

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет "Транспортна інженерія"

Кафедра "Локомотиви"

"ДО ЗАХИСТУ"

Зав.кафедрою Б. Боднар Борис БОДНАР

" 14 " 01 2024 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: "Поліпшення ходових якостей локомотивів з урахуванням
європейських норм"

за освітньою програмою: "Інтероперабельність і безпека на залізничному
транспорті"

зі спеціальності 273 "Залізничний транспорт"
галузі знань 27 "Транспорт"

Виконав: студент групи **ІН2226**

Керівник Юрій СПОНДИЧ
Дмитро БОБИРЬ

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць
інших авторів без відповідних посилань.

Студент Юрій Спондич

Дніпро, 2024

Український державний університет науки і технологій

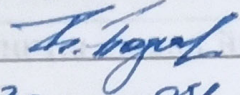
Факультет «Транспортна інженерія», кафедра «Локомотиви»

Спеціальність 273 «Залізничний транспорт»

за ОП «Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри «Локомотиви»

 Борис БОДНАР
« 30 » 04 2024 р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу на здобуття ОС «магістр»

студенту групи ІН2226

Спондича Юрія Ігоровича

1. Тема кваліфікаційної роботи: «Поліпшення ходових якостей локомотивів з урахуванням європейських норм»

затверджена наказом від «28» квітня 2024 р № 360ст

2. Термін подання студентом закінченої роботи «15» січня 2024 р

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи: Вимоги технічних специфікацій інтероперабельності до ходових якостей локомотивів. технічні параметри ходової частини локомотива.

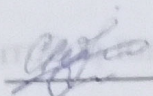
4. Перелік креслень (демонстративного матеріалу)

Презентація за матеріалами досліджень, викладених в магістерській роботі (PowerPoint, 10... 12 слайдів.

5. Перелік питань до розробки та термін виконання

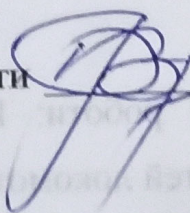
Назва розділу кваліфікаційної роботи	Термін виконання	Обсяг розділу, %
Розділ 1. Загальний стан проблеми впровадження європейських норм у стосунку до поліпшення ходових якостей локомотивів.	19.11.2023	20
Розділ 2. Порівняльний аналіз вітчизняних та європейських вимог до ходових якостей локомотивів.	12.12.2023	20
Розділ 3. Оцінка ходових якостей локомотива за допомогою тензометричних колісних пар	30.12.2023	30
Розділ 4. Впровадження примусового повороту візків у кривих як шлях покращення ходових якостей рухомого складу. Висновки. Оформлення ВКР.	15.01.2024	30

Студент



Юрій СПОНДИЧ

Керівник роботи



Дмитро БОБИР

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет “*Транспортна інженерія*”

Кафедра “*Локомотиви*”

“ДО ЗАХИСТУ”

Зав.кафедрою _____ Борис БОДНАР

“ ” _____ 2024 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: “**Поліпшення ходових якостей локомотивів з урахуванням європейських норм**”

за освітньою програмою: “*Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті*”

зі спеціальності 273 “*Залізничний транспорт*”
галузі знань 27 “*Транспорт*”

Виконав: студент групи **ІН2226**

_____ **Юрій СПОНДИЧ**

Керівник _____ **Дмитро БОБИР**

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____

Дніпро, 2024

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
UKRAINIAN STATE UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGIES

Faculty “*Transport engineering*”

Department “*Locomotives*”

Explanatory Note
to Master’s Thesis

master

on the topic: “**Improvement of running behavior of locomotives
considering European standards**”

according to educational curriculum: “*Interoperability and safety in railway transport*”
in the Speciality 273 “*Railway transport*”
Branch of knowledge 27 “*Transport*”

Done by the student of the group IH2226:

Yurii SPONDYCH

Scientific Supervisor: Dmytro BOBYR

Dnipro, 2024

Український державний університет науки і технологій

Факультет *«Транспортна інженерія»*, кафедра *«Локомотиви»*

Спеціальність 273 *«Залізничний транспорт»*

за ОП *«Інтероперабельність і безпека на залізничному транспорті»*

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри «Локомотиви»

_____ Борис БОДНАР

« ____ » _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу на здобуття ОС *«магістр»*

студенту групи *ІН2226*

Спондича Юрія Ігоровича

1. Тема кваліфікаційної роботи: **«Поліпшення ходових якостей локомотивів з урахуванням європейських норм»**

затверджена наказом від **«28» квітня 2024 р № 360ст**

2. Термін подання студентом закінченої роботи **«15» січня 2024 р**

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи: Вимоги технічних специфікацій інтероперабельності до ходових якостей локомотивів. технічні параметри ходової частини локомотива.

4. Перелік креслень (демонстративного матеріалу)

Презентація за матеріалами досліджень, викладених в магістерській роботі (PowerPoint, 10... 12 слайдів.

5. Перелік питань до розробки та термін виконання

Назва розділу кваліфікаційної роботи	Термін виконання	Обсяг розділу, %
Розділ 1. Загальний стан проблеми впровадження європейських норм у стосунку до поліпшення ходових якостей локомотивів.	19.11.2023	20
Розділ 2. Порівняльний аналіз вітчизняних та європейських вимог до ходових якостей локомотивів.	12.12.2023	20
Розділ 3. Оцінка ходових якостей локомотива за допомогою тензометричних колісних пар	30.12.2023	30
Розділ 4. Впровадження примусового повороту візків у кривих як шлях покращення ходових якостей рухомого складу. Висновки. Оформлення ВКР.	15.01.2024	30

Студент _____Юрій СПОНДИЧ

Керівник роботи _____Дмитро БОБИР

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи магістра:

93 стор., 31 рис., 5 табл., 41 літературне джерело.

Об'єкт розробки – тяговий рухомий склад залізниць колії 1520 мм та 1435 мм (існуючий та перспективний).

Мета роботи – підвищення безпеки руху локомотивів шляхом розробки шляхів приведення їх ходових якостей у відповідність до європейських норм.

Метод дослідження – метод динаміки

В магістерській роботі проаналізовано напрацювання вчених України, вітчизняні класичні праці та праці, що розміщені у реферативній базі даних SCOPUS, які присвячені темі дослідження. Встановлено, що у вітчизняній науці існують різні підходи до трактування поняття «рамна сила».

Здійснено порівняння чинних в Україні вимог нормативних документів, що регламентують ходові якості рухомого складу і нормативних документів ЄС. Встановлено, що в Україні діють нормативні документи, які розроблені в державі-агресорі і які містять у собі принципи, що є відмінними від вимог європейських норм.

Розроблено методику ходових випробувань рухомого складу за допомогою тензометричних колісних пар. Розглянуті конструкції різних типів тензометричних колісних пар та різні методи вимірювання сил взаємодії між колесом і рейкою.

Запропоновано спосіб покращення ходових якостей рухомого складу шляхом впровадження колісних пар з примусовим поворотом у кривих. Проведені розрахунки показали зниження ключових показників, якими характеризуються ходові якості рухомого складу.

Ключові слова: ТЯГОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД, ХОДОВІ ЯКОСТІ, КУТ НАБІГАННЯ, СИЛА ВЗАЄМОДІЇ МІЖ КОЛЕСОМ І РЕЙКОЮ, ТЕНЗОМЕТРИЧНА КОЛІСНА ПАРА.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		4

ЗМІСТ

ВСТУП..... ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

1 ЗАГАЛЬНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ЕФЕКТИВНОГО ВИКОРИСТАННЯ
РУХОМОГО СКЛАДУ У МІЖНАРОДНИХ ПАСАЖИРСЬКИХ
ПЕРЕВЕЗЕННЯХ..... ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

1.1 АНАЛІЗ НАУКОВИХ ПРАЦЬ, ЩО ПРИСВЯЧЕНІ ПИТАННЯМ ПОЛІПШЕННЯ

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ РУХОМОГО СКЛАДУ..... ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ
НЕ ВИЗНАЧЕНО.

1.2 ОРГАНІЗАЦІЯ ПЕРЕВЕЗЕНЬ ТА ХАРАКТЕРИСТИКА ТЯГОВОГО ПЛЕЧА КОЛОМІЯ

- РАВА РУСЬКА - ВАРШАВА..... ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

1.3 РУХОМИЙ СКЛАД, ЩО ВИКОРИСТОВУЄТЬСЯ ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕНЬ..... ПОМИЛКА!
ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

2. ОБГРУНТУВАННЯ ПЕРЕЛІКУ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ
ПОКАЗНИКІВ МВРС У МІЖНАРОДНОМУ РУСІ ТА МЕТОДИКА ЇХ
РОЗРАХУНКУ ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

2.1 ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ ВИБОРУ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДЛЯ

МІЖНАРОДНОГО РУХУ ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

2.2 ВИБІР ТА ПОЗНАЧЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МВРС У

МІЖНАРОДНОМУ РУСІ..... ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

2.3 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МВРС У

МІЖНАРОДНОМУ РУСІ..... ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

3 ПРОПОЗИЦІЇ З УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ
ПОКАЗНИКІВ ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

3.1 РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРИ ІСНУЮЧІЙ СИСТЕМІ

ОРГАНІЗАЦІЇ РУХУ ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

3.2 ПРОПОЗИЦІЇ З УДОСКОНАЛЕННЯ ОРГАНІЗАЦІЇ РУХУ ПОЇЗДІВ..... ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ
НЕ ВИЗНАЧЕНО.

3.3 РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРИ УДОСКОНАЛЕННІ

СИСТЕМІ ОРГАНІЗАЦІЇ РУХУ ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

3.3 РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРИ УДОСКОНАЛЕННІ СИСТЕМІ ОРГАНІЗАЦІЇ РУХУ				0032.226573.МДР.2024.001			
Зм	Лист	№ докум	Гідімс	дата			
Розроб	Спондич Ю.І.				Поліпшення ходових якостей локомотивів з урахуванням європейських норм		
Перевірив	Бобир Д.В.						
Н. контр.					ІН2226		
Затв.							

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		6

**4. ПРОПОЗИЦІЇ З ПРИВЕДЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗДА
ДПКР-3 ДО ВИМОГ ІНТЕРОПЕРАБЕЛЬНОСТІ..... ПОМИЛКА!
ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.**

**4.1 ВИМОГИ ІНТЕРОПЕРАБЕЛЬНОСТІ ДО МОТОРВАГОННОГО РУХОМОГО
СКЛАДУ ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.**

**4.2 ВИМОГИ ТСТ ДО ОКРЕМИХ СКЛАДОВИХ МВРС ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ
ВИЗНАЧЕНО.**

**4.3 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗДА ДПКР-3 НА ВІДПОВІДНІСТЬ ВИМОГАМ
ІНТЕРОПЕРАБЕЛЬНОСТІ..... ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.**

**4.4 ПРОПОЗИЦІЇ З УДОСКОНАЛЕННЯ ОКРЕМИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗДА ДПКР-
3, ЩО Є СКЛАДНИКАМИ ІНТЕРОПЕРАБЕЛЬНОСТІ..... ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ
ВИЗНАЧЕНО.**

ВИСНОВКИ ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

БІБЛІОГРАФІЯ..... ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

СПИСОК РИСУНКІВ ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

СПИСОК ТАБЛИЦЬ..... ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ ВИЗНАЧЕНО.

**АНОТАЦІЯ ТА КЛЮЧОВІ СЛОВА..... ПОМИЛКА! ЗАКЛАДКУ НЕ
ВИЗНАЧЕНО.**

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		7

ВСТУП

Впровадження європейських норм у галузі залізничного транспорту є однією зі складових імплементації Угоди про асоціацію між Україною та ЄС [1]. Серед іншого, перед залізничним транспортом, постає питання імплементації Директив з інтероперабельності [2] та безпеки [3]. Вказані Директиви передбачають впровадження Технічних специфікацій інтероперабельності (ТСІ), актуальний перелік яких розміщений на сайті ЄЗА [4].

Імплементація цих документів неможлива без впровадження Технічних регламентів безпеки. Стосовно рухомого складу залізничного транспорту в нашій державі розроблений Технічний регламент безпеки рухомого складу залізничного транспорту [5]. У січні 2022 року у даний Технічний регламент були внесені зміни [6], які набудуть чинності 03.02.2024 року.

Однією з основних вимог безпеки, які відображені у перелічених вище нормативних документах, є безпека від сходу рухомого складу з рейок, яка напряму залежить від ходових якостей локомотива. Згідно прийнятого у європейській залізничній термінології визначення понять, ходові якості локомотива входять у загальне поняття «поведінка під час руху» (англ. - Running behaviour).

На теперішньому етапі проблема полягає у різних підходах до оцінки ходових якостей локомотивів в Україні та у країнах ЄС, а у окремих випадках – і у відсутності таких підходів. Це унеможлиблює розробку заходів поліпшення ходових якостей локомотивів відповідно до європейських норм, чим і визначається актуальність дослідження.

Метою дослідження є підвищення безпеки руху локомотивів шляхом розробки шляхів приведення їх ходових якостей у відповідність до європейських норм.

Об'єктом дослідження є тяговий рухомий склад залізниць колії 1520 мм та 1435 мм (існуючий та перспективний).

Предметом дослідження є ходові якості рухомого складу.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		8

Для досягнення зазначеної мети необхідно:

- проаналізувати стан проблеми імплементації європейських норм у стосунку до поліплення ходових якостей локомотивів;
- проаналізувати вітчизняний та світовий досвід поліпшення ходових якостей локомотивів;
- порівняти існуючі європейські та вітчизняні нормативні вимоги щодо динамічних показників локомотивів і запропонувати шляхи їх гармонізації;
- запропонувати методику оцінки ходових якостей локомотивів відповідно до європейських норм;
- запропонувати заходи з покращення динамічних якостей існуючих та перспективних локомотивів.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		9

1 ЗАГАЛЬНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ВПРОВАДЖЕННЯ ЄВРОПЕЙСЬКИХ НОРМ У СТОСУНКУ ДО ПОЛІПШЕННЯ ХОДОВИХ ЯКОСТЕЙ ЛОКОМОТИВІВ

1.1 Аналіз праць вітчизняних учених, що присвячені питанням оцінки і покращення ходових якостей рухомого складу

Питанням покращення ходових якостей рухомого складу займалися протягом років займалось ряд видатних вчених України, у тому числі – вчених УДУНТ (колишнього ДНУЗТ, ДПТ). Серед них слід виділити професорів Рибкіна В.В. та Горобця В.Л., доцентів Бондарєва О.М., Губаря О.В., Капіцу М.І., Недужу Л.О., Кургана Д.М. Кузишина А.Я. та ін.

Аналіз праць проведено з використанням даних електронного репозитарію наукової бібліотеки УДУНТ [7]. За сформованим запитом «динаміка локомотивів» було проаналізовано 196 праць, у тому числі наукові статті, дисертації та магістерські роботи, у яких у тій чи іншій мірі відображені питання динаміки локомотивів. Розглянемо найбільш ревалентні з них.

Аналіз праць, що присвячені теоретичним та експериментальним дослідженням динаміки взаємодії рухомого складу та колії станом на 20212 рік проведений у [8]. Проналізувавши 73 роботи автори відзначають, що «Основні напрямки досліджень, проведених за останні 40-50 років у дослідженнях динаміки взаємодії колії, стрілочних переводів та рухомого складу - це натурний експеримент, аналітичні методи дослідження, методи фізичного моделювання, методи, засновані на чисельному інтегруванні диференціальних рівнянь. Для подальших більш точних досліджень процесів динаміки колії, стрілочних переводів та рухомого складу потрібно врахувати досвід та недоліки вище наведених наукових робіт» [8].

Показники динаміки електровоза вітчизняного виробництва ВЛ40у аналізуються у [9]. У процесі проведення динамічних ходових випробувань авторами визначено наступне: «отримані значення коефіцієнтів вертикальної

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		10

динаміки як у першому, так і у другому ступенях підвішування, що були визначені з імовірністю 0,95, значно менші за допустимі Нормативні значення. Найбільші значення цих величин не перевищували значень 0,13 як у першому так і у другому ступенях підвішування. Нормами передбачено, що найбільші значення цих величин складають 0,3 для першого ступеня та 0,2 для другого ступеня, якщо відповідний локомотив призначено для пасажирського руху. Коефіцієнти запасу стійкості проти сходу коліс колісних пар з рейок не менше значень 4,5, в той час за Нормами встановлено, що найменша величина цього показника дорівнює 1,4. Найбільші значення показників плавності руху дорівнюють 3,41, а за відповідними Нормативними показниками найбільше значення вказаних величин може досягати 3,7. Найбільше значення горизонтальних поперечних рамних сил було зафіксовано на рівні 75 кН при проїзді по стрілочних переводах, де спостерігалися бічні кидки за рахунок неякісного утримання стрілочних переводів. Але ж і це значення знаходиться в межах припустимих величин. При рухові у складі пасажирського поїзда горизонтальні поперечні рамні сили не перевищували 40 кН. З точки зору віброприскорень дослідний локомотив також відповідає Нормативним вимогам» [9].

Показники динаміки електровоза ЧС-4 з рамами вітчизняного виробництва аналізуються у праці [Помилка! Джерело посилання не знайдено.]. У стосунку до ходових якостей даного електровоза авторами встановлено, що « пПри швидкості руху вище 120 км/год. починають збуджуватися автоколивання. Більш того, при швидкості руху 159 км/год., під час миттєвого відключення тяги електровозу, створилося ударне навантаження, на яке відреагували датчики вимірювання напружень розетки деформацій РЗ, що встановлено на кронштейні фіксації корпуса тягового редуктора на випадок обриву тяги закріплення корпуса тягового редуктора до рами візка.

При рухові на основних напрямках експлуатації електровозів ЧС-4 у першому ступені підвішування значення коефіцієнтів вертикальної динаміки не перевищують Нормативних значень 0,3. При рухові по стрілочним переводам,

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		11

внаслідок неякісного стану утримання елементів верхньої побудови колії, динамічне навантаження привело до створення у другому ступені підвищування динамічних складових зусиль, при яких коефіцієнт вертикальної динаміки дорівнював 0,4. Це значення слід враховувати при визначення коефіцієнтів запасу міцності несучих конструкції рам візкі та кузова, але ж не слід враховувати як таку величину, що може обмежувати швидкість руху дослідного електровоза.

За показникам горизонтальної динаміки даний електровоз відповідає вимогам Норм [11] при рухові як з окремим дослідним зчепом так і у складі поїзда. Найбільші значення коефіцієнтів горизонтальної динаміки досягали 0,4, що відповідає вимогам Норм [11].

Найбільші значення горизонтальних поперечних переміщень буксових вузлів колісних пар відносно рами візку складають 25 мм., що приведе до створення горизонтальних поперечних зусиль, які діють на рейки, на рівні до 80 кН. Ці величини не перевищують граничних значень горизонтальних поперечних сил, які допускаються Нормами [11]. Було встановлено стабільна робота підшипникових вузлів середньої колісної пари, які забезпечують її розбіжність, бо горизонтальні переміщення буксових вузлі середньої колісної пари менше у порівняннях з переміщеннями двох інших колісних пар.

Аналіз коливань виляння та галопування дослідного електровоза ЧС-4 зав. № 191 показав, що амплітуди вказаних коливань менше відповідних амплітуд подібних електровозів, з яким раніше проводилися подібні випробування. Це пояснюється більш кращою роботою гідравлічних гасників коливань.

При рухові дослідного електровоза на різних ділянках колії зі швидкостями до 130 км/год., як окремим дослідним зчепом, так і у складі пасажирського поїзду найменші значення величин коефіцієнту запасу стійкості від сходу коліс колісних пар з рейок оказались не менше 2, а найменше значення вказаного коефіцієнту за Нормами [11] встановлено 1,4. Під час дослідної поїздки зі швидкістю до 159 км/год. на ділянці Бориспіль - Баришівка виявилось, що при швидкості руху 142 км/год. величина цього коефіцієнту складає 2,69, а при

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		12

швидкості 155 км/год. - 2,78. Таким чином з точки зору запасу стійкості рух дослідного електровозу є стійким зі швидкостями до 160 км/год. включно» [Помилка! Джерело посилання не знайдено.].

У роботі [12] у стосунку до аналізу ходових якостей локомотива автор відзначає, що «Аналіз причин сходу рухомого складу на залізницях показав, що поряд з відхиленнями в стані рейкової колії й ходових частин рухомого складу від норм їх утримання мають місце обставини, пов'язані з недоліками конструкції ходових частин екіпажів, які безпосередньо не викликають сходу, але є причинами розвитку динамічних процесів, які приводять до підвищеного силового впливу рухомого складу на колію та викликають його схід. Умови сходу колісної пари з рейок суттєво залежать від висоти прикладання до колісної пари рамної сили. При цьому найбільш несприятлива умова безпеки від сходу має місце при нульовій висоті прикладення рамної сили. При модернізації існуючих одиниць рейкових екіпажів або створенні нових видів рухомого складу з метою поліпшення їх динамічних показників і зменшення тертя у з'єднаннях деталей рекомендується застосовувати структурний аналіз з'єднань елементів. Для визначення моменту сил опору повороту візка відносно кузова вантажного вагона з метою контролю зазначеної величини розроблено три конструкції стенда, захищені патентами на винахід» [12].

Методика інженерного розрахунку коефіцієнта стійкості проти вкочування колеса на рейку розглядається у праці [13]. Автори відзначають, що «однією з причин сходження рухомого складу з рейок може бути незабезпечення запасу стійкості проти вкочування гребеня колеса на головку рейки. Розрахунковий аналіз цього показника вимагав застосування складних мате-матичних інструментів, що унеможлиблювало його виконання на інженерному рівні. Запропонована покрокова методика розв'язує це пи-ання.

Мінімальне значення коефіцієнта стійкості, установлене в нормативних документах, включає певний запас стійкості, пов'язаний, у тому числі, з деякими пропущеннями, що мають місце в методі розрахунків. Якщо в результаті аналізу

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		13

отримане значення коефіцієнта більше за мінімально допустиме, то це дає обґрунтування для висновку щодо забезпечення надійності запасу стійкості проти вкочування гребеня колеса на рейку. Результат, за якого визначений коефіцієнт менший від нормативного, не надає можливості зробити остаточний висновок щодо причин сходження, але вказує на необхідність додаткового аналізу за цим показником із застосуванням більш спеціалізованих математичних інструментів» [13].

У роботі [Помилка! Джерело посилання не знайдено.] авторами досліджується динамічна поведінка магістрального локомотиви при русі ділянкою колії, яка не має геометричних відхилень від встановлених значень у вертикальній площині а також у випадку наявності таких відхилень. Наведено результати аналітичних, числових та експериментальних (натурних) досліджень, які показали достатню збіжність.

У роботі [15] розглянуто, порівняно та проаналізовано різні методи визначення бокової сили, яка виникає при набіганні колісної пари на рейку в круговій кривій. Автори відзначають, що вписування локомотива в криві є одним з найбільш складних питань теорії локомотивів. Незважаючи на значну кількість досліджень, що присвячені взаємодії колії і рухомого складу, особливості цієї взаємодії в кривих малого радіусу не розкриті належним чином. Існують різні методи розрахунку сил, що діють у кривих, у основі яких лежать різні підходи. У зв'язку з цим в проводиться розрахунок та порівняння отриманих результатів за трьома різними методами визначення бокової сили, що дасть змогу виявити особливості даних методів та пошук шляхів їх удосконалення. Автори порівнюють три різних методи розрахунку бокових сил, що діють від електровоза на рейки при русі його у круговій кривій. Вказане порівняння запропонованих методів дозволить встановити особливості розрахунку бокових сил та за їх результатами перейти до пошуку шляхів удосконалення, що дасть змогу підвищити їх точність.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		14

Поведінка швидкісного рухомого складу розглядається у [16]. Отримані авторами результати показали, що в кривій ділянці колії радіусом 1 000 м, за умови комфортабельності пасажирів, максимальна допустима швидкість руху поїзда без примусового нахилу кузова складає 132 км/год, а з примусовим нахилом кузова – 189 км/год. Приріст швидкості в кривій дорівнює близько 30 %, та до 10 % – на ділянці (в залежності від кількості кривих).

У [17] на основі існуючої методики розрахунку бокової сили авторами розроблений метод визначення рамної сили, яка діє на візок зі сторони кузова секції локомотива. Удосконалення методу визначення рамної сили підвищує точність розрахунків при аналізі безпеки руху.

Слід зазначити, що поліпшенню ходових якостей локомотивів присвячено ряд магістерських робіт, які були захищені студентами спеціальності 273 «Залізничний транспорт» у попередні роки.

У роботі [18] виконано аналіз вертикальних коливань візкового екіпажу локомотива, здійснено розрахунок динамічного навантаження від колісної пари на рейки, розглянуто вплив демпфування вертикальних коливань у пружному підвішуванні, здійснено розрахунок параметрів гасників коливань енергетичним методом.

Робота сил тертя демпферів має становити щонайменше 5...6 % від роботи пружних сил пружин. В результаті розрахунків встановлено, що гідравлічний демпфер з коефіцієнтом пропорційності забезпечує пружному підвішуванню необхідний демпфуючий ефект, а для фрикційного демпферу встановлено, що він різко знижує коливання підресореної маси.

