

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Дніпровський національний університет залізничного транспорту  
імені академіка В. Лазаряна

*Кафедра «Локомотиви»*

«ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри

М. І. Капіца

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 р.

## **ДИПЛОМНА РОБОТА**

на здобуття освітнього ступеня *«магістр»*

Галузь знань *27 Транспорт*

Спеціальність *273 Залізничний транспорт*

Освітньо-професійна програма *Локомотиви та локомотивне господарство*

Тема **ПОЛІПШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТЯГОВОГО  
РУХОМОГО СКЛАДУ**

Theme **IMPROVING THE DYNAMIC PERFORMANCE OF TRACTION  
ROLLING STOCK**

Керівник дипломної  
роботи

Б. Є. Боднар

Нормоконтролер

Л. В. Колодій

Студент групи ЛГ1921

А. М. Щуцький

Student

Shchutskyi Andrii

Дніпро, 2020

Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені В. Лазаряна  
Факультет **«Транспортна інженерія»** кафедра **«Локомотиви»**  
Спеціальність **273 «Залізничний транспорт»**  
Спеціалізація **«Локомотиви та локомотивне господарство»**

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедрою «Локомотиви»

\_\_\_\_\_ М. І. Капіца

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 р.

## **ЗАВДАННЯ**

до дипломної магістерської роботи на здобуття ОКР **«магістр»**

студента групи **ЛГ1921**

**Щуцький Андрій Миколайович**

1. Тема магістерської дипломної роботи:

**«Поліпшення динамічних показників тягового рухомого складу»**

Затверджена наказом по університету від **«16» грудня 2019 р №948ст**

2. Термін подання студентом закінченої роботи **«5» грудня 2020 р**

3. Вихідні дані до магістерської роботи взяті з електровоза ВЛ10.

4. Перелік креслень (демонстративного матеріалу)

1) Розрахункова схема плоскої моделі локомотива ВЛ10

2) Система коливань динамічної моделі екіпажної частини локомотива ВЛ10

3) Система рівнянь динаміки необресорених мас екіпажу

4) Порівняльні характеристики динамічних якостей локомотива нового покоління і ВЛ10

5) Силова характеристика типового і модернізованого ресорного підвішування локомотива ВЛ10

6) Навантаження при згині при змінених параметрів ресорного підвішування

7) Значення статичного прогину листової ресори при змінених деяких параметрів листової ресори

8) Коефіцієнти вертикальної динаміки при змінених деяких параметрів листової ресори

9) Значення теоретичної і динамічної жорсткості із зміненими параметрами листової ресори

#### 5. Перелік питань до розробки та термін виконання

Назва розділу магістерської роботи	Термін виконання	Обсяг розділу, %
Аналіз проблем взаємодії рухомого складу і колії Аналіз досліджень і технічних рішень по динаміці	14.10.2020 р.	30
Розрахункова схема і математична модель екіпажної частини локомотива ВЛ10 Розрахунки динамічних характеристик	10.11.2020 р.	30
Вплив сил тертя в листових ресорах на динаміку локомотива Поліпшення динамічних показників локомотива ВЛ10 шляхом його модернізації	05.12.2020 р.	40

Дата видачі завдання 20 вересня 2019 р.

Керівник магістерської роботи \_\_\_\_\_

Б. Є. Боднар

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_

А. М. Щуцький

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	5
1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ ВЗАЄМОДІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ І КОЛІЇ .....	7
1.1 Аналіз досліджень, які присвячені динаміці рухомого складу і колії.....	7
1.2 Аналіз технічних рішень, що підвищують динамічні якості рухомого складу .....	9
2 ДИНАМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ЕЛЕКТРОВОЗА ВЛ10 .....	12
2.1 Розрахункова схема і параметри екіпажної частини локомотива ВЛ10 ....	12
2.2 Математична модель динаміки екіпажної частини локомотива ВЛ10 .....	17
2.3 Взаємодія залізничної колії на екіпажну частину локомотива ВЛ10 .....	22
3 МЕТОДИ І РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОКОМОТИВА ВЛ10 .....	30
3.1 Метод визначення модуля частотної передавальної функції .....	30
3.2 Результати розрахунків динамічних характеристик локомотива ВЛ10 .....	35
3.3 Вплив сил тертя в листових ресорах на динаміку локомотива .....	48
4 ПОЛІПШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ЛОКОМОТИВА ВЛ10 ШЛЯХОМ ЙОГО МОДЕРНІЗАЦІЇ .....	59
4.1 Динамічні характеристики локомотива ЕП2К .....	59
4.2 Розрахунок характеристик компенсуючого пристрою, який покращує динамічні якості локомотива ВЛ10 .....	63
4.3 Зміна параметрів листової ресори локомотива ВЛ10 .....	69
ВИСНОВКИ .....	80
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ .....	82

					<i>0032.190379.000.04MP.ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
<i>Розроб.</i>		<i>Щуцький</i>			<i>Поліпшення динамічних показників тягового рухомого складу</i>	Літ.	Арк.	Аркушів
<i>Перевір.</i>		<i>Боднар</i>					4	84
<i>Реценз.</i>						<i>ДНУЗТ, зр. ЛГ1921</i>		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Колодій</i>						
<i>Затверд.</i>								

## РЕФЕРАТ

Дипломна магістерська робота складається із пояснювальної записки та графічної частини. Пояснювальна записка складається із чотирьох розділів на 84 сторінках і налічує 26 ілюстрацій, 12 таблиць і 26 літературних джерела.

Об'єктом дослідження в магістерській роботі є динамічні показники тягового рухомого складу, а предметом – ресорне підвішування локомотива ВЛ10.

Метою роботи є поліпшення динамічних показників тягового рухомого складу за рахунок модернізації ресорного підвішування.

Проведено аналіз досліджень щодо вдосконалення динамічних властивостей локомотивів.

Сформована математична модель вертикальних коливань локомотива.

Досліджено вплив сил тертя в фрикційних елементах ресорного підвішування на взаємодію екіпажної частини локомотива з колією.

Було запропоновано удосконалення ресорне підвішування локомотива ВЛ10.

Результати роботи можуть бути застосовані при проектуванні нових локомотивів, а також при модернізації існуючих.

Ключові слова: ДИНАМІКА, ДИНАМІЧНІ ПОКАЗНИКИ, ВЕРТИКАЛЬНІ КОЛИВАННЯ, РЕСОРНЕ ПІДВІШУВАННЯ, ЛИСТОВА РЕСОРА, СТАТИЧНИЙ ПРОГІН, НАВАНТАЖЕННЯ НА ЗГІН, ЖОРСТКІСТЬ.

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВСТУП

В роки незалежності України внаслідок росту економіки і інтеграції в міжнародний економічний простір збільшується попит в здійсненні перевезень, в тому числі і на залізничному транспорті.

В даний час не ведуться великі закупки локомотивів і внаслідок цього з кожним роком старіє експлуатаційний локомотивний парк. Тому залізниці забезпечують перевезення зростаючих обсягів вантажо- і пасажиропотоків без помітного і збільшеного оновленого парку тягового рухомого складу. Підвищення конкурентоздатності залізничних перевезень стосовно інших видів транспорту, а також проходження через межі території України багатьох транспортних вузлів вимагають необхідності продовження терміну служби локомотивів. При цьому стоїть задача збереження, а в деяких випадках і покращення його експлуатаційних характеристик. В процесі експлуатації тягового рухомого складу змінюються його характеристики, які пов'язані із зносом контактуючих поверхонь вузлів тертя, втратою характеристик демпферів, гумових і гумовометалічних деталей. Це, як правило, призводить до зростання показників динаміки і обмеження швидкості руху локомотива.

Швидке, якісне і дуже ефективне вирішення цих задач, які постають перед залізничним транспортом, неможливо виконати без модернізації і покращення конструкції локомотивів, застосування нових технічних рішень для покращення динамічних показників і відповідності конкретним умовам експлуатації. При цьому модернізація екіпажної частини тягового рухомого складу має бути направлено на підвищення динамічних показників локомотивів, щоб вони не поступались своїми характеристикам рухомому складу нового покоління.

Основним напрямком, який забезпечує безпеку руху, поліпшення і стабілізацію динамічних якостей рухомого складу, є встановлення раціональних допусків на утримання вузлів екіпажу і його модернізація.

*Ціллю магістерської роботи є поліпшення динамічних показників тягового*

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рухомого складу за рахунок модернізації ресорного підвішування.

Питання оптимізації параметрів вирішуються з урахуванням динамічних навантажень, що діють на екіпажної частини, і впливу демпфуючих сил в системі підвішування.

Для досягнення зазначеної мети були поставлені такі завдання:

- 1) провести аналіз досліджень щодо вдосконалення динамічних властивостей локомотивів;
- 2) сформулювати математичну модель вертикальних коливань локомотива;
- 3) дослідити вплив сил тертя в фрикційних елементах ресорного підвішування на взаємодію екіпажної частини локомотива з колією;
- 4) удосконалити ресорне підвішування локомотива;

*Об'єкт дослідження:* динамічні показники тягового рухомого складу.

*Предмет дослідження:* ресорне підвішування локомотива ВЛ10.

*Методи дослідження:* були використані теорії ймовірності і математичної статистики, матричної алгебри, основні положення і методи аналітичної механіки, і статистичної динаміки екіпажів. Розрахунки і аналіз результатів дослідження приводились із застосуванням обчислювальної техніки: для роботи з масивами використовував Matlab, а також редактор електронних таблиць Microsoft Excel.

*Науковою новизною* у даній роботі є уточнена математична модель, яка характеризує нерівності колії із врахуванням його теперішнього стану.

*Практичне цінність роботи* полягає в наступному:

- 1) обґрунтована ефективність модернізації екіпажної частини морально застарілого рухомого складу і створення ресорного підвішування на основі принципу зовнішніх сил;
- 2) запропонований метод розрахунків показників динамічних якостей при взаємодії рухомого складу і колії із врахуванням теперішнього стану колії і різних умов експлуатації;
- 3) визначені значення конструктивних параметрів, які забезпечують покращення динамічних показників локомотива.

					0032.190379.0000.04MP.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

# 1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ ВЗАЄМОДІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ І КОЛІЇ

## 1.1 Аналіз досліджень, які присвячені динаміці рухомого складу і колії

Динамічна взаємодія рухомого складу і колії, динамічні якості рухомого складу в чималій степені залежать від їх дисипативно-пружних і інерційних характеристик. В процесі глибоких досліджень руху рухомого складу по залізничній колії формувались основні напрямки, по яких розвивалась наука про динаміку рухомих складів. Це, зокрема, взаємодія екіпажу і колії при його русі в кривих ділянках колії, коливанні надресорного підвішування локомотива в вертикальній площині, динаміка тягового приводу.

Для дослідження динамічних процесів в коливанні в системі «екіпаж-колія» використовують різні методи:

- уточнення лінійних рівнянь (В. К. Гарг, М. Л. Коротенко, Ю. В. Дьомін);
- повна нелінійна постановка (Д. Калкер, Г. П. Бурчак, В. Д. Хусидов);
- гіпотеза сил, які виникають внаслідок контакту колеса з рейкою лінійних рівнянь Ф. Картера.

Великий вклад в рішення проблем модернізації рухомого складу внесли вітчизняні вчені: Беляєв А. І., Бірюков І. В., Бурчак Г. П., Веріго М. Ф., Галієв І. І., Доронін С. В., Камаєв В. А., Коган А. Я., Крепгорський С. С., Кудрявцев М. М., Лазаряна В. А., Мещеряков В. Б., Нехаєв В. А., Пахомов М. П., Погорєлов Д. Ю., Смальов А. М., Ушкалов В. Ф., Шахуняц Г. М., Медея В. Б. і також іноземні вчені: Гарг В. К. і Дуккіпаті Р. В..

В теперішній час використовують наступні підходи для дослідження коливань залізничних екіпажів:

- випробування шляхом реальних динамічних досліджень рухомого складу;
- теоретичні дослідження за допомогою численних чи аналітичних методів шляхом математичного моделювання коливань екіпажів;
- комп'ютерне моделювання динаміки екіпажів.

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В зв'язку із складністю питань динаміки залізничного рухомого складу розвиток і модернізацію отримав метод випробування шляхом реальних досліджень. По результатам цих досліджень здійснюється оцінка динамічних показників рухомого складу. Сучасна вимірювальна і обчислювальна техніка дозволяє проводити такі випробування на високому рівні.

