

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет "Транспортна інженерія"

Кафедра "Управління та експлуатація рухомого складу"

"ДО ЗАХИСТУ"

Зав. кафедрою Б. Боднар Борис БОДНАР

" 16 " 01 2026 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: "Поліпшення ходових властивостей рухомого складу"

за освітньою програмою: "Локомотиви та локомотивне господарство"
зі спеціальності 273 "Залізничний транспорт"
галузі знань 27 "Транспорт"

ВИКОНАВ: СТУДЕНТ ГРУПИ ЛГ2421

_____ Ярослав ТКАЧОВ
Керівник _____ Михайло КАПІЦА
Нормоконтролер _____ Людмила КОЛОДІЙ

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

Студент _____

Дніпро, 2026

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

Faculty *“Transport engineering”*

Department *“Management and Operation of Rolling Stock”*

EXPLANATORY NOTE

to Master’s Thesis

master

on the topic: **“Improving the running properties of rolling stock”**

according to educational curriculum: *“Locomotives and Locomotive Economy”*
in the Speciality 273 *“Railway transport”*
field of knowledge 27 *“Transport”*

Done by the student of the group *LG2421*:

Yaroslav TKACHOV

Scientific Supervisor: Mykhaylo KAPITSA

Normative controller: Liudmyla KOLODII

Dnipro, 2026

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: *«Транспортна інженерія»*

Кафедра: *«Управління та експлуатація рухомого складу»*

Рівень вищої освіти: *другий (магістерський)*

Освітня програма: *«Локомотиви та локомотивне господарство»*

Спеціальність: *273 «Залізничний транспорт»*

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Зав. Кафедрою _____ Борис БОДНАР

«____» _____ 2026 р.

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу магістра

студенту групи ЛГ2421

Ткачову Ярославу Віталійовичу

1. Тема кваліфікаційної роботи: Поліпшення ходових властивостей рухомого складу
Керівник роботи: Капіца Михайло Іванович, д.т.н., професор
Затверджена наказом по університету від «02» жовтня 2025 р. №1401ст
2. Строк подання студентом роботи: «11» січня 2026 р.
3. Вихідні дані до роботи: вила тяги колісної пари – 48 кН; ширина колії зазорів – 7 мм; радіус кривої – 1000 м.
4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):
 - 4.1 Огляд та аналіз ходових частин локомотивів
 - 4.2 Стійкість руху ходових частин на колії та їх вплив на параметри тягового режиму
 - 4.3 Поліпшення ходових властивостей рухомого складу

5. Перелік графічного матеріалу:

- 5.1 Схема сил у контакті гребеня набігаючого колеса з рейкою
- 5.2 Площадка контакту між бандажем і рейкою
- 5.3 Залежність коефіцієнта тяги на окружності бандажів від швидкості ковзання
- 5.4 Розрахункова схема сил та моментів
- 5.5 Схема визначення сил, що викликають перерозподіл навантажень між колісними парами двовісного екіпажу з двоступінчастим пружним підвішуванням
- 5.6 Результати розрахунків коефіцієнта використання зчіпної ваги окремих колісних пар секції тепловоза
- 5.7 Схема підключення транзисторних ключів
- 5.8 Результати розрахунків коефіцієнта використання зчіпної ваги окремих колісних пар секції тепловоза з врахуванням регулювання сили тяги окремих КМБ
- 5.9 Динамічний паспорт локомотива в горизонтальній площині

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапу кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Обсяг розділу, %
1	Огляд та аналіз ходових частин локомотивів	16.11.2025	30
2	Стійкість руху ходових частин на колії та їх вплив на параметри тягового режиму	14.12.2025	30
3	Поліпшення ходових властивостей рухомого складу	11.01.2026	40
4	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	11.01.2026	
5	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	20.01.2026	

Студент _____ Ярослав ТКАЧОВ

Керівник роботи _____ Михайло КАПЦА

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра на тему «Поліпшення ходових властивостей рухомого складу» загальним обсягом 71 аркуш розрахунково-пояснювальної записки, яка складається з 3 розділів. Робота містить 28 ілюстрацій, 12 таблиць та список літературних джерел з 14 найменувань.

У рамках даної магістерської роботи об'єктом дослідження визначені ходові властивості рухомого складу. Предметом дослідження є ходові частини. Основною метою роботи поставлено поліпшення їх ходових властивостей.

На основі аналізу ходових частин різних локомотивів визначено, що сучасні системи тягових приводів забезпечують високі показники стійкості екіпажу на колії. Збалансоване пружне підвішування ефективно виконує функції з плавності ходу, згасання коливань різних частот і зниження динамічних навантажень. Однак питання стійкості та коливань у горизонтальній площині, які значною мірою залежать від швидкості руху, залишаються не повністю вирішеними і потребують подальшого опрацювання.

В результаті аналізу геометрії руху колісних пар на прямих ділянках колії, безпеки руху щодо стійкості колісних пар у кривих, а також взаємодії ходових частин з колією із визначенням факторів, визначено параметри, коригування яких може поліпшити ходові властивості: геометрія профілю бандажа та розподіл тягових навантажень між колісними парами в тяговому режимі.

При розробці пропозицій щодо поліпшення ходових властивостей виконано розрахунки коефіцієнта використання зчіпної ваги. Розроблено систему коригування тягових навантажень окремих колісних пар. Порівняльний аналіз значень цього коефіцієнта для модернізованої та базової схеми свідчить про його зростання, що призведе до покращення тягово-ходових властивостей тепловоза.

Для вирішення задачі стійкості локомотива в кривих ділянках колії створено математичну модель, яка дозволяє аналізувати процеси в точці контакту колеса з рейкою, що залежать від двох ключових параметрів – швидкості руху та геометрії профілю бандажа. Визначено, що при підвищенні швидкісних режимів необхідно збільшувати кут нахилу гребеня колеса відносно горизонтальної площини.

Ключовими словами в магістерській роботі виступають: коефіцієнт використання зчіпної ваги, сила зчеплення, тягові властивості, електрична схема, екіпажна частина, автоматизація, удосконалення, ефективність.

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ХОДОВИХ ЧАСТИН ЛОКОМОТИВІВ	8
2 СТІЙКІСТЬ РУХУ ХОДОВИХ ЧАСТИН НА КОЛІЇ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ПАРАМЕТРИ ТЯГОВОГО РЕЖИМУ	19
2.1 Траєкторія руху колісної пари.....	19
2.2 Аналіз безпеки руху по критерію всповзання гребеня спрямовуючого колеса на рейку	23
2.3 Аналіз тягових якостей локомотива та параметрів тягового режиму.....	27
2.4 Залежність сили тяги локомотива від величини ковзання колеса.....	30
2.5 Аналіз зчіпних властивостей при індивідуальному приводі	33
2.6 Коефіцієнт використання зчіпної ваги тепловоза	35
3 ПОЛІПШЕННЯ ХОДОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ.....	47
3.1 Розробка пропозицій щодо підвищення коефіцієнта використання зчіпної ваги	47
3.2 Розробка пропозицій щодо підвищення стійкості локомотива в кривих ділянках колії.....	52
ВИСНОВКИ.....	67
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	69

					<i>0032.200176.000.03MP.ПЗ</i>					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Поліпшення ходових властивостей рухомого складу</i>			Літ.	Арк.	Акрушіє
<i>Розроб.</i>	<i>Ткачов</i>							Н	5	
<i>Перевір.</i>	<i>Капіца</i>									
<i>Реценз.</i>										
<i>Н. Контр.</i>	<i>Колодій</i>							<i>УДУНТ, зр. ЛГ2421</i>		
<i>Затверд.</i>	<i>Баднар</i>									

ВСТУП

Залізниці сьогодні є важливим індикатором не лише транспортної доступності, але й техніко-економічного потенціалу держави. Організація такого руху ґрунтується на двох основних принципах. По-перше, це складний комплекс, що включає технічні засоби, технології, фінансові механізми та управлінські рішення, усі компоненти якого повинні бути конкурентоспроможними та орієнтованими на максимальну економію часу пасажирів. По-друге, хоча функції залізничних магістралей універсальні, їхнє технічне виконання, оцінене за швидкістю, пропускною здатністю та вартістю, може суттєво відрізнятись між країнами та навіть окремими лініями в межах однієї держави.

Постійне зростання потужності сучасних локомотивів загострює проблему вдосконалення їхніх тягових якостей та ефективнішого використання цієї потужності для власної тяги. Для об'єктивної оцінки динамічних характеристик рухомого складу, що визначають безпеку його руху на всіх ділянках колії в усьому спектрі експлуатаційних швидкостей, необхідний цілий комплекс досліджень. Він має включати вибір розрахункової схеми, розробку адекватної математичної моделі просторових коливань локомотива, створення програмного забезпечення для моделювання, а також теоретичне дослідження нових конструктивних рішень з обов'язковим порівнянням результатів із показниками існуючих аналогів.

Одним із ключових умов якісного стрибка в розвитку рухомого складу для залізничних магістралей є точне визначення параметрів його ходових частин на етапі проектування. Серед завдань цієї проблеми центральне місце посідає прогнозування динамічних якостей локомотива з урахуванням запланованих технічних рішень у конструкції візків та ресорного підвішування.

Створення сучасного локомотива вимагає від конструкторів реалізації науково-технічних рішень, які забезпечують підвищення конструкційної швидкості при одночасному поліпшенні тягових, гальмівних та динамічних показників. При цьому виділяються такі ключові вимоги: проста та надійна конструкція (особливо ходових частин) для зниження витрат на обслуговування;

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

низькі повна вартість володіння та експлуатаційні витрати протягом життєвого циклу; висока сила тяги при старті, наближена до межі зчеплення; можливість роботи в режимі кратної тяги; достатня конструкційна швидкість; сучасна ергономічна кабіна управління з передовими системами контролю; максимальна уніфікація вузлів і компонентів для спрощення та здешевлення ремонту.

У рамках даної магістерської роботи об'єктом дослідження визначені ходові властивості рухомого складу. Предметом дослідження є ходові частини цього складу. Основною метою роботи поставлено поліпшення їх ходових властивостей.

Для досягнення цієї мети необхідно вирішити наступні завдання:

- огляд і аналіз існуючих конструкцій ходових частин рухомого складу з виявленням їх переваг та недоліків;
- визначення перспективних напрямів для розробки теоретичних та технічних рішень щодо поліпшення ходових властивостей;
- математичне моделювання динаміки ходових властивостей рухомого складу;
- розробка практичних конструктивних або технологічних заходів для поліпшення цих властивостей;
- оцінка ефективності запропонованих розробок.

					<i>0032.200176.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ХОДОВИХ ЧАСТИН ЛОКОМОТИВІВ

Наприкінці минулого століття основним парком електровозів на залізницях України були фізично та морально застарілі машини, такі як серії ВЛ8 (з 1953 року) та ВЛ80 (з 1961 року). Ця ситуація вимагала розробки сучасних конструкцій для оновлення локомотивного парку, що робило визначення оптимальних параметрів екіпажної частини нового вантажного електровоза актуальним технічним завданням.

Як базовий приклад розглядається ходова частина, побудована на основі конструкції електровоза серії ВЛ85. На момент свого створення це був один з найпотужніших вантажних магістральних електровозів змінного струму. Його конструкційна швидкість становила 110 км/год, застосовувалося опорно-осьове підвішування тягових двигунів. Електровоз був двосекційним, дванадцятивісним, обладнаним для роботи за системою багатьох одиниць.

Кожна секція спирається на три дворосні безшкворневі візки, конструкція яких відрізняється. Крайні візки мають опори кузова у вигляді коліскових підвісок (рис. 1, а), тоді як середній візок використовує опори кузова у формі пружних хитних стрижнів (рис. 1, б). Центральне ресорне підвішування — коліскового типу або з пружинами, що мають так звану «негативну жорсткість» для середніх візків. Візки виконані суцільнозварними, а ресорне підвішування комбінує листові ресори та спіральні пружини. Паралельно пружинам центрального підвішування встановлено демпфери сухого тертя, а букси виконані повідкового типу. Кожен візок містить два колісно-моторні блоки.

Друга аналізована схема була розроблена Українським проектно-конструкторським і технологічним інститутом електровозобудування у місті Дніпрі. Перший український вантажний електровоз цієї нової конструкції був побудований за участі цілого ряду науково-дослідних та виробничих організацій, серед яких був і Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.

Двовісний візок електровоза (рис. 1.2, а) виконано бесшкворневим, незчленованим, з індивідуальним приводом на вісь і опорноосьовим

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

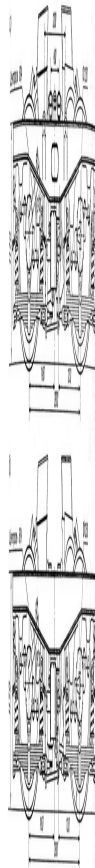


Рисунок 1.1 – Схеми візків електровоза ВЛ85:
а – крайнього візка; б – середнього візка

підвішуванням тягових електродвигунів.

