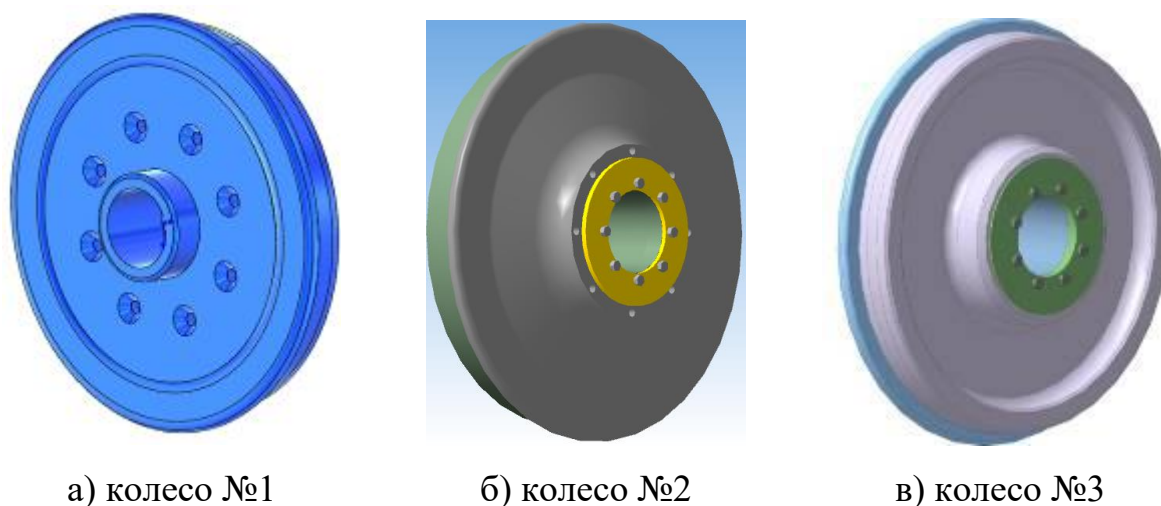


Рисунок 10.3 – 3D-моделі коліс

При проведенні статистичних розрахунків прийняті наступні ідеалізації. Матеріал, з якого виготовлена деталь, вважається за однорідний. У дослідженні прийняті основні характеристики матеріалу, який застосовується при виготовленні вагонних коліс традиційної конструкції, а саме колісна сталь марки 2 по ГОСТ 10791 [227].

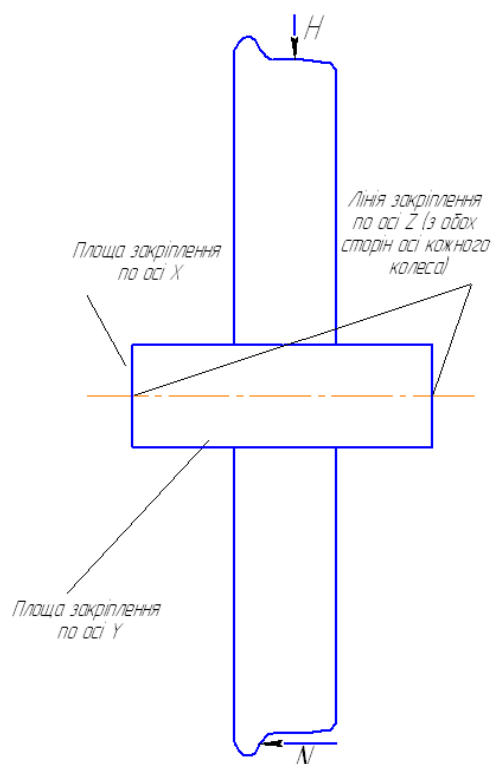


Рисунок 10.4 – Схема навантаження і закріплення коліс

### 10.2.1 Результати досліджень колеса моделі №1

При дослідженні на міцність колеса моделі №1 розроблена комбінована кінцевоелементна (КЕ) модель. Для вирішення завдання використовувалися кінцеві елементи з розмірами 30 та 6 мм (рис. 10.5). Вибір розмірів елементів виконувався з урахуванням геометричних особливостей конструкції.

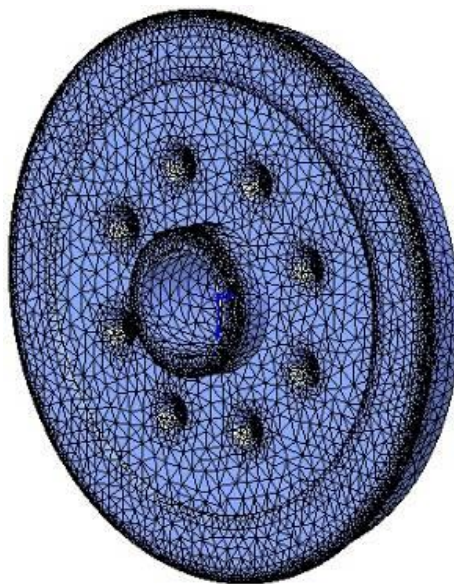


Рисунок 10.5 – КЕ модель колеса (модель №1)

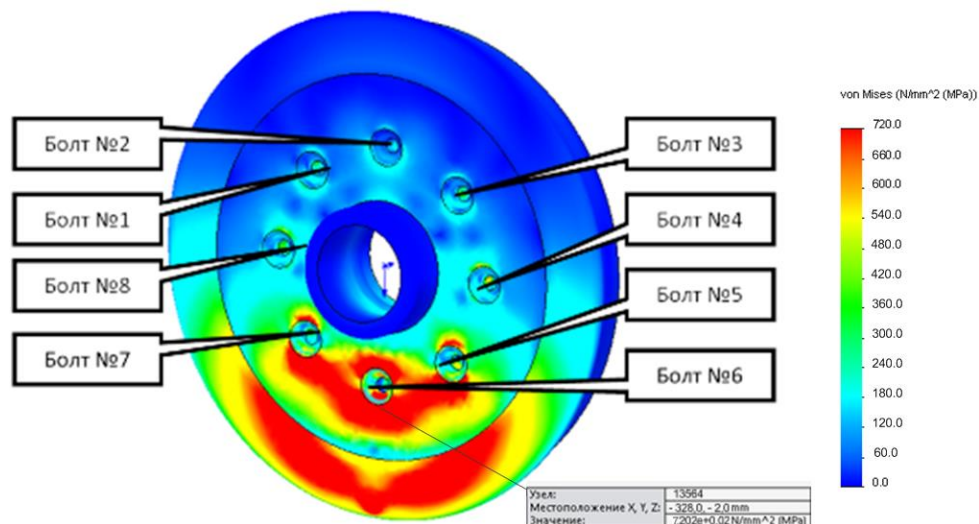
Параметри КЕ моделі колеса №1 приведені у табл. 10.2.

Таблиця 10.2 – Параметри КЕ моделі колеса №1

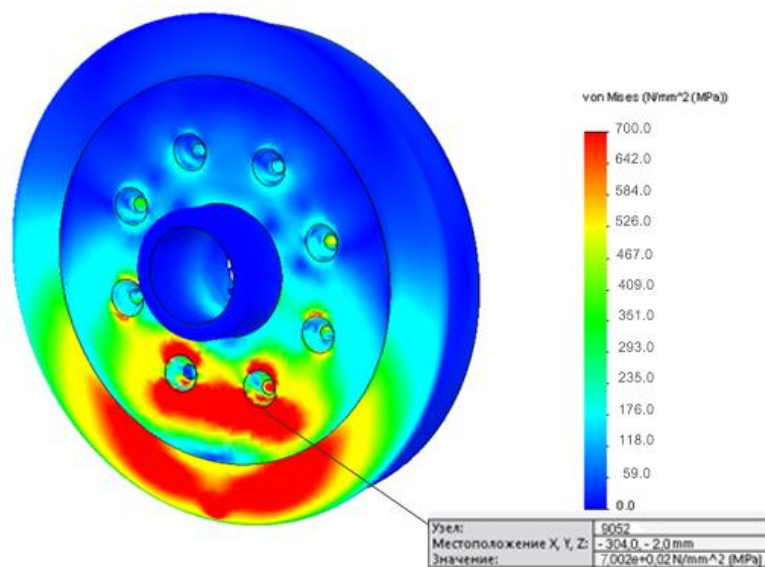
№	Параметр	Значення
1	Розмір елемента	30 та 6 мм
2	Кількість елементів	1222626
3	Кількість вузлів	394675

На рис. 10.6 приведені епюри напружень для моделі колеса №1. В даному випадку представляє інтерес визначення максимальних напружень для 2-х режимів роботи колеса: 1-й режим - площа контакту знаходиться на одній лінії

у вертикальній плоскості з болтовим з'єднанням (навантаження доводяться на 1 болт), 2-й режим: площа контакту розподілена між болтовими з'єднаннями (навантаження доводяться на 2 нижніх болта).



а) епюри напружень (1-й режим навантаження)



б) епюри напружень (2-й режим навантаження)

Рисунок 10.6 – Епюра еквівалентних навантажень (сітка 30 та 6 мм)

моделі колеса №1

Аналіз результатів епюр еквівалентних напружень свідчить про те, що максимальні значення напружень у болтовому з'єднанні (болт 6) режиму 1  $\sigma_{max} = 720$  МПа (рис. 10.6, а) та режиму 2  $\sigma_{max} = 700$  МПа (рис. 10.6, б).

### 10.2.2 Результати досліджень колеса моделі №2

При дослідженні на міцність колеса моделі № 2 розроблена комбінована кінцевоелементна (КЕ) модель по подібному алгоритму. Для вирішення завдання використовувалися кінцеві елементи з розмірами 25 та 5 мм (рис. 10.7). Представляє інтерес розрахунок колеса даної конструкції для двох режимів руху при аналогічних початкових даних: без зсуву точки прикладання бічного навантаження (режим 1) та з її зсувом (режим 2).