Запропоновано використання у пружному підвішуванні пневматичну ресору, для якої визначено оптимальні конструкційні параметри та параметри додаткового резервуара. За результатами розрахунку виконано схему пневматичного гасника коливань.

Роботи [19, 20] присвячена дослідженню динамічних показників нового для українських залізниць тепловоза ТЕ33А. У роботі [19] отримано статичні рівняння рівноваги для цього тепловозу, Проведено розрахунок вертикальних прискорень

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		15

непідресорених мас та отримано графік зміни вертикального переміщення, швидкості та прискорення непідресореної маси під час руху по нерівності рейкової колії, наведено основні динамічні показники, яким повинен відповідати тяговий рухомий склад під час експлуатації рейковою колією відповідно до вимог нормативних документів України та країн Європейського Союзу.

У роботі [20] основний акцент зроблено на взаємодії локомотива ТЕ33А з рейковою колією у кривих ділянках малого радіусу в гірських умовах. Визначено основні фактори, які обмежують рух екіпажу в кривій ділянці колії, побудовано залежності максимальної бази візка від радіуса кривої та зазору між колесом та головкою рейки. Встановлено допустиму швидкість руху тепловоза ТЕ33А від радіуса кривої ділянки колії, забезпечуючи при цьому динамічні показники та показники безпеки руху.

1.2 Аналіз праць що присвячені питанням оцінки і покращення ходових якостей рухомого складу, які представлені у наукометричній базі SCOPUS

Як буде показано нижче, основним нормативним документом, у якому викладена методологія оцінки ходових якостей локомотива є EN 14363 [21]. За сформованим відповідним запитом бібліографічна і реферативна база даних SCOPUS [22] з врахуванням фільтрів, які обмежують пошук тематикою залізничного транспорту та локомотивів, надає 82 документи. Розглянемо найбільш ревалентні до теми нашого дослідження.

Праці [23, 24] присвячені розробці та удосконаленню конструкції динамометричних колісних пар. У [23] автори відзначають, що визначення сили взаємодії між колесом і рейкою є надзвичайно важливим з точки зору дослідження ходових якостей локомотива і пропонують декілька технічних рішень щодо динамометричних колісних пар. У праці [24] представлено розвиток методи визначення сили у точці контакту «колесо-рейка» з використанням динамометричних колісних пар. Отримані авторами результати показали, що розроблений метод дає змогу вимірювати вертикальні та бічні контактні зусилля колесо–рейка Q та Y та їх відношення Y/Q з розрахунковою похибкою менше 10%,

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		16

а розрахункова похибка вимірювання положення контактної точки становить менше ніж 15%. При гребневому контакті та більш високих значеннях співвідношення Y/Q або Y зусилля похибки вимірювань зменшуються, що надзвичайно важливо для достовірності та якості експериментальних перевірок безпеки від сходу залізничних транспортних засобів згідно стандартів UIC 518 та EN 14363.

Роботи [25, 26, 27] присвячені аналізу методів комп'ютерного моделювання динамічних характеристик рухомого складу.

У роботі [25] представлено найновіші досягнення у застосуванні методології валідації для оцінки динаміки залізничного транспортного засобу шляхом комп'ютерного моделювання. Обговорено особливості випробувань транспортних засобів на колії, які представляють собою експерименти, що використовуються для валідації моделі, та введено терміни «валідація» та «область застосування». Також представлено порівняння запропонованих показників перевірки моделей залізничних транспортних засобів. Підхід до валідації, розроблений у проекті DynoTRAIN і представлений у стандарті EN 14363:2016, застосовується для дослідження впливу синхронізації сигналу та оцінки нових результатів щодо впливу вибору розділу, який використовується для валідації. Доведено, що методологія перевірки DynoTRAIN показує невелику чутливість до неточності синхронізації сигналів.

Дослідження у [26] сфокусовані на методах багатотільного моделювання. Комфорт і стабільність підвіски залізничного транспорту можна виміряти за допомогою індексу плавності ходу та інших датчиків. Повна модель EMU82 від KTMB адаптована до багатотільного програмного забезпечення ADAMS/Rail. За допомогою ADAMS/Rail можна визначити поведінку та характеристики кожного елемента підвіски. Точність імітаційної моделі перевіряється шляхом порівняння результату кута крену кузова в системі Adams/Rail і фактичного випробування.

У роботі [27] відзначається підкреслюється, що покращення динамічних характеристик рухомого складу розглядається через призму спеціальних норм, які вимагають визначення прискорень і контактних сил колесо-рейка, отриманих в

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		17

результаті експериментального обчислювального тестування. Багатотільна динаміка дозволяє моделювати рухомий склад та його рух у реальних умовах експлуатації. Однак на репрезентативність багатотільних моделей і результати їх використання в динаміці залізниці значною мірою впливають припущення моделювання та їх здатність відображати умови експлуатації. У статті представлено та змодельовано дві альтернативні багатотільні моделі рухомого складу в реальних умовах з метою оцінки впливу різних припущень при моделюванні на результати динамічного аналізу. Після цього виконується аналіз сумісності взаємодії транспортного засобу з колією відповідно до норми EN 14363.

Праці [28, 29] присвячені такому способу покращення ходових якостей локомотивів, як застосування візків з примусовим обертанням (керованих візків).

У праці [28] відзначається, що кут набігання колісної пари в кривій є критичним параметром безпеки руху та побудови кривих. Рух із великим кутом набігання призводить до посилення зносу, шуму і ризику сходу з рейок, тому зменшення вказаного кута є важливим для запобігання небажаним наслідкам. У зв'язку з цим застосовуються пасивні та активні методи орієнтації візків у кривих. У статті за допомогою динамічного моделювання досліджується поведінка моторвагонного рухомого складу з 5-ти вагонів з одним активним кермовим колісним візком S5D95. Моделювання проводили за допомогою програмного забезпечення SIMPACK, а потім отримані результати оцінювали відповідно до стандарту EN14363. Аналіз показав, що бічні сили, коефіцієнти сходу колеса та бічні прискорення вагонів значно покращилися завдяки застосуванню механізму керування. Завдяки своїм конструктивним перевагам було встановлено, що візок з активним керуванням працює з вищою безпекою та якістю їзди порівняно зі звичайним візком.

Праця [29] сфокусована більшість на питанні зменшення зношення колісних пар шляхом застосування керованих візків. У статті розглядається електро-механічний тип системи управління поворотом візка. Авторами був розроблений прототип такої системи, який був встановлений на випробувальному поїзді. При

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		18

випробуваннях було встановлено, що зусилля бокового притиснення зменшується на 88,1% у порівнянні з некерованими візками.

1.3 Аналіз існуючих трактувань понять «направляюча сила», «бокова сила» та «рамна сила» у вітчизняній науці.

Доктором технічних наук Е.М. Соколом у праці [30] були проаналізовані підходи до трактувань сил, рівень яких характеризизує динамічні якості локомотива.

Автор відзначає, що найбільш повне тлумачення цих понять викладено в працях М. Ф. Веріго, О. П. Єршкова, М. А. Чернишова і Г. М. Шахунянца. Викладемо суть цих тлумачень за допомогою єдиних позначень.

Тлумачення О.П. Єршкова.

«Безперервне обертання екіпажу щодо центру обертання відбувається під впливом сил, що виникають у місцях контакту гребенів коліс напрямних осей з бічною гранню головки рейки. Це – **направляючі сили** Y .

У контактах коліс з рейками виникають сили тертя, що дорівнюють добутку сил, перпендикулярних площині контакту коліс і рейок на коефіцієнт тертя ковзання. Ці сили тертя створюють опір повороту екіпажу і, отже, значною мірою визначають величину направляючої сили.

Сили тертя ковзання коліс всіх осей долаються направляючою силою через направляюче колесо і раму екіпажа. Сила, яка прикладається до рами для подолання сил тертя коліс, що не набігають, називається **рамною силою** Y_p .

Силу Y_p можна розкласти на дві бічні сили: силу, що діє на зовнішню рейку, і внутрішню рейку.

Тлумачення М. Ф. Веріго.

Поперечна відносно осі колії сила Y , що передається гребнем колеса на рейку, називається **направляючою силою**.

Стійкість і міцність рейки залежать від **сумарної поперечної сили**, що передається на неї колесом. Вона складається з направляючої сили і поперечної сили, що діє на поверхню кочення рейки, і називається **боковою силою**.

Таким чином, в залежності від напрямку поперечного проковзування

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		19

колеса по рейці бокова сила

$$Y_6 = Y + F'_r, \quad (1.1)$$

або

$$Y_6 = Y - F'_r, \quad (1.2)$$

де Y - направляюча сила;

F'_r - поперечна сила, що діє на поверхню кочення колеса на рейку, викликана їх взаємним проковзуванням.

Бокові сили, що сприймаються колесами одинарної колісної пари, передаються на раму візка. Результуючу бокової сили, що сприймається колесами однієї колісної пари, називають **рамною силою**. Залежно від напрямку сил F'_r рамна сила:

$$Y_p = Y_6 + F'_r, \quad (1.3)$$

або

$$Y_p = Y_6 - F'_r. \quad (1.4)$$

Тлумачення Г. М. Шахунянца.

«Слід розрізняти поперечну силу, що утворюється в місці контакту між поверхнями кочення колеса і рейки, яка є складовою F'_r сили тертя μN колеса об рейку, і поперечну силу Y тиску гребеня колеса на рейку, яка називається **направляючою силою**.

Алгебраїчна сума сил F'_r і Y одного і того ж колеса називається **боковою**

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		20

силою Y_6 .

Рамна сила Y_p - це поперечна сила, що передається рамою візка через колісну пару на рейку (включаючи силу інерції, що розвивається самою колісною парою). Вона дорівнює різниці бокових сил, що передаються однією і тією ж віссю на зовнішню і внутрішню нитки рейки.

Тлумачення М. А. Чернишова.

«Коли екіпажі рухаються прямими ділянками колії, виникають бічні сили, пов'язані з коливанням рухомого складу. Зусилля, що діють на кузов, передаються через раму візка на колісні пари. Ці сили називаються **рамними силами**.

Бічний вплив колеса на рейку складається з сили натиснення гребеня на головку рейки, і сил тертя, що виникають при поперечному ковзанні коліс по рейках. Таким чином, бічний вплив колеса на рейку можна знайти або у вигляді суми названих сил, або у вигляді їх різниці. Це залежить від напрямку обох сил.

У кривих виникають додаткові бічні горизонтальні сили, яких немає в прямих. До них відносяться відцентрова сила, а також частина ваги вагона, коли екіпаж нахиляється внаслідок підйому зовнішньої рейки».

У всіх цих роботах висловлювалася єдина думка щодо поняття «**направляюча сила**»: направляюча сила - це сила, що виникає в точці взаємодії робочої поверхні гребеня колеса направляючої колісної пари візка з робочою гранню зовнішньої рейки кривої.

Структурний вираз для визначення направляючої сили H має вигляд:

$$Y = \sum_{i=1}^n F'_{ri} + M \left(\frac{v^2}{R} - \frac{h_{\bullet}}{S^*} g \right), \quad (1.5)$$

де $\sum_{i=1}^n F'_{ri}$ - алгебраїчна сума сил тертя, поперечних до осі колії (H), що виникають в точках взаємодії поверхонь кочення рейок і коліс екіпажу при його відносному (обертальному) русі навколо певної точки екіпажу, взятої за полюс;

M - маса екіпажу (кг);

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		21

v - швидкість центру мас екіпажу (поїзда) (м/с);

R - радіус кривої (м);

$h_{\bullet}$ - висота зовнішньої рейки (м);

S^* - відстань між осями симетрії поперечних перерізів рейок рейкової колії, м;

g - прискорення вільного падіння (м/с²);

n - кількість коліс екіпажа (візка).

При цьому

$$F'_{ri} = \mu N_i \cos(F'_{ri}, F_{ri}), \quad (1.6)$$

де μ - коефіцієнт тертя ковзання колеса по поверхні кочення рейки;

N - нормальна складова реакції поверхні кочення рейки в точці взаємодії з поверхнею кочення i -го колеса;

$F_{ri} = \mu N_i$ - горизонтальна складова реакції поверхні кочення рейки в точці взаємодії з поверхнею кочення i -го колеса, яка виникає при відносному (обертальному) русі екіпажу навколо свого полюса,

F'_{ri} - поперечна до осі колії складова сили F_{ri} .

За допомогою структурної формули (1.5) отримують вирази, що визначають направляючу силу в першій колісній парі різних типів рухомого складу по напрямку руху.

Що стосується тлумачення понять «бічна сила» і «рамна сила», то в наведених вище авторів є деякі розбіжності.

У працях [31, 32, 33] поперечна сила Y_6 розглядається як функція направляючої сили і поперечної сили тертя ковзання. Іншими словами, бокова сила - це алгебраїчна сума сил Y і F'_r одного і того ж колеса. Якщо, наприклад, колісна пара знаходиться перед центром обертання візка, то для колеса, що рухається по зовнішній рейці кривої, поперечна сила визначається виразом [33]

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		22

$$Y_{\text{б.з.}} = Y - F'_r. \quad (1.7)$$

Для колеса, що рухається по внутрішній рейці кривої [33],

$$Y_{\text{б.в.}} = F'_r \quad (1.8)$$

Різниця поперечних сил, що передаються однією і тією ж колісною парою на зовнішні і внутрішні рейки колії, чисельно дорівнює рамній силі Y_p . Для випадку, коли колісна пара знаходиться перед центром обертання візка, згідно (1.7) і (1.8) маємо [33]

$$Y_{\text{б.з.}} - Y_{\text{б.в.}} = Y - 2F'_r = Y_p. \quad (1.9)$$

У [34] сила рами розглядається як функція направляючої сили і сил тертя ковзання, поперечних до осі колії, які виникають на зовнішній і внутрішній рейках. Якщо, наприклад, колісна пара знаходиться перед центром обертання візка, то

$$Y_p = Y - 2F'_r. \quad (1.10)$$

Бокова ж сила, розглядається як функція направляючої сили. Бокова сила, що діє на зовнішню рейку колії, згідно з [34], становить

$$Y_{\text{б.з.}} = Y_p - F'_r; \quad (1.11)$$

бокова сила, що діє на внутрішню рейку колії

$$Y_{\text{б.в.}} = F'_r. \quad (1.12)$$

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		23

Тому, беручи до уваги (1.1), (1.11) і відповідно до тлумачення, викладеного в [34], різниця бокових сил

$$Y_{\text{б.з.}} - Y_{\text{б.в.}} = Y_p - F'_r - F'_r = Y_p - 2F'_r \quad (1.13)$$

а сума бокових сил

$$Y_{\text{б.з.}} + Y_{\text{б.в.}} = Y_p - F'_r + F'_r = Y_p. \quad (1.14)$$

Таким чином, рамна сила, визначена одним і тим же аналітичним виразом [див. вирази (1.9) і (1.10)], трактується в одному випадку як різниця бокових сил [див. (1.9)], а в іншому - як сума бокових сил [див. (1.)]. Ця розбіжність, а також порівняння виразів (1.9) і (1.13) приводять до висновку про неправильне тлумачення поняття «різниця бокових сил» в одному з випадків.

На основі викладених вище положень запропоновані практичні формули для визначення бокових $Y_{\text{б}}$ і рамних Y_p сил, які мають форму виразу (1.5).

Вираз у круглих дужках формули (1.5) в літературі по залізничному транспорту називається непогашеним поперечним прискоренням і позначається $\alpha_{\text{н.п.}}$.

Висновок до розділу

Питання дослідження динамічних характеристик рухомого складу є актуальним питанням для науковців-залізничників різних країн. Наразі опублікована значна кількість праць, присвячених цьому питанню, у тому числі у міжнародній наукометричній базі SCOPUS.

Внесок науковців бувшого СРСР є значним – ними опубліковані базові праці, які стали основою для розвитку науки про динаміку поїздів та про безпеку руху в наукових організаціях України. Однак, при глибшому дослідженні даних праць д.т.н. Соколом Е.М. виявлено неузгодженості у трактуванні базового

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		24

поняття, що характеризує ходові властивості рухомого складу – поняття «рамна сила». Крім того, поряд з серйозним математичним апаратом, який розроблений науковцями бувшого СРСР питанням експериментального визначення сил взаємодії між колесом і рейкою у науці в бувшому СРСР приділялось надзвичайно мало уваги.

Стосовно ж праць вчених розвинутих країн Європи, Китаю та США, тут ситуація кардинально інша. Основний упор у наукових працях зроблено на практичному визначенні сил взаємодії колеса та рейки різними способами – за допомогою тензометричних колісних пар (ТКП), тензометричних рейок, шляхом оцінки прискорень на буксі та ін.

Власне цей напрямок і є на нашу думку найбільш перспективним для подальшого розвитку питання оцінки та покращення ходових якостей локомотивів.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		25

2. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ВІТЧИЗНЯНИХ ТА ЄВРОПЕЙСЬКИХ ВИМОГ ДО ХОДОВИХ ЯКОСТЕЙ ЛОКОМОТИВІВ

2.1 Вимоги Директиви (ЄС) 2016/797 «Про інтероперабельність залізничної системи в рамках Європейського Союзу»

Для того, щоб дати можливість громадянам Союзу, економічним операторам та компетентним органам в повній мірі скористатися перевагами, що впливають із створення єдиної європейської залізничної галузі, доцільно, зокрема, поліпшення взаємозв'язку і сумісності національних залізничних мереж, а також поліпшення доступу до цих мереж і для здійснення будь-яких заходів.

Прагнення до взаємодії в рамках залізничної системи Союзу має спонукати до формулювання оптимального рівня технічної гармонізації і дозволить полегшити, покращити і розвинути міжнародні залізничні транспортні послуги в рамках Союзу, а також з третіми країнами.

Для того, щоб сприяти завершенню єдиної європейської залізничної зони, скоротити витрати і знизити тривалість дозвільних процедур і підвищити безпеку на залізницях, доцільно впорядкувати і узгодити процедури авторизації на рівні Союзу.

Розробка технічних специфікацій інтероперабельності ('TCl') показала необхідність уточнення взаємозв'язку між обов'язковими вимогами і TCl, з одного боку, і європейськими стандартами та іншими документами нормативного характеру, з іншого боку. Зокрема, чітке розмежування слід провести між стандартами або частинами стандартів , які повинні бути обов'язковими з метою досягнення цілей цієї Директиви, і гармонізованими стандартами, що не були розроблені відповідно до Регламенту (ЄС) № 1025/2012 Європейського парламенту і Ради (6) . Там, де строго необхідно, TCl може зробити пряме посилання на європейські стандарти або технічні умови, які стають обов'язковими з моменту застосування TCl.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		26

В ТСТ повинні бути викладені всі умови, яким повинні відповідати складові інтеоперабельності, і процедури, яким необхідно слідувати при оцінці відповідності. Крім того, необхідно вказати, що кожен компонент повинен пройти процедуру оцінки відповідності та придатності для використання, зазначену в ТСТ і повинен мати відповідний сертифікат, що включає або оцінку відповідності функціональної сумісності компонента, який розглядається в ізоляції, технічним специфікаціям, вимоги яких повинні бути виконані, або оцінку придатності для використання з точки зору оперативної сумісності компонента, який розглядається в рамках свого залізничного середовища, у відповідності з вимогами технічних специфікацій.

З метою забезпечення послідовного впровадження залізничної інтеоперабельності в рамках всього Союзу, і поступового скорочення різноманітних успадкованих систем, в ТСТ слід вказати положення, які повинні застосовуватися в разі оновлення або модернізації існуючих підсистем і можуть включатись пропозиції, щодо поетапного досягнення цільової системи. Однак для того, щоб зберегти залізничний сектор конкурентоспроможним і для запобігання надмірних витрат, вступ в силу нового або зміненого ТСТ не повинен призводити до негайної адаптації транспортних засобів та інфраструктури до нових специфікацій.

В ТСТ слід вказати, коли модернізація і оновлення(ремонт) інфраструктури та транспортних засобів вимагають нової авторизації(дозволу). У всіх випадках для модернізації та ремонту інфраструктури, заявник повинен представити через універсальний магазин, зазначений в Регламенті (ЄС) 2016/796, файл в національний орган з безпеки, так що він може вирішити, чи буде новий дозвіл необхідним на основі критеріїв, викладених у цій Директиві. У разі модернізації та ремонту транспортних засобів, які мають авторизацію (дозвіл) на розміщення на ринку, заявник повинен бути в змозі вирішити, чи потрібно йому отримати нову авторизацію від національного органу безпеки або Агентства на основі критеріїв, встановлених в цій директиві.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		27

З урахуванням поступового підходу до усунення перешкод на шляху до взаємодії залізничної системи союзу і часу, необхідного для прийняття ТСІ, слід вжити заходів, щоб уникнути ситуації, коли держави-члени приймають нові національні правила або здійснюють проекти, які збільшують різноманітність існуючих систем.

Для того, щоб усунути перешкоди на шляху до інтероперабельності, і як наслідок розширення сфери охоплення ТСІ на всю систему залізниць Союзу, обсяг національних правил слід поступово скорочувати.

Коли ТСІ вступає в силу, цілий ряд складових інтероперабельності вже знаходяться на ринку. Перехідним періодом повинно бути передбачено, що ці компоненти можуть бути інтегровані в підсистему, навіть якщо вони не строго відповідають цьому ТСІ.

Складові підсистем залізничної системи Союзу повинні піддаватися процедурі перевірки.

Коли в процесі роботи виявляється, що транспортний засіб або тип транспортного засобу не відповідає одній з основних вимог, що застосовуються до нього, залізничними підприємствами, зацікавленими в приведенні транспортного засобу в відповідність, повинні бути прийняті необхідні коригувальні заходи. Крім того, якщо ця невідповідність призводить до серйозного ризику безпеки, повинна бути забезпечена можливість національним органам безпеки, відповідальним за контроль функціонування транспортного засобу, для вжиття необхідних тимчасових заходів безпеки, в тому числі безпосереднього обмеження або тимчасового припинення відповідного процесу.

Додаток III Основні [критичні] вимоги 1. Загальні вимоги 1.1. Безпека 1.1.1. Проектування, будівництво або монтаж, технічне обслуговування і моніторинг безпеки критично важливих компонентів, а більш конкретно компонентів, що беруть участь в русі поїздів, повинні бути такими, щоб гарантувати безпеку на рівні, що відповідає цілям, встановленим для мережі, в тому числі для конкретних аварійних ситуацій. 1.1.2. Параметри, що відносяться до контакту колесо/колія

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		28

повинні відповідати вимогам стабільності, необхідним для того, щоб гарантувати безпечний рух при максимально допустимій швидкості

2.2 Вимоги технічних специфікацій інтероперабельності

У ТСІ «Локомотиви і пасажирський рухомий склад» [35] теми даної магістерської роботи стосується розділ 4.2.3.4 «Динамічна поведінка рухомого складу», який містить пункти 4.2.3.4.1 «Безпека від сходу з рейок на S-подібних кривих», 4.2.3.4.2 «Динамічна поведінка під час руху» та 4.2.3.4.3 «Еквівалентна конусність». Розглянемо вимоги цих пунктів.

Відповідно пункту 4.2.3.4.1 «Безпека від сходу з рейок на S-подібних кривих», „ (1) Рухомий склад має бути сконструйовано таким чином, щоб забезпечити безпечний рух по S-подібній кривій враховуючи, зокрема, фазу переходу між кривою та прямою та поперечні відхилення по рівню.

(2) Процедура оцінки відповідності описана в пункті 6.2.3.3 цієї ТСІ.

Ця процедура оцінки відповідності застосовується для навантажень на вісь у діапазоні, згаданому в пункті 4.2.1 ТСІ INF та в специфікації, на яку посилається в Додатку J-1, індекс 16.

Вона не застосовується до рухомого складу з більшими навантаженнями на вісь, такі випадки можуть бути охоплені національними правилами або процедурою інноваційного рішення, описаною в статті 10 і главі 6 цієї ТСІ.

4.2.3.4.2. Динамічна поведінка під час руху

(1) Цей розділ застосовується до рухомого складу з конструкційною швидкістю вище 60 км/год, за винятком колійних машин, вимоги до яких викладено в Додатку С, пункт С.3, і за винятком рухомого складу, призначеного для експлуатації на колії 1520 мм, для якої відповідні вимоги вважаються «відкритою точкою».

(2) Динамічна поведінка рухомого складу має значний вплив на безпеку руху та навантаження на колії. Це важлива функція безпеки, на яку поширюються вимоги цього пункту.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		29

(а) Технічні вимоги

(3) Рухомий склад повинен працювати безпечно та створювати прийнятний рівень навантаження на колію, коли він експлуатується в межах, визначених комбінацією(ами) швидкості та недостатнього підвищення зовнішньої рейки в кривих за стандартних умов, викладених у технічному документі, на який посилається Додаток J-2, індекс 2.

Ця умова має бути оцінена шляхом перевірки дотримання граничних значень, зазначених нижче в пунктах 4.2.3.4.2.1 та 4.2.3.4.2.2 цієї ТСІ; процедура оцінки відповідності описана в пункті 6.2.3.4 цієї ТСІ.