Букси на візку мають безщелепну повідкову конструкцію. Ресорне підвішування індивідуальне і призначене для згладжування ударних навантажень, які передаються від нерівностей колії на надресорну будову (рис. 1.2, б).

Для поліпшення динамічних показників екіпажу на електровозі застосована конструкція коліскового підвішування кузова зі статичним прогином 120 мм. Кузов з кожного боку візка з'єднаний двома похилими колісковими підвісками з проміжною балкою. Кожна така балка в поперечному напрямку через сферичний шарнір з'єднана з середньою балкою рами візка, а в поздовжньому напрямку – шарнірно з двома тягами, які за допомогою гумових шайб з'єднані з боковинами рами візка.

Перший ступінь підвішування складається із пружин, гідроамортизаторів і пружних повідків; підвішування другого ступеня – коліскове з

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9



Рисунок 1.2 – Ходова частина електровоза серії ДЕ1:

а – загальний вид; б – схема візка; 1 – рама; 2 – колісна пара; 3 – букса; 4 – гальмівна система; 5 – підвіска двигуна; 6 – ресорне підвішування

гідроамортизаторами. Конструктивним рішенням для підвищення надійності коліскових підвісок є розміщення пружин вертикального зв'язку не на самих підвісках, а між рамою візка та проміжними балками, шарнірно з'єднаними з нею. Проміжна балка виконує функцію важеля, на кінець якого через коліскові підвіски передається частина ваги кузова, а в проміжній точці навантаження передається на пружини кузовного підвішування, що спираються на раму візка.

Вертикальне навантаження сприймається пружинами, розташованими окремо між двома проміжними балками та рамою візка. Кузов через коліскові

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

підвіски підвішений до цих балок, які в свою чергу з'єднані з рамою візка в горизонтальній площині (поздовжньо та поперечно) за допомогою шарнірно-стрижневих зв'язків. Ці зв'язки обладнані пружньодисипативними елементами однобічної дії, що працюють виключно на стиск.

Основна перевага конструкції полягає в просторовому розділенні елементів, що створюють повертаючі зусилля: вертикальні сили діють через пружини, а горизонтальні – через коліскові підвіски.

При русі в кривих виникає значний протиобертний момент, який сприймається проміжною балкою через систему пружних зв'язків. У такій ситуації дві коліскові підвіски, розташовані по діагоналі візка, подовжуються, а дві інші – вкорочуються. Це викликає кососиметричне навантаження, що змушує проміжні балки здійснювати зустрічні коливання за принципом «пропелера». Цей ефект забезпечується просторовим шарніром, який з'єднує балки між собою та з рамою візка. Отже, при вписуванні в криві, крім відновлювального моменту в коліскових підвісках, додатково генерується повертаючий момент у пружинах: одна крайня пружина в комплекті з одного боку стискується, інша – розтягується, а середня виконує стабілізуючу функцію.

Далі розглянемо основні тенденції вдосконалення конструкцій ходових частин локомотивів. Як приклад можна навести дворосні безщелепні візки магістрального шестивісного пасажирського електровоза серії ЕП10, що мають двоступінчасте ресорне підвішування. Конструктивно візок складається з колісних пар з буксами та тяговим редуктором, системи буксового підвішування з гідродемпфером, рами візка, тягового двигуна та гальмівної системи (рис. 1.3).

Серед відмінних особливостей конструкції ходової частини даного електровоза є застосування тягового приводу другого класу з опорно-рамним підвішуванням двигунів, а також специфічна система зв'язків між візками та кузовом. Перший і третій візки оснащені більш досконалою системою другого ступеня ресорного підвішування, в якій використані гвинтові пружини типу Flexicoil.

Кузов кожної секції електровоза 2ЕС6 спирається на два дворосні безшкворневі візки (рис. 1.4). Зв'язок кузова з візками у вертикальній та

					0032.200176.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11



Рисунок 1.3 – Схема візка електровоза серії ЕП10:

1 – гальмівна система; 2 – установка гідродемпферів; 3 – колісна пара з буксами й редуктором; 4 – ресорна система буксової ступені; 5 – корпус тягового редуктора; 6 – рама візка; 7 – тяговий двигун; 8 – обладнання змащення гребенів

поперечній площині забезпечується через пружні демпфіруючі елементи — зокрема, через пружини типу «Flexicoil» зі спеціальними упорами-обмежувачами та суцільними похилими тягами. Для ефективного згасання коливань як кузова, так і підресорених вузлів візків, застосовано вертикальні буксові гідроамортизатори, а також вертикальні та горизонтальні кузовні гідроамортизатори. Ресорне підвішування є двоступінчастим із загальним статичним прогином не менше 130 мм.



Рисунок 1.4 – Схема візка електровоза серії 2ЕС6

Конструкція зв'язку кузова з візками на електровозі серії 2ЕС10 також реалізована за допомогою пружних демпфіруючих елементів у вертикальній та поперечній площині. Максимально допустимі взаємні переміщення візків та

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

кузова в цих напрямках обмежуються спеціальними упорами. Передача тягових та гальмівних зусиль від візків до кузова здійснюється через суцільні похилі тяги (рис. 1.5).



Рисунок 1.5 – Схема візка електровоза серії 2ЕС10:

1 – буксовий повідок; 2 – ресора буксового підвішування; 3 – букса; 4 – кронштейн установки вертикального гідродемпфера; 5 – гальмівний циліндр; 6 – трубопровід гальмівного циліндра; 7 – обмежувач поперечних переміщень; 8 – кронштейн горизонтального гідродемпфера; 9 – гідродемпфер буксового підвішування; 10 – кронштейн установки похилої тяги; 11 – кронштейн гідродемпфера виляння

Візки тепловоза Euro 4000 (рис. 1.6) відрізняються сталеву конструкцією рами та застосуванням двоступінчастого опорно-осьового ресорного підвішування. У буксовій ступені цієї системи використано циліндричні гвинтові пружини, тоді як центральна ступінь реалізована за допомогою пружних гумометалевих елементів. Додатково для стабілізації руху на візках встановлені спеціальні гасителі, призначені для зменшення вертикальних, горизонтальних та кутових коливань.



Рисунок 1.6 – Модель візка тепловоза Euro 4000

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

У конструкції візка тепловоза Махіма 40СС (рис. 1.7) на другому ступені ресорного підвішування використані гвинтові пружини типу Flexicoil, які сприяють зниженню динамічного впливу локомотива на колію. Передача поздовжніх тягових і гальмівних зусиль між кузовом і візками організована за допомогою низькорозташованих тяг. Візки також обладнані незалежними автоматичними системами, призначеними для запобігання боксування та юзу колісних пар.



Рисунок 1.7 – Модель візка тепловоза Махіма 40СС

У конструкціях ходової частини локомотивів сімейства Prima застосовано принцип зв'язку між кузовом та візками за допомогою двох похилих стрижнів, що працюють на розтяг-стиск. Ці стрижні передають тягові та гальмівні зусилля на рівні головок рейок. Таке технічне рішення дозволяє мінімізувати розвантаження колісних пар та досягти максимально ефективного використання зчіпної маси. Тягові двигуни виконані з опорно-осьовим підвішуванням і спираються на осі колісних пар через підшипникові втулки.

На верхню частину поздовжніх балок візка спираються пружини центрального ступеня ресорного підвішування. Самі поздовжні балки, у свою чергу, отримують опору на пружини буксового ступеня цієї ж системи.

Ходова частина магістрального шестивісного пасажирського тепловоза серії ТЕП150 складається з двох безщелепних тривісних візків. Вони мають індивідуальний привід колісних пар та опорно-рамне підвішування тягових двигунів (рис. 1.8). Передача тягового зусилля здійснюється через одноступінчасту передачу та пружну муфту. Конструкція візка передбачає однобічне розташування тягових двигунів, що сприяє підвищенню коефіцієнта використання зчіпної ваги. Пружне двоступінчасте індивідуальне ресорне підвішування із загальним статичним прогином не менше 160 мм включає 24

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

комплекти пружин, встановлених на крилах букс, на які спирається рама візка. Також у системі присутні регульовані шайби та гумометалеві елементи, призначені для віброзахисту обладнання, розвантаження пружин від крутних моментів та збільшення їх ресурсу, що в цілому забезпечує плавний хід тепловоза.



Рисунок 1.8 – Ходова частина тепловоза ТEP150

Букси за допомогою пружних повідків з'єднані з рамою візка, сприймаючи при цьому поздовжні (тягові та гальмівні), поперечні та вертикальні навантаження. Пружини в конструкції призначені для сприйняття вертикальних статичних і динамічних сил, а також горизонтально-поперечних зусиль, що виникають від динамічної взаємодії колеса з рейкою. Поперечні сили, що діють від осі колісної пари, передаються на раму візка через упорний підшипник і спеціальний пружний елемент.

Візок магістрального шестивісного пасажирського електровоза EP2K (рис. 1.9, а) є тривісним. Він має індивідуальний привід кожної колісної пари та опорно-рамне підвішування тягових двигунів разом із осьовими редукторами.

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

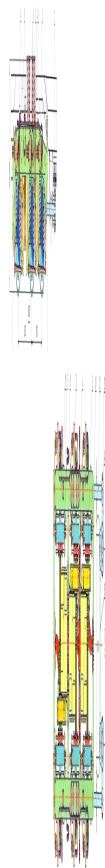


Рисунок 1.9 – Ходова частина електровоза серії ЕП2К:

а – загальний вид; б – схеми візка; 1 – рама візка; 2 – пружини другої ступені ресорного підвішування; 3 – пружини першої ступені ресорного підвішування; 4 – гідравлічні гасителі коливань; 5 – колісно-моторний блок; 6 – буксові повідки; 7 – механізм передачі сили тяги від візка до кузова; 8 – повертаюче обладнання; 9 – важільна передача гальма; 10 – упори при кутових поворотах візка; 11 – упори при вертикальних деформаціях пружин опор кузова; 12 – поздовжня тяга; 13 – двуплечий важіль; 14 – шворінь; 15 – поперечна тяга

Ресорне підвішування візка є двоступінчастим. Перший ступінь реалізований як опора рами візка на буксові вузли колісних пар і виконаний на пружинах зі статичним прогином 97 мм. Другий ступінь являє собою опору кузова на раму візка, виконану на пружинах зі статичним прогином 118 мм. Для ефективного згасання коливань у системі встановлені гідравлічні гасителі: чотири вертикальні, два горизонтальні та шість буксових.

Механічна частина магістрального пасажирського електровоза серії ЕП20 складається з кузова та трьох дворосних безшкворневих візків (рис. 1.10).

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16



Рисунок 1.10 – Візок електровоза серії ЕП20

Зв'язок кузова з візками у вертикальній та поперечній площинах на крайніх візках здійснено через опори типу «Flexicoil», а на середньому візку — за допомогою спеціальних опор, конструктивно виконаних у вигляді пружних хитних стрижнів, що працюють на стиск. Поздовжній зв'язок між усіма візками та кузовом реалізований похилими тягами двосторонньої дії, які працюють на розтяг-стиск.

Передача тягового зусилля, що виникає в контакті колеса з рейкою, від колісної пари на раму візка здійснюється через буксові тяги. Далі від рами візка це зусилля передається на раму кузова через похилу тягу. Один кінець тяги закріплено до кронштейна на середньому брусі рами візка, а інший — до кронштейна з пружними елементами на рамі кузова.

Додаткове вертикальне навантаження, що виникає при проїзді візком

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

нерівностей колії, сприймається пружинами буксового ресорного підвішування, що сприяє зниженню динамічного впливу локомотива на колію. Коливання рами візка від цих нерівностей ефективно згасуються гідродемпферами, встановленими в буксовому ступені підвішування між корпусом букси та рамою візка.

Аналіз сучасних ходових частин дозволяє зробити певні висновки. Сучасні системи тягових приводів забезпечують високі показники стійкості екіпажу на колії. Збалансоване пружне підвішування успішно виконує свої функції щодо забезпечення плавності ходу, згасання коливань різних частот та зменшення динамічних навантажень. Однак питання стійкості та коливань у горизонтальній площині залишається не до кінця вирішеним і потребує подальшої опрацювання.

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

2 СТІЙКІСТЬ РУХУ ХОДОВИХ ЧАСТИН НА КОЛІЇ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ПАРАМЕТРИ ТЯГОВОГО РЕЖИМУ

Для поліпшення ходових властивостей рухомого складу розглянемо стійкість руху ходових частин, її вплив на безпеку руху, розглянемо параметри, які впливають на тягові якості локомотива.