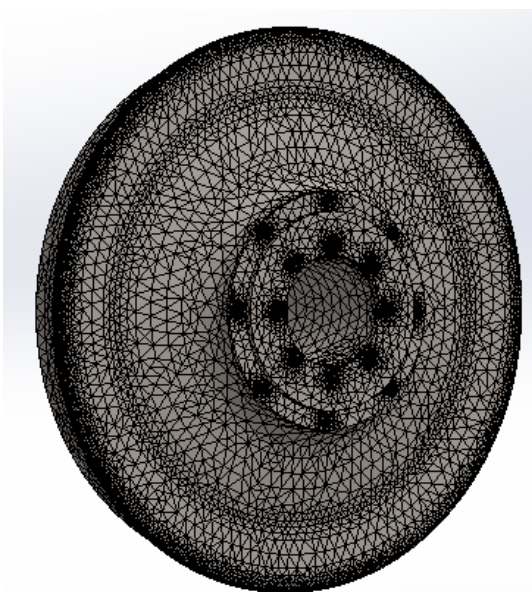


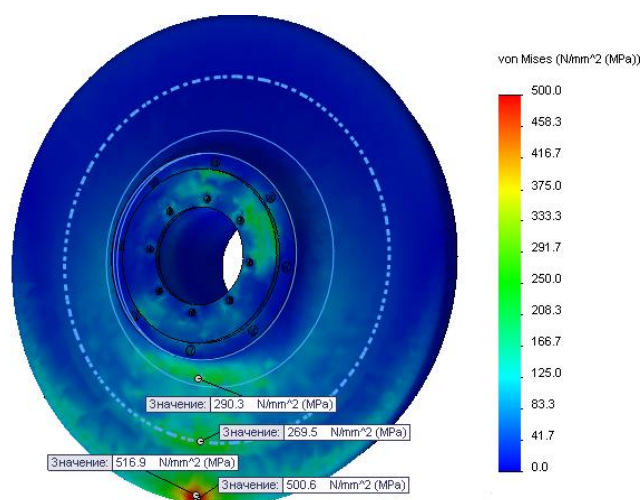
Рисунок 10.7 – КЕ модель колеса №2

Параметри КЕ моделі колеса №2 приведені в табл. 10.3.

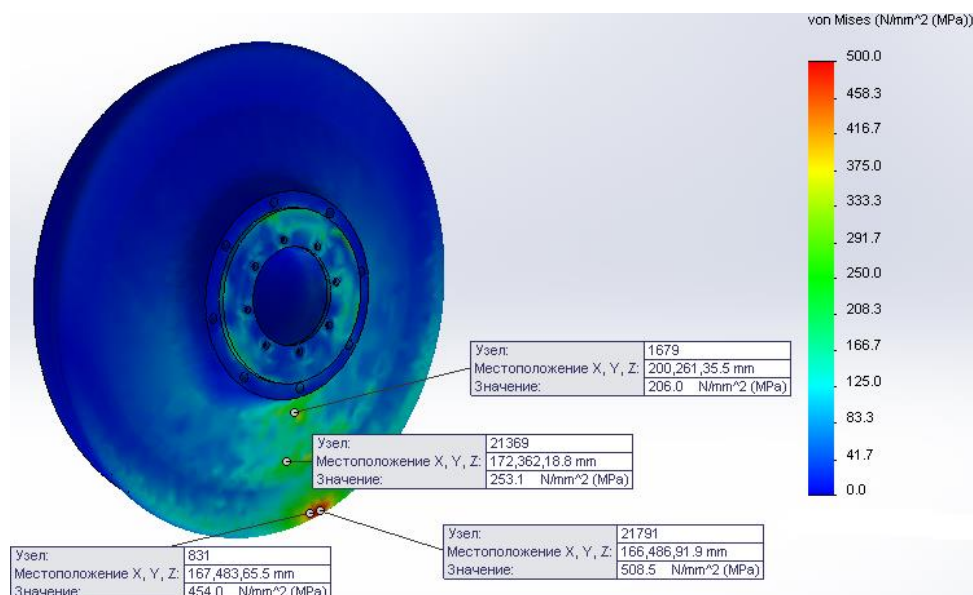
Таблиця 10.3 – Параметри КЕ моделі колеса №2

№	Параметр	Значення
1	Розмір елемента	25 та 5 мм
2	Кількість елементів	366281
3	Кількість вузлів	83876

На рис. 10.8 приведені епюри напружень для моделі колеса №2.



а) епюри напружень (режим 1)



б) епюри напружень (режим 2)

Рисунок 10.8 – Епюра еквівалентних напружень (сітка 25 та 5 мм)  
моделі колеса № 2

Аналіз епюр еквівалентних напружень свідчить про те, що при русі моделі колеса № 2 максимальні значення еквівалентних напружень спостерігаються у гребневому контакті і складають  $\sigma_{max} = 516.9$  МПа.

### 10.2.3 Результати досліджень колеса моделі № 3

При дослідженні на міцність моделі колеса № 3 також розроблена комбінована кінцевоелементна (КЕ) модель по подібному алгоритму. Для вирішення завдання використовувалися кінцеві елементи з розмірами 25 та 5 мм (рис. 10.9). Режими навантаження були прийняті подібними таким для моделі колеса № 2 при аналогічних початкових даних.

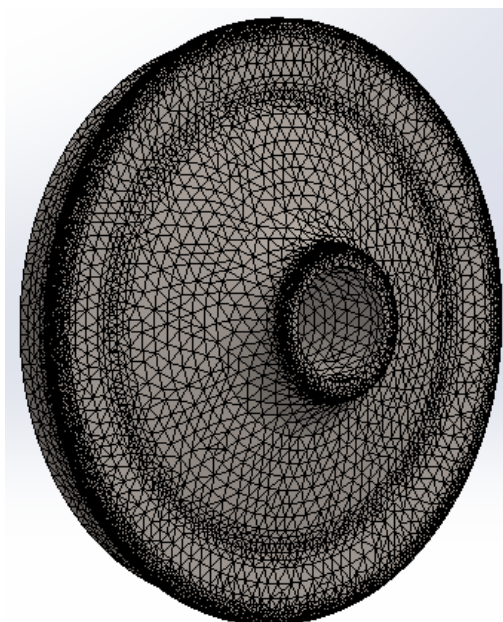


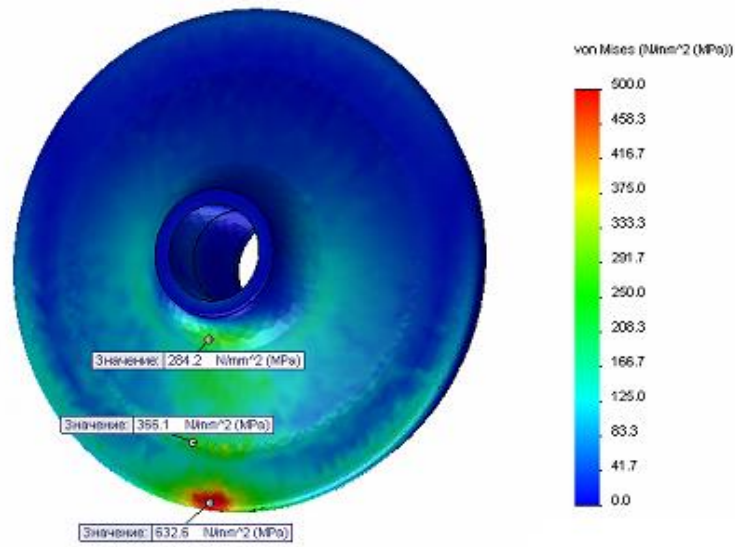
Рисунок 10.9 – КЕ модель колеса № 3

Параметри КЕ моделі колеса № 3 приведені у табл. 10.3.

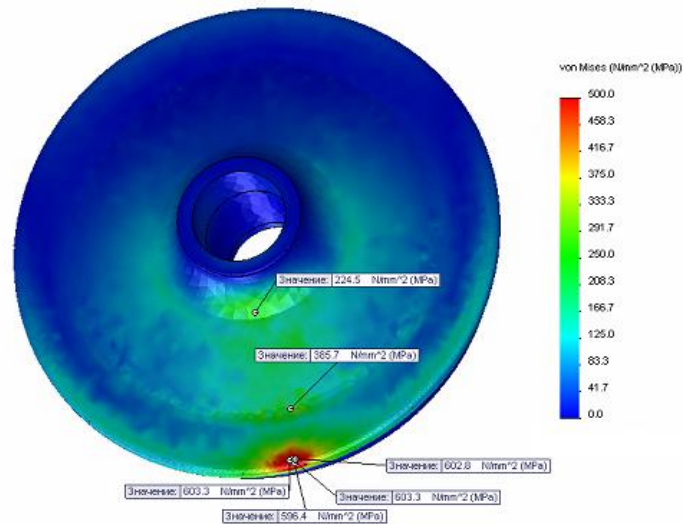
На рис. 10.9 приведені епюри напружень для моделі колеса № 3.

Таблиця 10.4 – Параметри КЕ моделі колеса № 3

№	Параметр	Значення
1	Розмір елемента	25 та 5 мм
2	Кількість елементів	321786
3	Кількість вузлів	74994



а) епюри напружень (режим 1)



б) епюри напружень (режим 2)

Рисунок 10.10 – Епюра еквівалентних напружень моделі колеса № 3

Аналіз епюр еквівалентних напружень свідчить про те, що при навантаженні моделі колеса № 3 розрахунковими навантаженнями максимальні значення еквівалентних напружень спостерігаються у гребеневому контакті і складають  $\sigma_{max} = 632$  МПа

У таблиці 10.5 представлені отримані значення максимальної напруги для моделей коліс, які були оцінені згідно.

Таблиця 10.5 – Значення максимальних еквівалентних напружень для моделей коліс

	Колесо № 1	Колесо № 2	Колесо № 3	Колесо ГОСТ 10791-2011
Максимальні еквівалентні напруження, МПа	720	516,9	632	910-1110

Результати в таблиці 10.5 показують, що найміцнішим є конструкція колеса № 2. Аналіз даних свідчить про наявність запасу міцності, необхідного для використання пропонованих конструкцій. Проте, для подальшого впровадження необхідне проведення додаткових НДР та ДКР.

### Висновки по розділу 10

Оцінена техніко-економічна ефективність використання колісних пар з колесами ПКС у складі ходових частин рейкових екіпажів. Визначена можлива економія коштів за рахунок впровадження коліс ПКС у складі ходових частин чотиривісних вагонів в порівнянні з типовими колесами. За даний розрахунковий період отримана розрахункова величина чистого дисконтованого доходу від впровадження колісних пар з колесами ПКС в розмірі  $E = 14,85$  млн. грн. на програму, що в перерахунку на один вагон складає  $\Delta E = 66,9$  тис. грн. Розрахунковий термін окупності проекту  $T_{OK}$  складає 4 роки 1 місяць.

Результати дослідження міцнісних характеристик запропонованих конструкцій коліс свідчать про достатній запас міцності, проте, для подальшого впровадження необхідне проведення додаткових НДР і ДКР.

## ВИСНОВКИ

1. Проаналізовано загальні відомості про безпеку руху на залізничному транспорті. Досліджено основні принципи в організації роботи з управління безпекою руху поїздів та основні завдання, які вирішуються на кожному рівні управління безпекою руху поїздів.

2. Проаналізовано стан та причини аварійності на залізничному транспорті за 2016 рік на основі даних Державної служби України з безпеки на транспорті та Міністерства інфраструктури України.