В дослідженнях динаміки рухомого складу і його взаємодії з колією є декілька основних напрямків. Це аналітичні методи дослідження, методи, які засновані на численному інтегруванні диференціальних рівнянь. До появи сучасних обчислювальних засобів в теоретичних дослідженнях коливань рухомого складу переважали аналітичні і графічні методи вирішення тих чи інших задач. Розвиток обчислювальної техніки призвело до широкого поширення численних методів вирішення задач і помітного витіснення аналітичних методів дослідження.

При всіх перевагах цих методів випробування застосовують тільки на сучасному рухомому складі. В більшості цих випадків такі дослідження виконують лише для екіпажів, які планують випустити в серійне виробництво для того щоб відгладити параметри динамічних процесів, якщо виникає така необхідність.

Математичні моделі зазвичай застосовують при дослідженнях просторових коливань рухомого складу можна розділити на стохастичні і детерміновані. В стохастичних моделях зовнішня сила і параметри системи є випадковими. Математичний апарат теорії випадкових функцій, який використовують для вирішення задач цього класу, дозволяє по відомим спектральним площинам визначати функції спектральних площинах вихідних динамічних процесів. Однак застосований математичний апарат дозволяє достатньо просто оперувати з лінійними системами. При вирішенні нелінійних систем диференціальних рівнянь необхідно вдаватись до методів гармонічної лінеаризації.

Стохастичні моделі для дослідження коливань рухомого складу використовувались в роботах Грачова Л. О. [1], Коган А. Я. [2], Савоськин А. М. [3].

Більш широке поширення в дослідженнях коливань рухомого складу

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

отримали детерміновані моделі. В цих моделях відомі значення параметрів або їх функції, які залежать від переміщень чи швидкостей вузлів моделі. Зовнішні сили в детермінованих моделях задають або відомими функціями, або реальними нерівностями, які зафіксовані на експлуатаційних ділянках колії. Детерміновані моделі дозволяють досліджувати поведінку нелінійних механічних систем, яким є рухомий склад. Їх використовують переважно при вирішенні задач, які пов'язані із дослідженням процесів, які відбуваються в вузлах і елементах екіпажу, при дослідженнях його поведінки при русі в стрілочних переводах і кривих, а також при оцінці впливу на екіпаж різноманітного поєднання нерівностей в профілі.

Детерміновані моделі широко використовувались в роботах Вертинського С. В. [4], Михайльченка Г.С. [5].

Детальні дослідження по визначенню коливань рухомого складу і колії виконані в роботі Кудрявцева М. М. [6]. Розроблена ним класифікація нерівності колії використовується багатьма вченими. Аналіз багатьох робіт по динаміці рухомого складу показує, що на основі застосування детермінованих напружень були успішно вирішено багато питань вибору раціональних параметрів ресорного підвішування і динамічного напруження ходових частин.

Роботи Веріго М. Ф. [7], Крепгорського С. С. [8] і Медея В.Б. [9] поклали початок дослідженню вертикальних коливань в ймовірної поставленої задачі. Теоретичні питання статистичної динаміці розвивав Ушкалов В. Ф. [12], який приймав участь і займався обробкою і аналізом отриманих експериментальної інформації.

Жуковський М. Є. [10] досліджував коливання тягового рухомого складу як механічну систему з декількома степенями вільності.

## **1.2 Аналіз технічних рішень, що підвищують динамічні якості рухомого складу**

Невідповідність сучасним вимогам динамічних якостей ходової частини тягового рухомого складу є однією із причин, які перешкоджають збільшенню ефективності і конкурентоспроможності залізничного транспорту. Його плавність

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ходу і безпека руху забезпечують за допомогою ресорного підвішування, яке дозволяє виключити безпосередню взаємодію верхньої будови екіпажної частини і колії. На початковому етапі експлуатації залізничного транспорту в якості амортизуючих пристроїв використовували ресорні комплекти з фрикційними елементами. Для локомотивів, в даному випадку, використовували пружини і листові ресори. По мірі розвитку залізничного транспорту в якості ресорного підвішування стали використовувати торціони, кільцеві пружини, гумо металічні ресори і амортизатори, пневматичні ресори і т. д. [11]. У всіх цих перерахованих систем ресорного підвішування є плюси і мінуси, які суттєвим своїм недостатком виключає можливість його в певних умовах експлуатації рухомого складу.

Пружне ресорне підвішування найбільше часто зустрічається, так як воно дає змогу давати вирішення багатьом задачам по амортизації екіпажа. Його застосування може забезпечувати ефективну роботу рухомого складу в складних умовах при змінюючих навантаженнях, частоті впливу і температурі. Пружини легко виготовляти в масштабному виробництві і вони мають високі властивості зносостійкості і довговічності. Проте є суттєвий мінус в використанні ресорного підвішування – це великі габарити. Також крім великих габаритів суттєвим мінусом є відносно малі показники при забезпеченні значних статичних прогинів і можуть мати в залежності від стану поверхні листів низькі демпфуючі властивості. Застосування в якості амортизуючих пристроїв гумометалевих елементів забезпечує компактність ресорного підвішування, а завдяки внутрішньому тертю суттєво зменшує амплітуду високочастотних прискорень, які передаються від необресореної частини екіпажа на надресорну частину. Проте є обмеження по показникам стиснення і зсуву.

При дослідженні динамічних показників рухомого складу відмічають їх погіршення при використанні фрикційних гасників коливань, принцип яких складається в використанні сил сухого тертя. Зокрема це відноситься не тільки до листової ресори, але і до інших видів фрикційних гасників коливань, наприклад, клинових систем, які використовуються для розсіювання енергії коливань вантажних вагонів. При наявності в ресорному підвішуванні листових ресор

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

частота власних коливань надресорної будови в загальному випадку залежить від амплітуд коливань і тертя в ресорах, що є наслідком змінної жорсткості в підвішуванні, яке залежить від прогину листової ресори. Крім цього, спостерігається схильність до виключення з роботи листових ресори при зниженні рівня коливальних процесів. Це ж характерно для ресорного підвішування вантажних вагонів, особливо помічається при їх русі в порожньому стані.

В сучасних локомотивах найбільше використовують гумові, гумо металічні елементи амортизації. Проте, в більшості випадків, гумові елементи працюють в умовах змінних навантажень і складних деформацій, які не витримують встановлений термін служби. Головним критерієм працездатності і довговічності гумових елементів являються їх фізико-хімічні властивості. Відносно мала межа міцності при розриві, не висока морозо- і теплостійкість, накопичення залишкової деформації, мала зносостійкість й інші причини створюють перешкоди для довговічності гумометалічних елементів.

В теперішній час найбільш перспективним варіантом використання є застосування поліуретанових еластомерів, які являються своїми характеристиками пружними матеріалами, які володіють більш високою міцністю, хорошою зносостійкістю і меншою схильністю до накопичення залишкових деформацій при збереженні кращих якостей гумових елементів. Це дає можливість використовувати матеріали у навантажених вузлах. Всі ці методи покращення динамічних властивостей тягового рухомого складу являються більше конструктивними вирішеннями проблем. Основною ж проблемою низьких динамічних показників тягового рухомого складу застарілих серій являється їх висока чутливість до високочутливого впливу колії, яке безпосередньо сприймається необресореної масою і передається через ресорне підвішування верхній будові екіпажній частині. В певній мірі цю проблему вирішують заміною елементів, які використовують в ресорному підвішуванні. Тому, необхідно вибирати інший підхід для вирішення проблеми динамічної взаємодії рухомого складу і колії.

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2 ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕКТРОВОЗА ВЛ10

### 2.1 Розрахункова схема і параметри екіпажної частини локомотива ВЛ10

Екіпажна частина локомотива при русі по колії являє собою нелінійну динамічну механічну систему, елементи якої мають пружні, дисипативні і інерційні властивості. При вирішенні задач динаміки виділяють декілька етапів, при яких розглядають коливальні процеси з великим числом степенів свободи:

- ідеалізація динамічних властивостей системи екіпаж-колія;
- вибір розрахункової схеми і відповідного числа степенів свободи системи із врахуванням можливих обмежень переміщень її окремих елементів;
- складання математичної моделі ідеалізованої коливальної системи екіпаж-колія;
- вибір методів дослідження математичної моделі і їх реалізація;
- аналіз отриманих результатів.

Коли виконується розрахунок, математична модель взаємодії екіпажа і колії повинна відображати найбільш суттєві характеристики досліджуваної динамічної системи і протікаючій в ній процесів. При цьому для спрощення розрахунків і зменшення трудомісткості розрахунків деколи приймають певні допущення, які дозволяють не враховувати деякі параметри і взаємне переміщення елементів. Такі допущення будуть виглядати таким чином:

1) рух екіпажу розглядається в режимі вибігу, тобто з постійною швидкістю без сили тяги і гальмування, на прямій ділянці колії з пружно-дисипативними властивостями;

2) для опису властивостей шляху приймається його дискретна модель, тобто параметри задаються у вигляді значень, приведеній до кожної колісної пари в точці контакту колеса і рейки;

3) розглядається рух однієї чотирьохвісній секції з незв'язаними візками, тобто осьова формула ( $2o - 2o$ );

4) кузов, візки і не обресорені елементи екіпажа рахуються абсолютно

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

твердими тілами;

5) в вертикальній площині колісні пари здійснюють коливання разом із рейками на основі гіпотези безвідривного руху для деякого інтервалу швидкостей руху екіпажа;

б) властивості коливань в повздовжньому і поперечному напрямку враховується на основі використання апроксимації експериментальних даних, отриманих на випробуванні реального рухомого складу Беляєва А. І. [13].

З врахуванням всіх вказаних допущень екіпажну частину локомотива при дослідженні коливальних процесів окремих його елементів можна відобразити у вигляді системи інерційно не деформуючих тіл, які зв'язані між собою без інерційно пружно-дисипативними зв'язками. Напруження зі сторони колії передається безпосередньо на необресорені маси екіпажа, тобто колісні пари.

Виходячи із цілі магістерської роботи прийнято плоска розрахункова схема екіпажу із чотирнадцятьма степенями свободи (рис. 2.1), яка відображає основні структурні, геометричні і кінематичні властивості його конструкції. Для проведення розрахунків в моделі введені наступні позначення:

$z_k$  – вертикальне переміщення кузова;

$\varphi$  – кутове переміщення кузова;

$z_{mk}$  – вертикальне переміщення  $k$ -го візка;

$\varphi_k$  – кутове переміщення  $k$ -го візка;

$q_i$  – вертикальне переміщення листових ресор, які знаходяться на  $i$ -му візку;

$z_i$  – вертикальне коливання  $i$ -го візка;

$z_{ni}$  – вертикальне коливання ділянки колії, на якому  $i$ -та колісна пара;

$\eta_i$  – випадкова функція нерівності рейки під  $i$ -го візка.

Позначення  $k = 1, 2$  і  $i = 1, 2, 3, 4$  – це позначення візків і колісних пар по локомотиві.