(4) Граничні значення та оцінка відповідності, згадані в пункті 3, застосовуються до навантажень на вісь у діапазоні, згаданому в пункті 4.2.1 ТСІ INF та в специфікації, згаданій у Додатку J-1, індекс 16.

Вони не застосовуються до рухомого складу з більшим навантаженням на вісь, оскільки узгоджені граничні значення навантаження на колію не визначені; такі випадки можуть бути охоплені національними правилами або процедурою інноваційного рішення, описаною в статті 10 і главі 6 цієї ТСІ.

(5) Звіт про випробування динамічної поведінки під час руху (включно з обмеженнями використання та параметрами навантаження на колію) має бути наведений в технічній документації, описаній у пункті 4.2.12 цієї ТСІ.

Параметри навантаження на колію (включаючи додаткові параметри Y_{max} , B_{max} і B_{qst} , де це доцільно), які необхідно записати, визначено в специфікації, на яку посилається Додаток J-1, індекс 16, зі змінами, як зазначено в технічному документі, на який посилається в Додатку J-2, індекс 2.

(b) Додаткові вимоги, якщо використовується активна система

(6) Якщо використовуються активні системи (на основі програмного забезпечення або програмованого контролера, що керує виконавчими механізмами), функціональний збій має типовий достовірний потенціал, щоб призвести безпосередньо до «смертельних випадків» для обох наступних сценаріїв:

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		30

1. збій в активній системі, що призводить до невідповідності граничним значенням безпеки руху (визначених відповідно до пунктів 4.2.3.4.2.1 та 4.2.3.4.2.2);

2. збій в активній системі, що призводить до того, що транспортний засіб виходить за межі кінематичного контрольного контуру (габариту) кузова та пантографа, через кут нахилу (розгойдування), що призводить до невідповідності значенням, прийнятим, як зазначено в пункті 4.2.3.1.

Враховуючи цю серйозність наслідків відмови, необхідно продемонструвати, що ризик контролюється на прийнятному рівні.

Демонстрація відповідності (процедура оцінки відповідності) описана в пункті 6.2.3.5 цієї ТСІ.

(с) Додаткові вимоги, коли встановлено систему виявлення нестабільності (опція)

(7) Система виявлення нестабільності повинна надавати інформацію щодо необхідності вжиття оперативних заходів (таких як зниження швидкості тощо), і це має бути описано в технічній документації. Оперативні заходи повинні бути описані в експлуатаційній документації, викладеній у пункті 4.2.12.4 цієї ТСІ.

4.2.3.4.2.1. Граничні значення для безпеки руху

(1) Граничні значення безпеки руху, яким має відповідати рухомий склад, визначені в специфікаціях, на які посилається Додаток J-1, індекс 17, і додатково для поїздів, призначених для експлуатації з підвищенням зовнішньої рейки > 165 мм у специфікації, на яку посилається в Додатку J-1, індекс 18, зі змінами, викладеними в технічному документі, на який посилається в Додатку J-2, індекс 2.

4.2.3.4.2.2. Контроль граничних значень навантаження на колію

(1) Граничні значення навантаження на колію, яким має відповідати рухомий склад (під час оцінки звичайним методом), визначені в специфікації, на яку посилається Додаток J-1, індекс 19, зі змінами, як зазначено в технічному документі, на який посилається в Додаток J-2, індекс 2.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		31

(2) Якщо розрахункові значення перевищують граничні значення, наведені вище, експлуатаційні умови для рухомого складу (наприклад, максимальна швидкість, недостатнє підвищення зовнішньої рейки) можуть бути скориговані з урахуванням характеристик колії (наприклад, радіус кривої, поперечний переріз рейки, відстань між шпалами, інтервали технічного обслуговування колії).

4.2.3.4.3. Еквівалентна конусність

4.2.3.4.3.1. Проектні значення для нових профілів коліс

(1) Пункт 4.2.3.4.3 застосовується до усіх типів рухомого складу, за винятком рухомого складу, призначеного для експлуатації на колії 1520 мм або 1600 мм, для яких відповідні вимоги є «відкритими точками».

(2) Новий профіль колеса та відстань між поверхнями кочення коліс повинні бути перевірені щодо дотримання еквівалентної конусності використовуючи сценарії розрахунку, наведені в пункті 6.2.3.6 цієї ТСІ, щоб встановити придатність нового запропонованого профілю колеса для інфраструктури відповідно до ТСІ INF.

(3) Рухомий склад, який оснащений колесами, що обертаються незалежно, звільняються від цих вимог.

4.2.3.4.3.2 Експлуатаційні значення еквівалентної конусності колісної пари

(1) Комбіновані еквівалентні конусності, для яких розроблено рухомий склад, підтверджені демонстрацією відповідності динамічної поведінки під час руху, зазначеної в пункті 6.2.3.4 цієї ТСІ, повинні бути визначені для умов експлуатації в документації з технічного обслуговування як викладено в пункті 4.2.12.3.2, враховуючи долі впливу профілів коліс і рейок.

(2) Якщо надходять відомості про нестабільний рух, залізничне підприємство та менеджер інфраструктури мають локалізувати ділянку лінії під час спільного розслідування.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		32

(3) Залізничне підприємство повинно виміряти профілі коліс і відстань між передніми частинами (відстань між активними поверхнями) відповідних колісних пар. Еквівалентна конусність повинна бути розрахована з використанням сценаріїв розрахунку, наведених у пункті 6.2.3.6, щоб перевірити, чи дотримано максимальну еквівалентну конусність, на яку рухомий склад був розроблений і випробуваний. Якщо це не так, необхідно виправити профілі коліс.

(4) Якщо конусність колісної пари відповідає максимальній еквівалентній конусності транспортного засобу, на яку було спроектовано та випробувано, залізничним підприємством та менеджером інфраструктури має бути проведено спільне дослідження, щоб визначити причину нестабільності характеристик.

(5) Рухомий склад, оснащений колесами, що обертаються незалежно, звільняється від цих вимог”.

У додатку J TCI [35] наведені посилання на відповідні європейські норми (EN). Так пункту 4.2.3.4.2 «Динамічна поведінка під час руху» відповідає EN 14363 [21], для рухомого складу при підвищенні зовнішньої рейки >165 мм - EN 15686:2010, що розроблений для рухомого складу з системами компенсації такого значного підвищення.

Таким чином можна стверджувати, що визначальним для оцінки ходових якостей локомотивів є EN-14363 [21].

2.3 Результати роботи комісії ЕЗА – ОСЗ щодо порівняння вітчизняних та європейських вимог до ходових якостей локомотивів

З метою встановлення чітких ролей і обов’язків по забезпеченню дотримання правил безпеки у ЄС функціонує Європейське залізничне агенство (ЕЗА) [36] , яке є ініціатором розробки загально-європейських нормативно-правових актів у сфері залізничного транспорту і встановлює загальні правила функціонування залізничних перевезень.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		33

На початку 50-х років XX століття у країнах так званого «соцтабору» виникла гостра необхідність розробки єдиних правових та економічних норм для забезпечення пасажирських і вантажних перевезень у міжнародному сполученні. Внаслідок цього виникла необхідність в утворенні нової організаційної структури по співробітництву у сфері залізничного транспорту, яка б охоплювала усі питання, що пов'язані з залізницями: організаційні, технічні, науково-дослідні, проектно-конструкторські. У 1956 році така організація була створена і отримала назву «Організація по співробітництву залізниць» (ОСЗ) [37].

ЄЗА та ОСЗ співпрацюють між собою з метою аналізу взаємозв'язку між залізничними системами 1435 мм і 1520/1524 мм разом та стратегічної оцінки можливості майбутнього узгодження між двома системами залізниць – 1520 та 1435 мм.

Одним з практичних результатів такої співпраці є документи по аналізу базових параметрів для підтримання технічної і експлуатаційної сумісності систем колії 1520 та 1435 мм..., які розробляються для кожної з підсистем залізниць: рухомого складу [38], інфраструктури, системи сигналізації, зв'язку і т.п.

Розглянемо основні положення, які викладені у [38].

У [38] вказано, що вимоги до динамічних параметрів локомотивів в Україні визначаються нормативним документом [11].

Стійкість від сходу з рейок при русі по перехідних кривих і по коліях з відхиленнями у межах допусків в утриманні колії оцінюється коефіцієнтом запасу стійкості від сходу з рейок, який повинен бути не менше 1,4.

Усі параметри динаміки для визначення опору несучих конструкцій втомному впливу повинні визначатися розрахунковими методами на етапі проектування у відповідності до [11].

У якості граничних значень безпечного руху в Україні прийнято параметри та їх значення, що наведені у табл. 2.1.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		34

Таблиця 2.1 – Параметри безпечного руху та їх граничні значення в Україні.

Параметр	Граничне значення
Рамні сили, Y_p	$Y_p \leq 0,5P_o$ - для щебеневого баласту; $Y_p \leq 0,3P_o$ - для піщаного та гравійного баласту; $Y_p \leq 0,25P_o$ - для баласту з вмістом глини; де P_o - осьове навантаження
Коефіцієнт вертикальної динаміки K_d	$K_d \leq 0,30$
Напруження у зовнішній та внутрішній кромках рейок, G_k	$G_k \leq 240$ МПа
Напруження у зовнішній кромці гостряків, $G_{k,гос}$	$G_{k,гос} \leq 275$ МПа
Відношення максимального горизонтального навантаження $H_{ш.п.}$ до середнього вертикального навантаження $P_{ш.п.}$ рейки на шпалу	$\frac{H_{ш.п.}}{P_{ш.п.}} \leq 1,4$ - для щебеневого баласту; $\frac{H_{ш.п.}}{P_{ш.п.}} \leq 1,1$ - для гравійного і піщаного баласту;
Гранично допустима сила тяги по впливу на колію	Визначається з умови не перевищення нормованих значень величин по пунктах 2.1.2.1; 2.4.2.2. [11].

Допустимі показники, що характеризують вплив рухомого складу на колію типової конструкції наведені у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Допустимі показники, що характеризують вплив рухомого складу на колію типової конструкції

Назва показника	Нормативне значення
Динамічні напруження розтягу у кромках підошви рейки у прямих, кривих ділянках колії, передньому вильоті рамної рейки та уперевідних кривих стрілочних переводів, МПа, не більше	240
Динамічні напруження в кромках гостряків стрілочних переводів, МПа, не більше	275
Бокова сила, кН, не більше	0,5 $P_{ст}$, 100 120
Електровоз чи тепловоз в прямих, кривих ділянках колії і на стрілочних переводах	
Пасажирські локомотиви та моторвагонний рухомий склад в прямих і кривих ділянках колії;	
Пасажирські локомотиви та моторвагонний рухомий склад на стрілочних переводах	
Критерій впливу на стійкість рейкошпальної решітки від поперечного зсуву по баласту при використанні методу визначення: по відношенню максимального горизонтального до середнього вертикального навантаження від рейки на шпалу, не більше по відношенню рамної сили до статичного навантаження від колісної пари на колію, не більше	1,4 0,4
Напруження на основній площадці земляного полотна, МПа, не більше	0,12
Напруження у баласті під шпалою, МПа, не більше	0,5

У [38] відзначено, що поняття «еквівалентна конусність» в Україні не застосовується. Замість цього регламентуються норми зносу поверхності кочення коліс у залежності від швидкості.

Проектні значення розмірів для нових колісних пар в Україні визначаються [Помилка! Джерело посилання не знайдено.].

Висновок до розділу

Вступ України до ЄС вимагає швидкої адаптації транспортного законодавства та технічних норм у галузі транспорту до принципів і правил, які прийняті у ЄС. Основним документом, який визначає показники ходових якостей рухомого складу, є EN-14363 [21], на який напряду посилається ТСТ [35].

Комісією ОСЗ-ЄЗА була зроблена спроба адаптації вимог країн так званого «простору 1520 мм» до вимог EN-14363 [21], однак на нашу думку, вона не є вдала по причині різних підходів до оцінки ходових якостей рухомого складу. Більше того, як видно з аналізу, в Україні до сьогодні з метою оцінки ходових якостей рухомого складу використовуються норми, що розроблені і затверджені у країні-агресорі – норми [40, Помилка! Джерело посилання не знайдено.], що є неприпустимим у сьогоднішній ситуації.

Тому питання адаптації європейських норм, європейських підходів до розрахунків і випробувань є нагальним питанням, яке вимагає невідкладного вирішення.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		37

3. ОЦІНКА ХОДОВИХ ЯКОСТЕЙ ЛОКОМОТИВА ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕНЗОМЕТРИЧНИХ КОЛІСНИХ ПАР

3.1 Методи вимірювання сил взаємодії між колесом і рейкою

Найважливішим фактором, що дозволяє оцінити ходові якості рухомого складу залізниць, є сила взаємодії між колесом і рейкою. Вказана сила передається на візок і кузов рухомого складу через систему підвішування, яка є дуже важливою для стабільного зчеплення, плавності руху, зносу бандажів коліс і запобігання сходу з рейок. У той же час сила взаємодії колеса з рейкою також спричиняє такі проблеми, як боковий знос голівки рейки, дефекти у рейках, ослаблення кріплень, виникнення напливів на поверхні кочення рейок. Таким чином, як вітчизняні, так і зарубіжні вимоги щодо динамічних показників рухомого складу вимагають оцінки сил взаємодії між колесом і рейкою та пов'язаних з ними показників. Сила взаємодії між колесом і рейкою може бути розкладена на три взаємно перпендикулярні складові, а саме: вертикальну силу, бокову силу, направлену до гребеня колеса або від нього, і поздовжню силу, паралельну рейці, як показано на рис 3.1.

На вертикальну силу в основному впливають такі фактори, як повзун, напливи на рейках, рейкові стики, порушення геометрії. Значення вказаної сили в основному використовується для оцінки ризику сходження з рейок, спричиненого пошкодженням рухомим складом рейок та зменшенням навантаження на вісь;

Бокова сила взаємодії між колесом і рейкою та бокова сила на осі в основному залежать від явища крипу між колесом і рейкою, звивистого руху та проходження кривих. В основному вона використовується для оцінки ризику розкантировки рейки та стабільності зчеплення між колесом і рейкою. Відношення бокової сили впливу колеса на рейку до вертикальної сили використовується для оцінки безпеки від сходження з рейок; На поздовжню силу в основному впливають поздовжні імпульсні, тягові та гальмівні сили поїзда, вона визначає показники зчеплення між колесом та рейкою для потужного рухомого складу.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		38

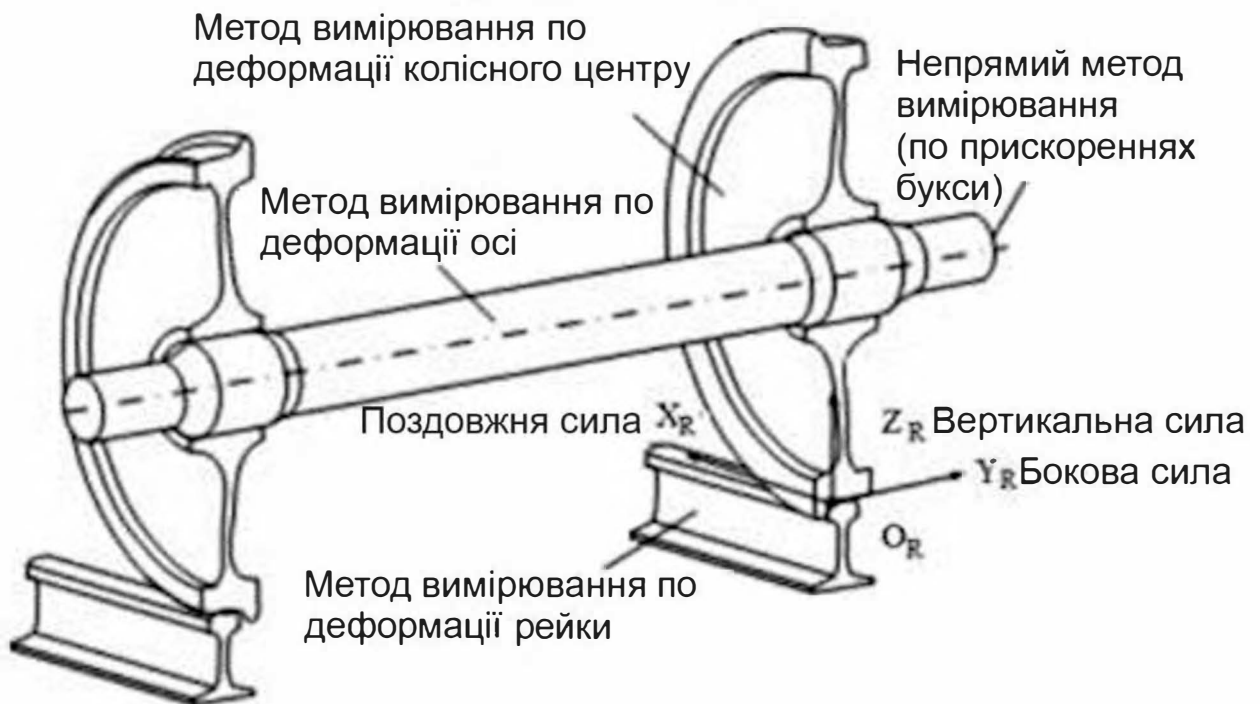


Рисунок 3.1 - Методи вимірювання сили взаємодії між рейкою і колесом.

Залізничний транспорт постійно розвивається в напрямку підвищення швидкостей, збільшення навантаження, універсальності та нових конструкцій, що висуває більш високі вимоги до точності вимірювання зусилля між колесом та рейкою, тому в останні десятиліття це стало центром уваги для досліджень. Оскільки точка контакту колеса з рейкою швидко переміщається по рейці, коли колесо обертається з високою швидкістю, неможливо безпосередньо виміряти силу взаємодії колеса з рейкою в місці контакту, але їх взаємодія буде передаватися на вісь і візок через спиці колеса, які також одночасно діятимуть на рейки. Таким чином, сучасні методи вимірювання сили взаємодії колеса і рейки в основному включають метод вимірювання сили від колісної пари, заснований на деформації диску колеса або осі, заснований на деформації шийки рейки, і метод непрямого вимірювання сили взаємодії між колесом і рейкою. Демонстрація кожного методу показна на рис. 1.

3.2 Опис методу вимірювання сили взаємодії між колесом і рейкою з використанням ТКП

Розвиток конструкцій ТКП і методів вимірювань

Шведська компанія Interfleet є одним зі світових професійних виробників ТКП.

Вона виробляє ТКП з 1950-х років і є першою компанією у світі, яка розробила ТКП. В даний час існує в основному два типових продукти Interfleet. Тип IWT3 показаний на рис. 3.2 (а), та тип IWT4 показаний на рис. 3.2 (b). Обидва типи ТКП визначають силу контакту колісної рейки, шляхом наклеєння тензодатчиків на диск колеса з метою вимірювання деформації поблизу місця контакту, але технічно ці два типи дуже відрізняються. ТКП типу IWT3 була розроблена у 1950-х роках і є традиційним рішенням. Це ВПК для періодичних вимірювань, яке підходить для вимірювання сили взаємодії колеса і рейки в низькочастотному діапазоні низькошвидкісного рухомого складу. У вимірюваннях задіюються спеціально деформовані ділянки колісного центру. Ці області чутливі або лише до бічної сили або лише до вертикальної сили. Для узгодження цих сил необхідно використовувати спеціальний апарат.

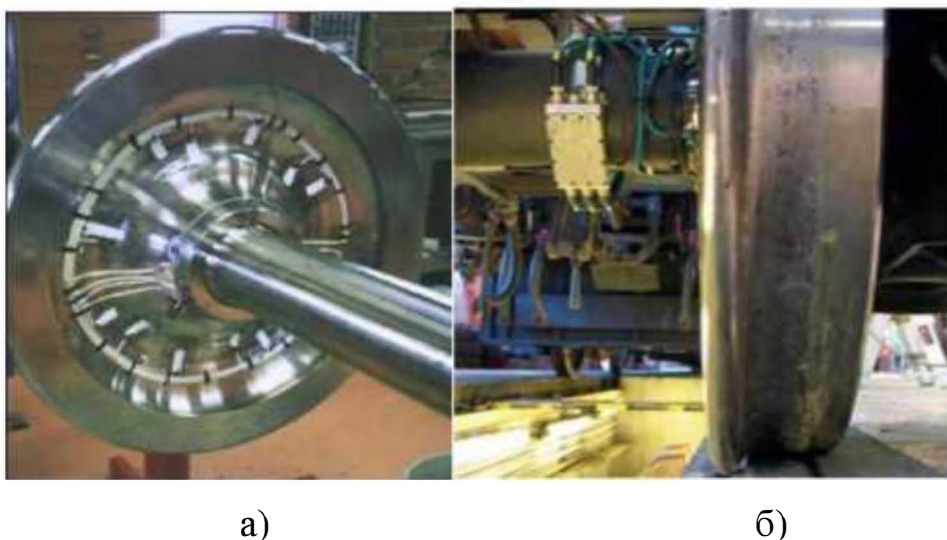


Рисунок 3.2 – Основна продукція Swiss Interfleet Company:
а - IWT3; б - IWT4.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		40

ТКП типу IWT4 є технічним продуктом четвертого покоління. У порівнянні з ТКП типу IWT3 вони мають наступні переваги:

(1) IWT4 виводить сигнали всіх тензодатчиків в режимі реального часу, збирає дані про деформацію всіх позицій по діаметру колеса в момент контакту колеса з рейкою, а потім проходить систему розпізнавання даних, обчислює поточну силу взаємодії колеса і рейки відповідно до попередньо відкаліброваних результатів випробувань;

(2) Основна особливість ТКП типу IWT4 полягає в тому, що введення і адаптація алгоритму має бути проведена в лабораторії перед використанням;

(3) IWT4 не обмежується конструкцією колісної пари, що зменшує вплив конструкції колісної пари на план і конструкцію вимірювання;

(4) IWT4 більше не потребує свердління отворів на спицях і заміняє його системою бездротової передачі сигналу, що зменшує розташування сигнальних ліній і кабелів живлення. Принцип його роботи полягає в наклеюванні датчика прискорення або тензодатчика на обладнання, що перевіряється, а з'єднання датчика з енкодером здійснюється через відповідний модуль передачі даних.

Потім енкодер бездротовим способом передає зібраний сигнал користувачеві через передавач сигналу. Обладнання на осі працює від електромагнітної індукції, як показано на рис. 3.3. Вартість випробувань значно знижується, а також скорочується виробничий цикл ТКП. Система ТКП типу IWT4 пройшла сертифікацію Федерального управління залізниць Німеччини (EBA) і пройшла випробування з великим навантаженням на вісь 37,5 т.

MeRaN ТКП – це продукт ТКП останнього покоління, розроблений австрійською компанією PJ Messtechnik (PJM). MeRaN підходить для різних типів дисків. MeRaN використовує електронне керування, доповнене обчисленням і методом скінченних елементів, і вибирає відповідний метод калібрування шляхом ітераційного обчислення лінійних рівнянь відповідно до умов навантаження для отримання більш точних результатів. Завдяки використанню програмного та апаратного забезпечення, спеціально розробленого PJM, відповідні блоки виявлення ТКП простіші, ніж інші системи.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		41

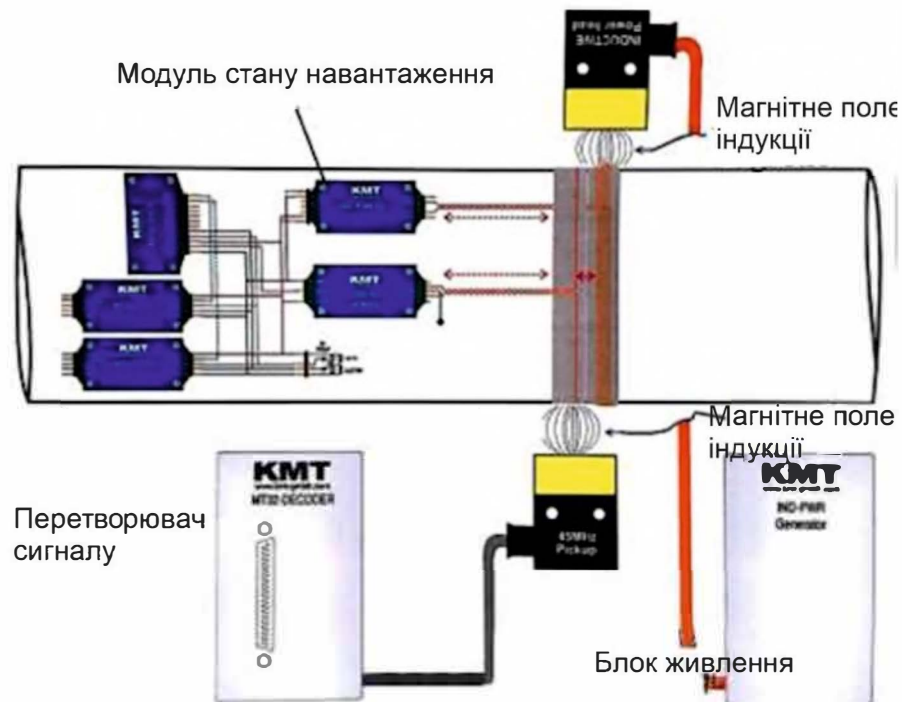


Рисунок 3.3 – Принцип роботи бездротової системи передачі.