2.1 Траєкторія руху колісної пари

Розглянемо траєкторію руху колісної пари в прямій ділянці колії. Колісна пара, що котиться без ковзання вдовж осі x з можливістю вільного перекоосу осі на кут α , змістилася в поперечному напрямі до лівої рейки на величину y , (рис. 2.1).



Рисунок 2.1 – Звивистий рух колісної пари

Конічність коліс з ухилом α призведе до того, що радіус кола кочення по лівій рейці L збільшиться на величину $r \sin \alpha$, а радіус кола кочення по правій рейці n зменшиться на таку ж величину в порівнянні з номінальним радіусом r , тобто

$$L = r + r \sin \alpha ; \quad (2.1)$$

$$n = r - r \sin \alpha ; \quad (2.2)$$

$$L - n = 2r \sin \alpha . \quad (2.3)$$

Тоді ухил кінчної поверхні, яка проходить через кола кочення обох коліс, буде

$$\frac{d}{L} \quad (2.4)$$

У формулі (2.4) через L позначена відстань між площинами кіл кочення коліс, причому $L = 1580$ мм (рис. 2.1).



Рисунок 2.2 – Колісна пара тепловоза серії ТЕП70

Відстань від середини колісної пари до вершини уявного конуса K , тобто висота конуса K являє собою радіус кривизни траєкторії, що описується середньою точкою колісної пари K . З подібності трикутників виходить, що

$$K = \frac{L}{2} \cdot \tan^2 \alpha, \quad (2.5)$$

причому знак « \leftarrow » означає, що центр кривизни уходить у бік, протилежний зміщенню колісної пари. Використавши рівняння геометрії

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

$$\frac{2}{k} \frac{2}{3} \sqrt{2} \quad (2.6)$$

у його наближеній формі

$$\frac{2}{k} \frac{2}{2} \quad (2.7)$$

(у зв'язку з тим, що кути перекосу осі колісної пари ϵ достатньо малі), отримаємо диференціальне рівняння траєкторії звивистого руху поодинокі колісної пари

$$\frac{2}{2} \frac{2}{2} \cdot \quad (2.8)$$

Позначимо $\frac{2}{k}$ (параметричний індекс колісної пари) та перепишемо рівняння (2.8) з урахуванням цього параметричного індексу

$$\frac{2}{2} k \cdot \quad (2.9)$$

Розв'язуючи це рівняння з урахуванням того, що найбільше поперечне зміщення колісної пари становить $\frac{2}{k}$, та зважаючи, що при $\frac{2}{k} \ll 1$, дістанемо рівняння траєкторії в такому вигляді

$$\frac{2}{k} \sqrt{k} \cdot \quad (2.10)$$

З останнього виразу видно, що рух колісної пари буде синусоїдним з довжиною хвилі $\frac{2}{k}$ (формула Клінгеля)

$$\frac{2}{k} \sqrt{k} \quad (2.11)$$

та амплітудою, яка дорівнює найбільшому поперечному зміщенню колісної пари 0 .

Довжина хвилі не залежить а ні від амплітуди виляння, а ні від швидкості руху, але залежить від ухилу поверхні кочення колеса ϵ . Якщо визначити довжину

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

хвилі, наприклад, для уніфікованої колісної пари тепловозів ($r_{\text{н}} = 300$ мм; $u_{\text{н}} = 1000$ мм; $r_{\text{к}} = 100$ мм), то вона буде рівною $v_{\text{н}} = 10$ м.

Частота властивих коливань виляння визначається з виразу

$$v_{\text{н}} = \frac{r_{\text{н}}}{r_{\text{к}}} \sqrt{k} \quad (2.12)$$

Видно, що ця частота залежить від швидкості руху лінійно; при наведених вище конкретних параметрах уніфікованої колісної пари тепловозів між $r_{\text{н}}$ й $v_{\text{н}}$ дістається просте співвідношення $\frac{r_{\text{н}}}{v_{\text{н}}} = k$.

Кут перекосу осі колісної пари визначається за формулою

$$\alpha = 0,001 \sqrt{k} \quad (2.13)$$

У зв'язку з тим, що α кут достатньо малий, можна вважати, що $\sin \alpha \approx \alpha$. Це значно спрощує останню формулу до такого вигляду:

$$\alpha_{\text{max}} = 0,001 \sqrt{k} \quad (2.14)$$

Відомо, що номінальний рейковий зазор δ (зазор між гребенями коліс і внутрішніми гранями головок рейок) становить

$$\delta = v \left(\frac{b}{z} \right), \quad (2.15)$$

де v – відстань між внутрішніми гранями головок рейок;

b – відстань між внутрішніми гранями бандажів коліс;

z – товщина гребня колеса.

При номінальних розмірах цих величин $\delta = 14$ мм. Якщо прийняти амплітуду виляння рівною половині цього зазору, тобто $\delta = 7$ мм, то для нової колісної пари з номінальними стандартними розмірами згідно з формулою (2.15) дістанемо

$$\alpha_{\text{max}} = 0,001 \sqrt{\frac{v}{z}}$$

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Звідси поздовжнє зміщення буксового вузла від положення, перпендикулярного осі x , буде

$$n_{\text{виповзання}} \text{ мм.}$$

Практично поздовжній розбіг колісної пари в рамі візка не перевищує ... Таким чином, осі колісних пар можуть займати перекошене положення лише при відносно невеликих амплітудах виляння θ . При цьому важливо зрозуміти, що по мірі зростання швидкості руху амплітуди виляння збільшуються впритул до максимальних, з-за чого рух окремих колісних пар стає стісненим у тому розумінні, що рама візка не дозволяє колісним парам перекошитися повністю. До того ж, починає відчуватися вплив поперечних сил інерції. Це призводить до збільшення довжини хвилі λ , відповідно, до зменшення частоти виляння ν у порівнянні з їх розрахунковими величинами.

2.2 Аналіз безпеки руху по критерію всповзання гребеня спрямовуючого колеса на рейку

При русі локомотива по рейках у прямих та кривих ділянках виникають значні бічні (поперечні) сили, які можуть призвести до перенапружень у деталях локомотива та колії або створити небезпечні умови взаємодії коліс з рейками. Тому на швидкість руху локомотива можуть бути накладені різні обмеження по вказаних умовах безпеки руху.

Але підвищені горизонтальні бічні сили навіть й при допустимих деформаціях рейок викликають іноді й інше небезпечне явище – відрив поверхні кочення набігаючого колеса від рейки та поступове всповзання гребеня на голівку с подальшим сходом колісної пари з рейок. Виникнення такого явища полегшується ще й тим, що точка контакту гребеня з бічного граню головки рейки при позитивному куті набігання на рейку знаходиться попереду точки контакту поверхні кочення, в якій передається вертикальне навантаження. Крім того, саме вертикальне навантаження, яке є перепорою всповзанню гребеня, може бути меншим, ніж статичне, з-за можливого розвантаження колеса через коливальні

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

процеси або нерівності колії в плані.

В якості критерію оцінки безпеки руху по всповзанню гребеня колеса на рейку приймається гранично допустиме відношення горизонтальних поперечних і вертикальних сил, що діють на набігаюче колесо. Більшість критеріїв, які пропонуються в різних джерелах, можна віднести до трьох видів:

$$1; 1; \underline{1} \quad (2.16)$$

Частіш за все використовується другий критерій з цього ряду, тому що сила 1 вже враховує силу тертя по рейці поверхні кочення тільки набігаючого колеса. У деяких джерелах цей критерій називається коефіцієнтом безпеки проти сходу колісної пари.

Розглянемо рівновагу набігаючого колеса в момент відриву поверхні кочення від рейки, коли воно (колесо) торкається до неї тільки гребенем. Дослідження цього питання показує, що основною умовою, яка забезпечує безпеку руху в цьому випадку, є саме умова можливості зсковзування гребеня колеса вниз.

З рис. 2.3 видно що в точці контакту A гребеня колеса з головкою рейки діє сила вертикального навантаження колеса на рейку P , реакція рейки N та сила тертя T , яка перешкоджає зсковзуванню колеса вниз.



Рисунок 2.3 – Схема сил у контакті гребеня набігаючого колеса з рейкою

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Діє також сила бічного тиску F_1 гребеня на рейку. В момент відриву гребеня від рейки сила тертя F зникає, й сила F_1 стає рівній по величині спрямовуючому зусиллю F .

Спроекуємо всі сили на осі y і z :

$$\sum_{i=1}^n F_{1y} - m_{\text{кр}} g ; \quad (2.17)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{1z} - m_{\text{кр}} g . \quad (2.18)$$

Дістанемо з рівняння (2.17) силу F_1 , а з рівняння (2.18) – силу P :

$$F_1 - m_{\text{кр}} g ; \quad (2.19)$$

$$P - m_{\text{кр}} g . \quad (2.20)$$

Поділимо F_1 на P і отримаємо

$$\frac{F_1 - m_{\text{кр}} g}{P - m_{\text{кр}} g} . \quad (2.21)$$

Поділимо чисельник і знаменник правої частини рівності на $P - m_{\text{кр}} g$ й дістанемо:

$$\frac{F_1 - m_{\text{кр}} g}{P - m_{\text{кр}} g} . \quad (2.22)$$

Очевидно, що безпеки руху згідно з цим критерієм буде дотримуватися за умови

$$\frac{F_1 - m_{\text{кр}} g}{P - m_{\text{кр}} g} . \quad (2.23)$$

Граничні значення F_1 наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Граничні значення F_1 .

m	Величина F_1		
	$\gamma = 90^\circ$	$\gamma = 70^\circ$	$\gamma = 60^\circ$

9,29	2,67	8,54	8,83
9,25	2,24	8,48	8,93
9,39	2,99	8,34	9,95

Як видно, для локомотивів зі стандартним кутом нахилу гребеня колеса при розрахунковій величині $m = 0,25$ граничне значення критерія $1_{\text{кр}}'$ повинне бути менше або рівним 1,48. Але, з урахуванням доцільного запасу береться $1_{\text{кр}}' = 1,48$.

Інше тлумачення цього критерію яке витікає з рис. 2.3, призводить до такого ж результату. Неважко встановити, що

$$1_{\text{кр}}' = \frac{Y_1'}{P} \cdot \frac{1}{\cos \gamma} \cdot \cos \alpha, \quad (2.24)$$

де α – кут нахилу гребеня до горизонталі;

γ – кут тертя.

При стандартній величині $\alpha = 56^\circ$ кут тертя становить $\gamma = 56^\circ$. Тоді

$$1_{\text{кр}}' = \frac{Y_1'}{P} \cdot \frac{1}{\cos 56^\circ} \cdot \cos 56^\circ, \quad (2.25)$$

звідки

$$\frac{Y_1'}{P} = \tan 56^\circ = 1,48. \quad (2.26)$$

Маючи динамічний паспорт локомотива в горизонтальній площині, можна визначити допустиму швидкість руху по цьому критерію.

З рис. 2.3 видно, що разом із збільшенням кута нахилу гребеня (тобто, наближенням γ до 90°) безпека руху з точки зору критерію Y_1'/P підвищується. Але звичайно кут γ виконується рівним 70° , тому що при періодичній обточці зношених бандажів металу знімається тим більше, чим більше кут γ . Тому для зменшення обсягу металу, що зрізається при обточці, й беруть кут $\gamma = 70^\circ$. Тільки при малій висоті гребеня колеса (трамвай) $\gamma = 90^\circ$.

Як видно з виразу (2.22), величина критерію по всповзанню гребеня колеса

на рейку збільшується разом із зменшенням коефіцієнта тертя. Але слід мати на увазі, що при меншому значенні коефіцієнта тертя колесо, яке всповзає на рейку, буде легше опускатися вниз. На практиці зменшення коефіцієнта тертя можна досягти шляхом примусового змащування робочої грані гребеня колеса. Спеціальними системами гребенезмащування оснащуються локомотиви Німеччини, Франції та інших країн Західної Європи. В Україні та Росії вже протягом довгих років ведуться відповідні експерименти не тільки стосовно змащування гребенів твердими мастилами, але й стосовно установки в кривих колійних змащувачів – лубрикаторів – які працюють на рідких і напіврідких мастилах. Але загальним чином системи змащування поки не запроваджені.

2.3 Аналіз тягових якостей локомотива та параметрів тягового режиму

Під тяговими якостями локомотива розуміється комплекс його властивостей, технічних параметрів, характеристик і технічно-економічних показників, що забезпечують необхідні умови та режими ведення поїзда відповідно до призначення локомотива.