3. Встановлено, що у локомотивному господарстві експлуатуються з вичерпаним терміном експлуатації понад 73 % електровозів, знос електровозів становить 91 %, знос тепловозів – 99 %, а закупівля нового тягового рухомого складу здійснюється низькими темпами. Як наслідок 34 випадки транспортних подій допущено при експлуатації локомотивів з простроченими термінами на виконання капітальних та поточних ремонтів.

4. Встановлено, що основними причинами виникнення транспортних подій у пасажирському господарстві є неякісний ремонт і поточне утримання гальмівного обладнання, що негативно позначається на безпеці усього поїзда. У колійному господарстві експлуатується 8311,3 км колії з простроченим терміном модернізації та капітального ремонту, що становить майже 26 % від усієї довжини головних колій на ПАТ «Укрзалізниця».

5. У вагонному господарстві основними причинами допущених транспортних подій є: несправність та відмова в роботі гальмівного обладнання у гарантійний термін експлуатації – 42 (38,2 %); несправність візків – 16 (14,5 %); несправність колісних пар – 3 (2,7 %).

6. Визначені фактори, що можуть спричинити аварійність і на підставі їх аналізу створено багатофункціональні наукоємні методи і інструменти комплексного керування системою «колесо-гальмо-рейка» для запобігання аварійним ситуаціям та усунення ризику виникнення екологічних катастроф на залізничному транспорті.

7. Проаналізовано світовий досвід методів підвищення коефіцієнта зчеплення, доповнено їх класифікацію новими та перспективними методами, визначено їх переваги та недоліки. На підставі отриманих даних розроблено новий метод підвищення зчеплення колеса та рейки шляхом очищення контактуючих поверхонь потоком гранул сухого льоду.

8. Проведено серію чисельних експериментів і визначено вплив параметрів системи подачі гранул на їх розподіл по ширині головки рейки, на основі використання розробленої імітаційної моделі руху гранул і комп'ютерній програмі для її реалізації.

9. Отримала подальший розвиток математична модель контактування одиничної гранули з поверхнею рейки, у якій враховано наявність забруднень на контактуючих поверхнях. Експериментальним шляхом отримані значення величини коефіцієнта  $k_e$ , що характеризує енергію, витрачену на руйнування поверхневих шарів забруднень, для різного фрикційного стану поверхонь. Визначено вплив коефіцієнта  $k_e$  на величину максимальної глибини впровадження гранули  $h_{max}$  і середнє арифметичне відхилення профілю  $R_a$  шорсткості рейки при впливі двофазного потоку гранул сухого льоду.

10. За результатами моделювання по розробленій багатокритеріальній математичній моделі, в яку входять: імітаційна модель руху гранул сухого льоду, математична модель контактування одиничної гранули з поверхнею рейки та математична модель формування поверхневого шару системи «колесо-рейка», встановлені раціональні параметри системи подачі гранул з можливістю регулювання коефіцієнта тертя колеса з рейкою при їх різному фрикційному стані в діапазоні 0,3-0,45.

11. Модернізована оригінальна по конструкції стендова установка «Машина тертя», призначена для дослідження фрикційних властивостей контакту «колесо-рейка» при коченні з ковзанням.

12. Отриманого рівняння регресії та визначено ступінь впливу на коефіцієнт тертя, який реалізується робочим роликком «Машини тертя» з

рейкою, параметрів системи подачі гранул сухого льоду:  $V_1 - 34,4\%$ ,  $K - 22,3\%$ ,  $d - 15,2\%$ ,  $L - 11,3\%$ ,  $V_2 - 8,5\%$ ,  $\alpha - 8,3\%$ .

13. Встановлено, що при впливі потоку гранул сухого льоду на забруднену поверхню рейки відбувається руйнування забруднень, а так само їх винесення відбитим ударом, який забирає продукти очищення із зони контакту. При цьому на поверхні рейки практично нічого не залишається, така як гранули сухого льоду випаровуються, що не викликає опір руху, як у випадку із застосуванням піску при досліджуваній продуктивності подачі.

14. При впливі потоку гранул сухого льоду спостерігається збільшення коефіцієнта зчеплення при всіх видах поверхневих забруднень, які використовувалися в експерименті (від 5% до 30%), а незначне підвищення опору руху пояснюється випадково потрапили на поверхню гранул, ще не встигли випаруватися (збільшення на 1% або зменшення на 4%), на відміну від подачі піску.

15. За результатами намічених стратегічних принципів розвитку світової залізничної системи, літературних джерел, аналізу експертного опитування фахівців дослідних організацій у сфері залізничного транспорту, підвищення ефективності роботи гальмового обладнання є одним з найважливіших факторів для підвищення швидкостей руху, безпеки та енергоефективності залізничного транспорту.

16. Створена концепція адаптивного керування енерговитратами на самовентиляцію гальмівного диска на удосконаленій математичній моделі, що враховує геометричні параметри повітряних трактів; отримані залежності керування енерговитратами на самовентиляцію в різних режимах руху. Проведені розрахунки показують, що потужність, яка витрачається поїздом при русі на подолання опору від роботи вентилязованого дискового гальма для сучасних поїздів становить до 2000 кВт.

17. Удосконалена математична модель теплофізичних характеристик фрикційного контакту урахуванням примусового постачання повітряного середовища та його температури для стабілізації коефіцієнта тертя. Отримані

залежності зміни контактної температури від продуктивності та температури локального охолодження.

18. Запропонована методика дослідження і створена математична модель постачання повітряного середовища у гальмівний фрикційний контакт дозволяє визначити і рекомендувати таке значення тиску стисненого повітря, і геометрії отворів накладки, щоб сила протитиску не призводила до зменшення ефективності фрикційної взаємодії. Для тиску повітря 0,4 МПа, довжини канавок 10 см, відстані від краю накладки до отворів 2 см, сила протитиску становить 1,44 кН для двох отворів у накладці.

19. Експериментальним дослідженням визначено, що запропонована математична модель забезпечує задовільну відповідність результатів розрахунків експериментальним даним. Так розбіжність теорії і експерименту не перевищує 12% для визначення величини середньоінтегральної температури гальмівної накладки. Аналіз отриманих експериментальних даних дозволяє зробити висновок про позитивний вплив охолодження фрикційних поверхонь гальма на ефективність гальмування. Коефіцієнт тертя при використанні даної системи на 15-30% більше, а середньоінтегральна температура поверхонь, при цьому нижче в середньому на 20-30%, в залежності від продуктивності та температури охолоджуючого повітря, ніж без її використання.

20. На вдосконаленому стендовому обладнанні з використанням планування експерименту вперше отримані залежності: температури фрикційних гальмівних поверхонь від параметрів повітря, що постачається у контакт (температури та продуктивності); коефіцієнта тертя колеса і рейки при очищенні і охолодженні контакту. Потужність охолодження при використанні вихрового ефекту залежить від об'єму холодної фракції і продуктивності постачання повітря. Ефект стабілізації коефіцієнта тертя охолодженням фрикційних поверхонь гальма становить до 25%.

21. На основі отриманих аналітичних залежностей коефіцієнта тертя від параметрів впливу на створених математичних моделях і за результатами проведених експериментів розроблені рекомендації, способи та технічні

рішення щодо керування фрикційними контактами трибологічних елементів гальмівної системи.

22. Виконано математичне моделювання руху окремої колісної пари та чотиривісного вагону з колесами традиційної та перспективної конструктивних схем. Адекватність отриманих шляхом моделювання результатів підтверджується задовільною їх розбіжністю (7-15%) з відомими результатами ходових динамічних випробувань і розрахунковими даними згідно методик Правил тягових розрахунків. Розрахункові значення загального питомого опору руху отримані нижчими для порожнього та навантаженого стану вагону з колесами перспективної конструктивної схеми при різних режимах руху, ніж відповідні значення для вагону з колесами традиційної конструктивної схеми за тих же умов руху. Це зниження в залежності від швидкості руху складало відповідно: у кривих радіусом 350 м - 20...22 % та 23...25 %, у кривих радіусом 750 м - 16...18 % та 17...19 %, у кривих радіусом 1200 м - 13...15 % та 14...16 %.

23. Проведено модернізацію стендової установки і виконані експериментальні дослідження моделей візків рейкових екіпажів для оцінки впливу конструктивних схем коліс на опір їх руху, включаючи планування експерименту та отримання емпіричних залежностей опору руху від факторів, що впливають на нього. За результатами планування експерименту складено рівняння регресії залежностей сили опору руху від основних факторів, що впливають, для моделей рейкового екіпажу з колесами різних конструктивних схем при русі у прямій ділянці колії та в кривих радіусом  $R = 350, 750$  і  $1200$  м. Порівняльними експериментальними випробуваннями встановлено зниження опору руху при використанні в ходовій частині рейкового екіпажу коліс перспективної конструктивної схеми:

- при русі у прямій ділянці колії середнє значення зниження опору руху встановлено на рівні 5...8% (на високих швидкостях руху);
- при русі в кривій ділянці колії ( $R=350$  м) – 15...18%;
- при русі в кривій ділянці колії ( $R=750$  м) – 10...13%;
- при русі в кривій ділянці колії ( $R=1200$  м) – 8...11%.

24. Виконано техніко-економічне обґрунтування ефективності використання коліс перспективної конструктивної схеми в екіпажних частинах вантажних чотиривісних вагонів. Прогнозований економічний ефект від впровадження коліс перспективної конструктивної схеми на 1 вагон отримано у розмірі 66,9 тис. грн., що в перерахунку на парк чотиривісних вагонів, які експлуатуються ПАТ «Укрзалізниця», може скласти близько 7,76 млрд.грн.

25. Розроблені рекомендації та технічні рішення, які дозволять зменшити опір руху рейкових екіпажів за рахунок застосування коліс перспективної конструктивної схеми (патенти України на корисну модель №№ 75279, 78070, 87418, 105612, 107111, 113420, 117968).

**ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ**

1. Про комплексну програму утвердження України як транзитної держави у 2012-2010 р. [Текст]: Закон України від 07.02.2002 р. № 3022-III // Відомості Верховної Ради України. – 2002. – № 24. – Ст. 166.

2. Веселов М.Ю. Причини аварійності на залізничному транспорті та правові заходи щодо її запобігання / М.Ю. Веселов, В.В. Ярошенко // Південноукраїнський правничий часопис. – 2015. – № 2. – С. 117-119. – Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Purch\\_2015\\_2\\_35](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Purch_2015_2_35)

3. Зеленко Ю.В. Посібник для курсу спеціального навчання з питань перевезень небезпечних вантажів на залізничному транспорті / Ю.В. Зеленко, В.Г. Лоза, А.Л. Лещинська, Л.Д. Тарасова // Частина 3. Навчання заходам безпеки. 2015. – 91 с.

4. Закон України «Про залізничний транспорт», (ВВР), 1996, N 40, ст. 183, зі змінами на №5099-VI (5099-17) від 05.07.2012.