Такі компанії як Японський RTRI (Інститут залізничних технічних досліджень), Корейський Швидкісний Залізничний Транзит і Австралійська залізнична корпорація також провели дослідження методів вимірювання сили взаємодії між колесом і рейкою. З наукових робіт, опублікованих вітчизняними вченими кожної з країн, видно, що всі вони проводять дослідження з методів вимірювання безперервної сили взаємодії між колесом і рейкою.

Cetest, незалежна випробувальна лабораторія в Іспанії, розробила ТКП, придатний для високошвидкісних транспортних засобів. Колісна пара також вимірює силу взаємодії колеса і рейки шляхом роз'єднання на основі системи датчиків і реєструє силу взаємодії колеса і рейки в трьох напрямках одночасно. Система в основному використовує тензодатчики для безпосереднього вимірювання напруження колеса без впливу положення контакту колеса та рейки. Система не потребує доопрацювання для тестованої колісної пари, і може адаптувати рішення відповідно до вимог замовника, щоб підлаштуватися під будь-яку колісну пару.

ТКП може вимірювати вертикальну силу, поперечну силу та поздовжню силу в режимі реального часу, імовірність помилки збору становить менше 1%, а частота дискретизації може досягати 1 кілопроб/с. Адаптивний зв'язок колісної пари може бути реалізований за допомогою технології оптоволоконної телеметрії. Він калібрується і перевіряється на спеціальному випробувальному стенді для імітації динамічного і статичного відгуку в реальних умовах. Максимальне контактне напруження колісної рейки може досягати 200 кН, а максимальна частота обертання в контактному положенні може досягати 2000 об/хв.

Компанія TTCI (Transportation Technology Center, Inc.) з США розробила ТКП, придатні для вагонів з великим навантаженням на вісь. Динамометричні колісні пари, розроблені TTCI, можуть використовуватися як для вагонів з невеликим навантаженням до вагонів з вантажопідйомністю 125 тонн. TTCI може виготовити тестові колісні пари відповідно до специфікацій локомотива замовника, здати їх в оренду або продати іншій стороні, щоб отримати відповідні дані аналізу, необхідні для завершення випробування. TTCI забезпечує надійний звіт про аналіз, більш економічно вигідну ціну, швидший і точніший тест, а також може надати колісні пари будь-якого розміру відповідно до вимог замовника. Національна дослідницька рада Канади (NRCC) реалізувала визначення сили взаємодії колеса і рейки в трьох напрямках за допомогою ТКП, які застосовувалися до великовагових і пасажирських вагонів відповідно (рис. 3.4), і успішно експортувала продукцію в європейські країни, такі як Іспанія.

У Китайській академії залізничних наук почали вивчати теорію і практику безперервної вимірювальної технології ТКП в кінці минулого століття. На початковому етапі досліджень сила взаємодії колеса та рейки визначалася за допомогою методу вимірювання деформації колісних спиць. Останніми роками традиційний метод ТКП удосконалився і застосовується для лінійних випробувань рухомого складу. В даний час почалися дослідження безконтактних колекторних кілець, і точність тесту постійно поліпшується. Було проведено дослідження міцності динамометричної колісної пари після свердління, і

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		43

отримано висновок, що міцність дійсно знизиться після свердління, але вона все одно може відповідати стандартним вимогам. Також досліджувалась похибка ТКП, викликана відцентровою силою, шляхом моделювання за методом скінчених елементів, і оцінено динамічні характеристики частотної характеристики динамометричної колісної пари. Також було запропоновано новий калібрувальний випробувальний стенд ТКП.



Рисунок 3.4 – Тензометрична колісна пара NRCC-CSTT Національної залізничної адміністрації Канади.

Було запропоновано новий метод вимірювання, заснований на нейронній мережі та генетичному алгоритмі, створено калібрувальний випробувальний стенд ТКП і запропоновано метод підвищення точності тестування ТКП. Також досліджувались змінні характеристики контакту між колесом і рейкою, методи обробки даних і бездротова система передачі даних від ТКП. Також було проведено експериментальне дослідження на ТКП і перевірено запропонований метод вимірювання. Досліджувався метод вимірювання сили взаємодії між колесом і рейкою на високій частоті обертання. Для того, щоб виключити вплив модального резонансу колісної пари, на основі традиційного FIR-фільтра

проектується всефазний фільтр з урахуванням всіх підсекцій при фіксованих по довжині коефіцієнтах фільтра. Розроблений повнофазний фільтр може бути використаний для точного обчислення високочастотної взаємодії між колеом і рейкою.

Колектив Пекінського університету Цзяотун останніми роками систематично вивчав метод вимірювання сил від колісної пари. Проводились дослідження застосування вдосконаленої нейронної мережі ВР у технології вимірювання сил між колесом і рейкою, було спроектовано калібрувальний випробувальний стенд ТКП, проведено дослідження методу калібрування колісного диску для високих частот обертання, вивчено спектр навантаження та спектр напружень високошвидкісної колісної пари для швидкостей 400 км/год, розроблено калібрувальний випробувальний стенд ТКП і досліджено технологію калібрування. Досліджено метод комбінування колісних осей методом ТКП.

Вимірювальний міст для вимірювання навантаження ТКП

ТКП можна розділити на три категорії відповідно до різних вимірювальних положень, а саме:

- (1) визначення сили взаємодії колеса з рейкою по деформації вигину осі;
- (2) визначення сили взаємодії колеса з рейкою відповідно до деформації колісного диску;
- (3) Вимірювання у точці контакту колеса з рейкою.

Розрахунок сили взаємодії колеса з рейкою, шляхом вимірювання деформації осі на вигин. Вчені Deutsche Bundesbahn (Deutsche Bundesbahn) проводять дослідження ТКП з тензометричними датчиками, розташованими на осях, вони обчислюють згинальний момент осі, вимірюючи деформацію згинання осі, а потім аналізують взаємозв'язок між деформацією осі на вигин і навантаженням в трьох напрямках для розрахунку силу взаємодії колеса з рейкою.

На рис. 3.5 показана тензометрична схема моста, прийнята аксонометричною ТКП. Використовується метод повного моста Уїтстона, і деформаційний міст має ортогональну форму 90°. Для того, щоб зменшити

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		45

похибку випробування, викликану зміною положення точки контакту колеса, встановленого аксонометричним методом, зазвичай необхідно наклеїти тензодатчик на колісний диск, щоб виявити деформацію вигину осі, викликану різними навантаженнями, такими як навантаження, створюване транспортним засобом на вісь під час зчеплення та гальмування, і т.д. Метод вимагає складних алгоритмів розв'язку і калібрувальних випробувань для виявлення величини контактної сили, що діє на колеса. Це також є причиною того, що аксонометричні колісні пари для вимірювання сили важко застосувати до привідних колісних пар, що обмежує сферу їх інженерного застосування.

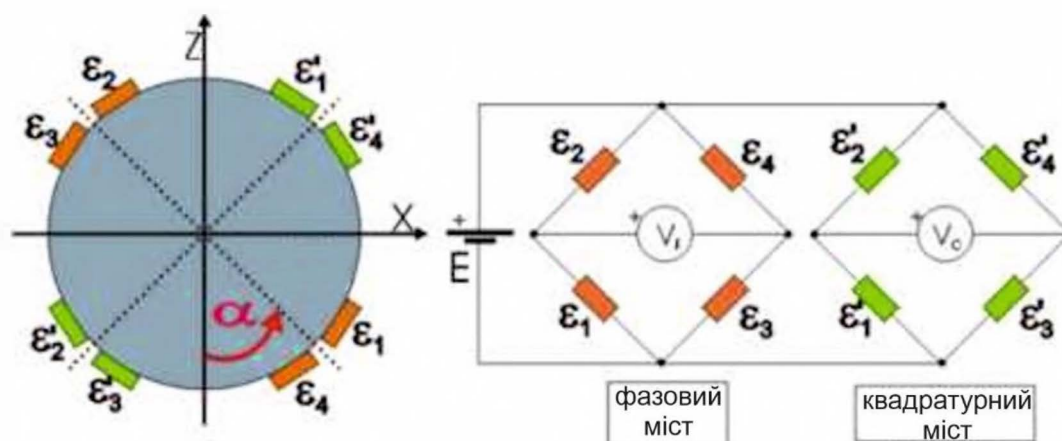


Рисунок 3.5 – Схема збірки вимірювальний мостів на аксонометричній ТКП

Недоліком цього методу є те, що передбачається, що вісь є балкою Сен-Венана, і перед використанням необхідно кілька разів відкалібрувати колесо на якому проводиться вимірювання сили, визначити коефіцієнт перетворення між деформацією та навантаженням, а також розташувати тензодатчики на кількох секціях. Через обмеження структурного простору важко виміряти деформацію у всіх потрібних місцях. У той же час джерел помилок ТКП, заснованих на методі деформації осі, також багато, і на деформацію осі неминуче впливає положення точки контакту колеса з рейкою. Інерція маси колеса колісної пари, встановленого між точкою контакту та точкою вимірювання тензодатчика, також спричиняє похибки вимірювання. Тому для усунення цієї похибки необхідно також виміряти

віброприскорення колісної пари. У зв'язку з великою різницею в якості колісних пар різних конструкцій ступінь впливу інерції сильно варіюється, через що точність ТКП аксонометричного типу значно поступається точності ТКП спицевого типу. Крім того, на сигнал деформації аксонометричного ТКП значно впливає обертання осі, тобто вихід амплітуди деформації є сигналом модуляції швидкості осі. Однак у порівнянні з явищем амплітудної модуляції сигналу ТКП спицевого типу, демодуляція вихідного сигналу аксонометричного методу простіша. На аксонометричний метод, заснований на деформації осі при вигині, впливатиме режим згинання осі першого порядку (близько 80 Гц), тому частота дискретизації аксонометричної силової колісної пари не вище 40 Гц. Режим згинання колеса першого порядку становить близько 200 Гц, що значно вище, ніж режим згинання осі.

Розрахунок сили взаємодії колеса з рейкою шляхом вимірювання деформації колісного диску. Принцип вимірювання, ТКП, засновані на деформації полотна можна розділити на ТКП для переривчастого вимірювання та безперервного вимірювання. Ранні ТКП вимірювалися переривчасто, і колісна пара оберталася на один оберт, щоб отримати пікове значення. Тільки пікове значення осцилограми відображає ефективне значення сили на точці контакту колеса з рейкою. Коли потрібна безперервна реєстрація колісно-рейкової сили, її можна визначити лише приблизно за огинаючою форми сигналу, точність тесту невисока, і вона не може точно відобразити процес зміни сили взаємодії колеса з рейкою. Безперервне вимірювання означає, що при постійній силі взаємодії колеса з рейкою вихід вимірювального моста є постійним і не залежить від обертання колісної пари. Метод складання моста для безперервного вимірювання бічної сили взаємодії колеса з рейкою в основному використовує ортогональний принцип двох наборів синусоїдальних і косинусних сигналів, і результат вимірювання не мають нічого спільного з кутом повороту колісної пари шляхом отримання квадрату суми; Метод складання моста для безперервного вимірювання вертикальної сили взаємодії колеса з рейкою в основному

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		47

використовуює принцип суперпозиції двох наборів трикутних хвиль фазового зв'язку 45° , безперервне вимірювання сили досягається шляхом їх підсумовування.

Метод визначення сили контакту колеса і рейки через деформацію колісних спиць виник у Великій Британії. В основному це пов'язано з колесами спицевого типу, які використовувалися в ранніх британських залізничних транспортних засобах, оскільки деформація, виміряна колесами спицевого типу, безпосередньо розв'язана в боковому та вертикальному напрямках. А деформація спиць не чутлива до положення точки контакту колеса і рейки. Цей метод також широко використовується на японських залізницях. Однак метод ТКП зі спицями не може бути безпосередньо застосовний до колісної пари зі спицями, тому це також обмежує сферу його інженерного застосування.

Вчені всього світу провели багато досліджень спицевого колісного центру ТКП, головним чином тому, що спицева пластина ТКП не потребує великих змін у конструкції самої колісної пари, що має багато переваг:

1. Може застосовуватись до привідних і непривідних колісних, тобто не обмежується геометричною структурою колісної пари, наприклад, гальмівним диском і осьовим редуктором.

2. Може бути застосований для коліс з незалежним обертанням. Оскільки незалежні колеса та осі не з'єднані між собою жорстко, метод вимірювання шляхом вимірювання деформації осі, який описаний вище, не можна використовувати.

3. Оскільки тензодатчик приклеєно до спиці та знаходиться ближче до точки контакту колісної рейки, на нього менше впливає інерція конструкції колісної пари.

4. Смуга пропускання частотної характеристики спицевої пластини ТКП значно вища, ніж у ТКП з осьовим вимірюванням. Його можна використовувати для вивчення різних структурних вібрацій і пошкоджень, викликаних контактом коліс з рейкою.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		48

Необхідно обґрунтувати положення тензодатчика на колісній спиці, щоб визначити радіальне та окружне розташування спицевої пластини ТКП. Рациональне розташування тензодатчиків може не тільки контролювати складові сили контакту колеса з рейкою в трьох напрямках, але й ефективно зменшувати модуляцію та перешкоди змінної величини, що відповідає обертанню колеса. Існує багато методів радіального розташування тензодатчиків, які можна вибрати в положенні, де ефект взаємного впливу поперечної сили взаємодії колеса та рейки та вертикальної сили є найменшим, або в області, де амплітуда реакції деформації на поперечну силу та вертикальну силу однакова, і тоді розв'язка сили може бути реалізована методом постобробки даних, або тензодатчик можна розташувати в зоні свердління на колесній спиці, ця область найбільш чутлива до вертикальних сил. На рис. 3.6 показано кілька типових схем розташування тензодатчиків. Зазвичай необхідно визначити радіальні та окружні площі розташування тензометричних датчиків у поєднанні з методами комп'ютерного моделювання, такими як метод скінченних елементів. Тензодатчики, показані на рис. 6, *а*, рівномірно і однаково розташовані вздовж окружного напрямку колеса, і безперервне визначення радіальної деформації колеса може бути реалізований шляхом додавання величини деформацій. На рис. 3.6, *б* видно, що тільки при переході відповідного положення тензодатчика в певну позицію можна проводити вимірювання величини сигналу, що може усунути вплив модуляції обертання колеса на величину змінного сигналу. Звичайно, цей метод також зменшує діапазон частотної характеристики ТКП, і такий спосіб розташування не рекомендується в інженерному застосуванні; На рис. 3.6, *в* показано, що тензодатчики розташовані під кутом 90° в одному і тому ж положенні радіуса. Цей метод може ефективно зменшити вплив обертання колеса на величину сигналу, а також може реалізувати безперервне зчитування сили взаємодії між колесом і рейкою. При цьому необхідно обробити два сигнали деформації, але процес схожий на вимірювання величини сили взаємодії колеса та рейки за допомогою

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		49

осьового методу вимірювання і вразливий до високочастотних гармонійних перешкод.

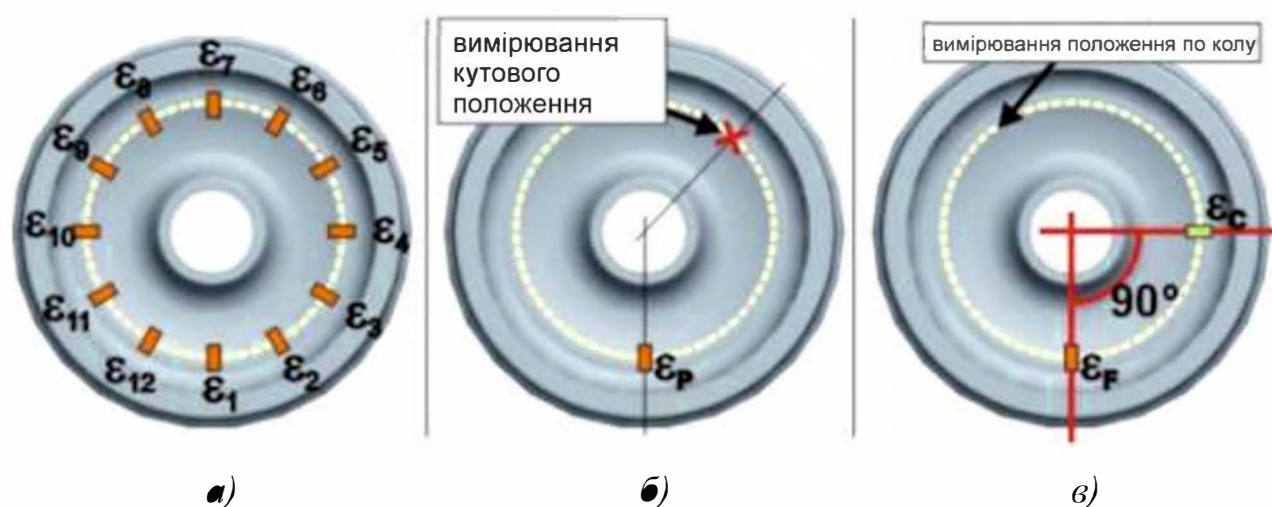


Рисунок 3.6 - Схема компонування змінної пластини спицевого пластинчастого динамометра:

а - схема кріплення тензодатчика в окружному розташуванні; б - місце усунення модуляційного ефекту обертання колеса; в - тензодатчики, розташовані під кутом 90° .

Ефект концентрації напружки може бути викликаний свердлінням отворів у колісному диску. Використовуючи цю особливість, можна точно виміряти вертикальну силу, що діє на кожне колесо, тоді як поперечну силу все одно можна отримати, вимірявши деформацію диску при вигині. Як показано на рис. 3.7, потрібно просвердлити чотири отвори для роз'єднання поперечної сили та вертикальної сили. Французька компанія Alstom безперервно вимірює силу взаємодії між колесом і рейкою, встановлюючи тензодатчики в різних радіальних і окружних положеннях, повною мірою використовуючи переваги вищезазначеного методу вимірювання сили. Всього використовується 32 тензометричних датчика і 16 тензодатчиків з одного боку спицевої пластини. Цей метод повинен врівноважити додаткову деформацію, викликану інерцією колеса, має високе співвідношення вихідного сигнал до шуму і найвищу частоту відгуку 100 Гц, але його вартість висока.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		50

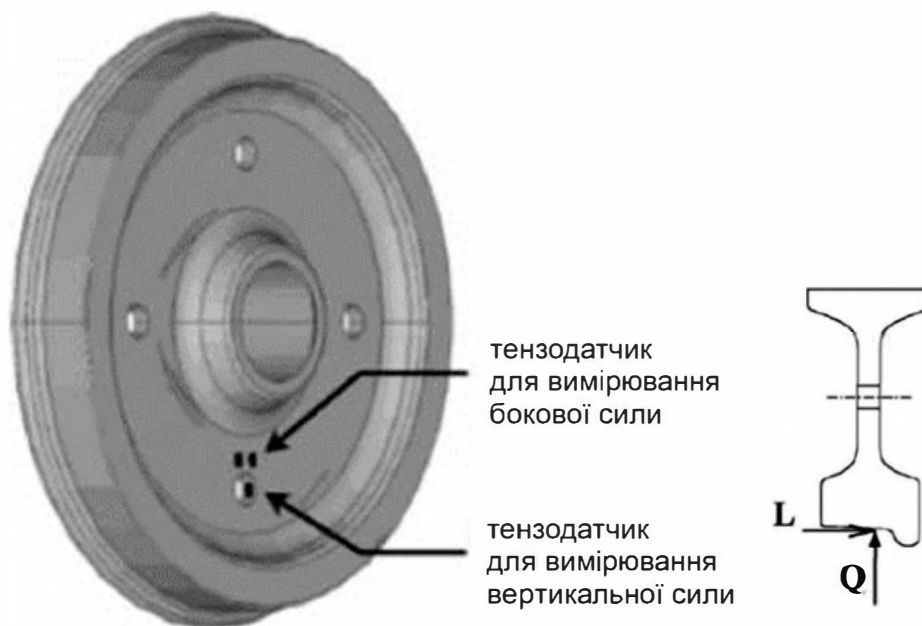


Рисунок 3.7 - Схема колісного диска з отворами для поклейки тензодатчиків.

Італійська компанія Lucchini спільно з такими університетами, як Римський університет і Міланський технологічний інститут, розробила нове покоління методу ТКП, який обчислює силу контакту колеса і рейки шляхом вимірювання деформації осі і спиць колеса. На початку проектування використовується МСЕ для визначення оптимальної схеми розташування тензометричних датчиків. Аналогічно, 32 тензометричні датчики та 16 тензодатчиків з одного боку спицевої пластини розташовані в однаковому радіальному положенні під однаковим кутом ($22,5^\circ$). Для того, щоб ідентифікувати всі компоненти контактної сили взаємодії колеса з рейкою (всього шість), тензодатчики повинні бути розташовані на шести різних секціях осі для вимірювання вертикальної та поперечної деформації вигину осі відповідно, а два додаткові деформаційні мости повинні вимірювати деформацію осі на кручення для ідентифікації поздовжньої сили. Підводячи підсумок, можна сказати, що деформаційні мости влаштовані для різних силових складових, а розкладення кожної сили реалізується за допомогою алгоритму розкладення даних. Метод ВПК Lucchini використовує систему бездротової

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		51

передачі сигналу, яка підвищує ефективність і надійність передачі, зменшує прокладку кабелів і зменшує робоче навантаження.

Переваги застосування методу ТКП:

Є можливість отримання сили контакту колеса з рейкою в режимі реального часу, причому метод вимірювання є найбільш безпосереднім, а результат випробування - найнадійнішим; За даним методом можна вимірювати поперечну силу, вертикальну силу та поздовжню силу на лівому та правому колесах однієї колісної пари та визначати конкретне положення точки контакту колеса та рейки на поверхні кочення колеса.

У порівнянні з технологією вимірювання сили взаємодії колеса та рейки, встановленою на колії, метод ТКП може вимірювати сили взаємодії колеса та рейки в режимі реального часу та безперервно, тоді як технологія вимірювання сили взаємодії колеса та рейки, заснована на вимірюванні на рейці, може визначати силу від рухомого складу лише в той момент, коли він проходить місце встановлення датчика, і підходить лише для моніторингу вібраційного впливу кількох транспортних засобів у точці випробування. Тому для визначення динамічних характеристик рухомого складу слід використовувати метод ТКП.

Завдяки дистанційному вимірюванню, зберіганню та аналізу даних про силу взаємодії колеса та рейки, операційна безпека та стабільність транспортних засобів можуть бути оцінені в режимі реального часу, може бути оцінений рівень деформації колії, а також може бути забезпечений контроль транспортних засобів та колії у режимі реального часу, щоб реалізувати онлайн-моніторинг та інтелектуальний аналіз динамічних якостей рухомого складу.

Недоліки методу вимірювання за допомогою ТКП:

Вартість виготовлення ТКП висока. Мостова схема ТКП складна і її створення вимагає багато часу.

ТКП має сверління на колісному диску, що знижує міцність колісної пари і не підходить для тривалого використання.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		52

ТКП може вимірювати лише низькочастотну силу взаємодії колеса та рейки. Оскільки процес калібрування ТКП є квазістатичним, а реакція сили взаємодії колеса та рейки, спричинена модальною вібрацією колісної пари, не враховується, він не застосовується для отримання високочастотної сили взаємодії колеса та рейки.

Вимагається калібрування, а програма складна. Дані, отримані безпосередньо ТКП, є даними про деформацію на спицях та в інших положеннях. Як з'єднати дані про деформацію з силою взаємодії колеса та рейки – це проблема, яку потрібно вирішувати під час калібрувального тесту.