Основними складовими цього комплексу є:

- найменша схильність до буксування;
- використання локомотива з найвищим к.к.д.;
- повнота використання зчіпної маси локомотива в усіх режимах руху, особливо при зрушенні з місця;
- реалізація максимальної дотичної сили тяги при зрушенні з місця та розгоні з поїздом розрахункової маси;
- забезпечення технічного ресурсу до капітального ремонту за умови проходження в депо певних видів технічного обслуговування та поточного ремонту зі встановленою періодичністю;
- можливість перерозподілу (за необхідністю) навантаження від колісних пар на рейки;
- безумовне забезпечення безпеки руху за будь-яких обставин і якнайменший негативний вплив на довкілля.

					<i>0032.200176.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Тягові якості локомотива реалізуються при тяговому режимі. Тому при проектуванні локомотива великого значення набуває врахування параметрів тягового режиму, які характеризують та оцінюють різні сторони локомотива як з технічної, так і економічної точки зору. До основних таких параметрів можна віднести:

– степінь постійності та повноти використання потужності енергетичної установки (автономного локомотива) та тягового обладнання електровоза в усьому діапазоні швидкостей;

– широта діапазону швидкостей;

– розрахункові величини дотичної сили тяги та швидкості тривалого режиму (для тепловозів і електровозів), а для вантажних електровозів – ще й годинного режиму;

– величина максимальної дотичної сили тяги локомотива;

– величина конструкційної швидкості (для маневрових тепловозів з гідравлічною передачею – на маневровому та поїзному режимах);

– навантаження від колісної пари на рейки;

– коефіцієнт зчеплення коліс з рейками;

– коефіцієнт використання зчіпної маси;

– коефіцієнт тяги;

– питома дотична потужність;

– питома зчіпна маса та ін.

Тягові якості локомотива та параметри тягового режиму реалізуються через цілеспрямоване узгоджене використання характеристик дизеля, тягових електричних машин, а у тепловозів з гідравлічною передачею – гідравлічних апаратів. Ці параметри не тільки характеризують (з абсолютної точки зору) тягові якості локомотива, але й використовуються для порівняльного якісного аналізу різних варіантів технічних (схемних і конструкційних) рішень, що досить часто доводиться робити при обранні оптимального варіанта при проектуванні локомотива.

У автономних локомотивів параметри тягового режиму формуються по характеристиках енергетичної установки та тягового обладнання. Наприклад, у

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

тепловозів з електричною передачею – це тяговий генератор, перетворювальна установка (при передачі змінно-постійного струму) та тягові електродвигуни; у тепловозів з гідравлічною передачею – це гідротрансформатори, гідромуфти та механічні ланки тягової передачі.

Як відомо, основними характеристиками, що формують тягові якості локомотива, є:

- дизеля – зовнішня та регуляторні характеристики;
- тягового генератора – зовнішня характеристика (з обмеженнями по напрузі, струму та потужності енергетичної установки);
- у тягового електродвигуна – електромеханічні характеристики;
- у колісно-моторного блока тепловоза з електричною передачею та електровоза – електротягові характеристики (електромеханічні характеристики тягового електродвигуна, приведені до ободів коліс рушійної колісної пари;
- у локомотива у цілому – тягова та техніко-економічні характеристики.

Взаємне використання усіх силових агрегатів по ходу передачі енергії має бути узгоджене згідно з єдиним принципом: потужність, що витрачається одним двигуном на привод іншого агрегату, повинна бути необхідною та достатньою для подолання його опору (механічного або електричного). Дотримання цього принципу забезпечує найвищу економічну ефективність роботи будь-якої системи типу «двигун-навантаження», а сам принцип дотримується у так званій робочій точці спільної характеристики роботи системи; тобто робоча точка – це точка перетину зовнішньої (тягової характеристики двигуна з навантажувальною характеристикою агрегату, що приводиться в дію цим двигуном. При змінному режимі роботи системи параметр тягового режиму, що визначається для приводного агрегату, повинен суворо відповідати характеру зміни відповідного параметра двигуна, тобто його значення повинне знаходитися на одній кривій характеристики двигуна, що відображує характер зміни цього параметра.

Взаємне узгодження всіх зазначених вище характеристик агрегатів тягової передачі по всьому колу передавання енергії від її джерела до колісних пар локомотива узагальнюється та відображається на його тяговій та техніко-економічних характеристиках. Але для того, щоб сформувати ефективну з

					<i>0032.200176.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

технічної та економічної точок зору тягову характеристику, треба правильно врахувати взаємозв'язок параметрів тепловоза, дизеля та передачі. Тому при проектуванні треба обирати таке основне тягове обладнання, починаючи з енергетичної установки, яке б оптимально відповідало призначенню локомотива та сприяло формуванню відповідних тягових якостей.

2.4 Залежність сили тяги локомотива від величини ковзання колеса

Детальне теоретичне та експериментальне вивчення процесу перекочування рушійного колеса, що розвиває силу тяги, по рейці свідчить, що цей процес супроводжується виникненням так званого пружного ковзання – крипу (від англійського “*creep*”). Цим терміном позначається дуже невелике тангенціальне зміщення колеса відносно рейки під дією сили тяги. Воно відрізняється від дійсного ковзання колеса по рейці, що виникає після того, як горизонтальна сила в зоні контакту (дотична сила тяги) перевищить силу тертя (зчеплення) між бандажем і рейкою.

Площадка контакту складається з двох зон: зони зчеплення “а” та зони ковзання “б” (рис. 2.4). Дотичні напруження та деформації в об'ємах металу бандажа та рейки, що примикає до зони контакту, викликають невеликі зміщення (зсуви) частинок контактної площадки бандажа відносно частинок контактної площадки рейки головним чином у зоні “б”.



Рисунок 2.4 – Площадка контакту між бандажем і рейкою:

а – зона зчеплення; б – зона пружного ковзання

Внаслідок цього в процесі перекочування колеса виникає деяке поступово зростаюче (за час обертів колеса) тангенціальне зміщення бандажа відносно рейки, яке дорівнює різниці довжини кола бандажа та фактичної відстані, що пройшло

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

колесо вповодж рейки за один оберт. Залежність горизонтальної сили k від відносного пружного ковзання колеса nk , що являє собою відношення абсолютного тангенціального зміщення до шляху, пройденого за цей же час колесом внаслідок чистого кочення (або відношення швидкості цього зміщення nk до швидкості руху v), наведена на рис. 2.5, а. Для спрощення розрахунків зручніше користуватися схемою, зображеною на рис. 2.5, б, де області пружного та дійсного ковзання обмежені прямими лініями.



Рисунок 2.5 – Залежність відношення $F_k / F_{k \max}$ від пружного ковзання:

а) експериментальна; б) спрощена; I – область пружного ковзання; II – область дійсного ковзання

Тоді для області пружного ковзання сила тяги буде:

$$k = k_{cr} nk, \quad (2.27)$$

де k_{cr} – коефіцієнт крипу, значення якого для коліс локомотива становить 5000-10000 кН [13].

Після досягнення критичного значення сили тяги

$$k_{\max} = z \cdot k, \quad (2.28)$$

при якому пружне ковзання переходить у дійсне, значення коефіцієнта тертя починає знижуватися по мірі зростання швидкості дійсного ковзання і тоді розпочинається буксування.

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

За результатами дослідів залежність $k_{пк}$ при $k_{зч.к}$ може бути описана виразом:

$$k_{пк} = \frac{K}{3ч.к} \quad (2.29)$$

або, при $k_{зч.к}$, більш простою формулою (2.27), в якій коефіцієнт крипу становить:

$$k_{р} = o_{к}, \quad (2.30)$$

де $o_{к}$ – статичне навантаження від колеса на рейку, кН.

За даними випробувань, проведених на залізницях Чехії та Словаччини, при зрушенні з місця та дуже малій швидкості зміщення $k_{пк} = 0,004$ м/с пружне ковзання становило $k_{пк} \approx 0,03$ при величині коефіцієнта зчеплення $k_{зч.к} = 0,4$. По мірі зростання швидкості руху збільшувалася й швидкість пружного ковзання (при граничній величині $k_{пк} \approx 0,01$), а в зв'язку з цим знижувався й коефіцієнт зчеплення $k_{зч.к}$, як показано в табл. 2.2. У цій таблиці швидкість руху 5 км/год фактично відповідає зрушенню з місця, а 120 км/год – усередненій конструктивній швидкості локомотива.

Таблиця 2.2 – Взаємозв'язок швидкості руху, швидкості пружного ковзання і коефіцієнта зчеплення

Швидкість руху, v , км/год	5	49	89	829
Швидкість пружного ковзання, $k_{пк}$, м/с	9,994	9,889	9,229	9,339
Коефіцієнт зчеплення $k_{зч.к}$	9,4	9,28	9,235	9,285

Відносна величина шляху, пройденого у результаті ковзання, практично опиняється більшою, ніж граничні значення $k_{пк}$, що відповідають переходу від пружного до дійсного ковзання. Цей факт дослідники пояснювали тим, що при більших значеннях коефіцієнта

у процесі роботи локомотива з електричним індивідуальним тяговим приводом виникало явище “переміжного буксування”, добре відоме та вивчене на вітчизняних залізницях [8].

Явище переміжного буксування полягає в тому, що окремі колісні пари тепловоза починають проковзувати (дійсне ковзання) та обертатися дещо швидше (приблизно на 25-50 %), ніж інші, що котяться в режимі пружного ковзання. Таке проковзування звичайно нетривале й не встигає перейти у справжнє буксування, тому що коефіцієнт зчеплення змінюється незначно, і коли локальні умови зчеплення колісної пари, що проковзує, поліпшуються, вона починає котитися без ковзання. Однак, мовби натомість, починає проковзувати якась інша колісна пара, яка випадково опинилася у якийсь момент менш навантаженою або такою, що рухалася, наприклад, по місцево забруднених рейках.

Такий процес позачергово проковзування то однієї, то іншої колісної пари може перейти у справжнє буксування кількох або навіть усіх колісних пар локомотива. Однак процес “переміжного буксування” звичайно залишається непоміченим для машиніста та навіть не викликає спрацювання реле буксування звичайної конструкції, що застосовується на локомотивах.

2.5 Аналіз зчіпних властивостей при індивідуальному приводі

У деяких країнах світу застосовується моно-моторний тяговий привод як на електровозах, так і на тепловозах з електричною передачею. У технічній літературі, особливо цих країн, однією з важливих причин застосування такого типу привода вважається та обставина, що він, як і будь-який груповий привод є більш сприятливим з точки зору стабільності сили тяги локомотива та повноти використання його зчіпної маси. Це стає зрозумілим при аналізі залежності

$$k_{\text{ков}}, \quad (2.32)$$

де $k_{\text{ков}}$ – швидкість ковзання колеса по рейці (рис. 2.6).

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Коли всі рушійні колісні пари працюють в режимі пружного ковзання, тобто якщо, наприклад, при невеликій швидкості руху локомотива швидкість ковзання $ков < 0,005$ м/с, то у випадку руху окремих коліс по забруднених ділянках рейок для них будуть мати місце менші значення коефіцієнтів зчеплення, ніж для інших коліс (крива 2 на рис. 2.6). Це призведе до деякого перевантаження нормально



Рисунок 2.6 – Залежність коефіцієнта тяги на окружності бандажів від швидкості ковзання:

1 – при чистих рейках; 2 – при забруднених рейках

працюючих коліс, але не спричинить буксування (якщо є деякий запас по реалізації коефіцієнта зчеплення, тобто μ_k), тому що значення швидкості ковзання буде збережене в нормальних межах. Перерозподіл навантаження на колісні пари внаслідок дії сили тяги на автозчепі тут також не спричинить буксування.

У випадку електричного індивідуального привода колісна пара, що потрапила на забруднене місце рейкової колії, перейде в режим дійсного ковзання, у зв'язку з чим значення коефіцієнта тертя почне різко знижуватися й виникне буксування цієї колісної пари, особливо якщо вона розвантажена. Буксування може не припинитися навіть після переміщення на іншу ділянку колії, якщо коефіцієнт тертя опиниться достатньо низьким.

Таким чином, може виникнути буксування іншої колісної пари, особливо якщо при даній електричній схемі зменшення струму в силовому колі тягового електродвигуна колісної пари, що буксує, призводить до підвищення напруги на

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

затискачах тягового генератора, отже до збільшення крутних моментів тягових електродвигунів інших колісно-моторних блоків (схема з “м’якою” гіперболічною характеристикою тягового генератора по напрузі). В результаті буксування може розповсюдитися на всі колісні пари.

За даними використання тепловозів на залізницях Німеччини, коефіцієнт зчеплення при груповому приводі рушійних колісних пар вище, ніж при індивідуальному приводі, на 8-10 %. При цьому мається на увазі, що груповий привод – це карданний тяговий привод тепловозів з гідравлічними передачами. За французькими даними з цього питання коефіцієнт зчеплення при груповому електричному (з карданними валами) приводі вище на 15 %. Спостереження за роботою маневрових тепловозів на вітчизняних залізницях (як відомо, у нас магістральних локомотивів з груповим приводом немає) також підтверджують перевагу коефіцієнта зчеплення при груповому приводі на 8-10 %.