5. [http://dsbt.gov.ua/sites/default/files/imce/Bezpeka\\_DTP/analiz\\_2017/analiz\\_a\\_variynosti\\_2016.pdf](http://dsbt.gov.ua/sites/default/files/imce/Bezpeka_DTP/analiz_2017/analiz_a_variynosti_2016.pdf)

6. <https://mtu.gov.ua/files/%D0%90%D0%9D%D0%90%D0%9B%D0%86%D0%97%20-%202015.pdf>

7. Горбунов Н.И. Анализ и разработка путей повышения сцепных качеств локомотивов / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, Е.С. Ноженко, О.В. Просвинова // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Вип. 31. – К.: ДУІТ, 2017.

8. Щербаков В.Ю. Математическая модель движения гранул сухого льда и их распределение по поверхности головки рельса / В.Ю. Щербаков, М.В. Ковтанец // Збірник наукових праць студентів «Молодий науковець». – №1. – К.: ДУІТ, 2017.

9. Борисенко А.В. Повышение сцепных характеристик колес с рельсами применением технологии очистки их поверхностей гранулами сухого льда /

А.В. Борисенко, М.М. Логачев, М.В. Ковтанец // Майбутній науковець – 2016 : матеріали всеукр. наук.-практ. конф. 2 груд. 2016 р., м. Сєверодонецьк. Ч. II. – Сєверодонецьк: Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля, 2016. – С. 46-48.

10. Горбунов Н.И. Применения технологии очистки сухим льдом в железнодорожном транспорте / Н.И. Горбунов, Д.В. Соболев, М.В. Ковтанец, О.В. Просвирина // Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах: збірник тез конференції, 24-26 листопада 2016 р., м. Одеса (Україна). – Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2016. – С. 43-46.

11. Горбунов Н.И. Очистка гранулами сухого льда контактирующих поверхностей системы «колесо-рельс», как метод улучшения их сцепных свойств / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, Д.В. Соболев // Материалы II-й всеукраинской научно-практической интернет-конференции молодых ученых и студентов «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта» (г. Северодонецк, 22 мая 2015, веб-конференция <http://loko.snu.lg.ua>). – С. 12-14.

12. Ларин Р.Н. Метод струйной очистки судовых металлоконструкций с помощью сухого льда // Судостроение. – 2010. – №1. с. 55-58.

13. Васильцов А.С. Экспериментальная установка криогенного бластинга / А.С. Васильцов, В.Н. Подвезенный, А.Г. Малькевич // Актуальные вопросы современной техники и технологии: сб. докл. / Липецк: ИЦ «Гравис», 2011. – №4. – С. 86-93.

14. Стефанович Т.О. Технологічне забезпечення якості поверхонь деталей машин обробленим струменем незв'язаних твердих тіл: дис. ... к.т.н. : 05.02.08 / Т.О. Стефанович; Національний університет «Львівська політехніка». – Львів, 2007. – 161 с.

15. Проволоцкий А.Е. Струйно-абразивная обработка деталей машин / А.Е. Проволоцкий. – К.: Техника. 1989. – 177 с.

16. Исупов М.Г. Разработка и исследование технологии струйно-абразивной финишной обработки: дис. ... д.т.н.: 05.02.08 / М.Г. Исупов; Ижевский государственный технический университет. – Ижевск, 2006. – 366 с.

17. Патент на винахід №94498 кл. В61С 15/10 Спосіб підвищення зчеплення в зоні контакту колеса з рейкою / Голубенко О.Л., Горбунов М.І., Кашура О.Л., Костюкевич О.І., Кравченко К.О., Попов С.В., Ковтанець М.В., Крисанов М.А.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – а200908738; заявл. 20.08.2009; опубл. 10.05.2011, Бюл. № 9. – 3 с.

18. Ковтанец М.В. Многокритериальная математическая модель управления сцеплением в контакте «колесо-рельс» / М.В. Ковтанец, О.В. Просвирина // Вісник сертифікації залізничного транспорту. – №6. – ДОСЗТ, 2017. – С. 6-14.

19. Ковтанец М.В. Многоуровневая математическая модель управления сцеплением в контакте «колесо-рельс» / М.В. Ковтанец // Вісник СНУ ім. В. Даля. – Луганськ, 2012. – Ч.1, № 5 (176). – С. 96-103.

20. Горбунов Н.И. Многоуровневая математическая модель взаимодействия двухфазного струйно-абразивного потока с поверхностью пары трения / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, Я.В. Чернышова // Сборник научных трудов: материалы I-й Международной интернет конференции молодых учёных и студентов «Проблемы развития транспортных систем в евразийском регионе» (20-21 мая 2013). – Луганск, 2013. – С. 40-43.

21. Ковтанец М.В. Улучшение сцепных характеристик локомотива струйно-абразивным воздействием на зону контакта движущего колеса с рельсом: дис. - канд. техн. наук: 05.22.07 / М.В. Ковтанец; ВНУ им. В. Даля. – Северодонецк, 2015. – 206 с.

22. Gorbunov N. Simulation model of abrasive material motion / Nicholay Gorbunov, Maksim Kovtanets, Rostislav Demin // ТЕКА. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. – Lublin (POLAND), 2014. – Vol. 14, No.1. – P. 60-72.

23. Ковтанец М.В. Работа имитационной модели движения абразивного материала из сопла / М.В. Ковтанец, Н.И. Горбунов // Перспективы взаимодействия железных дорог и промышленных предприятий: тезисы 3-й Международной научно-практической конференции (27-28 февраля 2014 г.). – Д.: ДНУЖТ, 2014. – С. 45-47.

24. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 47808 від 14.02.2013. Комп'ютерна програма «Моделювання руху абразивного матеріалу в зазорі «сопло-поверхня колеса та рейки» / М.М. Горбунов, М.В. Ковтанець, О.І. Костюкевич, К.О. Кравченко, О.В. Просвірова.

25. Ковтанець М.В. Поліпшення зчіпних характеристик локомотива струминно-абразивним впливом на зону контакту рушійного колеса з рейкою: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Ковтанець Максим Володимирович; Східноукр. нац. ун-т ім. Володимира Даля. – Северодонецьк, 2015. – 206 с.

26. Хокни Р. Численное моделирование методом частиц: Пер. с англ. / Р. Хокни, Дж. Иствуд – М.: Мир, 1987. – 640 с.

27. Вараскин А.Ю. Турбулентное течение газа с твердыми частицами / А.Ю. Вараскин – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. – 192 с.

28. Белоцерковский О.М. Метод крупных частиц в газовой динамике / О.М. Белоцерковский, Ю.М. Давыдов. – М.: 1982. – 158 с.

29. Sommerfeld M. Numerical simulation of the particle dispersion in turbulent flow: the importance of particle lift forces and different particle/wall collision models / M. Sommerfeld // Numerical Methods for Multiphase Flows. ASME. – 1990. – V.91. – P. 11-18.

30. Sommerfeld M. Modelling of particle/wall collisions in confined gas-particle flows / M. Sommerfeld // Int. J. Multiphase Flows. – 1992. – V.18. №6. – P. 905-926.

31. Sommerfeld M. Characterization of particle-laden, confined swirling flows by phase-doppler anemometry and numerical calculation / M. Sommerfeld, H.-H. Qui // Int. J. Multiphase Flow. – 1993. – V.19. №6. – P. 1093-1127.

32. Каменев Н.Н. Эффективное использование песка для тяги поездов / Н.Н. Каменев – М.: Изд-во Транспорт, 1968. – 87 с.

33. Осенин Ю.И. Прогнозирование и управление фрикционными свойствами триботехнической системы «колесо-рельс»: автореф. дис. ... д. т. н.: 05.22.07 / Ю.И. Осенин. – Восточноукраинский государственный университет. – Луганск: – 1994. – 39 с.

34. Кравченко Е.А. Обоснование резервов повышения тяговых качеств локомотива и их реализация управлением скольжения в системе колеса с рельсом: дис. к.т.н.: 05.22.07 / Е.А. Кравченко. – Восточноукраинский государственный университет. – Луганск: – 2010. – 215 с.

35. Лужнов Ю.М. Сцепление колёс с рельсами (природа и закономерности) / Ю.М. Лужнов. – М.: Интекст, 2003. – 144 с.

36. Горбунов Н.И. Математическая модель процесса взаимодействия единичной абразивной частицы с очищаемой поверхностью рельса / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, И.А. Цыгановский, М.Н. Коршко, В.А. Левандовский // Вісник Східноукраїнського Національного Університету імені В. Даля № 4 (158) 2011. Частина 2. – Луганськ: Видавництво СНУ ім. В. Даля, 2011. – С. 38 – 45.

37. Ковтанец М.В. Улучшение сцепных характеристик локомотива струйно-абразивным воздействием на зону контакта движущего колеса с рельсом: дис. - канд. техн. наук: 05.22.07 / М.В. Ковтанец; ВНУ им. В. Даля. – Северодонецк, 2015. – 206 с.

38. Крагельский И.В. Основы расчета на трение и износ / И.В. Крагельский, Н.М. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

39. Комбалов В.С. Влияние шероховатых твердых тел на трение и износ / В.С. Комбалов. – М.: Наука, 1974. – 112 с.

40. Протасов А.В. Повышение коэффициента сцепления колес локомотива избирательной дозировкой вводимых в зону контакта магнитных порошков:

дис. ... к.т.н.: 05.05.01 / А.В. Протасов; Ворошиловградский машиностроительный институт. – Ворошиловград, 1984. – 224 с.

41. Горбунов Н.И. Теоретический анализ степени влияния параметров струйно-абразивного потока на коэффициент трения колеса с рельсом / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, Е.А. Кравченко, В.Д. Черников // Вісник СНУ ім. В. Даля. – Луганськ, 2013. – № 4 (193). – С. 63-67.

42. Gorbunov N. Analysis of the influence of jet-abrasive flow parameters on wheel and rail friction coefficient / Nickolay Gorbunov, Maksim Kovtanets, Volodymir Nozhenko, Olga Prosvirova // ТЕКА. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. – Lublin (POLAND), 2013, Vol. 13, No.3. – P. 68-74.

43. Горбунов Н.И. Уравнение регрессии для оценки степени влияния параметров струйно-абразивного потока на коэффициент трения колеса с рельсом / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, Е.А. Кравченко, В.Д. Черников // Збірник наукових праць конференції «Інноваційні технології на залізничному транспорті» (24-31 березня 2013 р., м. Париж, Франція). – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2013. – С. 91-92.

44. Евдокимов Ю.А. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа / Ю.А. Евдокимов, В.И. Колесников, А.И. Тетерин – М.: Наука, 1980. – 228 с.

45. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Макова, Ю.В. Грановский. – М.: Изд-во Наука, 1971. – 283 с.