Порівняно з плоскою розрахунковою схемою (рис. 2.6) ще чотири степені свободи з'являються внаслідок врахування коливань листових ресор, які використовують для розсіяння енергії коливань, які виникають в буксовому

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

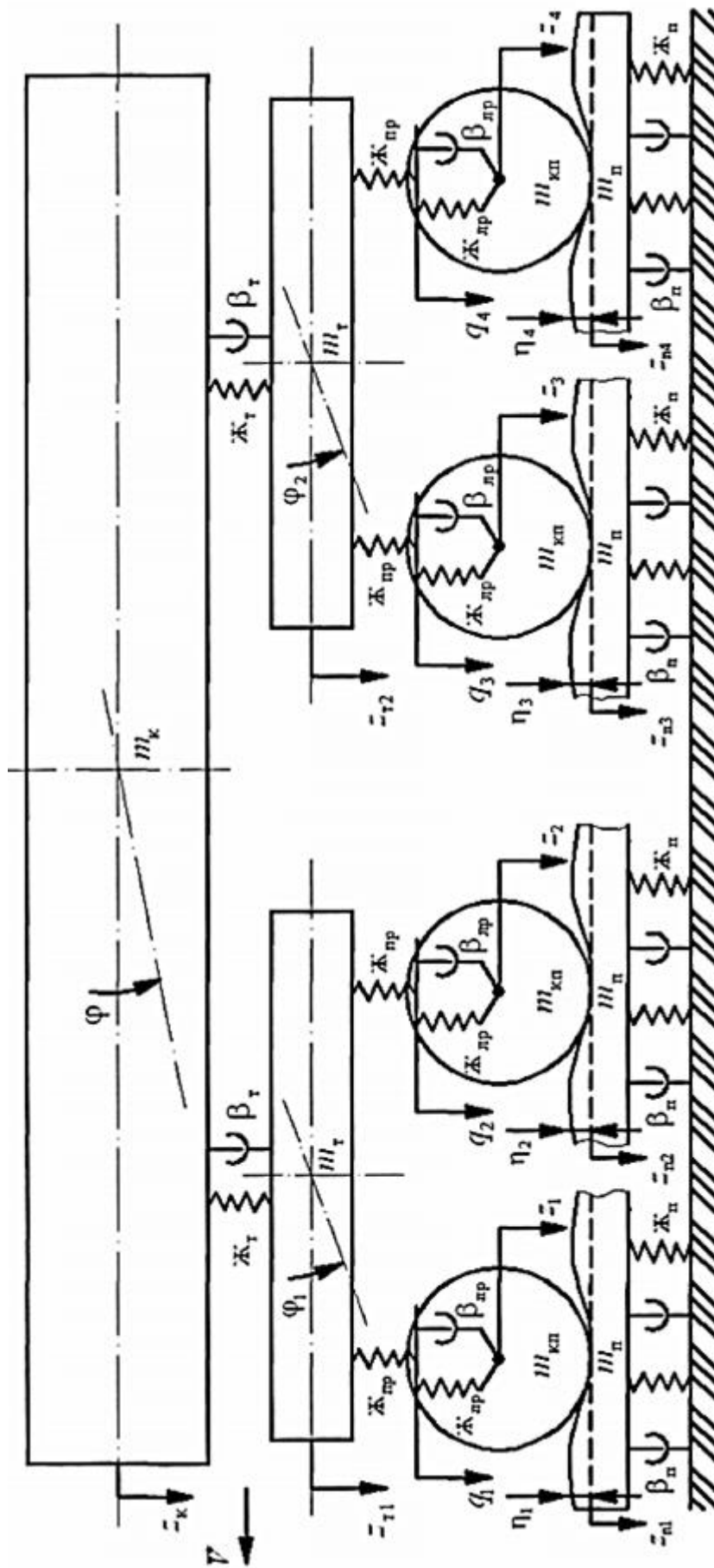


Рисунок 2.1 - Розрахункова схема плоскої моделі локомотива ВЛ10

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.190379.000.04МР.ПЗ

Арк.

14

підвішуванні і зв'язаних разом з них буксових пружин. Це характерна перевага для тягового рухомого складу попереднього покоління [11], який широко використовується і в теперішній час, особливо на Львівській залізниці. Буксові пружини включені в послідовно разом із листовими ресорами, тому елементи першої ступені ресорного підвішування можуть коливатись незалежно не тільки від рами візка, а і від букси колісної пари.

При аналізі коливань мас ресорного підвішування необхідно враховувати розподіл інерційних властивостей по всій довжині елементів, адже найбільше відхилення від положення рівноваги досягаються на максимальній відстані від місця кріплення пружини до візка і листової ресори до букси. В роботі [14] листову ресору розглядають як балку, яка згинається відносно поперечній осі для вирішення задачі коливань пружини вздовж її осі.

Пружно-дисипативні характеристики елементів буксового підвішування варто завжди враховувати в розрахунках. Це буде актуально при використанні листових ресор, які включені послідовно з пружинами для розсіяння енергії коливань в вертикальній площині. Адже властивості екіпажу можуть суттєво змінюватись при заклинюванні листових ресор. Така сама проблема може бути при порушенні роботи гідравлічних гасників коливань, які використовують в сучасному рухомого складі.

Для вирішення задачі статистичної динаміки екіпажа локомотива серії ВЛ10, у якого для гасіння коливань в буксовому ступені підвішування використовують листові ресори, приведені необхідні параметри екіпажу і колії, використаних в розрахунках.

Інерційні характеристики елементів екіпажу:

$m_k$  – маса кузова;  $m_k = 4,83 \text{ тс} \cdot \text{с}^2/\text{м}$ ;

$m_m$  – маса обресорених частин кожного візка,  $\text{тс} \cdot \text{с}^2/\text{м}$ ;  $m_m = 1,03 \text{ тс} \cdot \text{с}^2/\text{м}$ ;

$m_{кп}$  – маса необресорених частин екіпажу на одну колісну пару  $\text{тс} \cdot \text{с}^2/\text{м}$ ;

$m_{кп} = 0,663 \text{ тс} \cdot \text{с}^2/\text{м}$ ;

$J_k$  – момент інерції кузова,  $\text{тс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ ;  $J_k = 90 \text{ тс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ ;

$J_m$  – момент інерції візка,  $\text{тс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ ;  $J_m = 1,62 \text{ тс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ .

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Маси тіл рахуються в центрі їх мас, моменти інерцій задані відносно поперечної осі, яка проходить через центр мас відповідного тіла.

Пружні характеристики елементів екіпажу:

$\mathcal{J}_m$  – жорсткість центральної ступені підвішування одного візка, тс/м;

$$\mathcal{J}_m = 194 \text{ тс/м};$$

$\mathcal{J}_{np}$  – жорсткість пружин буксового ресорного комплексу однієї колісної пари, тс/м;  $\mathcal{J}_{np} = 1100 \text{ тс/м};$

$\mathcal{J}_{лр}$  – жорсткість листових ресор колісної пари, тс/м;  $\mathcal{J}_{лр} = 244 \text{ тс/м}.$

Дисипативні характеристики елементів екіпажу:

$\beta_m$  – коефіцієнт в'язкого тертя в центральній ступені підвішування, тс·с/м;  $\beta_m = 15,54 \text{ тс·с/м};$

$\beta_{лр}$  – коефіцієнт в'язкого тертя в листовій ресорі, тс·с/м;  $\beta_{лр} = 6,15 \text{ тс·с/м}.$

Геометричні параметри екіпажу:

$2l = 7$  – база кузова, м;

$2b = 3$  – база візка, м.

Значення пружних і дисипативних характеристик прийняті для коливання в вертикальній площині. Величина  $\beta_m$  визначена як 0,3 долі від критичного значення згідно виразу [45]:

$$\beta_{кр} = 2\sqrt{m_2 \mathcal{J}_m} \quad (2.1)$$

де  $m_2$  – маса кузова і обресореної частини візка, яке приходить на пару її ресорних комплектів.

Значення  $\beta_{лр}$  розраховано по методиці, яка запропонована професором Бать М. Й. [53]:

$$\beta_{лр} = \frac{4 \ln \sqrt{\frac{1+\psi}{1-\psi}}}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2 \sqrt{\frac{1+\psi}{1-\psi}}}} \sqrt{m_1 \mathcal{J}_\sigma} \quad (2.2)$$

									0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
										16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

де  $m_1$  – маса обресорених і необресорених частин візка, яке приходиться на колісну пару, а також самої колісної пари і приведений до неї маси колії;

$ж_б$  – жорсткість буксового ресорного комплексу в розрахунку на одну колісну пару з врахуванням послідовного з'єднання буксових пружини листових ресор:

$\psi = 0,3$  – середнє значення коефіцієнта відносного тертя листових ресор.

$$ж_б = \frac{ж_{пр} ж_{лр}}{ж_{пр} + ж_{лр}} \quad (2.3)$$

При виконанні розрахунків були задані наступні числові значення параметрів колії в розрахунку на одну колісну пару екіпажу відповідно для літніх і зимових умов експлуатації:

$m_n$  – «приведена» маса колії,  $тс \cdot с^2/м$ ;  $m_n = 0,05 тс \cdot с^2/м$ ;

$\beta_n$  – приведений коефіцієнт в'язкого тертя в колії,  $тс \cdot с/м$ ;

$\beta_n = 23;46 тс \cdot с/м$ .

## 2.2 Математична модель динаміки екіпажної частини локомотива ВЛ10

Для створення диференційного рівняння динаміки екіпажу при його русі при постійній швидкості з пружно-дисипативними властивостями можна використати рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\delta T}{\delta \dot{q}_i} \right) - \left( \frac{\delta T}{\delta q_i} \right) + \frac{\delta \Phi}{\delta \dot{q}_i} + \frac{\delta \Pi}{\delta q_i} = Q_i, i=1, \dots, 14 \quad (2.4)$$

де  $T$  – кінетична енергія екіпажу і колії;

$\Pi$  – потенціальна енергія системи;

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



На величину деформації центральної ступені підвішування впливають не тільки вертикальні переміщення кузова і візка, але і кутового переміщення кузова.

І це ж саме відносяться до деформацій буксових пружин, на які впливають кутові переміщення візків. Внаслідок цього деформації різних ресорних комплектів буде відрізнятись, це буде позначатись відповідним знаком і напрямку кутових координат.

Деформації центральної ступені підвішування:

$$\Delta_{m1} = z_k + l\varphi - z_m \text{ - для першого візка;}$$

$$\Delta_{m2} = z_k + l\varphi - z_m \text{ - для другого візка.}$$

Деформації буксових пружин:

$$\Delta_{np1} = z_{m1} + b\varphi_1 - q_1 \text{ - для першої колісної пари;}$$

$$\Delta_{np2} = z_{m1} - b\varphi_1 - q_2 \text{ - для другої колісної пари;}$$

$$\Delta_{np3} = z_{m2} + b\varphi_2 - q_3 \text{ - для третьої колісної пари;}$$

$$\Delta_{np4} = z_{m2} - b\varphi_2 - q_4 \text{ - для четвертої колісної пари.}$$

Решта деформацій зв'язків визначаються лише вертикальними переміщеннями з'єднаних елементів системи:

Деформації листових ресор:

$$\Delta_{lp1} = q_1 - z_1 \text{ - для першої колісної пари;}$$

$$\Delta_{lp2} = q_2 - z_2 \text{ - для другої колісної пари;}$$

$$\Delta_{lp3} = q_3 - z_3 \text{ - для третьої колісної пари;}$$

$$\Delta_{lp4} = q_4 - z_4 \text{ - для четвертої колісної пари.}$$

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Деформації верхньої будови колії співпадають із його узагальненими координатами:

$$\Delta_{n1} = z_1 - \eta_1 \quad \text{— для першої колісної пари;}$$

$$\Delta_{n2} = z_2 - \eta_2 \quad \text{— для другої колісної пари;}$$

$$\Delta_{n3} = z_3 - \eta_3 \quad \text{— для третьої колісної пари;}$$

$$\Delta_{n4} = z_4 - \eta_4 \quad \text{— для четвертої колісної пари.}$$

Для початку потенціальну енергію колії і екіпажа можна розглянути окремо. В цьому випадку відносно двох отриманих підсистем будуть діяти зовнішні сили натиснення колісних пар на рейки зі сторони екіпажу і реакцію рейки на сам екіпаж із сторони колії. Тому треба виразити потенціальну енергію цих двох сил.

Потенціальна енергія досліджуваної системи рівна сумі потенціальних енергій екіпажу і колії:

— для екіпажу:

$$\Pi_e = \frac{1}{2} \omega_m \sum_k \Delta_{mk}^2 + \frac{1}{2} \omega_m \sum_i \Delta_{npi}^2 + \frac{1}{2} \omega_{lp} \sum_i \Delta_{lpi}^2 - \sum_i N_i z_i; \quad (2.6)$$

— для верхньої будови колії

$$\Pi_n = \frac{1}{2} \omega_n \sum_i \Delta_{ni}^2 + \sum_i P_i z_i, \quad (2.7)$$

де  $P_i$  і  $N_i$  — тиск  $i$ -ї колісної пари на рейки і відповідну йому реакцію рейки, причому  $P_i = N_i$ .

Потенціальна енергія всієї системи має вигляд:

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



В системі (2.10) перші дві нерівності відносять до лінійних і кутових переміщенням кузова відповідно. Наступні дві нерівності для лінійних і кутових переміщень включають по дві нерівності кожна: для першого і другого візка, позначені індексом  $k$ . П'ята нерівність, описуюча коливання листових ресор, включає в себе чотири нерівності для кожної із узагальнених координат  $q_i$ , при цьому індекс  $k$ , що відповідає певній координаті візка можна визначити за допомогою виразу  $k = 2i + 1 - (-1)^i / 4$ . Остання нерівність відповідає коливанням чотирьох колісних пар, в них входить напруження із сторони колії.