Усе наведене вище є справедливим, якщо діаметри всіх рушійних колісних пар однакові. Нерівність діаметрів (що іноді в умовах експлуатації спостерігається) змінює розподіл крутячих моментів між колісними парами, швидкостей ковзання та, як наслідок, знижує загальний коефіцієнт зчеплення для локомотива у цілому.

2.6 Коефіцієнт використання зчіпної ваги тепловоза

Зчіпна маса локомотива – сума всіх навантажень від рушійних (зчіпних) коліс локомотива на рейки. Простіше кажучи, це маса, що припадає на провідні колеса (осі) локомотива. Використовується для створення сили зчеплення між колесами і рейками та дозволяє перетворити окружне зусилля на ободі рушійних коліс під зовнішню силу тяги локомотива або гальмівну силу (при дії гальм). Зчіпна маса є важливою характеристикою експлуатаційних якостей локомотива. Максимум результуючого стосовного тягового і гальмівного зусилля пропорційний зчіпній масі і характеризується коефіцієнтом зчеплення. Зчіпна маса локомотива розраховується без урахування можливої зміни його під час руху, так як при цьому лише перерозподіляється по рушійним осям.

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Ретельний аналіз факторів, що оказують вплив на коефіцієнт зчеплення локомотива з індивідуальним приводом осей, дозволив представити цей коефіцієнт у вигляді:

– граничний коефіцієнт зчеплення лімітуючої осі локомотива з індивідуальним приводом, що відображає вплив матеріалу і фрикційних властивостей поверхонь тертя коліс та рейок;

– коефіцієнт використання зчіпної ваги локомотива, що характеризує ступінь реалізації граничного коефіцієнту зчеплення:

– основний коефіцієнт використання зчіпної ваги локомотива, враховуючий вплив розбіжності характеристик тягових двигунів, різниця діаметрів бандажів колісних пар, нерівномірність статичного розважування по осях та колесах локомотива, стійкого перерозподілу вертикальних навантажень по осях, викликане реалізацією сил тяги і гальмування;

– динамічний коефіцієнт використання зчіпної ваги локомотива, що характеризує періодичні коливання вертикальних навантажень та сил тяги по осях локомотива і перервне буксування його коліс.

Коефіцієнт використання зчіпної ваги локомотива – величина змінна, найбільше значення він має при русанні (при швидкості, близької до нуля), коли коефіцієнт зчеплення однієї осі досягає 0,40-0,45. Із збільшенням швидкості руху локомотива (за інших рівних умов) коефіцієнт використання його зчіпної ваги зменшується і спостерігається значне зниження коефіцієнта зчеплення. Фрикційні властивості поверхонь тертя характеризуються коефіцієнтом статичного тертя (коефіцієнтом тертя спокою).

На процеси тертя впливає запиленість контактуючих поверхонь у зв'язку зі здатністю запилення адсорбувати молекули парів та рідин з навколишнього середовища. Численні експерименти та аналіз отриманих результатів свідчать, що самі поверхневі забруднення рейок, що складаються в основному з оксидів заліза та кремнію, не ведуть до зниження коефіцієнта тертя, однак зволоження поверхневого шару пов'язано зі зміною його фрикційних властивостей. Так, при слабкому мряці або в момент випадання роси зчеплення коліс з рейками стає

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

значно гірше, ніж при сухій погоді. Сильний, інтенсивний дощ, як правило, не викликає погіршення зчеплення, так як оксиди змиваються потоком води.

Коефіцієнт статичного тертя на поверхнях кочення залізничних рейок багато в чому залежить від відносної вологості прилеглого до них повітря. При відносній вологості повітря 90-95% він змінюється незначно, при більш високій вологості - суттєво знижується. При насиченні пор поверхневих забруднень рейок вологою і при повному заповненні їх водою утворюється колоїдний розчин (типу пасти), в'язкість і граничне напруження зсуву якого стають багато в чому залежать від кількості знаходження в ньому вологи.

На основі даних експериментальних досліджень, проведених в умовах експлуатованих залізничних дільниць з тепловозами різних серій, виявлена кореляційна залежність між коефіцієнтом статичного тертя та коефіцієнтом зчеплення. Виходячи з отриманих даних можна апроксимувати для кожної серії тепловоза залежність поліномом 2-го ступеня.

Встановлено, що фрикційні спроможності залізничних рейок можуть значно змінюватися в залежності від характеру і ступеня поверхневих забруднень, ступеня їх зволоження, температури та інших умов. У зв'язку з цим в якості комплексного показника, що характеризує фрикційні здібності рейок, може бути прийнятий коефіцієнт статичного тертя, який можна розглядати як функцію ряду зазначених вище незалежних змінних. При цьому коефіцієнт статичного тертя, як і коефіцієнт зчеплення, може бути представлений як результат одночасної дії багатьох факторів, кожен з яких представляє собою випадкову величину.

Використання зазначеної вище залежності дозволяє прогнозувати значення коефіцієнта зчеплення при різних станах поверхонь рейок. Оскільки коефіцієнт зчеплення залежить від фрикційних умов на рейках, щоб правильно судити про ступінь використання зчіпної ваги, необхідно знати, які ці умови і оцінювати їх. Використовуючи в якості критерію оцінки коефіцієнт тертя, можна відповісти на питання, за яких умов отримано той чи інший коефіцієнт зчеплення і можна вважати реалізовані значення досить високими.

При проектуванні й експлуатації тепловоза необхідно забезпечити рівномірний розподіл його ваги по всім привідним колісним парам. Для того щоб

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

забезпечити теоретичну рівність статичних навантажень від колісних пар на рейки, необхідно наступне:

– забезпечити збіг положення центру ваги всієї візкової будови тепловоза з геометричною серединою його довжини рами (передбачається, що в поперечній площині центр ваги лежить на вертикальній осі симетрії рами);

– розмістити опори кузова на візки на однакових відстанях від центру ваги надвізкової будови тепловоза (або від середини її довжини);

– забезпечити ідентичність характеристик елементів пружного підвішування.

Перші дві операції виконуються при проектуванні тепловоза в процесі так званого його розміщення. Третя умова забезпечується підбором ресорних елементів при складанні тепловоза. При виконанні цих умов вагу тепловоза, що стоїть прямо на горизонтальному шляху, буде передаватися на рейки через всі його колеса рівномірно.

Однак виконати всі ці умови повністю і забезпечити абсолютну рівність цих навантажень дуже складно, тому технічними умовами допускається можливість відхилення фактичних навантажень від колісних пар на рейки від середніх (проектних) значень $\pm 3\%$ – для тепловозів з осьовими навантаженнями до 225 кН та на $\pm 2\%$ – для навантажень до 245 кН.

Коефіцієнт використання зчпної ваги характеризує тягові властивості тепловоза, він показує, яку частку від теоретично можливої сили тяги може реалізувати тепловоз. Зміна розташування тягових електродвигунів на одностороннє на візках тепловозів 2ТЕ10В і 2ТЕ116 дозволила підвищити коефіцієнт до 0,83-0,86.

Переважна більшість вітчизняних магістральних і деяких маневрових тепловозів мають колісну (осьову) характеристику (формулу) 3_0-3_0 . Це дозволило виконувати уніфікацію візків, але за умови вибору найбільш раціональної конструкції.

					0032.200176.000.03МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

2.6.1 Складові коефіцієнта використання зчпної ваги

Одним з найбільш суттєвих показників якості конструкції візка є коефіцієнт використання зчпної ваги μ , який являє собою відношення (фактичного вертикального) мінімального навантаження від колісної пари на рейки m_{\min} до номінального статичного cm й визначається з виразу

$$\mu = \frac{m_{\min} - m_{\max}}{cm} \quad (2.33)$$

де m_{\max} – величина найбільшого розвантаження вісі колісної пари.

Схема взаємодії сил та моментів колісно-моторного блока наведена на рис. 2.7.

З виразу (2.33) виходить, що для розвантажених колісних пар коефіцієнт $\mu < 1$, і зі зростанням ΔP відбувається його зменшення.

Чим ближче величина μ до одиниці, тим більш вдалою є конструкція локомотива. Тому при проектуванні локомотивів слід порівнювати розрахункові величини коефіцієнтів використання зчпної ваги й віддавати перевагу тому варіанту конструкції, для якого величина μ є найбільшою.

Зменшення навантаження від деяких колісних пар на рейки ΔP відбувається під впливом сили тяги F та залежить від ряду конструктивних елементів тепловоза. Основний вплив на величину μ чинять:

- розташування тягових електродвигунів на візку;
- схема пружного підвішування;
- відстань між серединами візків.

2.6.2 Визначення коефіцієнта використання зчпної ваги локомотива

Розглядаючи схему сил і моментів, наведену на рис. 2.7, визначаємо величину μ та μ_{pr} .

$$\mu_{pr} = \frac{r}{r_0} \quad (2.34)$$

де r_0 – радіус шестерні колісної пари;

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\frac{\partial k}{\partial z}; \quad (2.35)$$

$$b_{\neq}, \quad (2.36)$$

де b_{\neq} – відстань між віссю колісної пари та опорою ТЕД;



Рисунок 2.7 – Розрахункова схема сил та моментів

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

$$pr_{\pm}, \quad (2.37)$$

де l – довжина централі;

$$oc_{oc}; \quad (2.38)$$

$$pr_{oc}, \quad (2.39)$$

де l – відстань між віссю вала та опорою ТЕД.

З врахуванням того, що oc_{oc}

$$oc_{oc}; \quad (2.40)$$

$$pr_{oc}; \quad (2.41)$$

Знаходимо величини l_0 та pr

$$l_0_{oc} \text{ в } \partial k_{oc} \partial k_{oc}; \quad (2.42)$$

$$l_0 \partial k_{oc} \partial k_{oc}; \quad (2.43)$$

$$pr_{oc} pr_{oc} pr_{oc} \partial k_{oc} \partial k_{oc}; \quad (2.44)$$

Проведемо оцінку величини цих реакцій. Якщо прийняти величину сили тяги, що розвивається однією колісною парою kn_{oc} , а діаметр колеса k_{oc} , то величина крутного моменту на валу ТЕД складе:

$$M_{oc} \frac{\partial k_{oc}}{\partial v}, \quad (2.45)$$

де i_{oc} – передаточне відношення тягового редуктора, i_{oc} ;

∂v – ККД тягового електродвигуна, ∂v_{oc} .

$$M_{oc} \text{ Нм.}$$

З врахуванням величин геометричних параметрів передачі $l_{oc}=0,39$ м,

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$a = 0,92 \text{ м}, b = 0,52, c = 0,451 \text{ м},$ отримуємо:

$$F_0 = \frac{0,122}{2,638} \left(\frac{0,451}{0,92} \frac{0,451}{0,92} - 1 \right) \text{ кН};$$

$$F_{пр} = \frac{0,122 \cdot 0,5}{2,638 \cdot 0,92} \text{ кН}.$$

Величина F_0 для екіпажів різної конструкції визначається по-різному. Розглянемо, як це впливає на зміну тягових властивостей локомотива. Як і раніше на колеса локомотива діє сила F_0 . Але тепер, оскільки кузов і візки локомотива жорстко не пов'язані, то у них з'являється можливість отримання додаткового прогину ресор та суміжного повороту (рис. 2.8).