Калібрування ТКП

Зв'язок між силою взаємодії між рейкою та колесом та деформацією колісного центру може бути отриманий розрахунком за МСК, калібрування стенду та шляхові випробування. Використовуючи метод розрахунку скінченних елементів і посилаючись на стандарт UIC510-5, поперечна сила взаємодії колеса та рейки та вертикальна сила прикладаються до номінального кола кочення, точки вимірювання товщини гребеня та бандажа на відстані 105 мм від внутрішньої грані колеса відповідно. На прикладі колеса з прямими спицями, на рис. 3.8 показаний розподіл напружень, еквівалентний розподілу фон Мізеса, і поверхневий радіальний розподіл напруги колеса при прикладанні вертикальної і поперечної сил. Видно, що еквівалентне напруження рівномірно розподіляється по напрямку товщини при прикладенні вертикального навантаження, а поверхнєве напруження змінює знак при прикладанні поперечного навантаження. Коли прикладається вертикальне навантаження, зміна точки контакту колеса та рейки має великий вплив на напруження поверхні колісного диску, тоді як визначення поперечної сили не чутливе до положення точки дії. Тому точки вимірювання та мостові групи можна вибрати відповідно до розподілу деформацій колісного диску.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		53

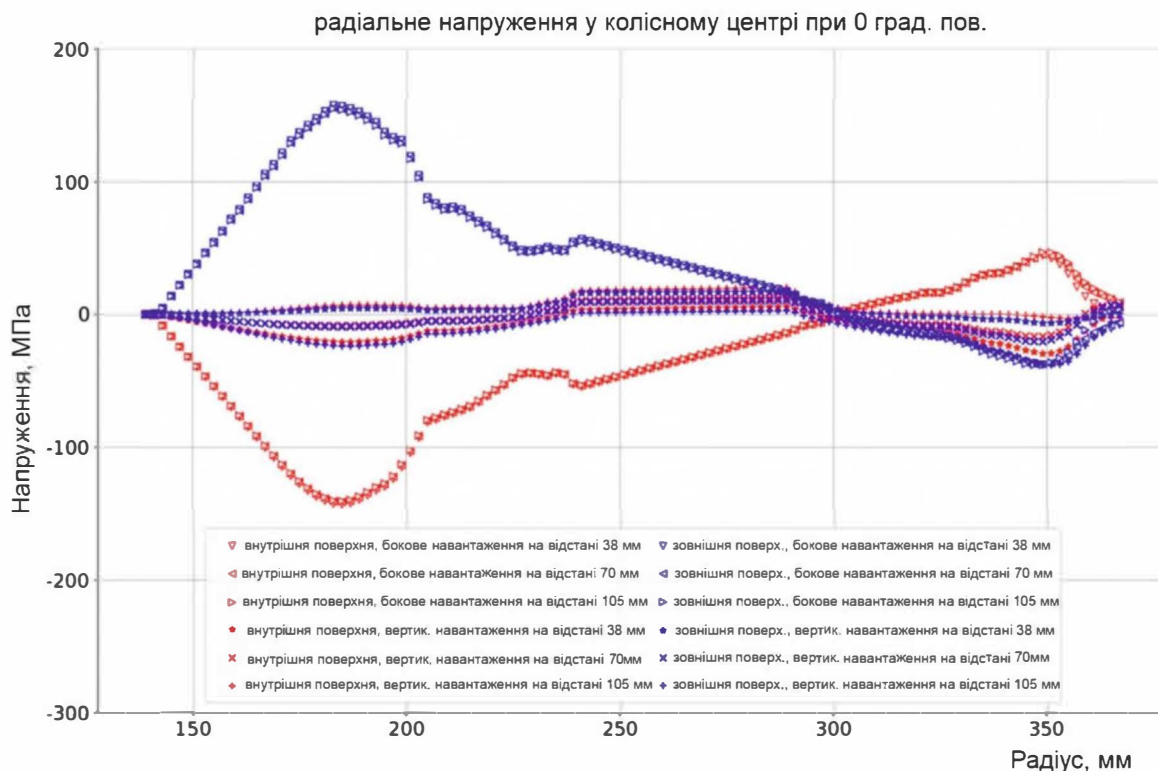


Рисунок 3.8 - Розподіл напруг на поверхні колісного диску.

Калібрувальний випробувальний стенд ТКП (рис. 3.9) визначає взаємозв'язок між силою та деформацією мосту шляхом точного застосування навантаження на колесо та рейку. Вимірювальний стенд ATK-LDBD ТКП ACADEMY OF Railway Sciences²⁰ реалізує незалежне та комбіноване навантаження СВС у вертикальному, поперечному та поздовжньому напрямках; Пекінський університет Цзяотун провів розрахунок міцності, модальний розрахунок і перевірку на міцність болтового з'єднання для платформи підшипникової основи та порталу калібрувальної платформи, щоб переконатися, що механічні конструктивні компоненти можуть відповідати вимогам до навантаження колісної пари для вимірювання навантаження, і порівняв різницю між деформаційним колесом на основі методу вимірювання осі та вимірювання деформації колеса.

Калібрувальний стенд NRC ТКП у Канаді використовує гідравлічні приводи для навантаження вертикальною та поперечною силою, а ролики та приводні двигуни встановлені під колісною парою для реалізації динамічного калібрування

при обертанні. Команда авторів розробила безперервний калібрувальний випробувальний стенд ТКП, структуру якого показано на рисунку 9. Випробувальний стенд відповідає функціональним вимогам температури та вологості середовища, тривимірного значного навантаження, впливу точки контакту, динамічного калібрування обертання, безперервного вимірювання сили взаємодії колеса та рейки, високої точності калібрування тощо.

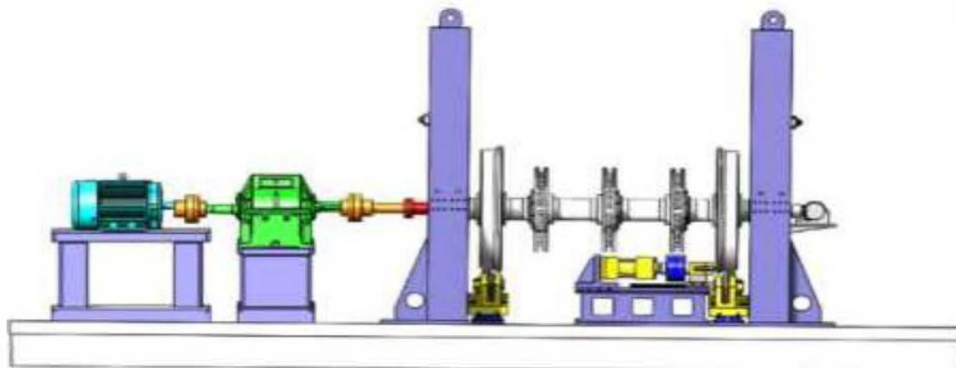


Рисунок 3.9 - Калібрувальний стенд.

Як високоточний прилад для вимірювання сили взаємодії колеса та рейки, точність випробувань ТКП, як правило, повинна перебувати в межах 5%, що висуває більш високі вимоги до латки, монтажу та калібрування моста ТКП. Для того, щоб забезпечити точність тесту, процес калібрування ТКП включає калібрування стенду та лінійне калібрування. Калібрування стенду передбачає

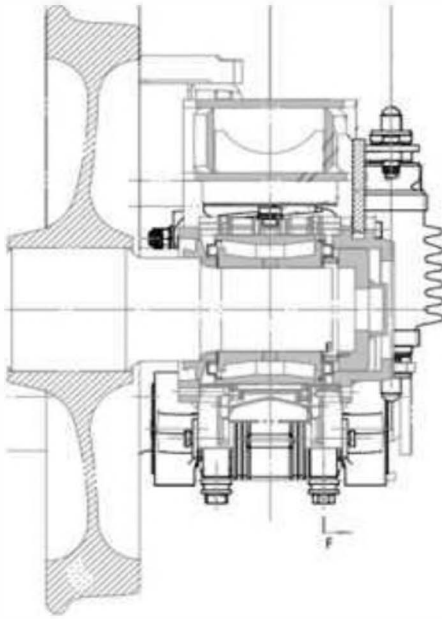
покрокове прикладення горизонтальної або вертикальної сили для отримання матриці коефіцієнтів калібрування сили деформації, і порівняння розрахованої сили взаємодії колеса та рейки з силою навантаження, щоб контролювати похибку вимірювання. Лінійне калібрування також перевіряє похибку між виміряною вертикальною силою взаємодії колеса і рейки та фактичною вагою колеса на прямій лінії, а також перевіряє вагу колеса та неврівноважену відцентрову силу всього візка при квазістатичному проходженні через криву.

Сенсорна технологія ТКП

Тензометричні датчики, розташовані на ТКП, обертаються разом з колесами з великою швидкістю. Для того, щоб реалізувати вимірювання напруги обертових частин, в даний час існує два методи живлення та передачі сигналу, а саме колекторне кільце та бездротова телеметрія. Збірне кільце ТКП зазвичай встановлюється на внутрішньому кільці підшипника, і провід повинен проникати через вісь, що неминуче призведе до пошкодження конструкції колісної пари, як показано на рис. 3.10, *а*. Тому бездротова система телеметрії стала трендом розвитку методу ТКП в останні роки. Шведська компанія Interfleet застосувала систему бездротової передачі сигналу на ТКП четвертого покоління, щоб уникнути свердління отворів у спицях коліс і ефективно зменшити сигнал і розташування кабелів живлення. MeRaN використовує 32-канальну інфрачервону бездротову передачу, тому немає необхідності обробляти осі, щоб встановити кабельну муфту. Інфрачервона передача може досягти великої пропускну здатності та забезпечити вищу швидкість передачі даних, забезпечуючи при цьому високу цифрову роздільну здатність. Інфрачервона передача має вищу стійкість до перешкод перешкод, ніж радіопередача, і вісім груп повних мостових сигналів можуть передаватися одночасно через інфрачервоний діапазон. Китайські науково-дослідні інститути також перейняли досконалу технологію бездротового сканування обертових деталей як показано на рис. 3.10, *б*. Команда авторів розробила апаратне обладнання бездротової передачі Interfleet і КМТ для

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		56

досягнення бездротового неруйнівного вимірювання прискорення, напруги та температури обертових частин, таких як колеса, осі та гальмівні диски.



а)

б)

Рисунок 3.10 – Режим живлення та передачі сигналу ТКП:

а - збиральне кільце; б - бездротова система телеметрії.

3.3 Метод непрямого вимірювання за прискореннями на буксі

Незалежно від того, на чому заснований метод - на визначенні деформації осі, чи на визначенні деформації колісної центру чи на комбінації цих методів, метод ТКП передбачає використання багатьох тензодатчиків. Процес виготовлення ТКП складний, а калібрувальні випробування мають відносно високі вимоги. Навіть оригінальна конструкція коліс потребує модифікації, а вартість відносно висока, що ускладнює довготривалі лінійні випробування та випробування конструкцій з вбудованими буксами і пружними колесами. Постійний контроль на високошвидкісних поїздах має високу потребу в безперервному відстеженні сили взаємодії колеса та рейки. Вивчення динаміки сили колісно-рейкової взаємодії відіграє важливу допоміжну роль у вивченні процесу дослідження зношення коліс, зношення рейок та взаємодії транспортного

Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата

0032.226573.МДР.2024.001

Арк.

57

засобу з колією. Тому вчені різних країн розробляють методи непрямого вимірювання сили колісно-рейкової взаємодії.

Польський вчений Uhl спростив модель взаємодії між колесом і рейкою до до лінійної системи, створив динамічну модель транспортного засобу та запропонував взаємозв'язок між вертикальною силою взаємодії колеса та рейки та поперечною силою і прискоренням букси. Для нелінійних систем цей метод також застосовний, але висуває більш високі вимоги до симуляційної моделі. Японський вчений Акіра та ін. виміряв деформацію колісного центру, встановивши на буксі безконтактний вихрострумний датчик, а потім відкоригував бокову силу колісно-рейкової взаємодії за допомогою інших датчиків. Вертикальна сила колісно-рейкової взаємодії обчислюється деформацією бічної балки рами візка і зміщенням першого ступеня підвішування. Ці дані можна виміряти за допомогою тензодатчиків і датчиків переміщення. Поздовжнє зусилля визначається деформацією позиціонуючого важеля тягової пластини букси. Метод випробування був перевірений шляхом випробування динамометром і проведенням випробувань на комерційних лініях. Традиційний метод визначення сили взаємодії колеса і рейки порівнювався із запропонованим методом вимірювання сили взаємодії колеса і рейки. Японський інститут залізничних технологій запропонував функцію частотної характеристики та модель транспортного засобу ARX, щоб встановити кореляцію між силою взаємодії колеса та рейки, прискоренням букси та нерівністю колії, що може передбачити появу великих сил взаємодії колеса з рейкою.

Гао та інші з Changchun Rail Vehicle Co., Ltd. запропонували прикріпити тензодатчики до пружин, схему вимірювального моста для диференціації поперечної сили та вертикальної сили, що дозволить отримати необхідну силу взаємодії колеса з рейкою. Wang та ін. та інші представники Китайської академії залізничних наук виявили, що існує певна подібність форм сигналів від прискорення та деформацій. За допомогою спектрального аналізу та аналізу функцій когерентності отримано взаємозв'язок між силами колісно-рейкової

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		58

взаємодії та прискорення букси. Встановлено прогностичну модель для аналізу сили взаємодії між колесом і рейкою на основі прискорення букси, а застосовний діапазон сили колісно-рейкової взаємодії може досягати 90 Гц.

Sun та ін. отримали взаємозв'язок між прискоренням букси та силою взаємодії колеса та рейки на основі динамічної симуляції, взявши за вхідні дані прискорення букси лінійної моделі та використавши модель ідентифікації вертикальної сили взаємодії колеса та рейки з однією степінню свободи для ідентифікації вертикальної сили взаємодії колеса та рейки. Було проведено розпізнавання, але у даному дослідженні прийнята модель кузова з різною жорсткістю, яка не враховує гнучку реакцію ключових компонентів, тому вона може бути застосована лише для ідентифікації низькочастотних колісно-рейкових сил взаємодії.

Південно-західний університет Цзяотун Чжуоф вивів нову неітеративну математичну модель перетворення динамічного навантаження, засновану на динамічному програмуванні та принципах оптимізації Беллмана. Було побудовано динамічну модель з 27 степенями свободи за допомогою програмного забезпечення SIMPACK і застосовано спектр, отриманий на лінії Пекін-Тяньцзінь як вхідні дані. Виділено бічні, вертикальні та поздовжні прискорення букси, прийнято ці реакції як вхідні дані математичної моделі та перенесено їх у математичну модель передачі для перетворення бічних та вертикальних колісно-рейкових сил взаємодії. Сила взаємодії між колесом та рейкою, отримана в результаті цього зворотного розрахунку, порівнюється з силою взаємодії колеса та рейки, обчисленою SIMPACK, щоб досягти мети перевірки інверсійної моделі.

Wang з Пекінського університету Цзяотун застосував програмне забезпечення для скінченних елементів і програмне забезпечення динаміки для створення моделі, проаналізував взаємозв'язок між вертикальною силою взаємодії колеса та рейки та прискоренням букси в частотній та часовій областях визначення при різних рівнях швидкості по прямій і у кривих, провів

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		59

кореляційний аналіз та отримав криву залежності вертикальної сили взаємодії колеса з рейкою та вертикального прискорення букси.

Авторська дослідницька група, спираючись на 12-й п'ятирічний Національний науково-технічний проект підтримки «Розумний поїзд», провела систематичне дослідження методу випробування сили взаємодії колеса з рейкою для тривалої роботи EMU, спираючись на відповідному методі рамної сили стандарту UIC, запропонувала непрямий метод вимірювання колісно-рейкової сили взаємодії та подала на реєстрацію патент.

Вей та ін. розглядає колісну пару як жорсткий кузов. Відповідно до силового стану колісної пари бічна сила H і вертикальна сила Q осі колеса були отримані з інерційної сили та сили у підвішуванні колісної пари, а потім було здійснено перетворення, як показано на рис 3.11. Перевірено застосування методу оцінки сходження з рейок, моделювання динамічної моделі та лінійні випробування, що доводить доцільність методу. Використовуючи цей метод, було проведено лінійні випробування на більш ніж 10 лініях метрополітену в різних країнах. Оскільки цей метод простий і легкий у реалізації, має високу точність тестів і низьку вартість, він був популяризований і застосований для довгострокового відстеження ліній EMU. Результати випробування сили взаємодії колеса та рейки показані на рис. 3.12. Потім він використав метод непрямого вимірювання для вимірювання колісно-рейкової сили взаємодії для оцінки безпеки руху швидкісних поїздів під дією бокового вітру і вивчив метод бортового вимірювання аеродинамічних навантажень для швидкісних поїздів, що здійснюють переходи в вітрозахисній смузі стін. Gong і Cui відповідно вивчали доцільність застосування непрямих методів вимірювання до вагонів метро і низькопідлогових транспортних засобів, і вони були застосовані в багатьох проектах міських залізничних транспортних засобів в різних країнах.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		60

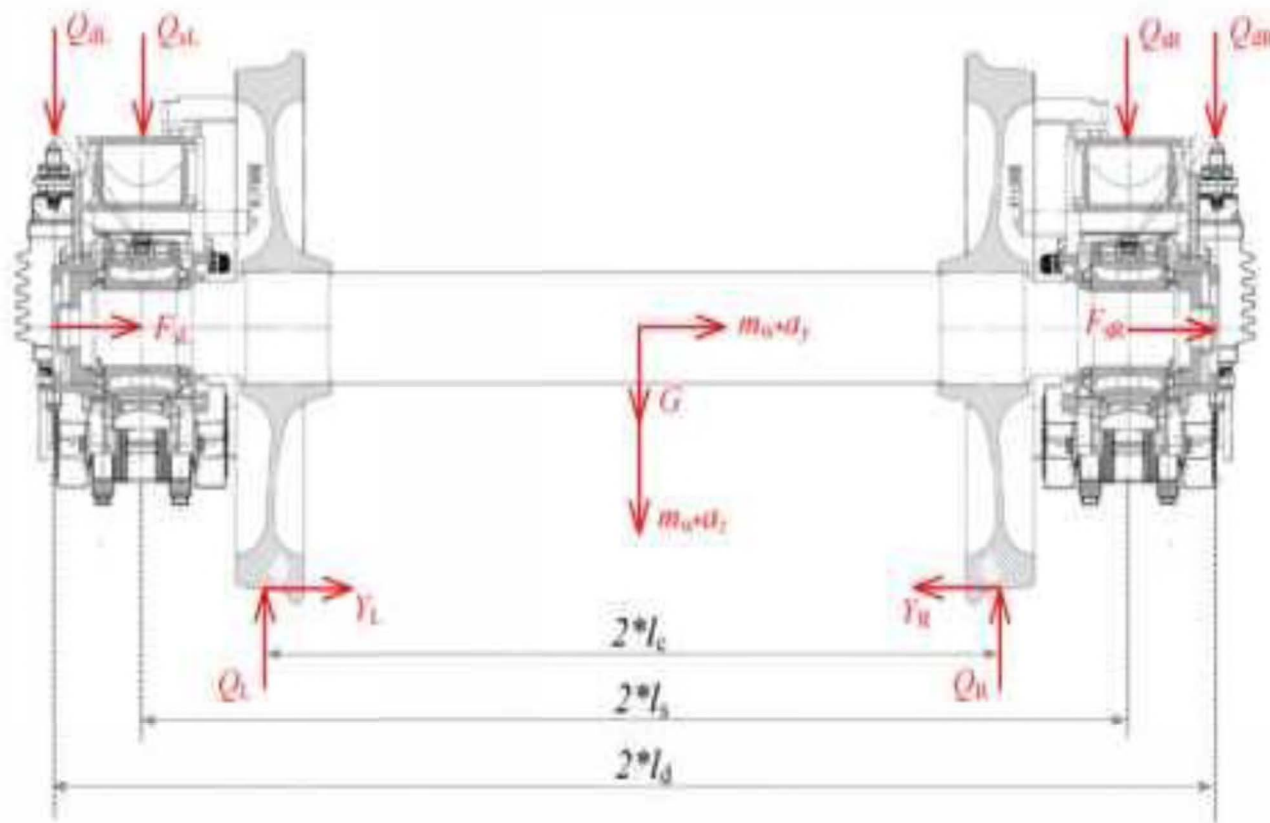


Рисунок 3.11 – Аналіз сил, що діють на колісну пару.

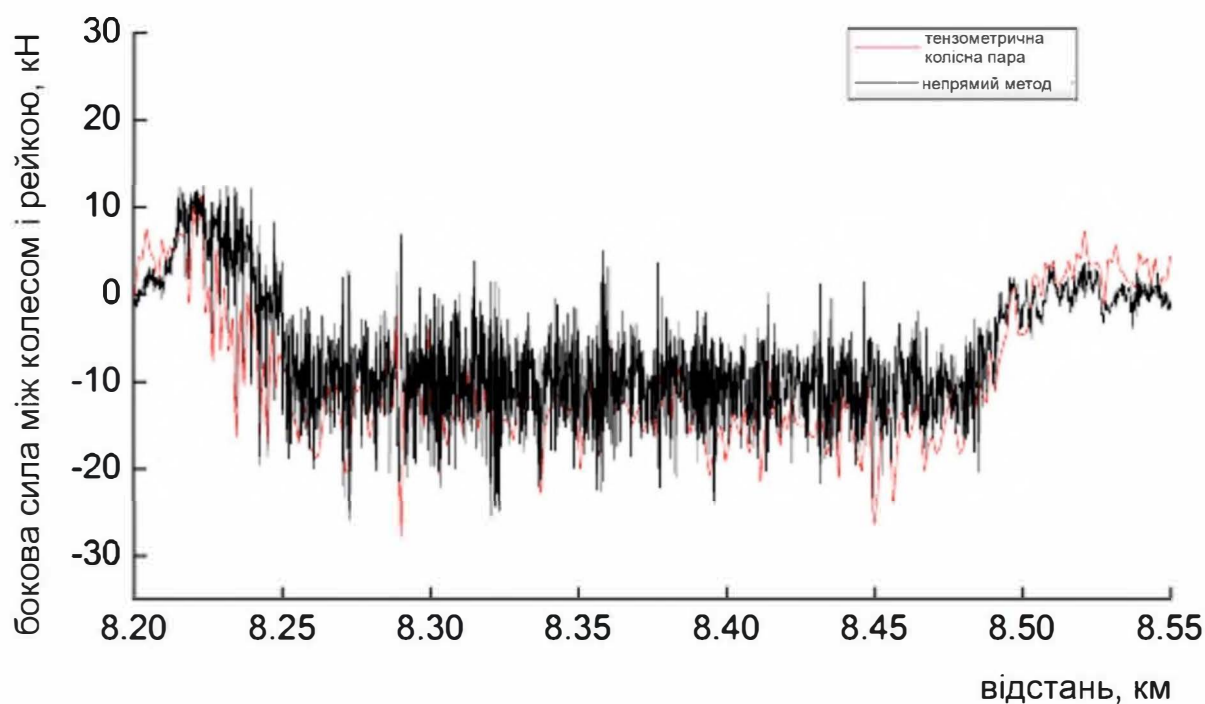


Рисунок 3.12 – Сила взаємодії колеса та рейки, отримана шляхом непрямого вимірювання.

Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата

0032.226573.МДР.2024.001

Арк.

61

Висновки до розділу

Незважаючи на те, що в дослідженні методів вимірювання сил колісно-рейкової взаємодії були досягнуті великі успіхи, є ще багато можливостей для розвитку. Вважаємо, що найбільш перспективними є дослідження у наступних напрямках:

1. Для безпосереднього вимірювання ТКП необхідно розробити оптимальну схему розміщення тензометричних датчиків для підвищення точності випробування. Покращити якість вихідного сигналу тензодатчиків, зменшити вплив завад від навколишнього середовища, перепаду температури коліс і радіального перепаду розподілу напружень на ідентифікацію контактних сил взаємодії колеса та рейки.

2. Для прямого вимірювання ТКП слід зосередитися на методі випробування, який не пошкоджує конструкцію колеса та осі, дослідження технології одностороннього накладення тензодатчиків на колісний диск, бездротовій системі телеметрії, закріпленій на осі

3. Необхідно удосконалити технологію високочастотних випробувань високочастотної сили колісно-рейкової взаємодії. Для кращого вивчення вібраційних характеристик залізничних транспортних засобів та вивчення механізму формування та процесу розвитку колісних полігонів все ще необхідні високочастотні випробування сили колісно-рейкової взаємодії. Для непрямого методу вимірювання необхідно розробити точну динамічну модель жорстко-гнучкого зчеплення, що враховує локальні вібраційні характеристики колісної пари та інших компонентів.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		62

4 ВПРОВАДЖЕННЯ ПРИМУСОВОГО ПОВОРОТУ ВІЗКІВ У КРИВИХ ЯК ШЛЯХ ПОКРАЩЕННЯ ХОДОВИХ ЯКОСТЕЙ РУХОМОГО СКЛАДУ

4.1 Загальні принципи впровадження примусового повороту візків

Кут набігання колісної пари на рейку в кривій (даані – КН) є критичним параметром з точки зору безпеки руху та характеристик рухомого складу при русі у кривих. Рух з великим КН посилює знос, шум і ризик сходження з рейок, тому зниження КН має важливе значення для запобігання небажаним наслідкам. У зв'язку з цим використовуються пасивні і активні методи управління боковими переміщеннями залізничних транспортних засобів.

Суцільна колісна пара складається з двох коліс, які жорстко з'єднані між собою суцільною віссю. Коли колісна пара рухається по кривій з приблизно ідеальними умовами кочення, конусність колісної пари призводить до поперечних переміщень колісних пар у прямих та кривих великого радіусу. Це явище отримало назву рискання. У звичайних залізничних транспортних засобах бічні та поздовжні пружини та амортизатори використовуються для стабілізації колісної пари за рахунок збільшення жорсткості та демпфування візка, хоча забезпечена жорсткість має серйозний негативний вплив на проходження колісною парою кривої через виникнення кута між колісною парою та рейкою у кривій, який називається кутом набігання (КН).

Останніми роками головною проблемою для інженерів у цій галузі є створення балансу між стабільністю та можливістю повороту колісних пар. У зв'язку з цим реалізуються різні методи, такі як використання колісних пар з колеасми, що нежорстко закріплені на осі як у поїздах Talgo. Усунення обмежень обертання між колесами усуває (або значно зменшує) поздовжнє проковзування у кривих на поворотах, але, з іншого боку, колісна пара втрачає здатність центрування.