### 2.3 Взаємодія залізничної колії на екіпажну частину локомотива ВЛ10

При дослідженні задач аналізу динаміки залізничної колії чи процесів взаємодії колії і рухомого складу вибирають дві його моделі: безперервна і дискретна.

Безперервна (континуальна) модель колії (рис. 2.3), використовують в основному задля дослідження сталих коливань, розглядають колію як систему із безперервно розподіленою по всій його довжині параметрів, при цьому рейку вважають балкою безкінечної довжини. Існує кілька варіантів представлення рейки на під рейкової основі. На першому, рейку представляють на пружній однорідній основі (рис. 2.3, а). Насправді колія має пружно-переривчасту основу (рис. 2.3, б). Якщо замінити таку схему до більш реальної, то це покаже різницю в значенні напруження в рейці на 2 – 4%. Останній ж варіант (рис. 2.3, в) розглядає колію як балки перетину на точкових опорах, проте в цьому варіанті різниця між першою схемою в напруженості досягне 5 – 7%.

Насправді двосторонніми реакціями основа залізничної колії не володіє, так як ні баласт, ні ґрунт на розтягнення не працюють. В протилежному русі колії сприяють його маса, а також маса опор, якщо рейки до них щільно притягнуті. Однак прийняте допущення не вносить суттєвих неточностей в

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

визначення розрахункових значень впливів навантажень на колії, оскільки в зонах дії розрахункових згинальних моментів, тисків на опору і прогинів рейки відбувається пружне стиснення основи [16].

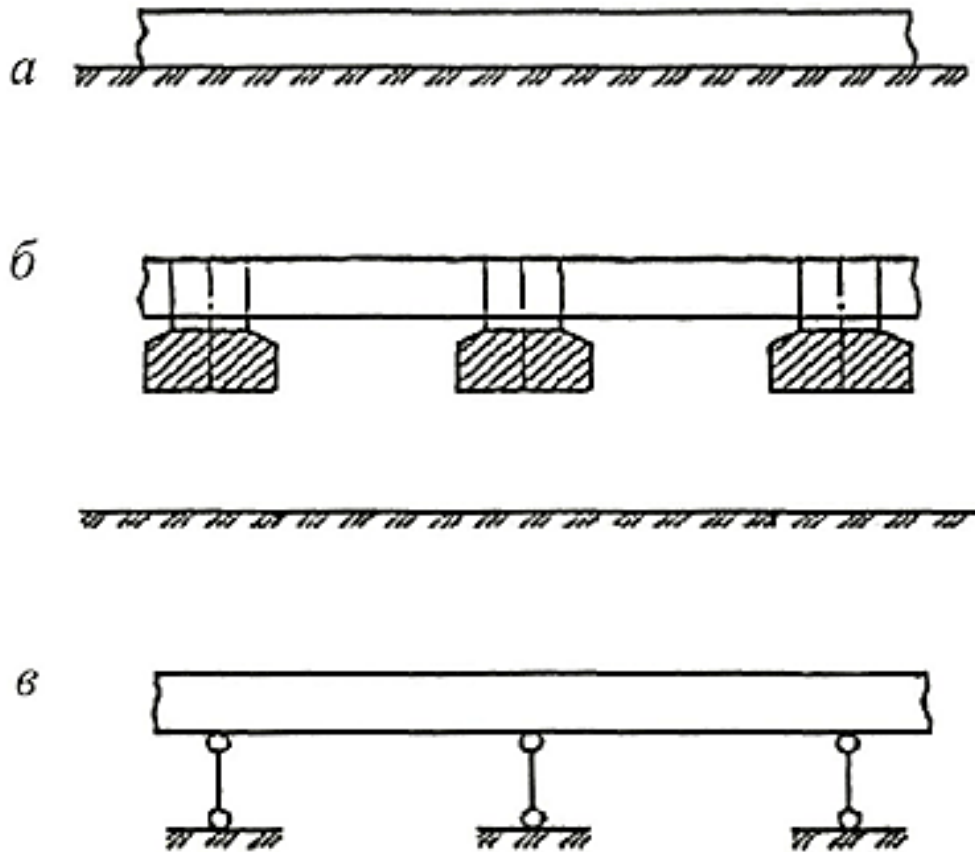


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема рейки як безперервної балки: на суцільній пружній основі (а); на пружно-переривчастій основі (б); на точкових опорах (в)

Найбільш частіше застосовують модель колії згідно теорії Фуса-Винклера у вигляді балки на суцільній пружній основі (рис. 2.3, а), яке характеризується тим, що прогин з'являється в ньому в точці, де прикладається сила (рис. 2.4). До основних параметрів такої моделі відносять погонну масу  $m_n$ , коефіцієнт постелі основи (модуль пружності основи колії під рейкою)  $U$  (також позначають  $\kappa_n$ ), погонним коефіцієнтом демпфування  $\beta_n$  і жорсткістю рейки на згин  $EJ$ , де  $E$  – модуль пружності і  $J$  – момент інерції поперечного перетину рейки.

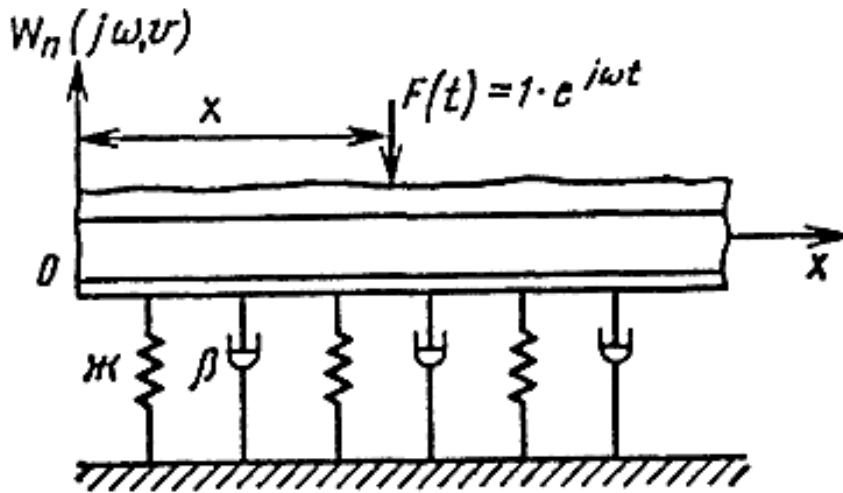


Рисунок 2.4 – Безперервна (континуальна) модель колії

Вирішуючи задачу про прогин рейки використовуючи схему на рис. 2.4, при русі єдиної гармонічної сили з заданою постійною швидкістю  $v$ , можна отримати вираз для динамічної гнучкості колії і оберненій їй величині – динамічній жорсткості, яке описує пружні, дисипативні і інерційні властивості колії в задачах сталих коливань. Враховуючи, що сила є нормованою, достатньо отримати вираз для частотної функції, яка передається прогину колії в точці, де ця сила прикладається з пульсуючою частотою  $\omega$  і швидкістю  $v$ :

$$W_n(j\omega_1, v_1) = z_n^{cm} \mu_k^{\frac{3}{4}} \left\{ 1 - \frac{3}{8} v_1^2 \mu_k^{\frac{1}{4}} \cdot \left[ 1 - \frac{5}{3} (1 - \delta^2) \mu_k \right] \right\}, \quad (2.11)$$

де  $z_n^{cm}$  – статичний прогин колії від одиничного значення нерухомої сили;

$v_1$  – безрозмірна швидкість переміщення сили.

При ( $v=0$ ):

$$z_n^{cm} = \left[ 2\sqrt{2} (U^3 EJ)^{0.25} \right]^{-1}, \quad (2.12)$$

$$v_1 = v \sqrt[4]{m_n^2 [UEJ(1 - \delta^2)]^{-1}}. \quad (2.13)$$

Комплексний динамічний коефіцієнт  $\mu_K$  при дії нерухомої гармонічної сили з частотою  $\omega$ :

$$\mu_K = (1 - \omega_1^2 + 2j\omega_1\delta), \quad (2.14)$$

де  $\omega_1$  – безрозмірна частота;

$\delta$  – відносне загасання в колії.

$$\omega_1 = \omega \sqrt{\frac{m_n}{U}}. \quad (2.15)$$

$$\delta = \frac{\beta_n}{2\sqrt{m_n U}}. \quad (2.16)$$

Якщо  $v_I = 1$ , то швидкість рівна своєму критичному значенню:

$$v = v_{кр} = 4 \sqrt{\frac{UEJ(1 - \delta^2)}{m_n^2}}. \quad (2.17)$$

При такій швидкості рухаючи постійна сила виникає у випадку, коли  $\delta = 0$  необмежений прогин, тобто система стає не стійкою.

При існуючих параметрах колії критична швидкість складає більше 1000 км/год. Реальні швидкості руху локомотивів знаходяться в межах  $0 \leq v_I \leq 0,1 \div 0,2$  (до 300 км/год), тому формула (2.13) дає точний результат [11].

Динамічність жорсткість визначається як величина обернена динамічній гнучкості колії, тому її можна виразити через частотну передавальну функцію прогинів:

										Арк.
										25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.190379.0000.04 МР.ПЗ					

$$\mathcal{H}_n(j\omega_1, \nu_1) = \frac{1}{W(j\omega_1, \nu_1)} \cdot \quad (2.18)$$

В дискретній моделі властивості колії являють собою параметри, які приведені до точки контакту колеса і рейки. Основними параметрами являються маса колії  $m_n$ , коефіцієнт демпфування в колії  $\beta_n$  і жорсткість колії  $\mathcal{H}_n$ , при цьому всі параметри називають наведеними.

Заміна континуальної моделі на дискретну суттєво полегшує дослідження динаміки екіпажу при його русі по колії, який має різноманітні нерівності. При цьому часто можна спросити вирішення за рахунок приведення параметрів локомотива до єдиної точки контакту. Найпростішою моделлю динаміки екіпажу з врахуванням параметрів колії являється модель руху по дисипативно-пружній колії не обресорених мас (рис. 2.5), яка фактично являється окремим випадком лінійчастої одновісної моделі, в якій добавлена ще одна степінь свободи, яка зв'язана з коливанням рейки і деяких елементів будови колії, яка знаходиться під ними. До такого підходу можна звернутись на основі гіпотези розділення руху [17], згідно якої досліджувати коливальні процеси елементів екіпажу з різною частотою можна незалежно одне від одного. Тому, на розрахунковій схемі, всі обресорені елементи позначені нерухомо [18].

Сучасні методи дослідження і обчислювальні машини дозволяють оцінювати рівень коливальних процесів і навантаження елементів механічної частини локомотива за допомогою достатньо докладних моделей, які враховують найбільш суттєві властивості системи. З цією ціллю широко застосовують матричні алгоритми, які дуже зручні для реалізації на обчислювальних машинах.

Досліджуючи властивості системи при вертикальних коливаннях, зазвичай обмежуються розгляданням коливань колісних пар на колії, тягового приводу, кузова і візка. При виборі параметрів ресорного підвішування впливу тягового приводу на рівень коливальних процесів візка і колісної пари може бути

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

враховано коригуванням інерційних характеристик колісних пар і візків в припущенні значної жорсткості вала якоря і підвіски двигуна.

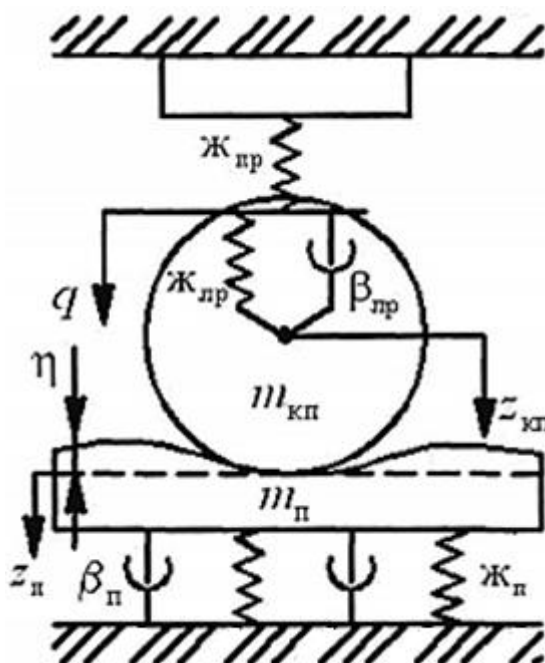


Рисунок 2.5 – Модель вертикальних коливань необресорених мас локомотива

Якщо кузов локомотива рахувати не деформованим, то в якості достатньо детальної можна прийняти плоску модель локомотива. Ця модель (рис. 2.6) має 10 степенів вільності. В цій моделі повздовжні зв'язки між кузовом і візком, а також між візками і колісними парами прийняті абсолютно жорсткі, тому координати кузова і візків являються циклічними, тому ними можна нехтувати.