Визначаємо деформації пружин першого і другого ступенів ресорного підвішування:

$$I_{111}; \tag{2.46}$$

$$II_{11}; \tag{2.47}$$

$$III_{112}; \tag{2.48}$$

$$IV_{222}; \tag{2.49}$$

$$V_{22}; \tag{2.50}$$

$$VI_{221}; \tag{2.51}$$

$$3 \cdot K_{\text{к}} \cdot K_{\text{п}} \cdot \left(\frac{2}{2} \right); \tag{2.52}$$

$$4 \cdot K_{\text{к}} \cdot K_{\text{п}} \cdot \left(\frac{2}{2} \right); \tag{2.53}$$



Рисунок 2.8 – Схема визначення сил, що викликають перерозподіл навантажень між колісними парами двовісного екіпажу з двоступінчастим пружним підвішуванням

$$1 \cdot k \cdot \Delta z_1; \quad (2.54)$$

$$2 \cdot k \cdot \Delta z_2. \quad (2.55)$$

Позначивши жорсткість буксового підвішування колісних пар з урахуванням жорсткості буксових повідків та гасителів коливань $b_{\text{букс}}$ Н/мм; жорсткість однієї пари бічних опор кузова тепловоза k , знаходимо величини зміни навантажень на пружні елементи ресорного підвішування.

$$I \cdot b_{\text{букс}} \Delta z_1; \quad (2.56)$$

$$II \cdot b_1; \quad (2.57)$$

$$III \cdot b_{121}; \quad (2.58)$$

$$IV \cdot b_{222}; \quad (2.59)$$

$$V \cdot b_2; \quad (2.60)$$

$$VI \cdot b_{222}; \quad (2.61)$$

$$k_1 \cdot k_{kk} \cdot |1 \cdot 1|; \quad (2.62)$$

$$k_2 \cdot k_{kk} \cdot |1 \cdot 1|; \quad (2.63)$$

$$k_3 \cdot k_{kk} \cdot |2 \cdot 2|; \quad (2.64)$$

$$k_4 \cdot k_{kk} \cdot |2 \cdot 2|. \quad (2.65)$$

Для визначення значень діючих сил складаємо рівняння рівноваги:

– для першого візка

$$mI \cdot mII \cdot mIII \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot o; \quad (2.66)$$

$$mI_1 \cdot mIII_2 \cdot o_1; \quad (2.67)$$
$$o_2 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot d \cdot u.$$

– для другого візка

$$mIV \cdot mV \cdot mVI \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot o; \quad (2.68)$$

$$mIV_3 \cdot mVI_4 \cdot o_3 \cdot o_4; \quad (2.69)$$
$$k_3 \cdot k_4 \cdot d \cdot u.$$

– для кузова

$$k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4; \quad (2.70)$$

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

$$-k_1 \frac{1}{r} - k_2 \frac{1}{r} - k_3 \frac{1}{r} - k_4 \frac{1}{r} \cdot \delta \cdot u \cdot \quad (2.71)$$

Оскільки локомотив симетричний та 1,2,3,4, то 1,2 та 1,2. Таким чином, система з шести рівнянь приводиться до трьох з трьома невідомими 1, 1 та k.

$$1 \cdot \left[\frac{b}{k} \right] \cdot k_1 \cdot k \cdot \left(\frac{1}{r} \right) \cdot \delta \cdot u \cdot \quad (2.72)$$

$$k_1 \cdot \left[\frac{b}{k} \right] \cdot \left[\frac{2}{k} \right] \cdot \left[\frac{2}{k} \right] \cdot \delta \cdot u \cdot \quad (2.73)$$

$$\frac{1}{k} \cdot \left[\frac{2}{k} \right] \cdot \left[\frac{2}{k} \right] \cdot \delta \cdot u \cdot \quad (2.74)$$

Приймаючи $\delta = 0,001$ кН; $b = 100$ Н/мм; $k = 1000$ Н/мм; $r = 1200$ мм; $r = 800$ мм; $r = 1000$ мм; $u = 100$ мм, геометричні параметри екіпажу $r = 12,200$ м; $r = 11,800$ м; $r = 10,700$ м; $r = 8,970$ м, знаходимо: $1,2 = -4$ м; $1,2 = -8 \cdot \delta = -3$ рад; $k = -8 \cdot \delta = -3$ рад.

Розраховуємо величини додаткових зусиль на вісі колісних пар:

$$mI \cdot mVI \cdot \delta \cdot \quad (2.75)$$

$$mII \cdot mV \cdot \delta \cdot \quad (2.76)$$

$$mIII \cdot mIV \cdot \delta \cdot \quad (2.77)$$

$$k_1 \cdot k_4 \cdot \delta \cdot \quad (2.78)$$

$$k_2 \cdot k_3 \cdot \delta \cdot \quad (2.79)$$

Результуючі величини навантажень на вісі колісних пар дорівнюватимуть:

$$I \cdot VI \cdot \left[\frac{mI}{k} \right] \cdot \delta \cdot \delta \cdot \quad (2.80)$$

$$II \cdot V \cdot \left[\frac{mII}{k} \right] \cdot \delta \cdot \delta \cdot \quad (2.81)$$

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$III \cdot IV \cdot mIII \cdot o \cdot \delta \cdot \delta \cdot \quad (2.82)$$

Таким чином, найбільш розвантаженою колісною парою є перша по ходу руху тепловоза. Величина коефіцієнта використання зчпної ваги становить:

$$\frac{J}{I}, \quad (2.83)$$

або з врахуванням

$$zч \cdot zч \cdot k, \quad (2.84)$$

де k – коефіцієнт зчеплення колісних пар з рейками,

$$K = \frac{f}{25000}, \quad (2.85)$$

отримаємо для першої колісної пари при швидкості ... км/год

$$\dots K; \quad (2.86)$$

•

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

3 ПОЛІПШЕННЯ ХОДОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ

3.1 Розробка пропозицій щодо підвищення коефіцієнта використання зчіпної ваги

Для підвищення ефективності використання зчіпної ваги тепловоза пропонується впровадити систему регулювання потужності окремих колісно-моторних блоків у його секції. Метою є вирівнювання ступеня розвантаження окремих колісних пар шляхом корегування потужності їх тягових електродвигунів. Для обґрунтування цього підходу було визначено фактичні величини розвантаження та коефіцієнти використання зчіпної ваги для кожної колісної пари секції тепловоза. Отримані результати розрахунків зведені для наочності в табл. 3.1 та представлені графічно на рис. 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків коефіцієнта використання зчіпної ваги окремих колісних пар секції тепловоза

Швидкість , км/год	к	Коефіцієнт використання зчіпної ваги по номеру колісної пари					
		1	2	3	4	5	6
9	9,399	9,862	9,962	9,939	8,838	8,938	8,968
5	9,272	9,875	9,965	9,945	8,825	8,935	8,955
89	9,258	9,885	9,968	9,949	8,885	8,932	8,958
85	9,236	9,892	9,979	9,952	8,898	8,939	8,948
29	9,223	9,898	9,978	9,955	8,892	8,929	8,945

Аналіз графіка (рис. 3.1) показує, що перша колісна пара за напрямом руху є найбільш розвантаженою, тоді як четверта зазнає максимального навантаження.

З метою підвищення зчіпних властивостей пропонується впровадити систему регулювання тягового зусилля окремих колісно-моторних блоків. Реалізація системи передбачає використання транзисторних ключів, принципова схема яких представлена на рис. 3.2.

Наступним кроком є визначення оптимального алгоритму розподілу

									Арк.
									47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.200176.000.03МР.ПЗ				

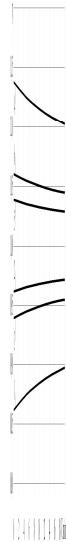


Рисунок 3.1 – Результати розрахунків коефіцієнта використання зчіпної ваги окремих колісних пар секції тепловоза

потужності між колісно-моторними блоками. Цей розподіл має задаватися пропускнуою здатністю застосовуваних транзисторів.



Рисунок 3.2 – Схема підключення транзисторних ключів

Розподіл сили тяги (струмів) КМБ має бути пропорційний коефіцієнту використання зчіпної ваги (табл. 3.1). Для визначення оптимальних значень коефіцієнтів потужності i скористаємось методами оптимізації

$$i \cdot i_{\text{н}} \cdot \delta \quad (3.1)$$

$$\sum_{1}^{6} i_{\text{н}} \cdot \delta$$



Рисунок 3.3 – Результати розрахунків коефіцієнта використання зчіпної ваги окремих колісних пар секції тепловоза з врахуванням регулювання сили тяги окремих КМБ

Оцінку підвищення коефіцієнта використання зчіпної ваги можна в % оцінити за формулою

$$\frac{k}{1} \sum_{ij} \frac{ij}{ij}, \quad (3.2)$$

де v_{ij} , n_{ij} – відповідно швидкість та номер колісної пари з табл. 3.1 та табл. 3.3.

Розрахунки зводимо в табл. 3.4.

Таким чином, середнє значення підвищення коефіцієнта використання зчіпної ваги складає 0,9%.

На підставі табл. 3.2 розраховуємо значення скважності регулювання струму. Результати зводимо в табл. 3.5.

Підвищення коефіцієнта використання зчіпної ваги призведе до поліпшення тягових властивостей тепловоза в зоні обмеження по зчепленню коліс з рейками. Виконаємо побудову z_{ch} для v_{max} км/год (рис. 3.4) та виконаємо оцінку підвищення сили зчеплення

Таблиця 3.4 – Результати розрахунків підвищення коефіцієнта використання зчіпної ваги .

Швидкість v , км/год (v)	в % по номеру колісної пари						Середнє значення
	8	2	3	4	5	6	
9	4,99	9,39	9,76	3,56	9,29	9,78	8,62
5	2,28	9,25	9,62	2,94	9,24	9,59	8,84
89	9,87	9,28	9,53	2,52	9,29	9,59	9,88
85	-9,85	9,88	9,46	2,23	9,88	9,44	9,56
29	-9,93	9,87	9,42	2,99	9,86	9,49	9,37
Середнє значення	8,22	9,22	9,56	2,65	9,28	9,53	9,99

Таблиця 3.5 – Результати розрахунків скважності регулювання струму транзисторами

Швидкість v , км/год	k	Значення скважності регулювання струму по номеру колісної пари					
		8	2	3	4	5	6
9	9,399	75,8	84,5	82,6	899,9	98,2	93,2
5	9,272	76,9	84,8	83,9	98,8	99,9	92,7
89	9,258	77,7	85,9	83,4	98,9	99,7	92,3
85	9,236	78,4	85,2	83,7	97,4	99,5	92,8
29	9,223	78,9	85,4	83,9	96,9	99,4	98,8

$$z_{ch} = \sum_{i=1}^k \frac{z_{ch_i} \cdot z_{ch_i}}{z_{ch_i}} ; \quad (3.3)$$

$$z_{ch} = \sum_{i=1}^k \frac{z_{ch_i}}{z_{ch_i}} \cdot \dots$$

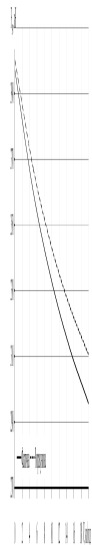


Рисунок 3.4 – Обмеження по зчепленню коліс з рейками [34].

3.2 Розробка пропозицій щодо підвищення стійкості локомотива в кривих ділянках колії

3.2.1 Аналітичне розв'язання задачі стійкості локомотива в кривих ділянках колії

Під час руху локомотива у кривій на нього діють багато сил у вертикальній та горизонтальній площинах. В горизонтальній площині сили діють вздовж колії так і перпендикулярно до неї.

Призначення динамічного вписування – аналіз горизонтальних поперечних сил і відповідних допустимих швидкостей руху локомотива, а також визначення критеріїв безпеки руху.

Наприкінці нам потрібно скласти динамічний паспорт локомотива, тобто потрібно побудувати наступні залежності

$$1 - 3 \cdot \frac{1}{10} \cdot \quad (3.4)$$

Для проведення розрахунків обираємо тепловоз серії ТEP70, який рухається по кривій радіусом 1000 м.

На нього потрібно нанести обмеження по конструкційній швидкості $v_{кр}$.

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

км/год, а також обмеження по максимальному боковому тиску $\frac{1}{1}$ кН.

На локомотив, що рухається в кривій, діє велика кількість сил, весь комплекс яких врахувати неможливо. Тому задача динамічного вписування виконується з деякими припущеннями, через які враховуються тільки наступні сили:

1.6 – горизонтальні складові сили тертя бандажів по рейках, кН;

C – відцентрова сила локомотива, кН;

C_1 – горизонтальна складова ваги локомотива, яка виникає від підвищення зовнішньої рейки в кривій, кН;

1.6 – бокові реакції зі сторони рейок від дії на них колісних пар, кН;

$\frac{1}{16}$ – боковий тиск коліс на головки рейок, кН;

M – моменти тертя в опорах, кН·м.

Залежності направляючих зусиль $1.$ та бокового тиску $\frac{1}{1}$ звичайно називають динамічним паспортом локомотива в горизонтальній площині. Для переднього візка реакціями рейок є зусилля 1.3 .

Почнемо з креслення схеми візка тепловоза (рис. 3.5, табл. 3.6) і нанесення не нього сил та моментів, які діють на візок.

При нанесенні на схему центра повороту $.$ приймемо, що візок знаходиться в установці найбільшого перекосу. Для цього положення полюсна відстань першої (направляючої) колісної пари

$$1.\frac{1}{2} \dots, \quad (3.5)$$

де B – база візка, м ($B=4600$ мм);

R – радіус кривої для динамічного вписування, $R = 1000$ м;

\dots - ширина колії зазорів, мм.