Для покращення характеристик вписування рухомого складу

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		63

використовуються методи, які можна розділити на пасивні та активні. У пасивному методі між колісними парами та рамою візка встановлюються окремі елементи зв'язки для зменшення КН за рахунок зменшення жорсткості візка на вигин. Хоча такий підхід частково покращує рух коліс і знижує критичну швидкість руху поїзда по тангенціальних коліях, його застосування обмежується вантажними вагонами.

З іншого боку, метод активного управління, якому в останнє десятиліття приділяється все більше уваги, використовує актуатори для зниження КН. Pearson та ін. провели дослідження оптимального управління і класичних стратегій управління системою активного стабілізаційного управління високошвидкісним залізничним транспортним засобом. Мета системи полягає в тому, щоб забезпечити стабільність візка на високих швидкостях без необхідності використання важких вторинних демпферів рискання (вони також утворюють небажаний шлях для передачі шуму).

Perez та ін. досліджували покращення вписування звичайних залізничних транспортних засобів, з суцільними колісними парами за допомогою активного керування. Розглянуто та реалізовано різні можливі цілі управління за допомогою оптимальних методів керування, а також проведено порівняльне дослідження ефективності різних стратегій управління в ідеальному детермінованому напрямку.

Mei та ін. надали всебічну оцінку конфігурацій мехатронних транспортних засобів і стратегій активного управління активним керуванням залізничних колісних пар з осями і без них. Вони показали, що схеми активного керування, запропоновані для залізничних транспортних засобів, пропонують вирішення складного конструктивного компромісу між стабільністю та характеристиками вписування звичайного пасивного транспортного засобу.

Mei і Goodall представили розробку модальної схеми управління активним рульовим керуванням залізничних транспортних засобів. Для отримання незалежних бічних і ризикаючих режимів залізничного транспортного засобу

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		64

використано підхід модальної декомпозиції, що дозволяє розробляти контролери для двох режимів окремо. Вони показали, що значне покращення продуктивності транспортногo засобу на поворотах досягається за рахунок використання активного керування, а природна дія на вписування колісної пари з суцільною віссю підтримується з мінімально прикладеними зусиллями для керування.

Не маючи недоліків пасивного методу, активний метод стає перспективним підходом до управління боковими коливаннями залізничного транспортногo засобу. У зв'язку з цим автори розробили новий поїзд з візками з однією колісною парою, а потім застосували метод активного управління для зменшення КА. На наступному етапі було оцінено безпеку руху та ходові характеристики поїзда за допомогою розробленої моделі в програмному забезпеченні SIMPACK за стандартом EN14363.

Поїзд має п'ять вагонів з одноосьовими візками (рис. 4.1). Як показано на рис.4.2, візок, сконструйований Гельмутом і Зоммерером, забезпечує тягове зусилля першого, третього і п'ятого вагонів. Тягові колісні пари зображені зафарбованими колами.

Для обчислення величини тягової сили, прикладеної безпосередньо до колісної пари використані наступні рівняння:

якщо

$$F_t v < \frac{N^2}{64} P_{max} \tag{4.1}$$

то

$$F_t = \frac{N}{8} T e_{max} - k_f v \tag{4.2}$$

якщо

$$F_t v \geq \frac{N^2}{64} P_{max} \tag{4.3}$$

то

$$F_{tv} = \frac{N^2 P_{max}}{64 v} \quad (4.4)$$

де N - установка тяги в насічках, що набуває значень від 0 до 8;

P_{max} - максимальна тягова потужність локомотива, Вт;

Te_{max} - максимальне тягове зусилля локомотива, Н

v - швидкість поїзда, м/с

k_f - зниження моменту, Н·с/м.



Рисунок 4.1 - Інтегральний поїзд S5D95, який був розроблений Гельмутом і Зоммерером

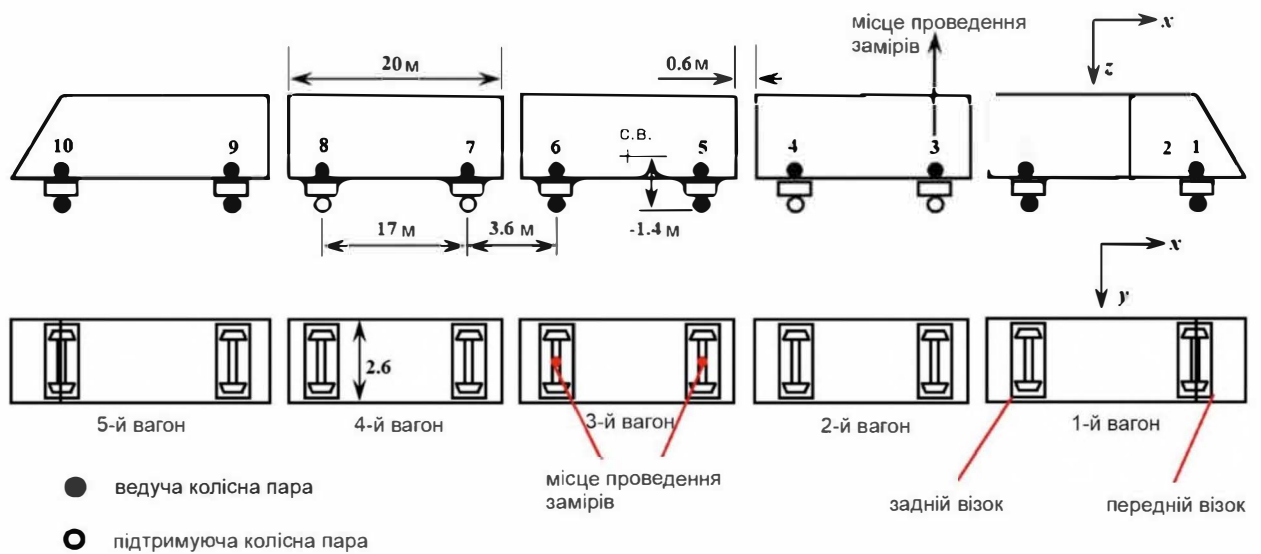


Рисунок 4.2 - Схема поїзда та точки вимірювання

4.2 Модель поїзда для досліджень

Наведені вище рівняння були перетворені в наступні на основі прийнятих вихідних даних:

якщо

$$F_t v < \frac{36}{64} 350,933 \quad (4.5)$$

то

$$F_t = \frac{6}{8} 26,386 - 5v \quad (4.6)$$

якщо

$$F_t v \geq \frac{36}{64} 350,933 \quad (4.7)$$

то

$$F_t v = \frac{36}{64} \frac{350,933}{v} \quad (4.8)$$

На рис. 4.3 показана тягова характеристика поїзда. Відстань між кожним вагоном відповідно до UIC прийнята 60 см, як показано на рис. 4.2. Для з'єднання вагонів використовувалася спрощена модель зчипки, як показано на рис. 4.4.

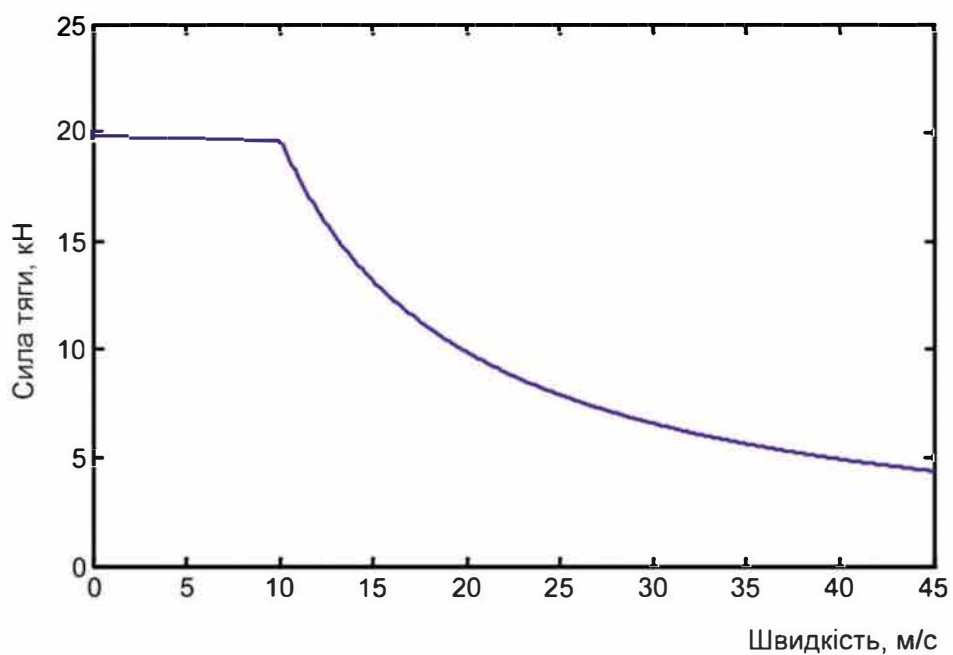


Рисунок 4.3 – Тягова характеристика поїзда

жорсткість: кріплення кузова
та тягової передачі

жорсткість: кріплення кузова
та тягової передачі

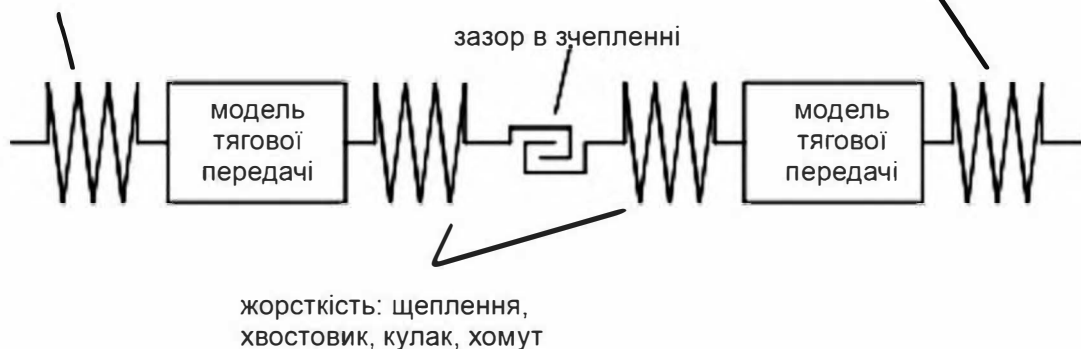


Рисунок 4.4 – Модель зчеплення між вагонами

Крім того, вторинна система підвіски, що включає пневмопружины, була підключена безпосередньо до кузова вагона. Маса поїзда і характеристики підвіски наведені в таблицях 1 і 2 відповідно.

Оскільки на візку немає системи спирання, тягові зусилля візка передаються безпосередньо на кузов вагона. Отже, рульовий важіль використовувався з відносним ступенем свободи по відношенню до рами візка, з якої дозволявся рух riskання, але в інших напрямках його зафіксовано, як показано на рис. 4.6 і 4.7; рульовий важіль здаден переміщатися у вертикальному напрямку по відношенню до кузова вагона. З обох боків рульовий важіль, як показано на рис. 18, було прикріплено до кузова вагона двома тяговими стержнями, які передають тягове або гальмівне зусилля на кузов вагона. Крім того, цей важіль використовувався для застосування керуючих сил для зменшення КН. Відносно цієї точки між рульовим важелем і рамою візка розташовувався привідний пристрій, і при необхідності прикладалися керуючі зусилля (див. рис.4.6).

У цій моделі моделюється лише тягова передача і припускається, що інший компонент є жорстким. Характеристика жорсткості тягової передачі показана на рис.4.5, при цьому демпфування тягового редуктора становить 7000 Н·с/м.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		68

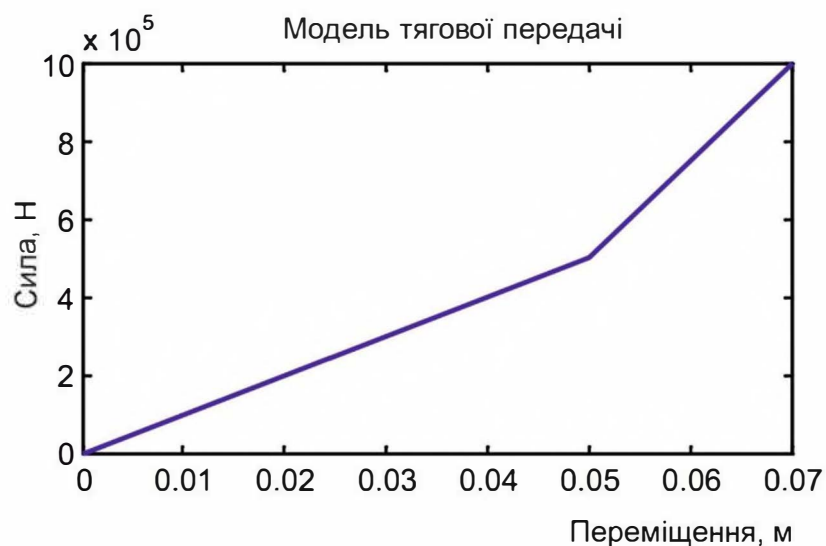


Рисунок 4.5 – Характеристика жорсткості тягового редуктора

Первинна підвіска візка включає в себе гумові металеві елементи, які кріпляться між рамою візка і букси і були замінені еквівалентними пружинами, як показано на рис. 19.

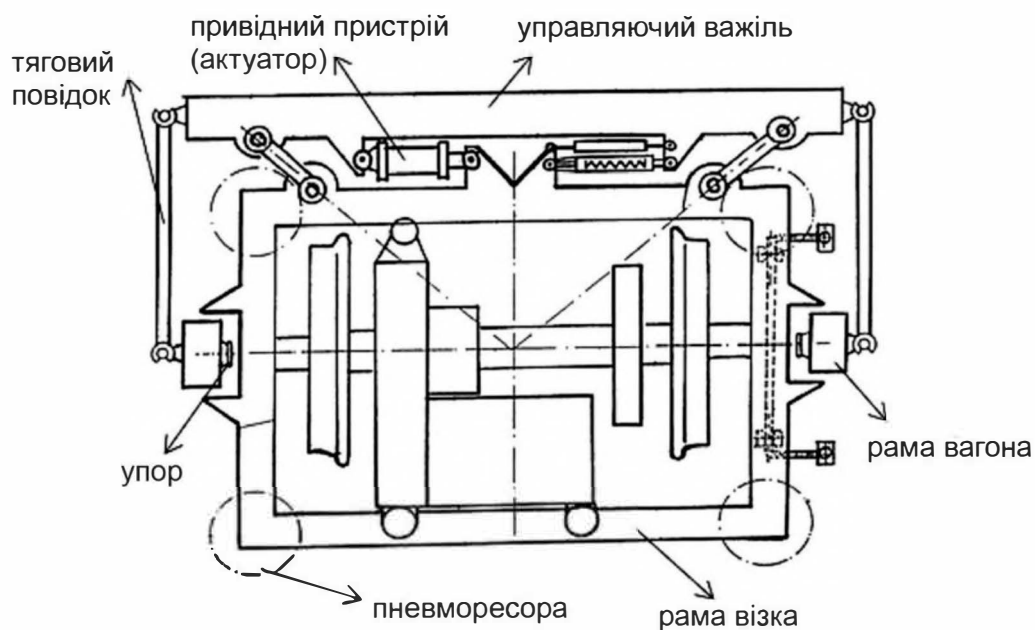


Рисунок 4.6 – Візок (вид зверху)

Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата

0032.226573.МДР.2024.001

Арк.

69

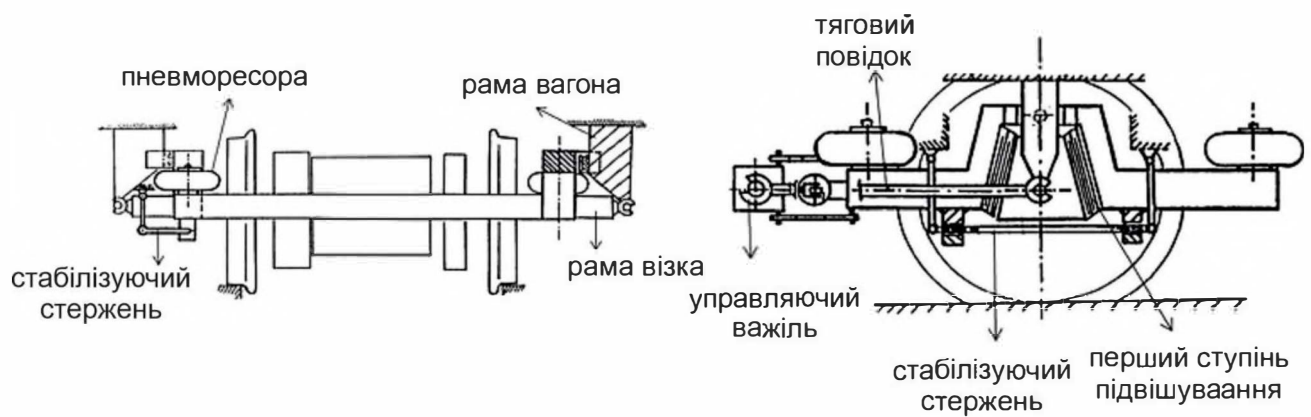


Рисунок 4.7 – Схема візка

Крім цього, рульовий важіль відіграє важливу роль у стійкості візка. Це видно на рис. 18 і 19, що два тягові стержні, які з'єднані з кузовом вагона, виконують роль вертикальних і бічних пружин, що усувають передані на візок вібрації. Крім того, система вторинної підвіски була змодельована з наступними компонентами:

Таблиця 4.1 - Характеристики екіпажної частини

Компонент	m , кг	I_{xx} , кг·м ²	I_{yy} , кг·м ²	I_{zz} , кг·м ²
Кузов	32780	56180	2163000	1986000
Візок	1580	648	600	1240
Колісна пара	1503	810	112	810

- бічний гасник з демпфуванням 22 500 Н·с/м.
- два вертикальні гасники з демпфуванням 7500 Н·с/м.
- Стабілізатор поперечної стійкості з жорсткістю 1 000 000 Н·м/рад.
- Дві запобіжні планки з жорсткістю 3 800 000 Н·м/рад.
- Два бічних відбійника із зазором 15 мм.

На рис. 20 показано бічне зміщення передньої колісної пари в залежності від швидкості вагона і з якого видно, що критична швидкість вагона дорівнює 43 м/с.

4.3 Розробка алгоритму керування

Найпростішим способом управління КН є прикладання сили або моменту, пропорційного його величині, на раму візка або колісну пару. У цьому методі оцінка КН у кожен момент часу є найважливішим питанням. До теперішнього часу для визначення цього параметра використовувалися різні підходи, такі як, наприклад, відстежування обочини і оцінка Калмана. У цьому дослідженні КН був отриманий за допомогою системи управління, в якій датчики кріпилися до букс. Таким чином, вимірявши горизонтальні відстані e_1 і e_2 , можна обчислити КН за наступним рівнянням (див. рис. 4.6):

$$\alpha_j = \frac{e_1 - f_1 - (e_2 - f_2)}{l_e} \approx \frac{e_1 - e_2}{l_e} = \frac{l}{l_e} \Delta e \quad .(4.9)$$

Визначення положення поїзда в кожен момент при проходженні ним колії з прямими, перехідними і кривими ділянками має вирішальне значення. Отже, система управління повинна спрацьовувати, коли поїзд проходить криві. У зв'язку з цим другим кроком при проектуванні системи управління є оцінка її здатності визначати радіус кривої уздовж колії.

Таблиця 4.2 - Характеристики підвіски поїзда

Тип підвіски	C_x^a , кН/м	C_y ,кН/ м	C_z ,кН/ м	D_x^a , кН·с/м	D_y , кН·с/м	D_z , кН·с/м
Первинна підвіска	37,000	4800	2500	37	480	25
Вторинна підвіска	500	500	150	5	5	15

^a С і D - коефіцієнти жорсткості і демпфуючої системи підвішування відповідно

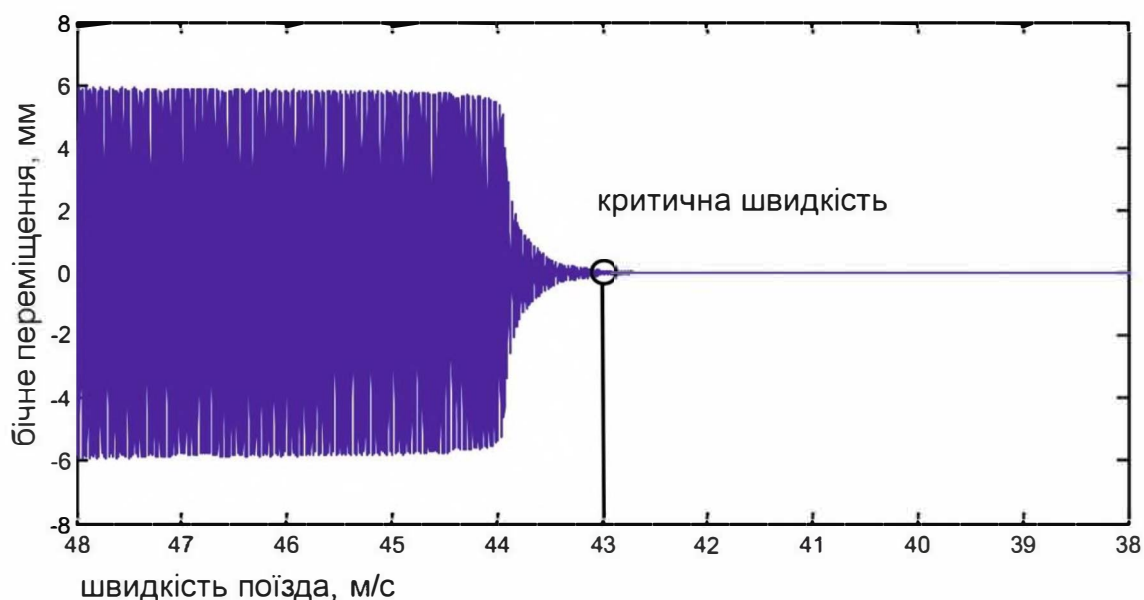


Рисунок 4.8 - Аналіз стійкості вагона

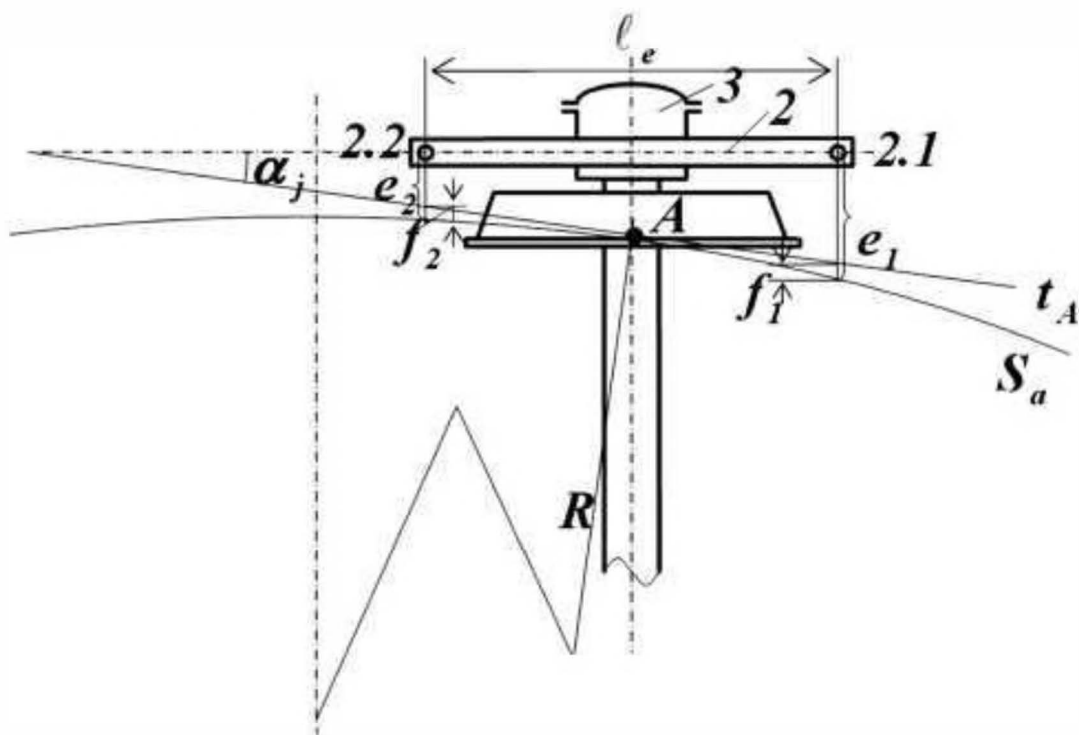


Рисунок 4.9 - Схема вимірювання кута набігання

У цій моделі, для кривих з радіусом менше 5000 м спрацьовує система управління. Для визначення радіуса кривих було використано наступне рівняння:

$$\ddot{y} = \frac{v^2}{R} \rightarrow \frac{1}{R} = \frac{\ddot{y}}{v^2} \quad (4.10)$$

де $\ddot{y}$ - бічне прискорення центру маси кузова вагона;

v - швидкість поїзда;

$1/R$ - кривизна кривої.