46. Горбунов Н.И. Прогнозирование тягово-тормозных качеств локомотивов / Н.И. Горбунов, Е.А. Кравченко, С.В. Попов, М.А. Крысанов, М.В. Ковтанец, А.И. Фесенко // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2009. – №11(141). – С. 159-163.

47. Джонсон Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы обработки данных / Н. Джонсон, Ф. Лион – М.: Мир, 1980. – 510 с.

48. Кадомская К.П. Методы обработки экспериментальных результатов и планирование эксперимента / К.П. Кадомская // Учебное пособие. – Новосибирск: изд-во НГТУ, 2002. – 72 с.

49. Бовсуновський Є.О. Розробка екологічно безпечних технологічних процесів очищення та антикорозійної обробки елементів авіаційної техніки дис. ... к.т.н.: 21.06.01 – Екологічна безпека / Є.О. Бовсуновський; Національний авіаційний університет. – Київ, 2007. – 149 с.

50. Мчедлов С.Г. Эффективный способ подготовки поверхности деталей машин под газотермическое покрытие при их упрочнении и восстановлении / С.Г. Мчедлов // Вестник саратовского го. тех. унив. – Саратов: РИЦ СГТУ, 2006. – № 1 (11) Выпуск 2. – С. 77-81.

51. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 43748 від 15.05.2012. Комп'ютерна програма «Планування експерименту при підвищенні зчеплення в системі «колесо-рейка» шляхом впливу комбінованого двофазного струминно-абразивного потоку» / М.М. Горбунов, М.В. Ковтанець, К.О. Кравченко, О.В. Просвірова.

52. Володарский Е.Т. Планирование и организация измерительного эксперимента / Е.Т. Володарский, Б.Н. Малиновский, Ю.М. Туз – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1987. – 280 с.

53. Горбунов Н.И. Экспериментальное обоснование выбора эффективного метода повышения сцепления в контакте «колесо-рельс» / Н.И. Горбунов, В.А. Слащев, М.В. Ковтанец, О.В. Просвилова // Проблемы механики железнодорожного транспорта. Безопасность движению, динамика, прочность подвижного состава и энергосбережение. XIII Международная конференция. Тезисы докладов. – Д.: Изд-во ДНУЖТ «Стандарт-Сервіс», Дніпропетровськ, 2012. – С. 41.

54. Патент на корисну модель №82993, кл. В61С 15/10 Спосіб підвищення зчеплення та запобігання боксуванню (юзу) у контакті «колесо-рейка» / Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Бойко Г.О., Вітренко В.О., Чернишова Я.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u201301722; заявл. 13.02.2013; опубл. 27.08.2013, Бюл. № 16. – 4 с.

55. Патент на корисну модель №65999, кл. G01N 3/40 Машина тертя для вивчення фрикційних властивостей контакту «колесо-рейка» / Костюкевич О.І., Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Ноженко В.С., Черніков В.Д., Цигановський І.О.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u201105040; заявл. 20.04.2011 р.; опубл. 26.12.2011, Бюл.№ 24, 2011 р. – 6 с.

56. Горбунов Н.И. Стендовое оборудования для исследования фрикционных характеристик контакта «колесо-рельс» / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, В.С. Ноженко // Материалы Всероссийской научно-практ. конф. «Транспорт-2012» (Ростов-на-Дону, 23-25 апреля 2012 г). Ч2. Технические науки. Рост. гос. ун-т путей сообщения – Ростов-на-Дону, Росія, 2012. – С. 67-70.

57. Патент на корисну модель №86144, кл. В61С 15/10 Система зменшення опору руху рухомого складу / Горбунов М.І., Ковтанець М.В., Кравченко К.О., Просвірова О.В., Чернишова Я.В.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u201309346; заявл. 25.07.2013; опубл. 10.12.2013, Бюл. № 23. – 4 с.

58. Горбунов Н.И. Целесообразность применения перспективного способа повышения экономичности железнодорожного транспортного комплекса / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, Я.В. Чернышева // Энерго- і ресурсозберігаючі технології при експлуатації машин та устаткування: матеріали 4-ої міжвузівської науково-технічної конференції викладачів, молодих вчених та студентів (5-6 грудня 2012 р.). – Донецьк: ДонІЗТ, 2012. – С. 12-13.

59. Слащов В.А. Тягові та гальмові розрахунки на рейковому транспорті / В.А. Слащов.– Луганськ: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2005. – 182 с.

60. Горбунов М.І., Кравченко К.О., Просвірова О.В. Аналіз технічних рішень по підвищенню енергорозсіючої спроможності елементів гальмових систем // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: в 2 - х ч. Ч.1.СНУ ім. В. Даля. № 18(207). Луганськ. 2013. – С. 57-61.

61. Иноземцев В.Г., Виноградов В.М. Повышение надежности механического тормозного оборудования грузовых вагонов. // В сб.: «Развитие и совершенствование автоматических тормозов». Труды ЦНИИ МПС вып. 607. 1974. – С. 15-24.

62. Исаев И.П., Лужнов Ю.М. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами. М.: машиностроение. М.1985. – 238 с.

63. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов / В.М. Казаринов, В.Г. Иноземцев, В.Ф. Ясенцев. Транспорт. Москва. 1968 – 400 с.

64. Коняев А.Н., Протасов А.В., Осенин Ю.И. О сцеплении колес с рельсом при наличии в контакте твердых частиц // Конструирование и производство трансп. машин. Вып.18.: Вища школа. Харьков 1986. – С. 13-16.

65. Экспериментальные исследования фрикционных свойств контакта «колесо-рельс» / А.Л. Голубенко, А.И. Костюкевич, Е.А. Кравченко [та ін.] // Вісник СНУ ім. В. Даля. Луганськ, 2010. – С. 14-20.

66. Лужнов Ю.М. Физические основы и закономерности сцепления колес локомотивов с рельсами: Автореф. дис. д-ра. техн. наук. М., 1978. – 38 с.

67. Мямлин С.В., Приходько В.И. Математическая модель пространственных колебаний пассажирского вагона // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля.: Вид-во СНУ ім. В. Даля, No 8, Луганськ. – С. 266-276.

68. Осенин Ю.И. Прогнозирование и управление характеристиками сцепления колеса с рельсом. "ВІПОЛ", Киев, 1993. – 100 с.

69. Петров С.Ю. Закономерности работы трибосистемы колодка – колесо – рельс и пути повышения его долговечности: Дис... д-ра техн. наук. – М.: ГУП ВНИИЖТ, 2002. – 350 с.

70. Сафронов О.М. Підвищення гальмівної ефективності пасажирських вагонів шляхом удосконалення процесів функціонування дискових гальм: автореф. дис. ... к. т. н.: 05.22.07 К.: 2010. – 20 с.

71. Старченко В.Н. Некоторые вопросы теории контактного взаимодействия колеса и рельса. СНУ ім. В. Даля. Луганськ: 2006. – 120 с.

72. Тартаковський Е.Д., Горобченко О.М. Застосування байєсівських мереж при розробленні інтелектуального модуля керування гальмами поїзда // Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. Вип. 157. 2015. – С. 155-159.

73. Studying the structure of railway rolling stock resistance / V.P. Tkachenko, S.Y. Sapronova, S.V. Maliuk, I.I. Kulbovskiy // Metallurgical and mining industry. № 11. 2016. – P. 30-36

74. Турков А.И. Исследование, выбор параметров и разработка основ конструирования фрикционной пары дискового тормоза железнодорожного подвижного состава: дис.доктора техн. наук: 05.05.01 Хабаровск. 1987. – 349 с.

75. Лapidус Б.М. Приоритетные направления железнодорожных исследований в рамках глобальной экономики // Бюллетень ОУС ОАО «РЖД». №5, 2013. – С. 1-10.

76. Горбунов Н.И., Ковтанец М.В., Дёмин Р.Ю. Методология инновационного развития железнодорожного транспорта // Вісник СНУ ім. В. Даля. № 3 (210). Луганск. 2014. – С. 22-28.

77. Технічні рішення по стабілізації температури фрикційних елементів гальм / М.І. Горбунов, К.О. Кравченко, О.С. Ноженко, О.В. Просвірова // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. № 4(193) . СНУ ім. В. Даля. Луганськ. 2013. – С. 68-72.

78. Перспективні напрями досліджень з удосконалення залізничного гальмівного обладнання / Горбунов М.І., Просвірова О.В., Кравченко К.О., Ковтанець М.В. // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: СНУ ім. В. Даля. № 1 (225) Сєверодонецьк. 2016. – С. 44-49.

79. Аналіз методів покращення фрикційних характеристик залізничних гальм / М.І. Горбунов, Ю.Герліці, О.В. Просвірова, К.О. Кравченко // Збірник наукових праць VII-ї міжнародної науково-практичної конференції «ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ТРАНСПОРТУ І ЛОГІСТИКИ» 26-28 квітня 2017 р. Одеса. 2017. – С. 72-73.

80. Оцінка методів підвищення експлуатаційних характеристик залізничних гальмових систем / М.І. Горбунов, Ю. Герліці, К.О. Кравченко, О.В. Просвірова // Збірник наукових праць за матеріалами VII-ї Міжнародної науково-практичної конференції, Сєверодонецьк-Одеса, 26-28 квітня 2017р. Сєверодонецьк. 2017. – С. 74-75.

81. Підвищення енергоефективності використання дискових гальм / М.І. Горбунов, М.М. Горбунов, К.О. Кравченко [та ін.] // Матеріали 3-ї міжвузівської науково-технічної конференції викладачів, молодих учених та студентів: «Енерго- і ресурсозберігаючі технології при експлуатації машин та устаткування» (29-30 листопада 2011 р.) :ДонІЗТ. Донецьк, 2011. – С. 97-98.

82. Томский К.О. Повышение эффективности работы и износостойкости тормозных устройств путем применения биметаллических материалов: автореф. дис. ... к. т. н.: 28.05.13 М.: 2013. – 24с.

83. Тормозной диск: пат № 2165040 заявл. 24.01.2000; опубл. 10.04.2001.

84. Новий підхід до теплової динаміки тертя фрикційних вузлів гальмівних пристроїв (частина 5) / О.І. Вольченко, М.В. Кіндрачук, Д.О. Вольченко [та ін.] // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн. зб. К.:НАУ, Вип. 57. Київ. 2012. – С. 34-47.

85. Аналіз багатофункціональних способів керування фрикційною системою «Колесо-гальмо-рейка» / М.І. Горбунов, О.В. Просвірова, М.В.

Ковтанець, К.О. Кравченко // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту. Серія: Транспортні системи і технології. Вип. 28. 2016. – С. 35-43.

86. The innovative design of rolling stock brake elements / J. Gerlici, M. Gorbunov, K. Kravchenko [et alii] // COMMUNICATIONS. VOLUME 19 2A/2017. – P. 23-28.