При дослідженні малих коливань екіпажа з 10 степенями вільності ( $k = 10$ ) по даній розрахунковій схемі, якщо дисипативні зв'язки приймаються лінійно, то можна скласти систему диференціальних рівнянь, для зручності її краще представляти в матричній формі:

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Jq = \vec{Q}, \quad (2.19)$$

- де  $M$  – інерційна матриця розмірів  $k \times k$ , її елементи являють собою інерційні коефіцієнти (маси і моменти інерції);
- $B$  – дисипативна матриця тієї ж розмірності, елементи якої залежать від значення коефіцієнтів демпфування;
- $J$  – матриця жорсткості тієї ж розмірності, елементи якої являють собою коефіцієнти, які характеризують жорсткість пружних елементів;
- $\vec{q}, \vec{\dot{q}}, \vec{\ddot{q}}$  – вектори координат і їх похідних розмірністю  $k \times 1$ ;
- $\vec{Q}$  – вектор узагальнених сил тієї ж розмірності, елементи якого характеризують силовий і кінематичний вплив на екіпаж [11].

Для визначення показників динамічних якостей в лінійній системі потрібно мати статистичні характеристики сталих коливань, тобто часткове рішення матричних рівнянь (2.17). При цьому заново складати диференціальне рівняння для кожної серії локомотива немає необхідності, адже можна обійтися складанням матриці динамічної жорсткості, елементи якої представлені собою компресні амплітуди пружних, дисипативних і інерційних сил, які діють на окремі елементи системи:

$$G(j\omega)\vec{q}(j\omega) = \vec{Q}(j\omega), \quad (2.20)$$

де  $G(j\omega)$  – матриця динамічних жорсткостей екіпажу, яка визначається згідно виразу:

$$G(j\omega) = \omega^2 M + j\omega B + J. \quad (2.21)$$

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



### 3 МЕТОДИ І РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОКОМОТИВА ВЛ10

#### 3.1 Метод визначення модуля частотної передавальної функції

В пункті 2.3 було сказано, що для зменшення похибок розрахунків краще спрощувати постановку задачі по можливості, виключаючи із розрахунків частину даних. Таке ж саме можна і застосувати до розрахункових схем екіпажу. Прості моделі не здатні передати всієї складності процесу розрахунків, адже все залежить від вибору відповідного методу аналізу системи.

Поширені в літературі [11] моделі мають не більше 10 степенів вільності. Можна представити, що вибрана розрахункова схема екіпажної частини враховує більше число координат, яке рівне  $n$ . В загальному для кожного елемента локомотива вводять по три лінійні і кутові координати, а також деякі координати для колії і певного виду його нерівності. Також вказують інерційні параметри елементів системи екіпаж-колія і коефіцієнти, які характеризують жорсткість і розсіяння механічної енергії.

Після цього складається система диференційних рівнянь динаміки системи, яка розглядається. Для розрахунків всіх похідних і загальних сил по всіх координатах використовують метод Лагранжа і все це підставляють в рівняння Лагранжа другого роду. В підсумку система нерівностей для незалежних координат буде мати вигляд:

$$\begin{cases} a_1\ddot{q}_1 + b_1\dot{q}_1 + c_1q_1 + d_1\dot{q}_2 + e_1q_2 + \dots + f_1\dot{q}_n + g_1q_n = Q_1; \\ a_2\ddot{q}_2 + b_2\dot{q}_2 + c_2q_2 + d_2\dot{q}_1 + e_2q_1 + \dots + f_2\dot{q}_n + g_2q_n = Q_2; \\ \dots\dots\dots \\ a_n\ddot{q}_n + b_n\dot{q}_n + c_nq_n + d_n\dot{q}_1 + e_nq_1 + \dots + f_n\dot{q}_{n-1} + g_nq_{n-1} = Q_n. \end{cases} \quad (3.1)$$

В системі (3.1) кожна нерівність відповідає одній координаті, які входять у вигляді доданків з коефіцієнтами  $a$ ,  $b$  і  $c$ . Коефіцієнти  $d$ ,  $e$ ,  $f$ ,  $g$ , які



$$\vec{X} = [q_1 \ q_2 \ \dots \ q_n]^T . \quad (3.4)$$

$$\vec{B} = [0 \ 0 \ \dots \ b_{n-m+1} \ \dots \ b_{n-1} \ b_n]^T . \quad (3.5)$$

Його елементи визначаються по формулі:

$$b_i = (m_n s^2 + \beta_n s + \alpha_n) e^{-\tau_i} , \quad (3.6)$$

де  $\tau_i$  – запізнююча дія на  $i$ -ту колісну пару.

Для знаходження необхідної амплітудної частотної характеристики потрібно розв'язати дану систему відносно відповідної передаточної функції. Щоб вирішити дану задачу, можна використати метод Крамера, коли передаточна функція буде знайдена у вигляді відношень двох визначників:

$$W_q(s) = \frac{1}{\det A(s)} \det A_q(s), \quad (3.7)$$

де  $A_q(s)$  – отримується заміною стовпця вихідної матриці  $A(s)$ , відповідній координаті  $q$ , на вектор вільних членів  $\vec{B}(s)$ .

Щоб застосувати запропонований метод після перетворення системи рівнянь по Лапласу для системи, яку описують рівнянням (2.19), можна представити її в матричній формі, аналогічній виразу (2.17):

$$(M \cdot s^2 + Bs + \mathcal{J})\vec{X}(s) = (D \cdot s^2 + Es + F)\vec{T}(s)H(s) , \quad (3.8)$$

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $M, B, \mathcal{J}$  – матриці відповідно інерційних параметрів, коефіцієнтів в'язкого тертя і жорсткості, які знаходяться в лівій частині рівнянь;  
 $D, E, F$  – діагональні матриці параметрів колії (маси, коефіцієнтів в'язкого тертя і жорсткості);  
 $\vec{X}(s)$  – вектор зображення координат;  
 $H(s)$  – зображення нерівності колії без врахування запізнення його взаємодії на різні колісні пари;  
 $\vec{T}(s)$  – вектор запізнювання дії колії:

$$\vec{T} = [0 \ 0 \ \dots \ e^{-\tau_{n-m+1}} \ e^{-\tau_{n-1}} \ e^{-\tau_n}]^T. \quad (3.9)$$

Матриці  $B$  і  $\mathcal{J}$  симетричні відносно головної діагоналі, матриця  $M$  – діагональна.

Поділивши ліву і праву частину рівнянь (3.8) на зображення напруження зі сторони колії  $H(s)$ , отримаємо, як і в попередньому методі, вектор передавальних функцій і залишимо вектор запізнювання в правій частині:

$$(M \cdot s^2 + Bs + \mathcal{J})\vec{W}(s) = (D \cdot s^2 + Es + F)\vec{T}(s). \quad (3.10)$$

Замінивши  $s = j\omega$ , комплексну частотну передаточну функцію представимо:

$$\vec{W}(j\omega) = \vec{U}(\omega) + j\vec{V}(\omega), \quad (3.11)$$

де  $\vec{U}(\omega)$  і  $\vec{V}(\omega)$  – вектори частотних передаточних функцій, такої ж розмірності, як вектор  $\vec{W}(j\omega)$ .

Ненульові елементи вектору запізнення перетворюємо по формулі Ейлера:

$$e^{-j\omega\tau_i} = \cos \omega\tau_i - j \sin \omega\tau_i, \quad (3.12)$$

Тоді сам вектор запізнення буде мати вигляд:

$$\vec{T}(j\omega) = \vec{T}_R(\omega) + j\vec{T}_I(\omega), \quad (3.13)$$

де вектори:

$$T_R(\omega) = [0 \ 0 \ \dots \ \cos \omega\tau_{n-m+1} \ \dots \ \cos \omega\tau_{n-1} \ \cos \omega\tau_n]^T; \quad (3.14)$$

$$\vec{T}_I(\omega) = [0 \ 0 \ \dots \ -\sin \omega\tau_{n-m+1} \ \dots \ -\sin \omega\tau_{n-1} \ -\sin \omega\tau_n]^T. \quad (3.15)$$

Після того, як підставити  $s = j\omega$  у вираз (3.10), згрупуємо частини комплексних функцій частоти з врахуванням (3.11) і (3.13):

$$\begin{aligned} & \left[ (\mathcal{K} - M\omega^2)\vec{U}(\omega) - B\omega\vec{V}(\omega) \right] + j \left[ B\omega\vec{U}(\omega) + (\mathcal{K} - M\omega^2)\vec{V}(\omega) \right] = \\ & = \left[ (F - D\omega^2)\vec{T}_R(\omega) - E\omega\vec{T}_I(\omega) \right] + j \left[ E\omega\vec{T}_R(\omega) + (F - D\omega^2)\vec{T}_I(\omega) \right]. \end{aligned} \quad (3.16)$$

Відомо, що для рівності комплексних функцій необхідно, щоб їх частини були відповідно рівними, тому на основі цього факту можна записати наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} (\mathcal{K} - M\omega^2)\vec{U}(\omega) - B\omega\vec{V}(\omega) = (F - D\omega^2)\vec{T}_R(\omega) - E\omega\vec{T}_I(\omega) \\ B\omega\vec{U}(\omega) + (\mathcal{K} - M\omega^2)\vec{V}(\omega) = E\omega\vec{T}_R(\omega) + (F - D\omega^2)\vec{T}_I(\omega) \end{cases}. \quad (3.17)$$

Вектори передаточних функцій  $\vec{U}(\omega)$  і  $\vec{V}(\omega)$  в лівій частині нерівностей

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

складаються з  $n$  елементів, при цьому на них множать квадратні матриці.

Система (3.17) являє собою систему лінійних алгебраїчних рівнянь з  $2n$  невідомими, половина яких являють дійсні частини передаточних функцій для всіх координат. Фактично таку систему можна переписати в матричній формі:

$$\begin{bmatrix} (Ж - M\omega^2) & -B\omega \\ B\omega & (Ж - M\omega^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{U}(\omega) \\ \vec{V}(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (F - D\omega^2) & -E\omega \\ E\omega & (F - D\omega^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_R(\omega) \\ T_I(\omega) \end{bmatrix}. \quad (3.18)$$

Розв'язуючи систему (3.18), знаходимо всі частотні характеристики, після чого записуємо вираження для вектора, який містить модуль частотних передаточних функцій:

$$|\vec{W}(j\omega)| = \sqrt{U^2(\omega) + V^2(\omega)}. \quad (3.19)$$

Всі обчислення були зведені до вирішення системи лінійних алгебраїчних рівнянь і показано перевагу перед класичним методом, в якому потрібно обчислення визначників високого порядку. Використання нового методу робить можливим застосування стандартних функцій математичних пакетів, наприклад, Matlab, для того, щоб суттєво зменшити затрати на час. Приклади вирішення задач із застосуванням даного методу можна побачити в роботі [19].

### 3.2 Результати розрахунків динамічних характеристик локомотива ВЛ10

Система (2.10) отримана в п. 2.1, представляє собою рівняння коливань динамічної моделі екіпажної частини локомотива ВЛ10 при його русі по деяких нерівностях колії із врахуванням його інерційних і пружно-дисипативних властивостей. При рішенні задач динаміки екіпажу опис нерівності колії приймається у вигляді випадкової функції, в цьому випадку така математична модель дозволяє провести розрахунок статистичних характеристик коливань

										Арк.
										35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.190379.000.04MP.ПЗ					

різноманітних елементів досліджуваної системи, а також оцінити залежність характеристик коливальних процесів від параметрів екіпажу і колії.

При проведенні статистичного аналізу на прикладі локомотива ВЛ10 згідно поставленими задачами звертають увагу на такі динамічні показники, як вертикальне прискорення букс, колісних пар, а також натиснення колісних пар на рейси. В статичній системі елементи екіпажу нерухомі, їх прискорення відсутнє, тому на основі розрахунку середньоквадратичного відхилення випадкової величини прискорення потрібно визначити їх максимальне значення. А на рахунок натиснення колісних пар на рейси – їх значення для нерухомого екіпажу має бути не рівне нулю. Зокрема, для досліджуваного локомотива ВЛ10 ця величина складає 23 тс. Натиснення колісної пари на рейки характеризує навантаження в області контакту колеса з рейкою при різній швидкості руху екіпажу. Підвищення навантаження призводить до порушення функціонування верхньої будови колії чи навіть його пошкодження.