Згідно цього алгоритму, система управління спрацьовує при русі поїзда по кривій радіусом менше 5000 м. Для усунення ефектів будь-яких миттєвих коливань використовується середньоквадратичне значення прискорення. Крім того, радіуси кривизни колії можуть бути отримані за допомогою супутникових систем або спеціальних пристроїв на залізничному узбіччі.

Існує багато різних способів застосування керуючої сили або моменту в системі управління. У зв'язку з високою жорсткістю первинної системи підвіски установка приводів в колісні пари не рекомендувалося. Тому приводи встановлювалися між рамою і рульовим важелем. Використовуючи компенсацію фази випередження-затримки і належного посилення, система управління змогла знизити КН до потрібного значення. На рис. 4.10 показано схематичне розташування системи управління.

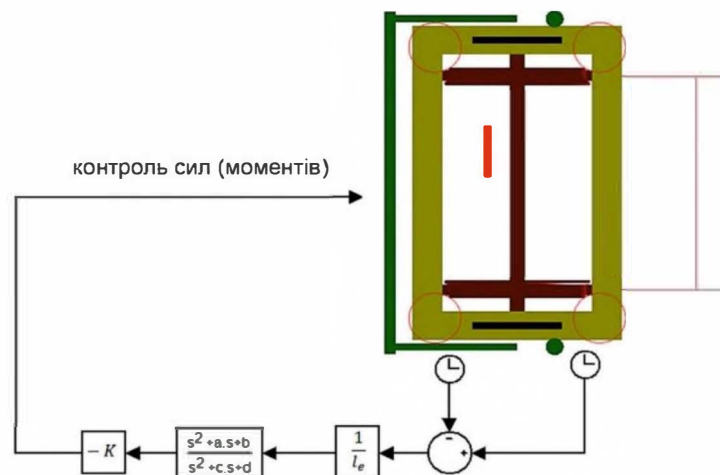


Рисунок 4.10 - Схема системи управління

Параметри контролера були спроектовані за допомогою налаштування SISO в Matlab наступним чином:

$$K_c \left(\frac{s^2 + 2750s + 500,000}{s^2 + 1996s + 1,000,000} \right). \quad (4.11)$$

В якому K_c було отримано $2,8 \cdot 10^7$ методом проб і помилок.

Зниження КН системою управління показано на рис. 4.11 для поїзда, що рухається зі швидкістю 35 м/с по криволінійній траєкторії радіусом 600 м.

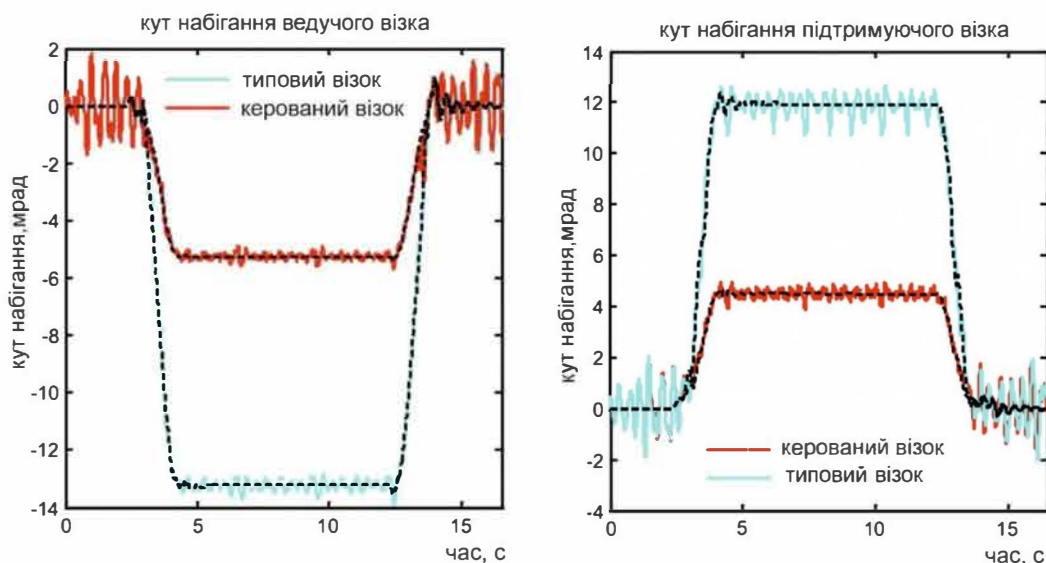


Рисунок 4.11 - Кут набігання колісних пар

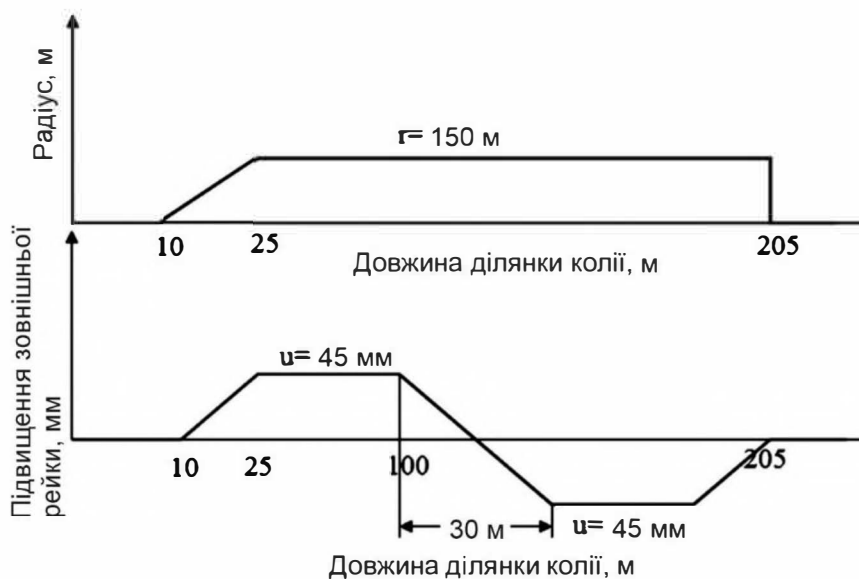


Рисунок 4.12 - Загальна схема випробувальної колії.

Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата

0032.226573.МДР.2024.001

Арк.

74

4.4 Результати моделювання та розрахунків

Були проведені динамічні та статичні випробування за стандартом EN14363 для підтвердження відповідності моделі. У цьому дослідженні за допомогою розробленої моделі в програмному забезпеченні SIMPACK було проведено статичне випробування (випробування у кривій), а також усі динамічні випробування та проведено порівняння отриманих результатів з допустимими значеннями.

4.4.1 Випробування на колії з перекосами

Оскільки наявність перекосів на залізничних коліях неминуче, це статичне випробування проводиться для забезпечення безпеки поїзда при перетині ділянки з перекосами. Перекоси як правило влаштовуються на перехідних кривих між рівною ділянкою і ділянкою з підвищенням зовнішньої рейки а також виникають внаслідок наявності поперечних відхилень.

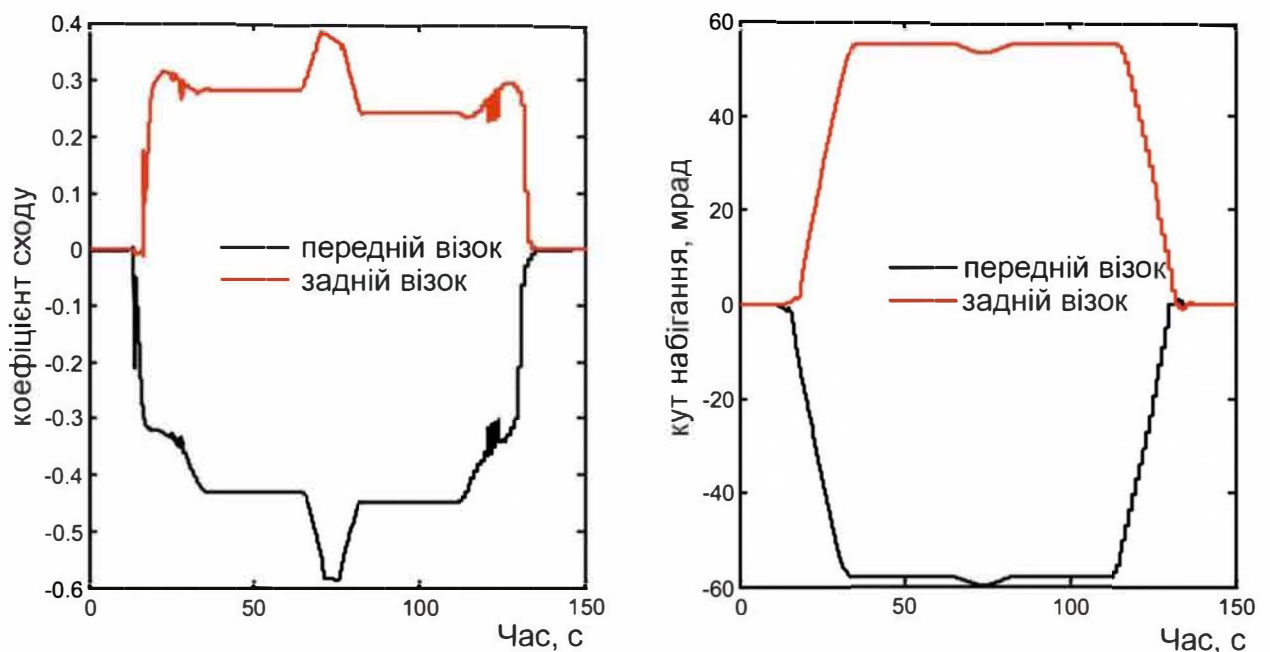


Рисунок 4.13 – Оцінка безпеки на ділянці з перекосами

У цьому тесті швидкість поїзда 2,77 м/с (10 км/год) розглядалася для поїзда, що рухається по кривій радіусом 150 м, в якій знак підвищення змінюється посередині кривої, як показано на рис.4.12.

Згідно стандарту EN14363, при проведенному моделюванні слід вимірювати наступні величини:

- направляючі зусилля на внутрішнє і зовнішнє колеса, тобто Y_i і Y_o тестової колісної пари.

- вертикальні сили на внутрішньому і зовнішньому колесі, тобто Q_i і Q_o тестової колісної пари.

- кут набігання атаки α ведучої колісної пари.

- підйом колеса ΔZ направляючого колеса, що утримується випробуваною колісною парою на всій кривій.

На наступному етапі коефіцієнти сходження з рейок для кожного колеса в кожен момент обчислювалися за співвідношенням (Y/Q) . Залізничний транспортний засіб вважається безпечним від сходження з рейок, якщо $Y/Q_{\max} < Y/Q_{\lim}$. Значення $Y/Q_{\lim}$ визначається як 1,2 для кута нахилу гребеня 70° і коефіцієнта тертя 0,36.

Якщо значення перевищує допустиму абсолютну величину, поведінка залізничного транспортного засобу буде перевірена шляхом оцінки $\Delta Z_{\max}$, а для $\Delta Z_{\max} \leq \Delta Z_{\lim} = 5$ мм транспортний засіб не зійде з рейок.

На рис. 4.13 показаний кут набігання і коефіцієнт сходження з рейок. Зрозуміло, що коефіцієнт сходження з рейок провідної колісної пари піднімається до -0,59, що менше граничного значення 1,2.

4.4.2 Динамічний тест

Усі нові або модифіковані транспортні засоби повинні підлягати динамічним випробуванням. Для проведення динамічних випробувань можна розглянути два різних методи вимірювання: звичайний та спрощений.

У цьому дослідженні був використаний звичайний метод вимірювання, який включає оцінку безпеки руху, навантаження на колію та ходових характеристик транспортного засобу.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		76

Для оцінки динамічних характеристик поїзда при використанні звичайного методу вимірювання, визначення наступних значень є вирішальним:

1. Спрямовуюча сила Y , бічний напрямок вимірювання.
2. Навантаження на колесо Q , вертикальний напрямок вимірювання.
3. Сума спрямовуючих зусиль ΣY колісної пари.
4. Коефіцієнт Y/Q спрямовуючої сили/навантаження на колесо.
5. Бічні і вертикальні прискорення в передньому і задньому (верхня частина візка) кузовах вагонів, тобто $\ddot{y}$ та $\ddot{z}$.

Граничні значення безпеки руху. Отримані значення ΣY та Y/Q є надзвичайно важливими для визначення безпеки руху. Величина ΣY використовується для оцінки безпеки залізничного транспортного засобу від зсуву колії. Співвідношення Y/Q в ведучому колесі є критерієм безпеки від сходження з рейок при вклучуванні гребеня колеса на рейку.

Максимальну спрямовуючу силу можна обчислити за формулою (4.12).

$$\Sigma Y_{max, \lim} = 10 + \frac{2Q_0}{3}, \text{ кН} \quad (4.12)$$

де Q_0 - статичне навантаження на вісь поїзда і було встановлено на рівні 93,6 кН.

Тоді:

$$\Sigma Y_{max, \lim} = 72.4 \text{ кН} \quad (4.13)$$

для $R \geq 250 \text{ м}$

$$(Y/Q)_{max, \lim} = 0.8 \quad (4.14)$$

$$\Sigma Y_{rms, \lim} = \frac{\Sigma Y_{max, \lim}}{2} \quad (4.15)$$

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		77

Граничне значення навантаження на колію. Максимальне зусилля колеса можна обчислити за формулою (4.16).

$$Q_{max, \text{ lim}} = 90 + Q_0 = 183.6 \text{ кН} \quad (4.16)$$

Граничні значення ходових характеристик. Для оцінки ходових характеристик залізничного транспортного засобу використовувалися такі прискорення:

$$\begin{cases} \ddot{y}_{max} = 2.5 \text{ м/с}^2, \ddot{z}_{max} = 2.5 \text{ м/с}^2 \\ \ddot{y}_{rms} = 0.5 \text{ м/с}^2, \ddot{z}_{rms} = 0.75 \text{ м/с}^2 \end{cases} \quad (4.17)$$

Ці величини вимірювалися в передній і задній зонах і над візками кожного кузова вагона (див. рис. 14).

Тестові зони. Динамічні випробування були проведені для аналізу ходових характеристик у чотирьох різних тестових зонах:

- прямі і криві дуже великого радіусу.
- криві великого радіусу.
- криві малого радіусу ($400 \text{ м} < R < 600 \text{ м}$).
- криві дуже малого радіусу ($250 \text{ м} < R < 400 \text{ м}$).

Було проведено відповідне моделювання щодо визначених зон випробувань та отримано швидкість руху поїзда, як показано в табл. V.

Таблиця 4.5 - Швидкість руху поїзда в кожній тестовій зоні

	Тестова зона 1	Тестова зона 2	Тестова зона 3	Тестова зона 4
Швидкість поїзда, м/с	42	42	28	24

4.4.3 Оцінка безпеки руху

На рис.26 показані максимальне і мінімальне значення сумарних направляючих сил в кожній колісній парі. Видно, що найбільш критична ситуація склалася для ведучої колісної пари першого кузова вагона в тестовій зоні 4, в якій бічні зусилля на колісну пару досягають -61 кН. Відповідна бічна сила в ситуації з управлінням знижується до -44,29 кН, що нижче граничного значення (72,4 кН) і, отже, поїзд безпечно експлуатувати. Причому було помічено, що перший і останній вагони перебували в гірших умовах, ніж інші вагони у всіх чотирьох зонах. На рис. 27 показані максимальний і мінімальний коефіцієнти сходження з рейок для кожного колеса. Як видно з рисунків, ліве колесо першої колісної пари є найбільш критичним колесом і показано, що найбільша ймовірність сходження поїзда з рейок знаходиться в тестовій зоні 2, де поїзд проходить криву радіусом 900 м зі швидкістю 43 м/с. У цей момент коефіцієнт сходження з рейок, пов'язаний зі звичайним візком, становить -0,668, тоді як для керованого візка це значення збільшується до -0,425. Крім того, було виявлено, що сходження з рейок відбувається для колісної пари номер 1 з більшою ймовірністю, ніж для інших колісних пар у чотирьох тестових зонах. На рис. 28 показаний максимум середньоквадратичного значення, пов'язаного з сумою направляючих сил в колісній парі. Видно, що зусилля для колісних пар номер 1 і 9 максимальні в випробувальній зоні 4, в якій швидкість руху поїзда становить 24 м/с, що нижче, ніж для інших зон.

4.4.4 Навантаження на колію.

На рис. 4.14 показана максимальна прикладена вертикальна сила на колеса. Слід зазначити, що система управління має малий вплив на вертикальну силу, так як система управління у вертикальному напрямку не прикладає ніякого зусилля.

Максимальні вертикальні сили, виміряні під час аналізу, виникали для лівого колеса колісної пари номер 1 і становили близько 161 кН, що було зафіксовано в зоні 2. За стандартом EN14363 граничне значення вертикального

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		79

навантаження на поверхні колеса і рейки становить 183,6 кН. Крім того, вертикальна сила досягає максимального значення при вході та виході з кривої. Зіставивши отримані дані з допустимим значенням в стандарті, видно, що створюване вертикальне навантаження навіть в гіршому випадку менше граничного значення.

Ходові характеристики

Як було сказано вище, для оцінки комфорту для пасажирів поїзда оцінювались вертикальні і бічні прискорення кузова вагона. На рис. 30 показано прискорення в передній і задній частині кузова вагона, з якого видно, що найбільш критична точка в плані бічного прискорення знаходиться у передній частині кузова першого вагона. У цьому місці прискорення дорівнює $-2,268 \text{ м/с}^2$, хоча при впровадженні системи управління це значення зменшується до $-1,692 \text{ м/с}^2$. З іншого боку, вертикальне прискорення в передній частині кузова першого вагона є найнижчим і дорівнює $-1,49 \text{ м/с}^2$. Як видно, в деяких випадках система контролю має негативний, але незначний вплив на величину вертикального прискорення, яка є дуже малою і незначною. Тому приводи можна використовувати між кузовом вагона і візком.

На рис. 4.15 показані максимальні середньоквадратичні значення бічних і вертикальних прискорень в передній і задній частині кузова вагона. Як видно з рисунку, середньоквадратичне значення бокового і вертикального прискорення найвище в передній частині кузова першого вагона і становить близько $0,478 \text{ м/с}^2$. Система управління зменшила це прискорення до $0,385 \text{ м/с}^2$, що менше допустимого значення $0,5 \text{ м/с}^2$ і гарантує відповідність поїзда вимогам. Крім того, максимальне середньоквадратичне значення вертикального прискорення в передній частині першого вагона становить $0,231 \text{ м/с}^2$, що значно менше допустимого значення $0,75 \text{ м/с}^2$.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		80

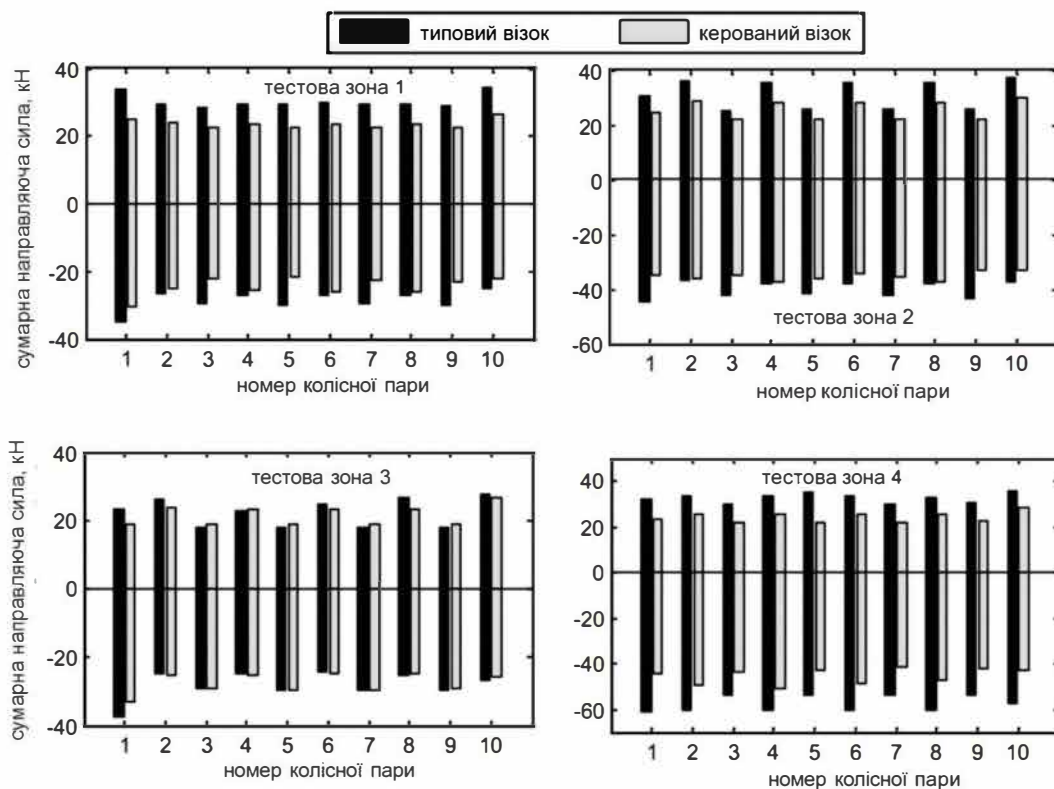


Рисунок 4.14 – Максимальна і мінімальна сумарна напрямляюча сила на колісних парах

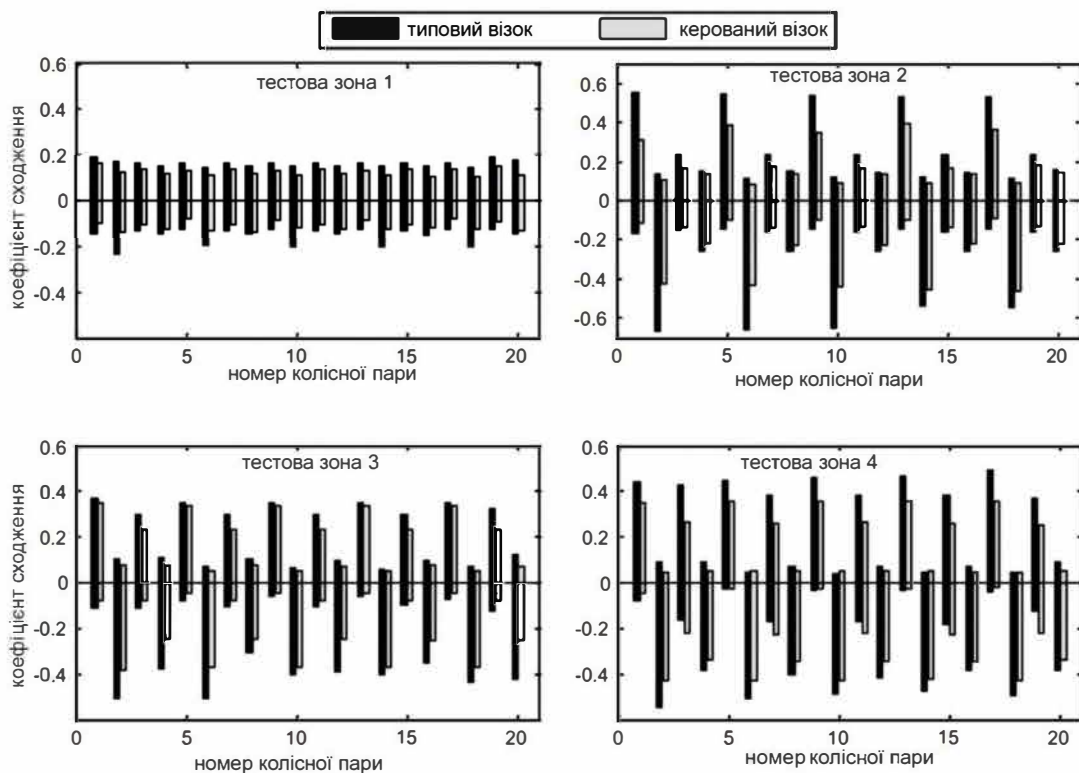


Рисунок 4.15 – Максимальний і мінімальний коефіцієнт сходження з рейок для кожного колеса