87. Бар Б. Моделі, алгоритми і програми інженерії знань для прийняття рішень в умовах імовірнісних даних. Автореф. дис... канд. техн.: 01.0.5.04; Національний аерокосмічний університет імені М.Є. Жуковського “ХАІ”. Харків. 2000. – 26 с.

88. Топал А.С. Моделі та методи автоматизованої підтримки прийняття рішень щодо технологічної підготовки складального виробництва в літакобудуванні. Автореф. дис... канд. техн.: 05.13.06; Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського „ХАІ”. Харків. 2006. – 24 с.

89. Ларичев О.И. Наука и искусство принятия решений. Наука, М. 1979. – 200 с.

90. Батищев Д.И. Методы оптимального проектирования.: Радио и связь.М. 1984. – 248 с.

91. Исследование операций: В 2-х томах. Пер. с англ. / Под редакцией Дж.Моудера, С. Элмаграби. Мир, Т. 1: Математические основы и математические методы. М. 1981. – 712 с.

92. Визначення перспективних методів підвищення ефективності гальмування з використанням експертного оцінювання/ М.І. Горбунов, О.В. Просвірова, М.В. Ковтанець, К.О. Кравченко, // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». Вип. 31. ДУІТ, К. 2017.

93. Комп'ютерна програма «Прийняття рішень у задачах залізничного транспорту з використанням методу експертних оцінок» свідоцтво № 45058 Україна опубл. 06.08.2012.

94. Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / M. Gorbunov, V. Pistek, M. Kovtanets [et alii] // JVE International LTD. Vibroengineering Procedia. Vol. 13, ISSN 2345-0533. 2017. – P. 159-164.

95. Лисунов В.Н. Коэффициент полезного действия сцепления // Межвуз. сб. науч. тр. Омск. 1981. – С. 27-30.

96. Gorbunov M. Supplying system abrasive material with automatic dosing control / M. Gorbunov, V. Píštěk, M. Kovtanets [et alii] // Vibroengineering PROCEDIA, Volume 18, 2018. – P. 207-214.

97. Обеспечение безопасности эксплуатации железнодорожных транспортных средств созданием инновационных решений песочной системы локомотива / Н.И. Горбунов, М.В. Ковтанец, Н.Н. Горбунов [та ін.] // Наукові вісті Далівського університету. Технічні науки. Електронне наукове фахове видання. №3. 2011.

98. Adhesion control in the system of «wheel-rail» / N. Gorbunov, M. Kovtanets, O. Prosvirova, E. Garkushin // Silesian University of Technology Faculty of Transport (Poland). Transport Problems, Volume 7, Issue 3, Poland. 2012. – P. 15-24.

99. Friction interaction management in two-point «wheel-rail» tribocontact / A. Kostukevich, N. Gorbynov, V. Nozgenko [et alii] // Silesian University of Technology Faculty of Transport (Poland). Transport Problems, Volume 7, Issue 3, Poland. 2012. – P. 53-59.

100. Ковтанец М.В. Улучшение сцепных характеристик локомотива струйно-абразивным воздействием на зону контакта движущего колеса с рельсом: дис. - канд. техн. наук: 05.22.07. ВНУ им. В. Даля. Северодонецк. 2015. – 206 с.

101. Костюкевич А.И., Горбунов Н.И., Ковтанец М.В. Экспериментальная проверка эффективности струйно-абразивного воздействия на рельсы для улучшения фрикционных свойств контакта «колесо-рельс» // Вісник СНУ ім. В. Даля. Ч.1, № 18 (207). Луганськ. 2013. – С. 33-37.

102. Аналіз методів моделювання руху повітря у гальмівному диску засобами обчислювальної гідрогазодинаміки / О.В. Просвірова, К.О. Кравченко, М.В. Ковтанець, М.І. Горбунов / Збірник тез науково-практичної конференції «Розвиток науки і техніки на залізничному транспорті» Державного економіко-технологічного університету транспорту: К.: ДЕТУТ. Київ. 2015. – С. 129-130.

103. Турков А. И. Исследование, выбор параметров и разработка основ конструирования фрикционной пары дискового тормоза железнодорожного подвижного состава; дис. ... докт. техн. наук: 05.05.01. Хабаровск, 1982. – 357 с.

104. Research to improve traction and dynamic quality of locomotives. / M. Gorbunov, V. Pistek, M. Kovtanets [et alii] // JVE International LTD. Vibroengineering Procedia, Sep 2017, Vol. 13, ISSN 2345-0533, – pp. 159-164.

105. Регресійна модель зниження енергетичних витрат на самовентиляцію гальмівних дисків рухомого складу / О.В. Просвірова, М.В. Ковтанець, К.О. Кравченко // Збірник наукових праць студентів «Молодий науковець». №1. ДУІТ. К. 2017. – С. 147-153.

106. Ву М. Обчислення та аналіз температурних полів та полів напружень гальмівного диска на квазівисокошвидкісного потягу / М. Ву // Рухомий Склад, 1995, 9, Т. 33. – С. 6-8

107. Горбунов М.І. Технічні рішення по стабілізації температури фрикційних елементів гальм / М.І. Горбунов, К.О. Кравченко, О.С. Ноженко, О.В. Просвірова // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля:– Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2013 – № 4(193) – С. 68-72.

108. Янь І. Моделювання гальмівного диска на основі 3-вимірної моделі / І. Янь // Комп'ютерне Моделювання, 2005, 10, Т. 22, № 10, – С. 225-227.

109. Су Я. Передача тепла. Вид-во: університет науки і технології Ухань:Хуажонге, 2009 – 116 с.

110. Моня А.Г. Тепловий режим дискового гальма шахтного локомотива, *Металургійна і горнорудна промисловість*, №.4, – С. 99-102.

111. Просвірова О.В. Визначення впливу потоку набігаючого повітря на тепловіддачу дискового гальма / О.В. Просвірова // *Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології»*. – Вип. 31. – К.: ДУІТ, 2017.

112. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. ПБ 10-382-00. М.: НЦ ЭНАС. М. 2011. – 268 с.

113. Просвірова. О.В. Визначення впливу потоку набігаючого повітря на тепловіддачу дискового гальма // *Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології»*. Вип. 31. К.: ДУІТ. 2017. – С. 102-108.

114. Дослідження конвективного теплообміну у залізничному вентильованому гальмовому диску з урахуванням параметрів руху повітряного потоку / М. І. Горбунов, О. В. Просвірова, В. С. Ноженко [та ін.] // *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. № 1. Сєверодонецьк. 2015. – С. 213-216.

115. Лыков А.В. Теория теплопроводности. Высшая школа, М. 1967. – 599 с.

116. Протасов Б.В. Энергетические соотношения в трибосопряжении и прогнозирование его долговечности. Изд-во Сарат. ун-та, Саратов. 1979. – 152 с.

117. Беляков Н.С., Носко А.П. Неидеальный тепловой контакт тел при трении. Книжный дом "ЛИБРОКОМ", М. 2010. – 104 с.

118. Носко А.Л., Беляков Н.С., Носко А.П. Применение обобщенного граничного условия для решения тепловых задач трения // Трение и износ. Т.30, №6. 2009. – С. 615-625.

119. Справочник по триботехнике. В 3-х т. Т.3. Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства триботехнических испытаний / Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. Машиностроение, М. 1992. – 730 с.

120. Карслоу Х.С., Егер Д.К. Теплопроводность твердых тел. Наука, М. 1964. – 488 с.

121. Волков И.К., Канатников А.Н. Интегральные преобразования и операционное исчисление / Под ред. В.С. Зарубина, А.П. Крищенко. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996. – 228 с.

122. Морозова В.Д. Теория функций комплексного переменного / Под ред. В.С. Зарубина, А.П. Крищенко. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, М. 2000. – 520 с.

123. Просвірова О.В., Кравченко К.О., Горбунов М.І. Дослідження впливу факторів подачі стисненого повітря у фрикційний контакт на роботу гальмового обладнання // Матеріали ІІ міжнародної науково-практичної інтернет-конференції молодих вчених та студентів (веб-конференція) «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» 22 травня 2015. м. Сєвєродонецьк. 2015. – С. 3-4.

124. Бойко Г.А., Будиков Л.Я. Стенд для диагностирования тормозов кранов. В сб. Подъемно – транспортное оборудование. ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, № 6-88-39, М.1988. – 4 с.

125. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. Наука, М.1976. – 255 с.

126. Комп'ютерна програма «Планування експерименту при підвищенні зчеплення в системі «колесо-рейка» шляхом впливу комбінованого двофазного струминно-абразивного потоку» свідоцтво №43748 Україна опубл. 15.05.2012.

127. Стенд для дослідження плями контакту в системі «колесо–рейка»: пат. №7108U Бюл. №6, 2005.

128. Стенд для дослідження зчеплення колеса з рейкою та випробування елементів буксового ресорного підвішування: пат. 82903 Україна; № 201214566 заявл. 19.12.201; опубл. 27.08.2013, Бюл. № 16. 3 с.

129. Машина тертя для визначення фрикційних властивостей контакту «колесо-рейка»: пат. 65999 Україна. опубл. 26.12.2011.Бюл. № 24 3 с.

130. Автоматизированная измерительно-моделирующая стендовая установка «машина трения» для исследования фрикционных свойств контакта «колесо-рельс» /А.И. Костюкевич, Н.И. Горбунов, Е.А. Кравченко [та ін.] // Сб. научных трудов X Междун. конф. “Трибология и Надежность” (27–30 октября 2010 г., Санкт-Петербург, Россия) Санкт-Петербург. 2010. – С. 165-174.

131 Комп'ютерна програма «VDEUNU CONTACT» свідоцтво №49477 Україна опубл. 02.09.2013.

132. Машина тертя для вивчення фрикційних властивостей контакту «колесо-рейка» : пат. 115547 Україна; № 201609295 заявл. 06.09.2016; опубл. 25.04.2017, Бюл. № 8. 6 с.

133. Костюкевич А.И. Численная и экспериментальная идентификация процесса сцепления колес локомотива с рельсами: дис. - канд. техн. наук: 05.22.07 Луганск: 1991. – 232 с.

134. Контактно-усталостные повреждения колес грузовых вагонов / Под ред. С.М. Захарова. Интекст. М.2004. – 160 с.

135. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. Наукова думка, Киев. 1988. – 734 с.

136. Керопян А.М. Развитие теории взаимодействия и обоснование рациональных параметров системы колесо – рельс карьерных локомотивов в режиме тяги: дис. - док. техн. наук: 05.05.06 / ФГАОУ ВПО «Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»». Екатеринбург. 2015. – 233 с.

137. Основы трибологии (трение, износ, смазка). Учебник для технических вузов / Под ред. А.В. Чичинадзе. М.: Центр «Наука и техника» М. 1995. – 778 с.