Знижені значення цієї величини при високих швидкостях руху екіпажу призводить до розгрузки колісних пар і відривання їх від рейс, що негативно позначається на тягових характеристиках локомотива, а також зменшує рівень безпеки перевезень. Таким чином, необхідно знайти максимальні і мінімальні значення натиснення колісних пар на рейки в залежності від швидкості руху екіпажу.

Розрахунок проводився для різноманітних умов взаємодії в системі «колесо-рейка». Приведемо характеристики для різних часів року і трьох станів колії. Вираз спектральної щільності для вертикальних прискорень букс тепловоза має вигляд [13]:

$$S_{\ddot{z}}(\omega, V) = \frac{\alpha DK_c}{\pi} \cdot \frac{\alpha^2 + \beta^2 + \omega^2}{(\alpha^2 + \beta^2 - \omega^2) + 4\alpha^2 \omega^2} \quad (3.20)$$

Дисперсія прискорення  $D$  вимірюється в  $\text{м}^2/\text{с}^4$ , а коефіцієнти  $\alpha$  і  $\beta$  – в  $\text{с}^{-1}$ , швидкість руху  $V$  – в  $\text{км}/\text{год}$ ; параметр  $\alpha$  у всіх випадках рівний величині  $\beta/3$ .

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Стан колії враховується за допомогою безрозмірного коефіцієнта  $K_c$ .

а) для літнього сезону – рейки Р65, залізобетонні шпали

$$D = (0,16 + 0,035V + 0,0016V^2) \cdot g^2 ; \quad (3.21)$$

$$\beta = 170 + 5V ; \quad (3.22)$$

б) для зимового сезону – рейки Р65, залізобетонні шпали

$$D = (0,36 + 0,065V + 0,0028V^2) \cdot g^2 ; \quad (3.23)$$

$$\beta = 310 + 10V . \quad (3.24)$$

Коефіцієнт стану залізничної колії:

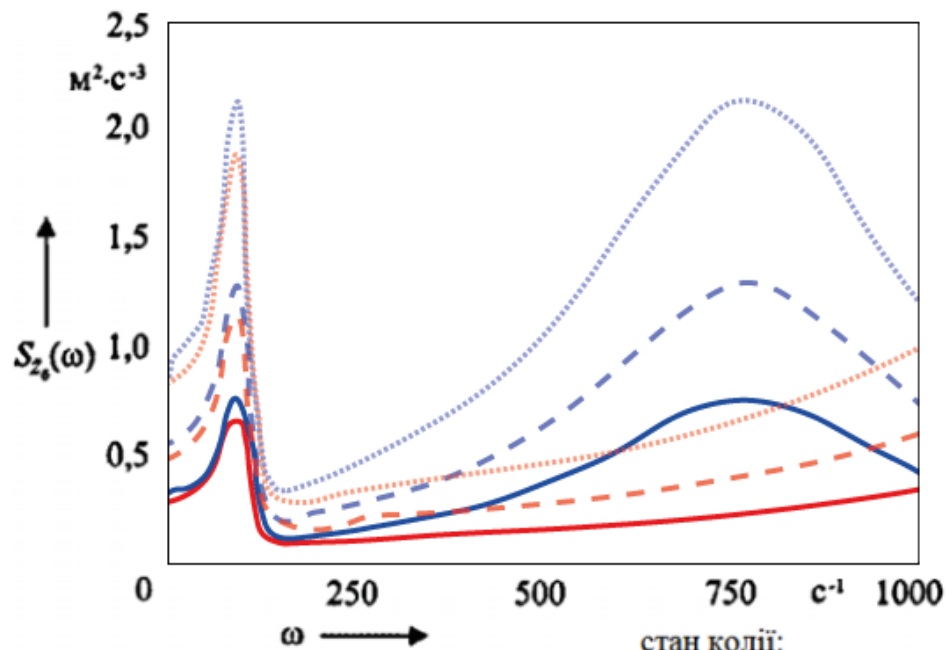
$$K_c = \begin{cases} 1, & \text{якщо стан колії ідеальний} \\ 1,7, & \text{якщо стан колії задовільний} \\ 2,8, & \text{якщо стан колії не задовільний} \end{cases} .$$

Результати будуть приведені для аналізу руху екіпажу по рейкам Р65 на залізобетонних шпалах. Визначимо спектральну щільність вертикальних прикорень букс локомотива серії ВЛ10, графіки якого для різноманітних умов експлуатації приведені на рис. 3.1.

Тепер розрахуємо середньоквадратичне відхилення прикорень вертикальних коливань букс електровоза. На основах експерименту встановлено, що співвідношення між вертикальним прискоренням букс локомотива при русі по колії між стиками і при проходженні стиків: перші складають 30% від других [20].

Графіки середньоквадратичного відхилення і максимальних відхилень вертикальних прискорень осей колісних пар ВЛ10 при різних швидкостях приведені на рис. 3.2, а і описуються формулою:

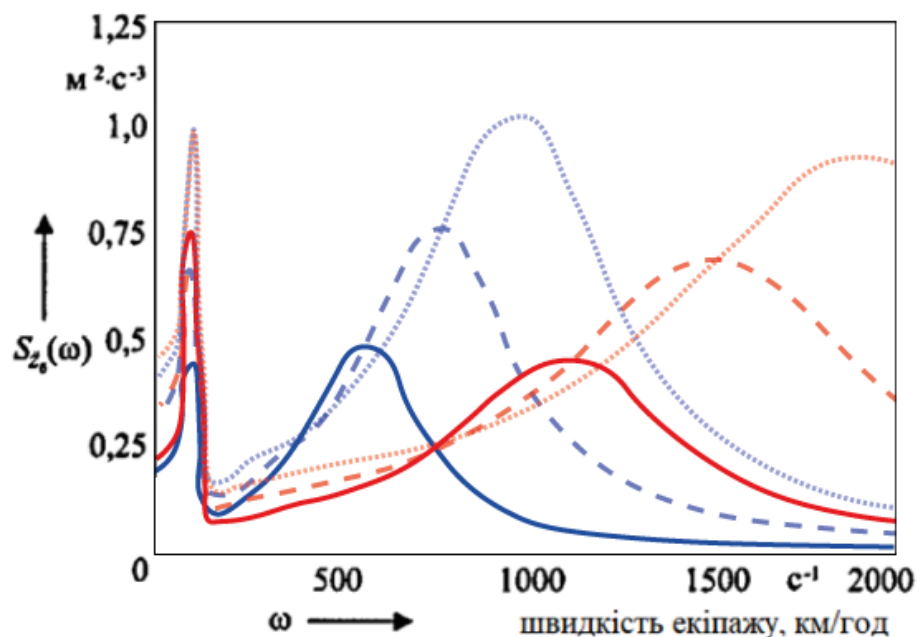
					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



при швидкості руху екіпажу 120 км/год

	ідеальн.	задов.	незадов.
літо	<span style="color: red;">—</span>	<span style="color: red;">- - -</span>	<span style="color: red;">⋯</span>
зима	<span style="color: blue;">—</span>	<span style="color: blue;">- - -</span>	<span style="color: blue;">⋯</span>

*a*



для ідеального стану колії

	80	120	160
літо	<span style="color: red;">—</span>	<span style="color: red;">- - -</span>	<span style="color: red;">⋯</span>
зима	<span style="color: blue;">—</span>	<span style="color: blue;">- - -</span>	<span style="color: blue;">⋯</span>

*б*

Рисунок 3.1 – Спектральна щільність вертикальних прикорень букс електровоза ВЛ10 для літнього і зимового періоду року: в залежності від стану колії (а); в залежності від швидкості руху екіпажу (б)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.190379.000.04MP.ПЗ

$$a_0 = [2 + 0,13\sqrt[3]{G^2}]g, \quad (3.25)$$

де  $G$  – маса необресорених частин, які приходять на одну вісь, тс;  
 $a_0$  і  $g$  – прискорення відповідно осі колісної пари і тіла на яке діє сила тяжіння, м/с<sup>2</sup>.

Крім цього, на рис. 3.2, б показані динамічні сили інерції, які виникають в результаті коливання необресорених мас.

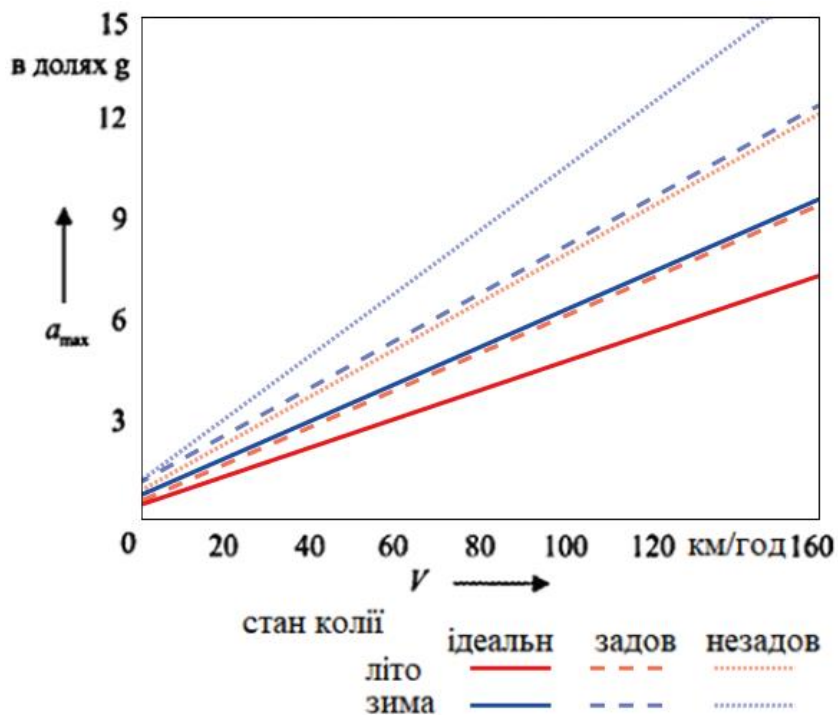
Визначимо залежність швидкості руху екіпажу для натиснення колісної пари на рейси. Максимальна величина натиснення колісної пари на рейки в динаміці визначається її статистичним натисненням, а також динамічними добавками, які виникають при коливанні необресорених і обресорених мас:

$$2Q_{\max} = \Pi + a_0 \frac{G}{g} + k_{\partial}(\Pi - G), \quad (3.26)$$

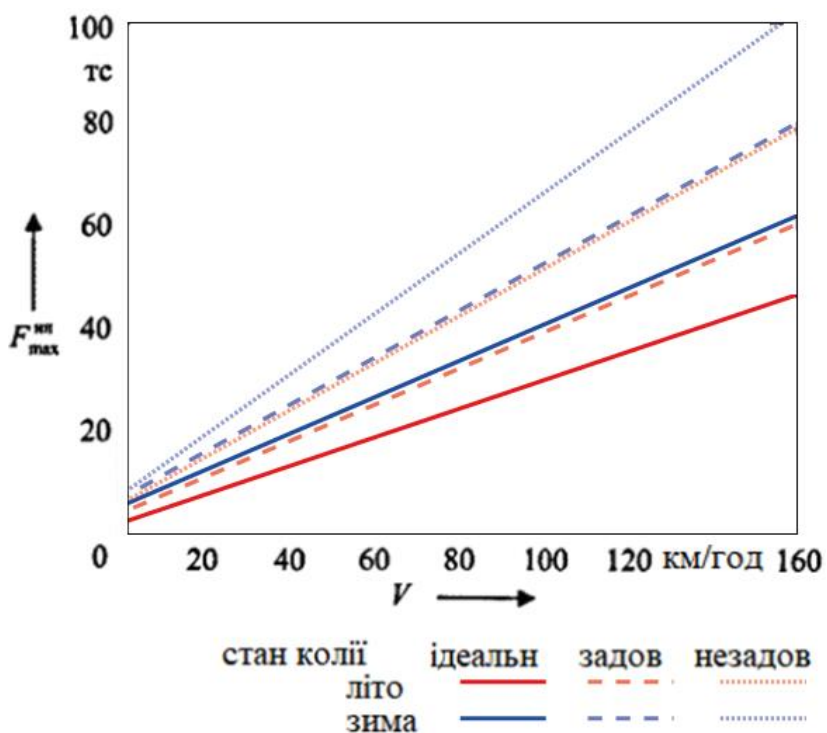
де  $\Pi$  – статистичне навантаження від осі на рейки, 23 тс;  
 $a_0 \frac{G}{g}$  – сила інерції необресорених частин екіпажу, яке приходиться на одну вісь, тс;  
 $k_{\partial}(\Pi - G)$  – сила, яка діє на букси однієї осі від коливання обресорених частин екіпажу, тс;  
 $k_{\partial}$  – безрозмірний коефіцієнт вертикальної динаміки надресорної будови екіпажу.