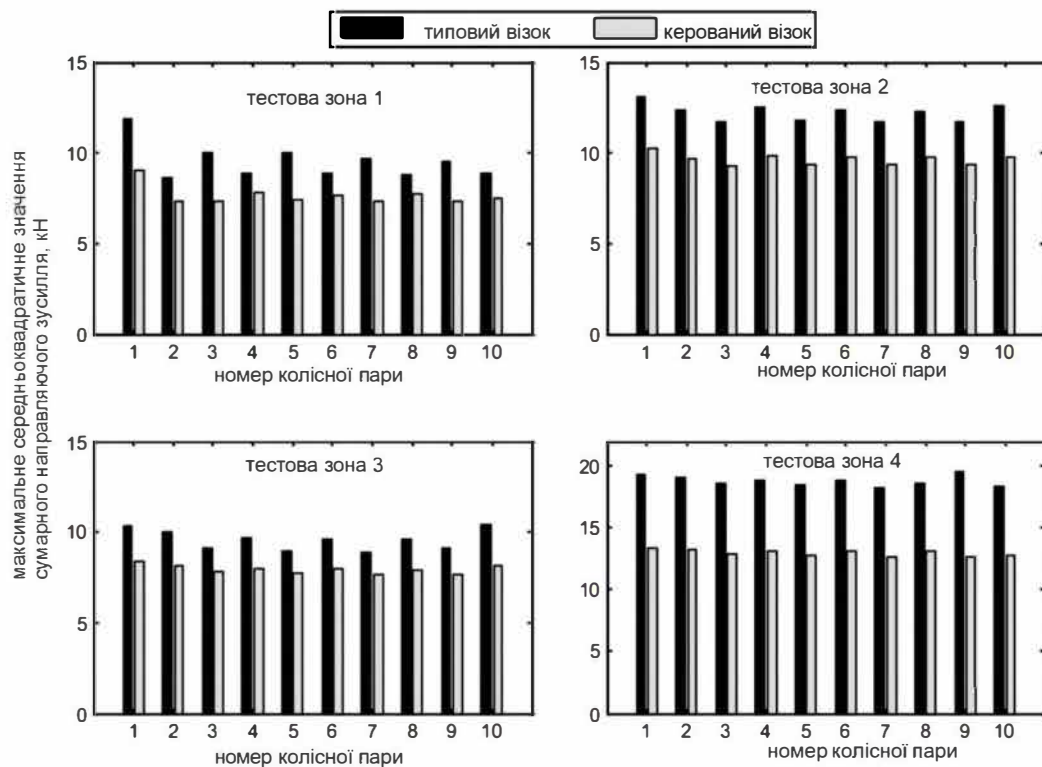


Рисунок 4.16 – Максимальне середньоквадратичне значення напрямлюючої сили на колісних парах

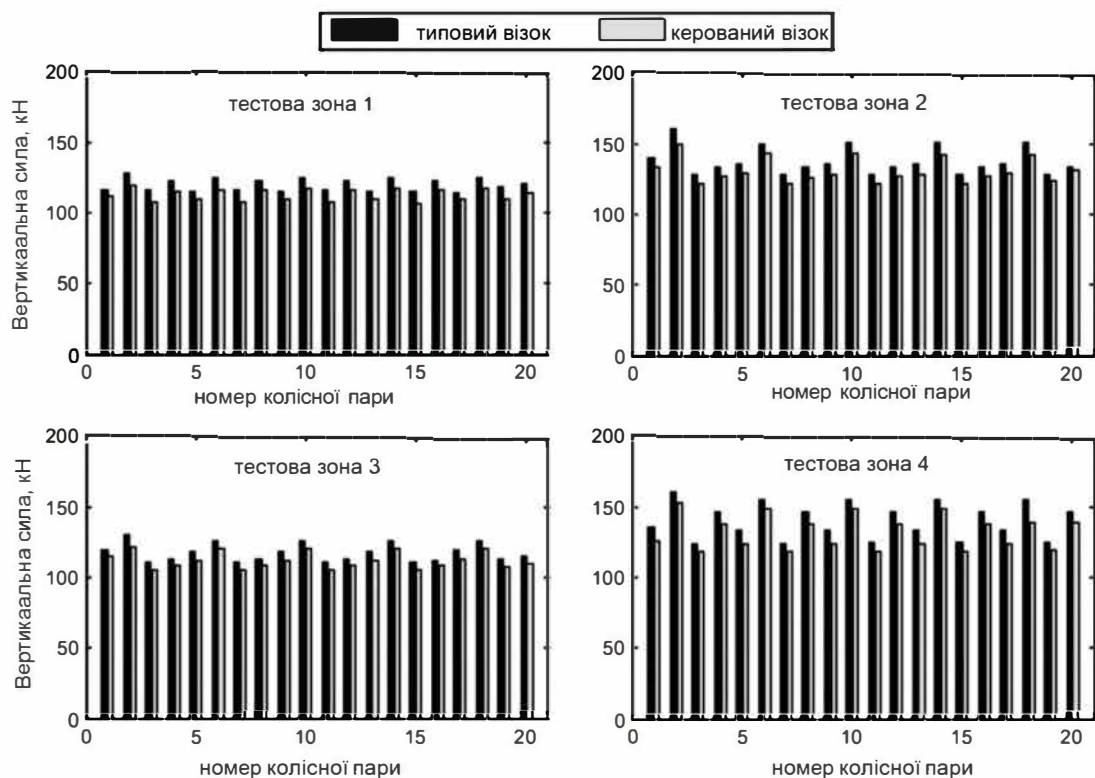


Рисунок 4.17 – Максимальне значення вертикальної сили на колесах

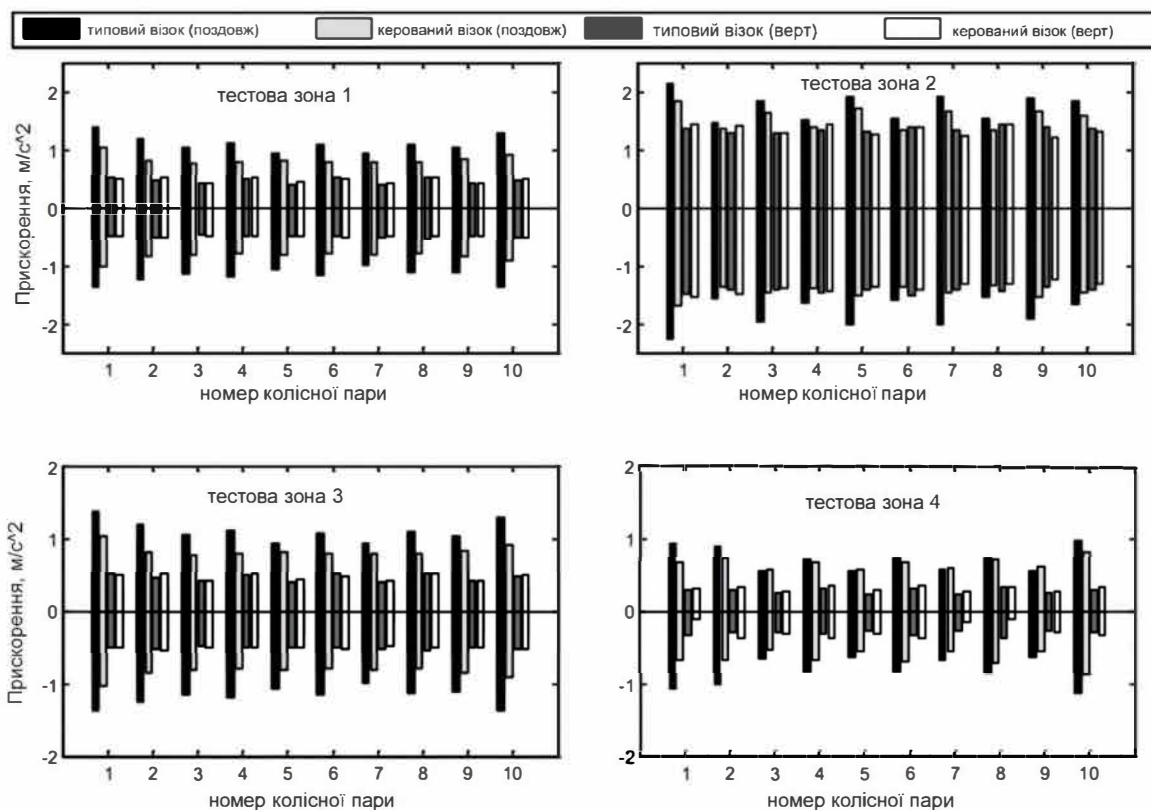


Рисунок 4.18 – Максимальне і мінімальне прискорення у вагонах

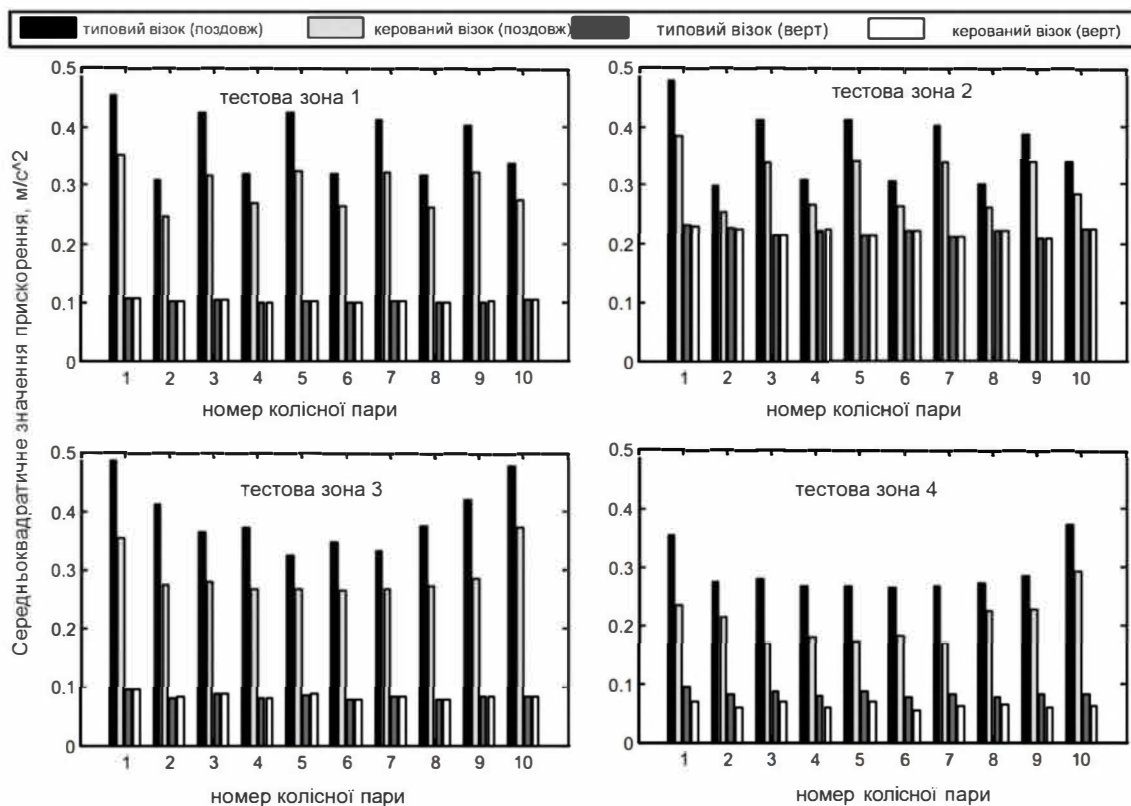


Рисунок 4.19 – Максимальне середноквадратичне значення прискорення у вагонах

Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата

0032.226573.МДР.2024.001

Арк.

83

Висновок до розділу

На основі проведених досліджень можна стверджувати, що за допомогою простого методу управління (компенсаційна фаза випередження-затримки) кут набігання (КН) може бути зменшений до потрібного значення, що значно покращує динамічну характеристику поїзда. Щоб дослідити проблему, було проведено динамічне моделювання з використанням програмного забезпечення SIMPACK і було отримано динамічну характеристику поїзда. Аналіз показав, що бічні сили та коефіцієнти сходження з рейок у кожному колесі, а також бічні прискорення у вагонах покращилися при використанні керуючого механізму. Крім того, аналіз показав, що перший і останній вагони мають найгіршу якість руху, а перша колісна пара має найвищу ймовірність сходження з рейок у кривих. Параметри безпеки та ходові якості активного керованого візка були визначені відповідно до стандарту EN14363.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		84

ВИСНОВКИ

Питання дослідження динамічних характеристик рухомого складу є актуальним питанням для науковців-залізничників різних країн. Наразі опублікована значна кількість праць, присвячених цьому питанню, у тому числі у міжнародній наукометричній базі SCOPUS.

Внесок науковців бувшого СРСР є значним – ними опубліковані базові праці, які стали основою для розвитку науки про динаміку поїздів та про безпеку руху в наукових організаціях України. Однак, при глибшому дослідженні даних праць д.т.н. Соколом Е.М. виявлено неузгодженості у трактуванні базового поняття, що характеризує ходові властивості рухомого складу – поняття «рамна сила». Крім того, поряд з серйозним математичним апаратом, який розроблений науковцями бувшого СРСР питанням експериментального визначення сил взаємодії між колесом і рейкою у науці в бувшому СРСР приділялось надзвичайно мало уваги.

Стосовно ж праць вчених розвинутих країн Європи, Китаю та США, тут ситуація кардинально інша. Основний упор у наукових працях зроблено на практичному визначенні сил взаємодії колеса та рейки різними способами – за допомогою тензометричних колісних пар (ТКП), тензометричних рейок, шляхом оцінки прискорень на буксі та ін.

Власне цей напрямок визначено найбільш перспективним для подальшого розвитку питання оцінки та покращення ходових якостей локомотивів.

Вступ України до ЄС вимагає швидкої адаптації транспортного законодавства та технічних норм у галузі транспорту до принципів і правил, які прийняті у ЄС. Основним документом, яки визначає показники ходових якостей рухомого складу, є EN-14363 [21], на який напряду посилається ТСІ [35].

Комісією ОСЗ-ЄЗА була зроблена спроба адаптації вимог країн так званого «простору 1520 мм» до вимог EN-14363 [21], однак на нашу думку, вона не є вдала по причині різних підходів до оцінки ходових якостей рухомого складу. Більше того, як видно з аналізу, в Україні до сьогодні з метою оцінки

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		85

ходових якостей рухомого складу використовуються норми, що розроблені і затверджені у країні-агресорі – норми [40, **Помилка! Джерело посилання не знайдено.**], що є неприпустимим у сьогоденній ситуації.

Незважаючи на те, що в дослідженні методів вимірювання сил колісно-рейкової взаємодії були досягнуті великі успіхи, є ще багато можливостей для розвитку. Вважаємо, що найбільш перспективними є дослідження у наступних напрямках:

1. Для безпосереднього вимірювання ТКП необхідно розробити оптимальну схему розміщення тензометричних датчиків для підвищення точності випробування. Покращити якість вихідного сигналу тензодатчиків, зменшити вплив завад від навколишнього середовища, перепаду температури коліс і радіального перепаду розподілу напружень на ідентифікацію контактних сил взаємодії колеса та рейки.

2. Для прямого вимірювання ТКП слід зосередитися на методі випробування, який не пошкоджує конструкцію колеса та осі, дослідження технології одностороннього накладення тензодатчиків на колісний диск, бездротовій системі телеметрії, закріпленій на осі

3. Необхідно удосконалити технологію високочастотних випробувань високочастотної сили колісно-рейкової взаємодії. Для кращого вивчення вібраційних характеристик залізничних транспортних засобів та вивчення механізму формування та процесу розвитку колісних полігонів все ще необхідні високочастотні випробування сили колісно-рейкової взаємодії. Для непрямого методу вимірювання необхідно розробити точну динамічну модель жорстко-гнучкого зчеплення, що враховує локальні вібраційні характеристики колісної пари та інших компонентів.

4. Ходові якості локомотивів можна покращити шляхом впровадження візків з примусовим поворотом колісних пар у кривій. Результати досліджень показали, що за допомогою простого методу управління поворотом колісої пари кут набігання (КН) може бути зменшений до потрібного значення, що значно

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		86

покращує динамічну характеристику поїзда. Щоб дослідити проблему, було проведено динамічне моделювання з використанням програмного забезпечення SIMPACK і було отримано динамічну характеристику поїзда. Аналіз показав, що бічні сили та коефіцієнти сходження з рейок у кожному колесі, а також бічні прискорення у вагонах покращилися при використанні керуючого механізму. Крім того, аналіз показав, що перший і останній вагони мають найгіршу якість руху, а перша колісна пара має найвищу ймовірність сходження з рейок у кривих. Параметри безпеки та ходові якості активного керованого візка були визначені відповідно до стандарту EN14363.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		87

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Угода про Асоціацію між Україною, з однієї сторони, та Європейським Союзом, Європейським співтовариством з атомної енергії і їхніми державами-членами, з іншої сторони [Електронний документ] Режим доступу: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984_011#Text
2. Directive (EU) 2016/797 of the European Parliament and of the Council of 11 May 2016 on the interoperability of the rail system within the European Union [Електронний документ] Режим доступу: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A32016L0797>
3. Directive (EU) 2016/798 of the European Parliament and of the Council of 11 May 2016 on railway safety [Електронний документ] Режим доступу: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A32016L0798>
4. European Union. Agency for Railways. Technical Specifications for Interoperability. [Електронний документ] Режим доступу: https://www.era.europa.eu/domains/technical-specifications-interoperability_en
5. Технічний регламент безпеки рухомого складу залізничного транспорту. Затверджений постановою Кабінету Міністрів України від 30 грудня 2015 р. №1194 [Електронний документ] Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1194-2015-%D0%BF#Text>
6. Зміни, що вносяться до Технічного регламенту безпеки інфраструктури залізничного транспорту і Технічного регламенту безпеки рухомого складу залізничного транспорту. Затверджені Постановою Кабінету Міністрів України від 26 січня 2022 року №53 [Електронний документ] Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/53-2022-%D0%BF#Text>
7. CRUST. Репозитатій Українського державного університету науки і технологій. [Електронний документ] Режим доступу: <https://crust.ust.edu.ua/home>

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		88

8. Рибкін, В. В. Історичний аналіз теоретичних та експериментальних досліджень динаміки взаємодії колії, стрілочних переводів та рухомого складу / В. В. Рибкін, П. В. Панченко, С. О. Токарев // Збірник наукових праць ДонІЗТ. – Донецьк, 2012. – Вип. 31 – С. 277–288.
9. Показники динаміки та тягово-енергетичні показники електровоза ВЛ40У / С. В. Пилипенко, О. М. Бондарев, В. Л. Горобець, О. І. Гілевич [та ін.] // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2008. – Вип. 21. – С. 16–25. – DOI: 10.15802/stp2008/16289.
10. Показники динаміки електровоза ЧС4 та міцності несучих конструкцій рам візків виробництва ХК "Луганськтепловоз" / І. Є. Батюшин, О. М. Бондарев, В. Л. Горобець, О. М. Заболотний, Д. О. Ягода // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2007. – Вип. 19. – С. 152–160. – DOI: 10.15802/stp2007/17455.
11. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. - М: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1998.-145 с.
12. Клименко І. В. Розвиток теоретичних основ і методів оцінки й підвищення безпеки руху рухомого складу залізниць : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.07. Дніпропетровськ, 2015. 39 с.
13. Курган Д. М., Губар О. В., Гаврилов М. О. Методика інженерного розрахунку коефіцієнта стійкості проти вкочування колеса на рейку. Наука та прогрес транспорту. 2020. № 3 (87). С. 71–80. DOI: 10.15802/stp2020/208202.
14. Tatarinova, V. A. Research of locomotive mechanics behavior / V. A. Tatarinova, J. Kalivoda, L. O. Neduzha // Наука та прогрес транспорту. – 2018. – № 5. – С. 104–114. – DOI: 10.15802/stp2018/148026.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		89

15. Болжеларський, Я. В. Порівняння методів розрахунку бокової сили від дії колеса електровоза на головку рейки / Я. В. Болжеларський, А. Я. Кузишин // Електромагнітна сумісність та безпека на залізничному транспорті. – 2016. – № 11. – С. 55–64. – DOI: 10.15802/ecsrt2016/91382.
16. Kapitsa, M. Determining Permissible Speed of Tilting Train in Curved Track / M. Kapitsa, D. Bobyr, A. Desiak // Наука та прогрес транспорту. – 2017. – № 4 (70). – С. 29–40. – doi: 10.15802/stp2017/109537.
17. Кузишин, А.Я. Визначення рамної сили електровоза ВЛ80 при русі на кривих ділянках колії / А.Я. Кузишин // Наука та прогрес транспорту. – 2017. – Вип. 3 (69). – С. 32-44. – DOI: 10.15802/stp2017/104343
18. Савельєв А. О. Поліпшення ходових якостей вантажного тепловоза : дипломна робота на здобуття кваліфікаційного ступеня магістра : спец. 273 – Залізничний транспорт / наук. керівник Д. В. Бобирь ; Укр. держ. ун-т науки і технологій. Дніпро, 2022. 72 с.
19. Дяків В. Б. Дослідження динамічних показників магістрального тепловоза ТЕ33А відповідно до вимог інтероперабельності : дипломна робота на здобуття кваліфікаційного ступеня магістра : спец. 273-Залізничний транспорт / наук. керівник А. Я. Кузишин ; Укр. держ. ун-т науки та технологій. Дніпро, 2022. 91 с.
20. Байда С. А. Аналіз взаємодії локомотивів типу ТЕ33А з рейковою колією на гірських ділянках : дипломна робота на здобуття кваліфікаційного ступеня бакалавра : спец. 273 – Залізничний транспорт / наук. керівник А. Я. Кузишин ; Укр. держ. ун-т науки і технологій. Дніпро, 2022. 39 с.
21. EN-14363, Railway applications–Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Testing of running behaviour and stationary tests (2016)
22. Бібліографічна і реферативна база даних SCOPUS [Електронний документ] Режим доступу:
<https://www.scopus.com/search/form.uri?display=basic&zone=header&origin=>

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		90

#basic

23. Gómez, E., Alonso, A., Giménez, J. G., & Vinolas, J. (2012). Railway Dynamometric Wheelsets: A Comparison of Existing Solutions and a Proposal for the Reduction of Measurement Errors. *Lecture Notes in Electrical Engineering*, 261–284. doi:10.1007/978-3-642-27963-8_25
24. Bižić, M. B., Petrović, D. Z., Tomić, M. C., & Djinović, Z. V. (2017). Development of method for experimental determination of wheel–rail contact forces and contact point position by using instrumented wheelset. *Measurement Science and Technology*, 28(7), 075902. doi:10.1088/1361-6501/aa666f
25. Götz, G., & Polach, O. (2017). Verification and validation of simulations in a rail vehicle certification context. *International Journal of Rail Transportation*, 6(2), 83–100. doi:10.1080/23248378.2017.1412839
26. Ibrahim, A., Abdullah, M. A., & Hudha, K. (2013). Multibody Dynamics Models of Railway Vehicle Using Adams/Rail. *Applied Mechanics and Materials*, 393, 644–648. doi:10.4028/www.scientific.net/amm.393.644
27. Magalhães, H., Ambrósio, J., & Pombo, J. (2016). Railway vehicle modelling for the vehicle–track interaction compatibility analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics*, 230(3), 251–267. doi:10.1177/1464419315608275
28. Molatefi, H., Hecht, M., & Bokaeian, V. (2017). Stability and safety analysis of an active steering bogie according to EN 14363 standard. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39(8), 2945–2956. doi:10.1007/s40430-017-0758-0
29. Hur, H., Shin, Y., Ahn, D., & Ham, Y. (2019). Steering Performance Evaluation of Active Steering Bogie to Reduce Wheel Wear on Test Line. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. doi:10.1007/s12541-019-00167-0
30. Сокол Э. Н. Крушения железнодорожных поездов (Судебная экспертиза. Элементы теории и практики) / Э. Н. Сокол. – Київ: Феникс, 2009. – 376 с.

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		91

31. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействия пути и подвижного состава. Транспорт, 1986. — 559 с.
32. Чернышев М.А., КрейнисЗ.М. Железнодорожный путь. — М.: Транспорт, 1985. 302 с.
33. Шахунянц Г.М. Железнодорожный путь. — М.: Транспорт, 1987. —479 с.
34. Справочник инженера-путейца. Т.1.— М.: Транспорт, 1972. — 767 с.
35. COMMISSION REGULATION (EU) No 1302/2014 of 18 November 2014 concerning a technical specification for interoperability relating to the ‘rolling stock - locomotives and passenger rolling stock’ subsystem of the rail system in the European Union [Електронний документ] Режим доступу: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R1302&qid=1559912648690&from=EN>
36. European Union Agency for Railways. Офіційний сайт. [Електронний документ] Режим доступу: <https://www.era.europa.eu/>
37. Organisation for co-operation between railways (OSJD). Офіційний сайт. [Електронний документ] Режим доступу: <https://en.osjd.org/>
38. Analysis of the basic parameters for maintaining the technical and operational compatibility of the 1 520 mm and 1 435 mm gauge rail systems at the border of the commonwealth of independent states (cis) and european union (eu) subsystem: rolling stock – locomotives and multiple units [Електронний документ] Режим доступу: <https://www.era.europa.eu/system/files/2022-11/Analysis%201520%20RST.%20Locomotives%20%20and%20multiple%20units%20%28EN%29.pdf?t=1703259273>
39. Інструкція з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць України колії 1520 мм ВНД 32.0.07.001-2001 (нова редакція), яка затверджена наказом Укрзалізниці від 03.02.2011 № 023-ЦЗ. [Електронний документ] Режим доступу: https://www.uz.gov.ua/about/technical_and_social_policy/repair_docs/ndi/

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		92

40. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов ж. д. МПС РФ колеи 1520 мм. М.: МПС РФ, ВНИИЖТ, 1998. 145 с.
41. Нормы расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств моторвагонного подвижного состава ж. д. МПС РФ колеи 1520 мм. М. : МПС РФ, ВНИИЖТ, 1997. 147 с

					0032.226573.МДР.2024.001	Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		93