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53



Рисунок 3.5 – Параметри екіпажної частини тепловоза ТЭП70:

а) – схема візка; б) – параметри візка

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Таблиця 3.6 – Параметри екіпажної частини тепловоза ТЕП70 (до рис. 3.5, б)



Ширина колії зазорів приймається мінімальна з урахуванням допусків від номінального розміру. Згідно [] приймається $r_1 = 7$ мм, а розширення при $R=1000$ м немає, тобто $r_2 = 0$ мм.

$$r_3 = 1251 \text{ мм}; \tag{3.6}$$

$$r_4 = 1603 \text{ мм},$$

$$r_5 = 3770 \text{ м}.$$

Провівши деякі перетворення отримаємо 2_{r_1} м, 3_{r_2} м, 4_{r_3} м.

Значення i_1, i_2 визначаються за допоміжними кривими i_1-i_2, i_2-i_3 , наведені на рис. 3.6.



Рисунок 3.6 – Графік залежностей i_1-i_2 і i_2-i_3

З рис. 3.6 знаходимо значення $r_1=3770$ мм, $r_2=1603$ мм, $r_3=1251$ мм, $\cos\alpha_1=0,978$, $\cos\alpha_2=0,892$, $\cos\alpha_3=0,746$.

Візки тепловоза безщелепні з опорно-рамним підвішуванням.

Визначення сил, які входять до рівняння рівноваги. Середнє значення сили тертя в опорних точках коліс рахуємо рівним для всіх колісних пар тепловоза. Приблизно воно може бути обчислено за формулою

$$F_{тр} = 2P \cdot m_{тр}, \quad (3.7)$$

де $2P$ – статичний тиск від колісної пари на рейки, $2 \cdot P = 210$ кН;

$m_{тр}$ – коефіцієнт тертя між рейками та бандажами, $m_{тр} = 0,25$.

$$F_{тр} = 210 \cdot 0,25 = 52,5 \text{ кН}; \quad (3.8)$$

$$F_{тр} = 52,5 \text{ кН}.$$

Відцентрова сила, яка приходиться на візок C , кН

$$F_{ц} = \frac{G \cdot v^2}{R}, \quad (3.9)$$

де G – частина ваги тепловоза, яка приходиться на візок, кН;

g – прискорення вільного падіння, м/с², $g = 9,81$ м/с²;

R – радіус кривої для динамічного вписування, м.

$$F_{ц} = 10,4 \text{ кН}, \quad (3.10)$$

Сила від підвищення зовнішньої рейки, кН

$$F_{п} = \frac{G \cdot h}{S}, \quad (3.11)$$

де h – підвищення зовнішньої рейки, мм, $h = 100$ мм;

S – половина відстані між колами кочення бандажів коліс, м, $S = 0,8$ м.

$$F_{п} = 12,5 \text{ кН}.$$

Визначення сумарних моментів сил тертя і повертаючих моментів.

При повороті візка відносно кузова на опорах створюється обертовий момент M_B і момент тертя $M_{тр}$.

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$m \cdot c \cdot g; \quad (3.12)$$

$$v \cdot n \cdot \frac{2 \cdot 2}{1 \cdot 2}, \quad (3.13)$$

де c – сила опору гасників;
 J – жорсткість пружини;

Кут повороту візка

$$\frac{\pi \cdot 2}{D}, \quad (3.14)$$

де L – база тепловоза.

$$n \cdot \frac{2 \cdot 2}{1 \cdot 2} \cdot \dots$$

Сила тертя на боковій опорі

$$m \cdot \frac{2 \cdot 2}{1 \cdot 2} \text{ кНм.}$$

$$v \cdot \frac{2 \cdot 2}{1 \cdot 2} \text{ кНм.}$$

Установка найбільшого перекосу. Складаємо систему рівнянь рівноваги візка в кривій

$$\frac{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 3 \cdot 3}{11 \cdot 11 \cdot 11 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 33} \cdot B \cdot m \cdot 33. \quad (3.15)$$

У цій системі двох рівнянь є три невідомі: 13. Розв'язати її можна зробивши таке припущення: нехай тепловоз займає установку найбільшого перекосу, але вже реакція 3., тобто ми зменшуємо кількість невідомих до двох і система розв'язується.

При рішенні системи рівнянь отримуємо 1. кН, 2. кН.

При такій відцентровій силі швидкість переходу з установки найбільшого перекосу на вільну установку буде рівна:

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

$$\sqrt{\frac{2 \cdot d}{g}}; \quad (3.16)$$

$$\sqrt{\frac{2 \cdot 1000 \cdot 20}{9,81}} \text{ км/год.}$$

Дана швидкість є більша конструкційної, тому розрахунок в зоні вільної і хордової установок дадуть ще більші значення швидкостей. Отже, подальші розрахунки не ведемо.

Для положення найбільшого перекосу, коли задня колісна пара притиснута до внутрішньої рейки, 3.. Задамося швидкостями від 0 до 160 км/год – конструкційної швидкості з кроком 10 км/год. В такому діапазоні будемо вести розрахунки. Знайдемо значення сил 13..

Задаючись значеннями відцентрової сили C в залежності від швидкості руху локомотива, ми отримаємо значення бокової реакції зі сторони внутрішньої рейки. Дані записуємо в табл. 3.7.

Коефіцієнт горизонтальної динамічності знаходимо за формулою:

$$g_d \dots \quad (3.17)$$

Таблиця 3.7 – Розрахунок параметрів динамічного вписування

V , км/ГОД	C , кН	Y_3 , кН	Y_l , кН	Y_1 , кН	p , кН	g_d	Y_{10} , кН
9	38,69	65,79	9,99	7,89	-24,49	8,99	7,89
89	38,92	65,62	9,59	7,42	-24,98	8,92	7,57
29	39,99	65,88	8,98	8,49	-23,89	8,94	8,74
39	48,53	64,25	4,46	89,93	-28,47	8,96	89,63
49	43,89	63,96	7,93	82,39	-89,29	8,98	83,28
59	46,73	68,52	82,49	85,23	-86,27	8,89	86,75
69	59,39	59,64	87,85	88,89	-82,79	8,82	28,96
79	54,53	57,42	24,39	23,93	-8,47	8,84	26,25
89	59,49	54,85	38,74	27,99	-3,69	8,86	32,37
99	64,93	58,95	49,87	33,43	8,93	8,88	39,45

899	78,89	48,79	49,59	39,69	8,89	8,29	47,52
889	77,93	45,88	69,98	46,43	84,93	8,22	56,64
829	85,48	48,88	78,48	53,98	22,48	8,24	66,84
839	93,53	36,98	83,88	62,93	39,53	8,26	78,86
849	892,38	32,39	97,29	79,88	39,38	8,28	99,63
859	888,73	27,34	888,58	89,23	48,73	8,39	894,39
869	828,88	22,95	826,96	99,38	58,88	8,32	889,28

Боковий тиск колеса на рейки

$$\frac{Y_1}{10} \cdot 11,2d. \quad (3.18)$$

За отриманими даними з рівнянь будуюмо залежності $1.3 \frac{Y_1}{1d}$ зображені на рис. 3.7.

Отже, було зроблено оцінку динамічних якостей тепловоза і зроблено висновок, що бокова реакція Y_1 зі сторони зовнішньої рейки на колісну пару перевищує значення – 100 кН при заданій конструкційній швидкості, сила бічного



Рисунок 3.7 – Динамічний парсорт локомотива в горизонтальній площині:

$$- - - - 1_{\text{м}}; \text{---} - \frac{1}{1_{\text{м}}}; \text{---} - \frac{1}{1_{\text{д}}}; \text{---} - 3_{\text{м}}$$

тиску – 90 кН. Виходячи з цього робимо висновок, що в експлуатації тепловоз може рухатись по кривих, радіус яких більший ніж 1000 м з конструкційною швидкістю.

3.2.2 Математичне моделювання стійкості локомотива в кривих ділянках колії

Для визначення параметрів стійкості екіпажа в кривих ділянках створюємо математичну модель динамічного вписування локомотива.

Задаємо параметри кривої ділянки та коефіцієнту тертя

$$R:=1000;f:=.3;h:=.1.$$

Задаємо параметри екіпажа тепловоза ТЕП70

$$S:=.8;B:=4399;\sigma:=3.5;\delta:=9;E:=2999;L:=82689;dH:=.285.$$

Відцентрова сила дорівнює

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

$$C:=639.5*v^2/(9.88*3.6^2*R);$$

Складаємо систему рівнянь рівноваги екіпажа для положення найбільшого перекосу

$$eq:={-Y8+C-C8+2*F8*cosa18-2*F3*cosa13+Y3=9,Y8*x8-C*xc+C8*xc-2*F8*r8-2*F2*\sin(\arccos(\cosa2))*S-2*F3*r3-Mb-Mtr+Y3*x3=9};$$

Визначаємо полюсні відстані

$$x8:=(8/2)*B+R*(2*\sigma+\delta)/B;$$

$$x2:=x8-E;$$

$$x3:=B-x8;$$

Задаємо математичний опис залежностей радіусів дії сил тертя

$$X:=[9,8,2,3,4,5];$$

$$r:=[.8,8.3,2.2,3.8,4.8,5];$$

$$\text{cosa}:= [9,.78,.93,.97,.98,8];$$

$$Xr:=\text{spline}(X,r,x,\text{cubic});$$

$$X\text{cosa}:=\text{spline}(X,\text{cosa},x,\text{cubic});$$

та визначаємо параметри

$$x8:=3.67;x2:=8.37;x3:=.93;xc:=x2+x3-dH;$$

$$r8:=\text{evalf}(\text{subs}(x=x8,Xr));$$

$$r2:=\text{evalf}(\text{subs}(x=x2,Xr));$$

$$r3:=\text{evalf}(\text{subs}(x=x3,Xr));$$

$$\text{cosa}8:=\text{evalf}(\text{subs}(x=x8,X\text{cosa}));$$

$$\text{cosa}2:=\text{evalf}(\text{subs}(x=x2,X\text{cosa}));$$

$$\text{cosa}3:=\text{evalf}(\text{subs}(x=x3,X\text{cosa}));$$

$$F8:=(8/2)*(639.5*(8/3))*f;$$

$$F2:=289*f*(8/2);$$

$$F3:=289*f*(8/2);$$

$$G:=289.875*3;$$

$$C8:=G*h/(2*S);$$

$$Mtr:=.8*(9.88*(2*899)*(8/8999));$$

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

$$\text{alphap}:=\arctan(((8/2)*L-x2)/R);$$

$$M_b:=(8/8999)*(2*\text{alphap}*259)*(8.95*8.95+.85*.85);$$

Вирішуємо систему рівнянь відповідно Y8,Y3

$$e:=\text{solve}(\text{eq},\{Y8,Y3\});$$

$$\{Y8=9.993259428822v+58.43359527,Y3=-9.998798765696v+76.83244389\}$$

Визначаємо корні системи рівнянь з інтервалом 2 км/год

$$v:=9; R; f; \text{while } v<862 \text{ do print}(v,e,C); v:=v+2 \text{ enddo};$$

$$9, \{Y8=58.43359527, Y3=76.83244389\}, 9.$$

$$2, \{Y8=58.44659698, Y3=76.82569883\}, 9.98983677527$$

$$4, \{Y8=58.48558282, Y3=76.89589294\}, 9.97934789899$$

$$6, \{Y8=58.55952968, Y3=76.97992762\}, 9.8785399774$$

$$8, \{Y8=58.64853267, Y3=76.92398289\}, 9.3873884944$$

...

$$852, \{Y8=826.5383966, Y3=36.65382955\}, 884.5772849$$

$$854, \{Y8=828.5296586, Y3=35.69735594\}, 887.6822496$$

$$856, \{Y8=839.5359249, Y3=34.54792828\}, 829.6869498$$

$$858, \{Y8=832.5778929, Y3=33.47488636\}, 823.8983845$$

$$869, \{Y8=834.6444652, Y3=32.38894837\}, 826.9553687$$

Повторюємо обчислення для різних значень коефіцієнта тертя та кута нахилу поверхні тертя. Результати зводимо в табл. 3.8-3.89 та рис. 3.8-3.89.