Для локомотива серії ВЛ10 прийняті наступні експериментальні значення:

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



*a*



*б*

Рисунок 3.2 – Максимальне відхилення вертикальних прискорень осей колісних пар електровоза ВЛ10 (а) і виникаюче в його необресорених мас сили інерції в розрахунку на одну вісь (б) в залежності від швидкості руху екіпажу при проходженні стикових нерівностей колії

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.190379.000.04MP.ПЗ

Арк.

40

Таблиця 3.1 – Коефіцієнт вертикальної динаміки локомотива

Швидкість руху екіпажу, км/год	40	60	80	100	120
$k_{\delta}$	0,23	0,29	0,34	0,38	0,38

Силу, яка діє на букси однієї осі від коливання обресорених частин екіпажу можна визначити і з врахуванням статичного прогину ресор:

$$k_{\delta}(P-G) = (0,1 + 0,2 \cdot \frac{V}{f_{cm}}) \cdot (P-G) , \quad (3.27)$$

де  $V$  – розрахункова швидкість руху, м/с;

$f_{cm}$  – загальний статичний прогин ресор, м, для локомотива серії ВЛ10

статичний прогин ресор дорівнює  $f_{cm} = 0,0695$  м.

Вплив на шукану залежність коливань обресорених елементів локомотива задається за допомогою коефіцієнта вертикальної динаміки  $k_{\delta}$ , значення якого при різноманітних швидкостях руху визначається дослідним шляхом. В роботі [21] приведені залежності вказаних коефіцієнтів в швидкості в інтервалі від 40 до 120 км/год для деяких одиниць тягового рухомого складу. Ці графіки приведені на рис. 3.3, а для наступних локомотивів: 1 – електровоз ВЛ10 при  $F = 300$  кгс,  $F$  – сила тертя в буксових амортизаторів в розрахунку на буксу; 2 – електровоз ВЛ10 при  $F = 600$  кгс; 3 – електровоз ВЛ80-007, I секція; 4 – електровоз ВЛ80-007, II секція; 5 – електровоз ВЛ80-004. Можна замітити, що із збільшенням швидкості руху вплив коливань обресорених мас екіпажу стає більше. Проте для деяких локомотивів така залежність коефіцієнта  $k_{\delta}$  близька до лінійних. Для цього потрібно визначити значення коефіцієнта вертикальної динаміки в широкому інтервалі швидкості, тому потрібно зробити апроксимацію приведених залежностей, яку краще зробити лінійною функцією. Для виконання цієї задачі можна використати метод найменших квадратів. Графіки проведеної

										Арк.
										41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.190379.000.04МР.ПЗ					

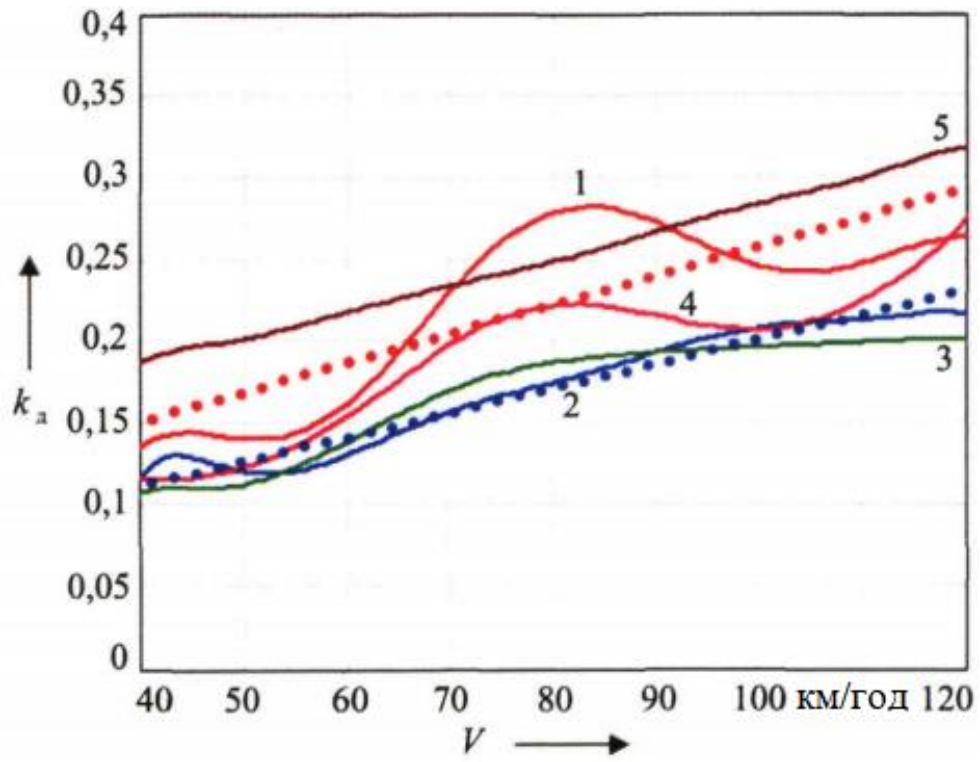
лінеаризації залежності коефіцієнта  $k_d$  для локомотива ВЛ10 (криві 1 і 2) представлені на рисунку точковими лініями.

Разом із визначенням залежності коефіцієнта вертикальної динаміки обресорених мас деяких локомотивів для кожного із них виконаний розрахунок динамічних добавок натиснення колісної пари на рейки, а також проведена лінеаризація отриманих залежностей по методу найменших квадратів. Отримані графіки приведені на рис. 3.3, б з використанням тих самих позначень. Величини динамічних сил, які виникають в результаті коливань надресорної будови екіпажу, значно відрізняються в меншу сторону в порівнянні з силами інерції необресорених мас. Відповідно найбільш суттєвий вклад в натисненні екіпажу на рейси при його русі з деякою швидкістю надають вертикальні коливання саме колісних пар і елементів, які безпосередньо на них опираються.

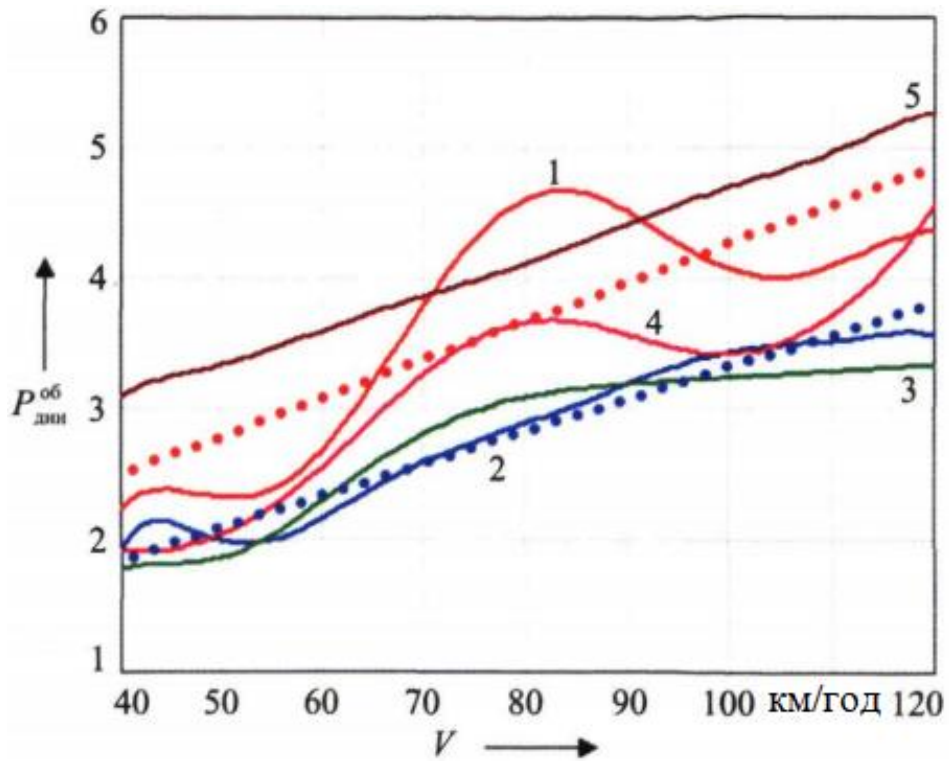
На основі отриманих залежностей визначимо величину натиснення колісних пар на рейки при різних швидкостях руху екіпажу, для чого спочатку скористаємось формулою (3.26). Результати розрахунків для вихідних нелінійних функцій швидкості коефіцієнтів вертикальної динаміки локомотива ВЛ10 приведені на рис. 3.4 для максимальних натиснень колісних пар на рейси. Проте при проведенні аналізу розглянуті залежності коефіцієнта  $k_d$  від швидкості була проведена лінеаризація, після чого проводились розрахунки для максимальних і мінімальних величин натиснення, результати яких показані на рис. 3.5. Область побудови графіка внизу обмежена нульовим значенням, оскільки в цьому випадку відбувається відрив колеса від рейок. Тобто отримані від'ємні результати натиснення не будуть мати ніякого фізичного сенсу. На рис. 3.4 і 3.5 приведені графіки для трьох станів колії.

На рис. 3.6 приведені графіки залежності максимального і мінімального натиснення колісних пар локомотива ВЛ10 для двох значення сили тертя в буксових амортизаторах. Можна замітити, що на відміну від окремо взятих динамічних добавок, які викликані коливаннями надресорної будови (рис. 3.3, б), різниця між двома характеристиками при однакових умовах експлуатації незначна.

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42



а



б

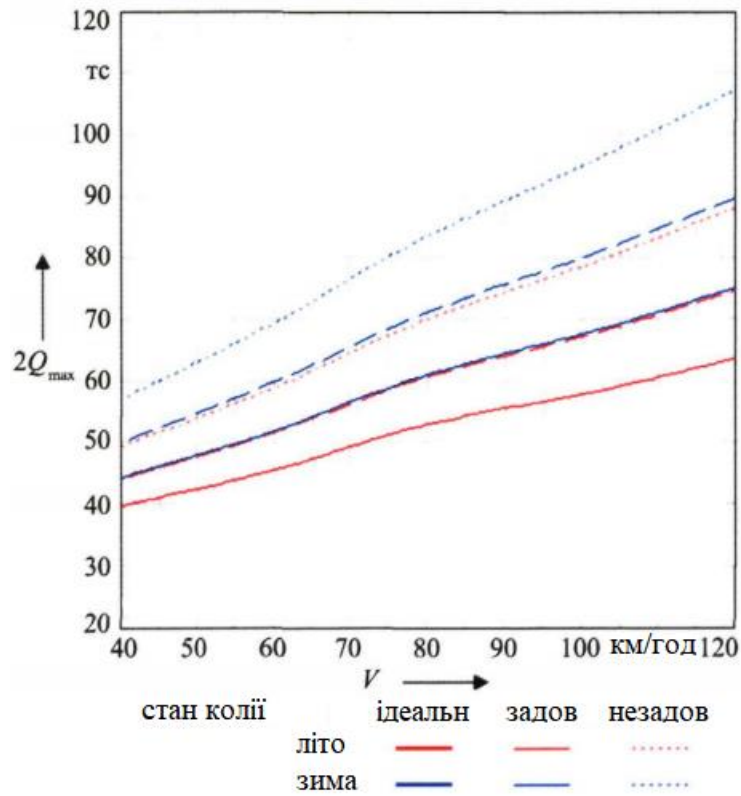
Рисунок 3.3 – Коефіцієнти вертикальної динаміки обресорених частин різних локомотивів (а) і відповідні динамічні добавки натиснення колісної пари на рейки (б)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

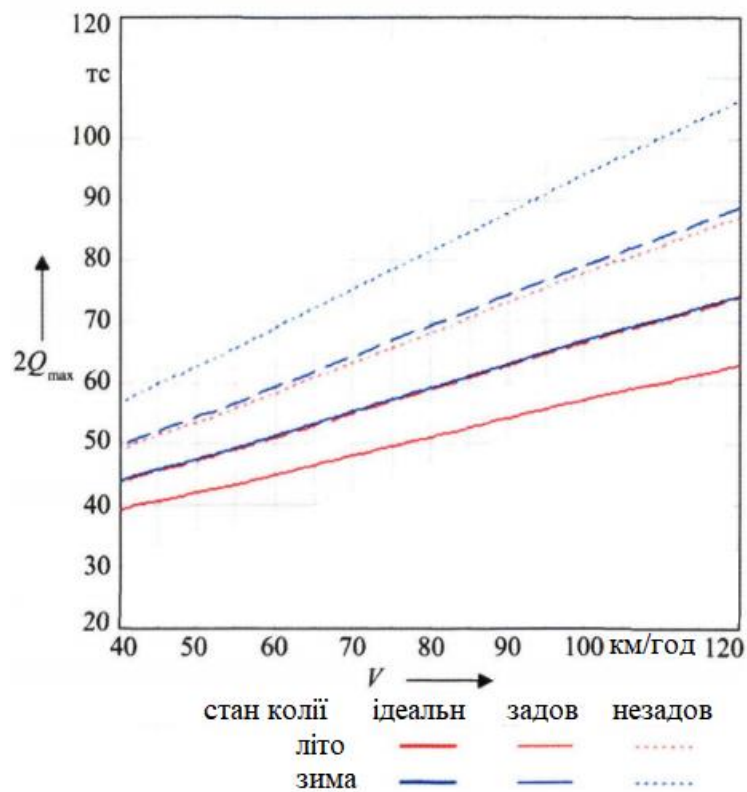
0032.190379.000.04МР.ПЗ

Арк.