138. Озябкин А.Л. Развитие теории и методов динамического мониторинга фрикционных систем железнодорожного транспорта: автореф. дис. - док. техн. наук: 05.02.04 / ФГБОУ ВПО РГУПС. Ростов-на-Дону, 2014. – 43 с.

139. Колесников И.В. Системный анализ и синтез процессов, происходящих в металлополимерных узлах трения фрикционного и антифрикционного назначения: дис. - док. техн. наук: 05.02.04 / ФГБОУ ВПО РГУПС. Ростов-на-Дону, 2016. – 394 с.

140. Лужнов Ю.М. Сцепление колес с рельсами. Природа и закономерности / Интекст, М. 2003. – 144 с.

141. Slipping and skidding occurrence probability decreasing by means of the friction controlling in the wheel-braking pad and wheel-rail contacts / J. Gerlici, M. Gorbunov, K. Kravchenko [et alii]// «Manufacturing Technology». April 2017, Vol. 17, No 2. 2017. – P. 179-186.

142. The multifunctional energy efficient method of cohesion control in the «wheel-braking pad-rail» system / M. Gorbunov, R. Domin, M. Kovtanec, K. Kravchenko // Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. – Zeszyt 114, 2016. – P. 115-126.

143. Методика проведения экспериментальных исследований на автоматизированную измерительно-модернизированную стендовую установку / Н.И. Горбунов, А.И. Костюкевич, В.С. Ноженко [та ін.] // Науково-практичний журнал Залізничний транспорт України, № 2. 2012. – С. 9 - 13.

144 В.І.Крилов, В.В.Крилов. Автоматичні гальма рухомого складу. Транспорт. М. 1983. – С.217-219.

145. Просвірова. О.В. Метод підвищення експлуатаційних характеристик та енергоефективності залізничних дискових гальм // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: СНУ ім. В. Даля, № 3 (233). Сєверодонецьк. 2017. – С. 159-163.

146. Щербаков В.Ю., Просвірова О.В. Реалізація запасу по зчепленню кожної колісної пари регулюванням сили натиснення гальмівних колодок // Майбутній науковець – 2017: матеріали всеукр. наук.-практ. конф. 2 груд. 2016 р., м. Северодонецьк. Ч. II. СНУ ім. В.Даля. Северодонецьк. 2017. – С. 451-453.

147. Просвірова О.В., Гусев А.Ю., Горбунов Н.И. Способ торможения железнодорожного транспортного средства и оборудование для его осуществления // Материалы Всеукраинской научно-практической интернет-конференции молодых ученых и студентов (веб-конференция) «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта» (22 мая 2014 г.). СНУ им. В. Даля. Луганск. 2014. – С. 45-46.

148. Assessment of Innovative Methods of the Rolling Stock Brake System Efficiency Increasing / J. Gerlici, M.Gorbunov, K. Kravchenko, O. Prosvirova [et alii] // Manufacturing Technology. February 2018. Vol. 18, No. 1. 2018. – P.35-38.

149. Горбунов М.І., Просвірова О.В., Кравченко К.О. Експериментальне обґрунтування доцільності використання удосконаленого гальмового обладнання для підвищення енергорозсіючої спроможності фрикційних елементів гальмівної системи // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: СНУ ім. В. Даля. № 2 (243) Северодонецьк. 2018. – С. 76-79.

150. Ковтанець М.В., Просвірова О.В. Дослідження теплофізичних властивостей сплавів з ефектом «пам'яті», форми та можливості їх використання в конструкції вентильованого дискового гальма. // Віснику сертифікації залізничного транспорту. №6. ДОСЗТ, 2017. – С. 27-36.

151. Лужнов Ю.М. Сцепление колёс с рельсами (природа и закономерности). Интекст, М. 2003. – 144 с.

152. Noise and temperature reduction in the contact of tribological elements during braking / J. Gerlici, M. Gorbunov, K. Kravchenko [et alii] // Book of abstracts XXII. Slovak–Polish Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations MMS 2017 September 5-8. 2017. Sklené Teplice, Slovakia. – P. 20.

153 . Noise and temperature reduction in the contact of tribological elements during braking / J. Gerlici, M. Gorbunov, K. Kravchenko [et alii] // MATEC Web of Conferences V. 157. 2018 . – 7 P.

154. Просвірова О.В. Спосіб покращення умов взаємодії фрикційних елементів дискового гальма використанням вихрового ефекту // Науково-технічний прогрес на транспорті [Текст]: Тези доповідей Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених, магістрантів та студентів. Секція «Механіка» / друкується в авторській редакції ; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. Дніпро 2018. – С. 98.

155. Ghadimi B. Thermal analysis of locomotive wheel-mounted brake disc / B. Ghadimi, F. Kowsary, M. Khorami // Applied Thermal Engineering 51 (2013). – P. 948-952.

156. Adamowicz A. Analysis of disc brake temperature distribution during single braking under nonaxisymmetric load” / Adamowicz A., Grzes P. // Appl. Therm. Eng. 31 (2011). – P. 1003-1012.

157. Yevtushenko A.A. 3D FE model of frictional heating and wear with a mutual influence of the sliding velocity and temperature in a disc brake / A.A. Yevtushenko, P. Grzes // Int. Commun. Heat Mass Transf. (2015). – P. 1-8.

158. Горбунов М.І. Удосконалення залізничних гальмівних фрикційних систем підвищенням енергоємності /Горбунов М.І., Просвірова О.В., Кравченко К.О. / Логістичне управління та безпека руху на транспорті: збірник наукових праць конф., 5-7 жовтня 2017 р., м. Лиман (Донецька обл.) / відп. ред. Н.Б. Чернецька-Білецька. – Сєверодонецьк: СНУ ім. В.Даля, 2017.

159. Инновационные риски внедрения перспективных технических решений на транспорте / Н.И. Горбунов, В.С. Ноженко, Е.С. Ноженко [та ін.] // Вісник СНУ ім. В. Даля. №3(210). Вид-во СНУ ім. В.Даля. Луганськ. 2014. – С. 68-93.

160. Инновационные риски внедрения перспективных технических решений на транспорте / Н.И. Горбунов, В.С. Ноженко, Е.С. Ноженко [та ін.] //

Інноваційні технології на залізничному транспорті. Тези 5-ї міжнародної науково-практичної конференції (Лондон, 31 березня – 7 квітня 2014 р.). Лондон . 2014. – С. 68-93.

161. Бузько І.Р., Вартанова О.В., Голубенко Г.О. Стратегічне управління інвестиціями та інноваційна діяльність підприємства. Монографія. Луганськ, 2002. – 176 с.

162. Елохин А.Н. Анализ и управление риском: Теория и практика. – 2-е изд.: ООО «ПолиМЕдиа» М. 2002.

163. Bickel J.E. The Relationship between Perfect and Imperfect information in a Two-Action Risk-Sensitive Problem. *Decision Analysis*5(3): 2008. – P.116-128.

164. Щелоков Я.М., Данилов Н.И. Энергетическое обследование: справочное издание., Екатеринбург: УрФУ, 2011. – 243 с.

165. Копылова Е.В., Куликова Е.Б. Сервис на транспорте (железнодорожном): Учебное пособие. МИИТ, М. 2009. – 216 с.

166. Соболев И.М. Численные методы Монте-Карло. Наука, М. 2003.

167. Горбунов М.І., Просвірова О.В., Кравченко К.О., Ковтанець М.В. Перспективні напрями досліджень з удосконалення залізничного гальмівного обладнання / Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. СНУ ім. В. Даля, 2016– № 1 (225) Северодонецьк. 2016. – С. 44-49.

168. Gorbunov N., Prosvirova O., Kravchenko E.. Analysis of railway vehicle braking and assessment of technical solutions efficiency using risk-based methods for technical systems. // ТЕКА Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Poland 2014, Lublin – Lugansk. Vol. 14, No. 1, – p. 73-85.

169. Комп'ютерна програма «Програма оцінки ризиків та економічної безпеки впровадження інноваційних проектів» свідоцтво №54146 Україна. опубл. 19.03.2014.

170. Горбунов М.І., Просвірова О.В., Ноженко В.С. Оцінки ризиків інвестиційного проекту по впровадженню нових технічних рішень на

залізничному транспорті // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: СНУ ім. В. Даля, № 1 (242). Северодонецьк. 2018. – С. 40-44.

171. Спосіб покращення умов взаємодії в трибосистемах «колесо-рейка» та «гальмівна колодка-колесо»: пат. 114021 Україна; № 201608828 заявл. 15.08.2016; опубл. 27.02.2017, Бюл. № 4. 4 с.

172. Спосіб взаємодії гальмівної колодки із колесом залізничного транспортного засобу: пат. 91595 Україна; № 201401266 заявл. 10.02.2014; опубл. 10.07.2014, Бюл. № 13. 4 с.

173. Спосіб гальмування локомотива та система для його здійснення: пат. 109064 Україна; № 201400484 заявл. 20.01.2014; опубл. 10.07.2015, Бюл. № 13. 4 с.

174. Дискове гальмо залізничного транспортного засобу: пат. 104546 Україна; № 201506631 заявл. 06.07.2015; опубл. 10.02.2016, Бюл. № 3. 4 с.

175. Покращання експлуатаційних характеристик дискових гальм застосуванням тепловідвідних елементів / М.І. Горбунов О.В. Просвірова, К.О. Кравченко, М.В. Ковтанець // Логістичне управління та безпека руху на транспорті: збірник наукових праць конф., 4-6 листопада 2014 р. СНУ ім. В. Даля, Северодонецьк. 2014. С. 25-26.

176. Горбунов М.І., Просвірова О.В., Кравченко К.О. Удосконалення залізничних гальмівних фрикційних систем підвищенням енергоємності // Логістичне управління та безпека руху на транспорті: збірник наукових праць конф., 5-7 жовтня 2017 р., м. Лиман (Донецька обл.) СНУ ім.В.Даля. Северодонецьк. 2017. С. 43-46.

177. ГОСТ 15.101-98 «Порядок выполнения научно-исследовательских работ». – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. – 10 с.

178. Стенд для исследования системы колесо-рельс // Железные дороги мира. – Москва, 2005. – №4. – С. 41 – 46.

179. Стенды для испытаний подвижного состава железных дорог // Транспортное машиностроение. НИИИНФОРМТЯЖМАШ. – Москва, 1966. – №11-66-4. – С. 24.

180. Сравнение результатов стендовых и ходовых испытаний // Железные дороги мира. – Москва, 2003. – №9. – С. 12 – 16.

181. Althammer Karlheinz. Zöllner Fritz. Der amerikanische Roll-prüfstand in Pueblo, Colorado / USA. Z. Eisenbahnw. und Verkehrstechn. – Glas. Ann., 1975, 1975. – №4. – P. 111 -115.