Таблиця 3.8 – Результати обчислень динамічної стійкості в кривій ... м при коефіцієнті тертя $\mu=9,2$

V , км/ГОД	Y_8 , кН	Y_3 , кН	C , кН	\dot{I}_1 , кН	p , кН	$g\delta$	\dot{I}_δ , кН	\dot{I}
8	2	3	4	5	6	7	8	9
9	25,82	55,45	9,99	-5,68	-37,88	8,99	-5,68	-9,95
89	26,84	55,28	9,59	-5,36	-36,86	8,92	-5,47	-9,95
29	27,82	54,77	8,98	-4,38	-35,88	8,94	-4,56	-9,94
39	28,74	53,98	4,46	-2,76	-34,26	8,96	-2,92	-9,93

Продовження табл. 3.8

8	2	3	4	5	6	7	8	9
49	38,92	52,72	7,93	-9,48	-38,98	8,98	-9,52	9,99
59	33,94	58,88	82,49	2,44	-29,96	8,89	2,69	9,92
69	37,52	49,39	87,85	6,92	-25,48	8,82	6,74	9,96
79	48,74	47,98	24,39	89,24	-28,26	8,84	88,68	9,89
89	46,62	44,52	38,74	85,82	-86,38	8,86	87,54	9,84
99	52,85	48,68	49,87	29,65	-89,85	8,88	24,36	9,29
899	58,32	38,36	49,59	26,82	-4,68	8,29	32,89	9,26
889	65,85	34,78	69,98	33,65	2,85	8,22	48,95	9,32
829	72,62	39,85	78,48	48,82	9,62	8,24	59,99	9,39
839	89,75	26,57	83,88	49,25	87,75	8,26	62,95	9,47
849	89,53	28,96	97,29	58,93	26,53	8,28	74,27	9,55
859	98,95	87,99	888,58	67,45	35,95	8,39	87,69	9,64
869	899,93	88,78	826,96	77,53	46,93	8,32	892,34	9,74

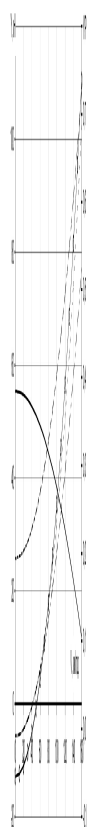


Рисунок 3.8 – Динамічний паспорт при $\zeta=0,2$

Таблиця 3.9 – Результати обчислень динамічної стійкості в кривій ... м при коефіцієнті тертя $\mu=0,25$

V , км/ГОД	Y_1 , кН	Y_3 , кН	C , кН	\dot{I}_1 , кН	p , кН	$z\delta$	\dot{I}_D , кН	\dot{I}
1	2	3	4	5	6	7	8	9
9	38,69	65,79	9,99	7,19	-24,49	1,99	7,19	9,97
19	38,92	65,62	9,59	7,42	-24,98	1,92	7,57	9,97
29	39,99	65,11	1,98	8,49	-23,19	1,94	8,74	9,98
39	41,53	64,25	4,46	19,93	-21,47	1,96	19,63	9,19
49	43,89	63,96	7,93	12,39	-19,29	1,98	13,28	9,12
59	46,73	61,52	12,49	15,23	-16,27	1,19	16,75	9,15
69	59,39	59,64	17,85	18,89	-12,79	1,12	21,96	9,18
79	54,53	57,42	24,39	23,93	-8,47	1,14	26,25	9,22
89	59,49	54,85	31,74	27,99	-3,69	1,16	32,37	9,27
99	64,93	51,95	49,17	33,43	1,93	1,18	39,45	9,32
199	71,19	48,79	49,59	39,69	8,19	1,29	47,52	9,38
119	77,93	45,11	69,91	46,43	14,93	1,22	56,64	9,44
129	85,41	41,18	71,41	53,91	22,41	1,24	66,84	9,51
139	93,53	36,91	83,81	62,93	39,53	1,26	78,16	9,59
149	192,31	32,39	97,29	79,81	39,31	1,28	99,63	9,67
159	111,73	27,34	111,58	89,23	48,73	1,39	194,39	9,76
169	121,81	22,95	126,96	99,31	58,81	1,32	119,21	9,86

Таблиця 3.19 – Результати обчислень динамічної стійкості в кривій ... м при коефіцієнті тертя $\mu=9,3$

V , км/ГОД	Y_1 , кН	Y_3 , кН	C , кН	\dot{I}_1 , кН	p , кН	$z\delta$	\dot{I}_D , кН	\dot{I}
1	2	3	4	5	6	7	8	9
9	51,38	76,13	9,99	19,88	-11,62	1,99	19,88	9,19
19	51,71	75,96	9,59	29,21	-11,29	1,92	29,61	9,19

Продовження табл. 3.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9
29	52,68	75,45	1,98	21,18	-19,32	1,94	22,93	9,29
39	54,31	74,59	4,46	22,81	-8,69	1,96	24,18	9,22
49	56,58	73,49	7,93	25,98	-6,42	1,98	27,99	9,24
59	59,51	71,86	12,49	28,91	-3,49	1,19	39,81	9,27
69	63,98	69,98	17,85	31,58	9,98	1,12	35,37	9,39
79	67,31	67,76	24,39	35,81	4,31	1,14	49,82	9,34
89	72,19	65,19	31,74	49,69	9,19	1,16	47,29	9,39
99	77,71	62,29	49,17	46,21	14,71	1,18	54,53	9,44
199	83,89	59,94	49,59	52,39	29,89	1,29	62,86	9,59
119	99,71	55,45	69,91	59,21	27,71	1,22	72,24	9,56
129	98,19	51,52	71,41	66,69	35,19	1,24	82,69	9,64
139	196,31	47,25	83,81	74,81	43,31	1,26	94,27	9,71
149	115,99	42,64	97,29	83,59	52,99	1,28	197,99	9,89
159	124,52	37,68	111,58	93,92	61,52	1,39	129,92	9,89
169	134,59	32,39	126,96	193,99	71,59	1,32	136,98	9,98



Рисунок 3.9 – Динамічний паспорт при $\lambda = 0,25$



Рисунок 3.10 – Динамічний паспорт при $\mu = 0,3$

На рис. 3.8-3.10 такі позначення: $---$ – $1_{\text{в}}$; $- \cdot -$ – $1_{\text{д}}$; \cdots – $1_{\text{д}}$; $---$ – $3_{\text{в}}$; \circ – $1_{\text{в}}$.

За результатами розрахунків можна стверджувати, що при значенні коефіцієнта тертя $\mu = 0,3$ відношення $1_{\text{в}}$ набуває значень близько одиниці. Це свідчить про те, що при певних умовах збільшення коефіцієнту тертя, поступові зміни профілю бандажа внаслідок природного спрацьовування, наявності стиків на колії та інших факторах значення $1_{\text{в}}$ може впритул наблизитись до критичного відповідно критерію безпеки по всповзанню гребеня колісної пари на рейку. Отже, за цих умов необхідно застосовувати рейко- або гребнезмащувачі.

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

ВИСНОВКИ

При виконанні даної магістерської роботи на тему «Поліпшення ходових властивостей рухомого складу» було проведено огляд та детальний аналіз конструкцій ходових частин сучасного вітчизняного та закордонного рухомого складу, що дозволило виявити їх переваги, недоліки та окреслити напрями для теоретичних і технічних розробок. Як базову модель для дослідження обрано тепловоз серії ТЕП70, оскільки він має високу конструкційну швидкість і значний потенціал для технічного вдосконалення як конструкції, так і систем управління.

У першому розділі на основі аналізу ходових частин різних локомотивів можна стверджувати, що сучасні системи тягових приводів забезпечують високі показники стійкості екіпажу на колії. Збалансоване пружне підвішування ефективно виконує функції з плавності ходу, згасання коливань різних частот і зниження динамічних навантажень. Однак питання стійкості та коливань у горизонтальній площині, які значною мірою залежать від швидкості руху, залишаються не повністю вирішеними і потребують подальшого опрацювання.

Другий розділ роботи присвячено розгляду низки ключових аспектів: геометрії руху колісних пар на прямих ділянках колії, безпеки руху щодо стійкості колісних пар у кривих, а також взаємодії ходових частин з колією із визначенням факторів, що впливають на параметри тягового режиму. В результаті аналізу визначено параметри, коригування яких може поліпшити ходові властивості: геометрія профілю бандажа та розподіл тягових навантажень між колісними парами в тяговому режимі.

При розробці пропозицій щодо поліпшення ходових властивостей виконано розрахунки коефіцієнта використання зчпної ваги. Оскільки механічні засоби поступаються перед сучасними системами електронного регулювання потужності окремих колісно-моторних блоків через їх здатність до більш гнучкого регулювання з урахуванням змінних факторів (зношування бандажів, технічний стан ТЕД, опір паралельних кіл тощо), було розроблено систему коригування тягових навантажень окремих колісних пар. Запропонована система, яка є доповненням до базової силової схеми тепловоза, включає потужні транзисторні

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

ключі та систему електронного керування. Аналітично визначено номінальні струми та розраховано оптимальні параметри широтно-імпульсної модуляції транзисторів у паралельних колах ТЕД, що має забезпечити підвищення коефіцієнта використання зчіпної ваги. Порівняльний аналіз значень цього коефіцієнта для модернізованої та базової схеми свідчить про його зростання, що призведе до покращення тягово-ходових властивостей тепловоза.

Для вирішення задачі стійкості локомотива в кривих ділянках колії створено математичну модель, яка дозволяє аналізувати процеси в точці контакту колеса з рейкою, що залежать від двох ключових параметрів – швидкості руху та геометрії профілю бандажа. Визначено, що при підвищенні швидкісних режимів необхідно збільшувати кут нахилу гребеня колеса відносно горизонтальної площини.

					<i>0032.200176.000.03MP.ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Блохін, Є. П. Динамічні характеристики та раціональні значення параметрів ходових частин електровоза ДЕ1 /Є. П. Блохін, В. Д. Данович, М. Л. Коротенко, В. А. Литвин //Транспорт: зб. наук. пр. Дніпропетр. держ. техн. ун-ту залізн. трансп. – Дніпропетровськ, 2002. – Вип. 11. – С. 8–16.
2. Султан, А. В. Удосконалення конструкції ходових частин електровоза ДСЗ /А. В. Султан, С. В. Мямлін //Зб. наук. пр. Донец. ін-ту залізн. трансп. – Донецьк, 2011. – № 28. – С. 174–179.
3. Дайлидка, С. Інноваційні рішення при створенні магістрального локомотива для залізниць Литви /С. Дайлидка, С. В. Мямлін, Л. А. Недужая //Вісн. Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – Луганськ, 2012. – № 3. – С. 52–58.
4. Мямлін, С. В. Визначення динамічних показників пасажирських вагонів на візках різних конструкцій /С. В. Мямлін, Л. А. Недужа //Зб. наук. пр. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. Серія: Транспортні системи і технології перевезень. – Дніпро, 2017. – Вип. 13. – С. 60–67.
5. Гладких, І. В. Вибір раціональних параметрів системи підвішування вантажних вагонів нового покоління /І. В. Гладких, А. О. Костюкевич //Рейковий рухомий склад: зб. наук. пр. УкрНДІВ. – Кременчук, 2020. – № 20. – С. 4–13.
6. Блохін, Є. П. Моделювання динаміки залізничного екіпажу при русі в кривих ділянках колії /Є. П. Блохін, О. М. Пшинько, В. Д. Данович //Наука та прогрес транспорту. – Дніпро, 2014. – № 1 (49). – С. 102–115.
7. Мямлін, С. В. Аналіз динамічних якостей вантажних вагонів на візках моделі 18-100 та їх модифікацій /С. В. Мямлін //Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2006. – Вип. 12. – С. 143–148.
8. Недужа, Л. А. Перспективні конструкції ходових частин залізничного рухомого складу /Л. А. Недужа //Матеріали 74 Міжнар. наук.-практ. конф. «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту». – Дніпро:

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

ДНУЗТ, 2014. – С. 34–35.

9. Савчук, О. М. Дослідження впливу зносу коліс на динаміку руху вантажних вагонів /О. М. Савчук, В. В. Скалозуб //Наука та прогрес транспорту. – Дніпро, 2015. – № 4 (58). – С. 170–182.
- 10.Блохин, Е. П. Динамические характеристики и рациональные значения параметров ходовых частей электровоза ДЕ1 /Е. П. Блохин, В. Д. Данович, Л. А. Недужая //Трансп.: зб. наук. пр. Дніпропетр. держ. техн. ун-ту залізн. трансп. – Д., 2002. – № 11. – С. 8–16.
- 11.Браташ, В. А. Тележка ДЕ1 /В. А. Браташ, В. А. Смородин, Ю. Ф. Палий //Трансп.: зб. наук. пр. Дніпропетр. держ. техн. ун-ту залізн. трансп. – Д., 2002. – № 11. – С. 21–23.
- 12.Басов, Г. Г. Теоретичні й експериментальні дослідження екіпажної частини тепловозів: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. /Г. Г. Басов, В. І. Нестеренко. – Луганськ : Ноу-лідж, 2011. – 247 с.
- 13.Теорія та конструкція локомотивів. Екіпажна частина: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп. /Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. – Д.: ПП «Ліра ЛТД», 2008. – 287 с.
- 14.Розробка новітніх технічних рішень та способів з покращення експлуатаційних властивостей локомотивів. Кравченко К. О., Ковтанець М. В. //Збірник наукових праць – Луганськ: Східноукраїнський національного університету імені Володимира Даля, 2012. – №2. – 120 с.

					0032.200176.000.03MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70