182. Михайлов Є.В. Аналіз експериментальних досліджень, направлених на вивчення опору руху / Є.В. Михайлов, С.О. Семенов // Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах: збірник тез конференції, 24-26 листопада 2016 р., м. Одеса (Україна) / відп. ред. Н.Б. Чернецька-Білецька, С. 97-99.

183. Александров Е.В. Повышение ресурса колесных пар грузовых вагонов и рельсов путем улучшения условий их взаимодействия и динамического мониторинга: дис. ... к.т.н.: 05.22.07 / Александров Е.В; Ростовский государственный университет путей сообщения. – Ростов-на-Дону, 2011. – 214 с.

184. Результаты стендовых испытаний по определению характеристик горизонтальной угловой связи рам тележек грузовых вагонов / [В.А. Двухглавов, Г.Н. Салоусов, А.А. Кривецкий та ін.]. – Труды ДИИТ, Днепропетровск, 1978. С.103-107.

185. Шилер В.В. Исследование динамических свойств колесной пары с гибкими независимо вращающимися бандажами/ В.В. Шилер, П.А. Шипилов, А.В. Шилер. Научно-технический журнал «Известия Транссиба», Омск, 2011. – №4 (8). – С. 69 – 75.

186. Камаев, А.А. Взаимодействие локомотива и пути в кривых участках пути. Учебное пособие. / А.А. Камаев, Г.С. Михальченко. – Тула.: Тульский политехнический институт, 1977. – 68 с.

187. Кравченко Е.А. Усовершенствование испытательно-измерительного комплекса для исследования сцепления колеса с рельсом / Е.А. Кравченко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Науковий журнал – електронне наукове фахове видання, № 4, 2009. – Режим доступа: <http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/vsunud/2009-4E/09keaksr.htm> — Назва з екрану.

188. Горбунов Н.И. Повышение тяговых качеств тепловозов за счет совершенствования упругих связей тележек: дис. ... к.т.н.: 05.22.07 / Н.И. Горбунов; Институт инженеров железнодорожного транспорта имени М.И. Калинина. – Днепропетровск, – 1987. – 269 с.

189. Патент на корисну модель №52970, кл. G01M1/04 Стенд для дослідження зчеплення колеса з рейкою та випробування елементів буксового ресорного підвішування залізничного рухомого складу / Горбунов М.І., Кашура О.Л., Спірягін В.І., Спірягін М.І., Костюкевич О.І., Міхєєв О.С.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u2002010036; заявл. 03.01.2002; опубл. 15.01.2003, Бюл. № 6. – 4 с.

190. Ключев С.О. Зниження рівня силової взаємодії коліс локомотива з рейками автоматичним управлінням положенням колісних пар : дис. ... к.т.н.: 05.22.07 / С. О. Ключев; СНУ ім. В. Даля. – Сєверодонецьк, 2015. – 172 с.

191. Семенов С.О. Про можливості використання теорії подібності при моделюванні опору руху рейкового транспортного засобу / С.О. Семенов // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». – Київ: ДЕТУТ, 2016. – Вип. 29. – С. 176-183.

192. Михайлов Е.В. Использование теории подобия для моделирования сопротивления движению рельсового экипажа / Е.В. Михайлов, С.А. Семенов // Логістичне управління та безпека руху на транспорті: збірник праць тез конференції, 4-8 травня 2015 р., м. Лозова (Україна) / відп. ред. Н.Б. Чернецька-Білецька. – Сєверодонецьк: СНУ ім.В.Даля, 2015. С. 118-120.

193. Гухман А.А. Введение в теорию подобия. Москва: Высшая школа, 1963. – 254 с.
194. Назаров А.Г. О механическом подобии твердых деформируемых тел. Ереван: Изд-во АН Арм. ССР, 1965. – 218 с.
195. Седов Л.И. Методы подобия и размерностей в механике. Москва: Наука, 1967. – 438 с.
196. Шаповалов Л.А. Моделирование в задачах механики элементов конструкций / Л.А. Шаповалов. – Москва: Машиностроение, 1990. – 288 с.
197. Бердинских В.А. Статическое моделирование процессов фрикционно-контактного взаимодействия при внешнем трении / Бердинских В.А., Запорожец В.В. / Надежность и долговечность машин и сооружений, 1984. – №5. С. 80 - 84.
198. Bockmenn G., Schulz W. Modellierung des Tropfenschlagverschleises in der instationaren Phase // Schmierungstechnik, 1984. – Jg. 15. - № 8. S. 246 - 250.
199. Lorenz A. Modellbetrachtungen zum Schadigungsprozess in Maschinen und Geraten // Schmierungstechnik, 1984. – Jg. 15. № 8. S. 250 – 253.
200. Патент на корисну модель №107425, кл. B61F 13/00, B60B 17/00 Спосіб зниження опору руху рейкового транспортного засобу та зменшення зносу гребенів колісних пар / Михайлов Є.В., Горбунов М.І., Кравченко К.О., Семенов С.О.; заявник і власник СНУ ім. В.Даля. – u2015 10699; заявл. 03.11.2015; опубл. 10.06.2016, Бюл. № 11. – 4 с.
201. Браун Э.Д. Модели трения и изнашивания в машинах./ Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В. / Москва: Машиностроение, 1982. – 190 с.
202. ДСТУ 3008-95 Документація. Звіти у сфері науки і техніки структура і правила оформлення. – Київ: Держспоживстандарт. – 38 с.
203. Евдокимов Ю.А. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа / Ю.А. Евдокимов, В.И. Колесников, А.И. Тетерин – Москва: Наука, 1980. – 228 с.
204. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных

условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Макова, Ю.В. Грановский. – Москва: Изд-во Наука, 1971. – 283 с.

205. Джонсон Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы обработки данных / Н. Джонсон, Ф. Лион – Москва: Мир, 1980. – 510 с.

206. Монтгомери Д.К. Планирование эксперимента и анализ данных: пер. с англ. / Д.К. Монтгомери. – Ленинград: Судостроение, 1980. – 384 с.

207. Володарский Е.Т. Планирование и организация измерительного эксперимента / Е.Т. Володарский, Б.Н. Малиновский, Ю.М. Туз – Киев: Вища шк. Головное изд-во, 1987. – 280 с..

208. ГОСТ 24026-80. Исследовательские испытания. Планирование эксперимента. Термины и определения. – Москва: Государственный стандарт–14 с.

209. Современный эксперимент: подготовка, проведение, анализ результатов под ред. О.П. Глудкина / В.Г.Блохин, О.П. Глудкин, А.И. Гуров, М.А. Ханин. – Москва: Радио и связь, 1997. – 232 с.

210. Налимов В.В. Теория эксперимента / В.В. Налимов. – Москва: Наука, 1971. – 207 с.

211. Семенов С.О. Экспериментальные исследования влияния конструктивных схем колес на сопротивление движению рельсовых экипажей / С.О. Семенов // Збірник матеріалів XXX Всеукраїнської наукової інтернет-конференції «ВІТЧИЗНЯНА НАУКА НА ЗЛАМІ ЕПОХ: ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ», 17 лютого 2017 р., м. Переяслав-Хмельницький. – С. 299-301.

212. Семенов С.А. Техничко-економическая оценка использования колес перспективной конструктивной схемы для рельсовых экипажей / С.А. Семенов, Е.В. Михайлов, А.Г. Рейдемейстер / Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. – Дніпро, 2016, № 6 (66). – С. 55-63.

213. Блохина А.С. Метод оценки профилей колес подвижного состава / А.С. Блохина // Вісник ДНУЗТ, 2009. - №26. - С.176-181.

214. Мямлин С.В. Оценка экономической эффективности инвестиционного проекта для железнодорожного транспорта с использованием различных методов / С.В. Мямлин, А.С. Блохина, З.Х. Щечоева // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. - Дніпропетровськ, 2010. - Вип. 32. - С. 268-273.

215. Ейтутіс Г. Аналіз продуктивності залізниць України / Г. Ейтутіс, О. Никифорок, В. Карпов // Зб. наук. пр. Держ. економіко-технолог. ун-ту транспорту: Серія «Економіка і управління». – Київ : ДЕТУТ, 2015. – Вип. 31. – С. 64-77.

216. Загальна інформація / Офіційний веб-сайт Укрзалізниці. – Режим доступу: [http://uz.gov.ua/about/general\\_information/](http://uz.gov.ua/about/general_information/) – Назва з екрану.

217. ДСТУ 4835:2008 Колісні пари вагонів магістральних залізниць колії 1520 мм. Технічні умови (ГОСТ 4835-2006, IDT). – Київ: Держспоживстандарт. – 10 с.

218. ЮЗЖД отремонтировала свыше 4,5 тыс. грузовых вагонов / Центр транспортних стратегій. – Режим доступу: <http://cfts.com.ua/news/> – Назва з екрану.

219. Филиал «Панютинский ВРЗ» ПАО «Укрзалізниця». - Режим доступу: <http://usv-ua.all.biz> – Назва з екрану.

220. Збірник тарифів на перевезення вантажів залізничним транспортом України, ЗАТВЕРДЖЕНО наказом Міністерства транспорту та зв'язку України від 26 березня 2009 р. N 317 Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 15 квітня 2009 р. за N 340/16356 із змінами, внесеними згідно з Наказами Міністерства інфраструктури [№ 401 від 04.10.2011](#), [№ 569 від 21.09.2012](#), [№ 161 від 26.04.2016](#) – К.: 2009.– 163 с.

221. Аналіз роботи залізниць України з позиції впливу інтенсивності перевезень на знос інфраструктури / М. Б. Курган, І. П. Корженевич,

Ю.С. Бараш, Н.І. Верхоглядова // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2007. – Вип. 19. – С. 265-270.

222. Сатклифф М. Эффективная финансовая деятельность. Секреты финансовых директоров / М. Сатклифф, М. Доннелан; пер. с англ. Д.А. Куликова; под общ. ред. Д. А. Рябых. – Москва: Вершина, 2009. – 496 с.

223. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов/Сегерлинд Л.- Пер. с англ. – М.: Мир, 1979. – 392 с.

224. Норри Д. Введение в метод конечных элементов/ Д. Норри, Ж. де Фриз. – Москва.: Мир, 1981. – 304 с.

225. Уманский С.Э. Оптимизация приближенных методов решения краевых задач механики/ С.Э. Уманский – Киев: Наук. думка, 1983. – 168 с.

226. ГОСТ 33783 – 2016 КОЛЕСНЫЕ ПАРЫ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА. Методы определения показателей прочности. – Москва: Стандартиформ, 2016. – 61 с.

227. ГОСТ 10791-2011 Колеса цельнокатаные. Технические условия. – Москва: Стандартиформ, 2011. – 28 с.