43



*a*



*б*

Рисунок 3.4 – Максимальне натиснення колісних пар локомотива ВЛ10 на рейси:  
при  $F = 300$  кГс (*a*);  $F = 600$  кГс (*б*)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.190379.000.04МР.ПЗ

Арк.

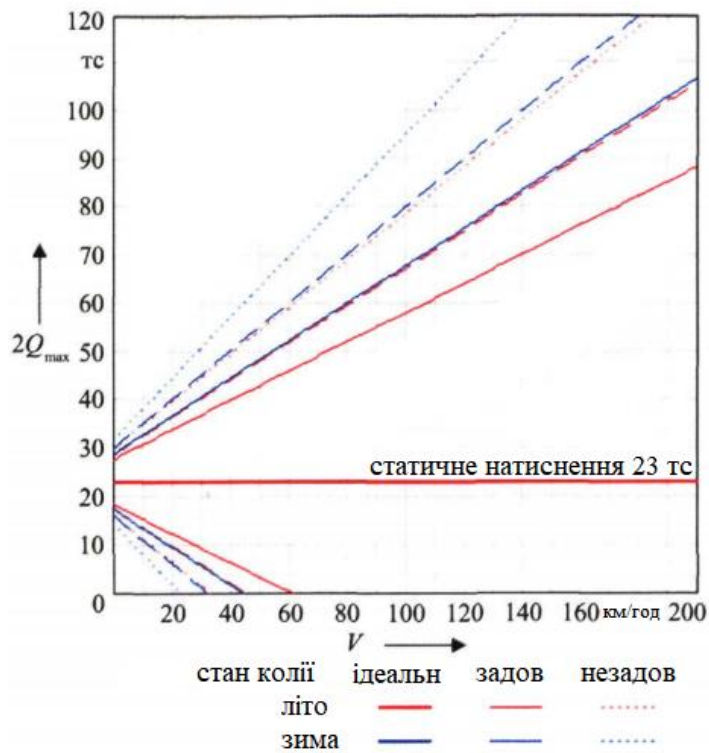
44

Отримані характеристики можна використати при аналізі процесів взаємодії колії і рухомого складу. Ці дані можна використати у вирішенні задач на міцність елементів екіпажу при визначенні виникаючого навантаження і напруження матеріалів. Мінімальне навантаження, коли нормальне натиснення колісної пари на рейси близьке до нуля є однією з головних причин відриву колеса від рейси, що в свою чергу впливає на ймовірність сходу рухомого складу. Відповідно при такому підході можна застосувати характеристики процесів взаємодії екіпажу і колії для визначення критичної швидкості руху локомотива при вирішенні задач, які зв'язані з критеріями безпеки перевезень.

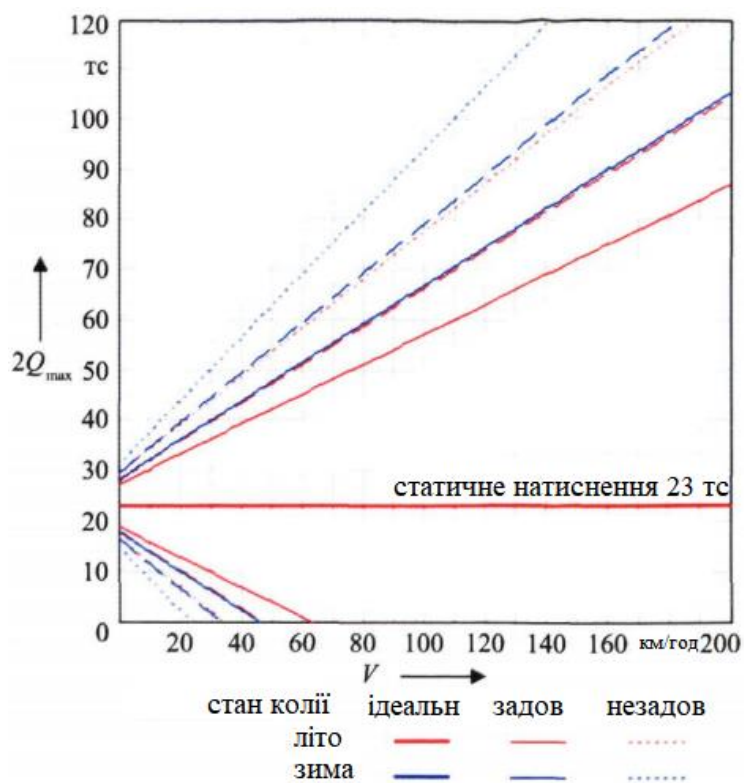
Отримані характеристики можна використати при аналізі процесів взаємодії колії і рухомого складу. Ці дані можна використати у вирішенні задач на міцність елементів екіпажу при визначенні виникаючого навантаження і напруження матеріалів. Мінімальне навантаження, коли нормальне натиснення колісної пари на рейси близьке до нуля є однією з головних причин відриву колеса від рейси, що в свою чергу впливає на ймовірність сходу рухомого складу. Відповідно при такому підході можна застосувати характеристики процесів взаємодії екіпажу і колії для визначення критичної швидкості руху локомотива при вирішенні задач, які зв'язані з критеріями безпеки перевезень.

Отримані характеристики можна використати при аналізі процесів взаємодії колії і рухомого складу. Ці дані можна використати у вирішенні задач на міцність елементів екіпажу при визначенні виникаючого навантаження і напруження матеріалів. Мінімальне навантаження, коли нормальне натиснення колісної пари на рейси близьке до нуля є однією з головних причин відриву колеса від рейси, що в свою чергу впливає на ймовірність сходу рухомого складу. Відповідно при такому підході можна застосувати характеристики процесів взаємодії екіпажу і колії для визначення критичної швидкості руху локомотива при вирішенні задач, які зв'язані з критеріями безпеки перевезень. Виходячи з графіків, приведених на рис. 3.5, визначимо максимальні швидкості згідно критерію безпеки по відриву колеса від рейси для випадків різних коефіцієнтів вертикальної динаміки надресорного підвішування (в залежності від

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



*a*



*б*

Рисунок 3.5 – Максимальне і мінімальне натиснення колісних пар локомотива ВЛ10 на рейси, апроксимовані лінійною залежністю від швидкості: при  $F = 300$  кГс (*a*); при  $F = 600$  кГс (*б*)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.190379.000.04МР.ПЗ

Арк.

46



### 3.3 Вплив сил тертя в листових ресорах на динаміку локомотива

Дослідження коливальних процесів екіпажної частини локомотива ВЛ10, зокрема залежності від швидкості динамічної добавки натиснення колісних пар на рейси приведені в п. 3.2, показано, що підвищення сил тертя в ресорах, з 300 до 600 кгс надає можливість зменшити вертикальні сили в точці контакту колеса і рейси. При збільшенні сил тертя в елементах екіпажу, які призначені для розсіювання енергії коливань, приводить до більш інтенсивних дисипативних процесах.

Процес запирання фрикційних елементів досліджувалось вітчизняним вченим Шахунянцом Г.М [16]. Запирання листової ресори силами тертя можна представити на прикладі коливальної системи екіпажної частини, яка представляє на динаміку його необресорених мас (рис. 2.5). Силова характеристика листової ресори являється нелінійною, тому система рівнянь динаміки необресорених мас екіпажу доповнена силою сухого тертя  $F_0$ , функція тертя в листовій ресорі лінеаризована по методиці Бать М. Й. (2.2) і замінена на дисипативну функцію з еквівалентним коефіцієнтом в'язкого тертя и має вигляд:

$$\begin{cases} F_0 \text{sign}(\dot{q} - \dot{z}) + (\gamma_{np} + \gamma_{lp})q - \gamma_{np}z = 0; \\ m_{kn} \ddot{z} + \beta_n \dot{z} - \gamma_{np}q + (\gamma_{lp} + \gamma_n)z - F_0 \text{sign}(\dot{q} - \dot{z}) = \beta_n \dot{\eta} + \gamma_n \eta. \end{cases} \quad (3.28)$$

В рівнянні (3.28) для спрощення задачі можна знехтувати приведеної до однієї осі маси колії в порівнянні з масою необресорених елементів екіпажу. Для визначення потрібної умови необхідна координата, яка зв'язана з реалізацією тертя, тому можна ввести прогин листової ресори  $\Delta$  згідно виразу:

$$\Delta = q - z, \quad (3.29)$$

тоді систему рівнянь можна записати наступним виразом:

									Арк.
									48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.190379.000.04MP.ПЗ				





$$|W_{\Delta}(j\omega)|^2 = \frac{b_2^2 + b_1^2 \omega^2}{(a_4 - a_2 \omega^2)^2 + (a_3 - a_1 \omega^2)^2 \omega^2}, \quad (3.36)$$

$$|W_{\dot{\Delta}}(j\omega)|^2 = \omega^2 |W_{\Delta}(j\omega)|^2 = \frac{\omega^2 (b_2^2 + b_1^2 \omega^2)}{(a_4 - a_2 \omega^2)^2 + (a_3 - a_1 \omega^2)^2 \omega^2}. \quad (3.37)$$

Спектральна щільність випадкового напруження зі сторони деякої нерівності колії  $S_{\eta}(\omega)$ :

$$S_{\dot{\Delta}}(\omega) = |W_{\dot{\Delta}}(j\omega)|^2 S_{\eta}(\omega), \quad (3.38)$$

а середньоквадратичне відхилення визначається по формулі:

$$\sigma_{\dot{\Delta}} = \sqrt{2 \int_0^{\infty} S_{\dot{\Delta}}(\omega) d\omega}. \quad (3.39)$$

Аналізуючи коефіцієнти в підінтегральному виразі (3.39), які співпадають із вказаними в формулах (3.35) можна стверджувати, що права частина виразу (3.39) залежить від  $\sigma_{\dot{\Delta}}$ , яке можна переписати наступним чином:

$$\sigma_{\dot{\Delta}} = \Phi(\sigma_{\dot{\Delta}}). \quad (3.40)$$

Поставимо коефіцієнти (4.35) в квадрат модуля частотної передаточної функції швидкості вертикальної деформації листової ресори (3.37), перетворимо:

$$|W_{\dot{\Delta}}(j\omega)|^2 = \frac{\omega^2 (b_2^2 + b_1^2 \omega^2)}{m_2 \frac{2}{\pi} \left( \frac{F_0}{\sigma_{\dot{\Delta}}} \right) + m \sqrt{\frac{2}{\pi}} \frac{F_0}{\sigma_{\dot{\Delta}}} + m_0}, \quad (3.41)$$

де коефіцієнти знаменника рахуються по формулах:

										Арк.
										51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.190379.000.04MP.ПЗ					



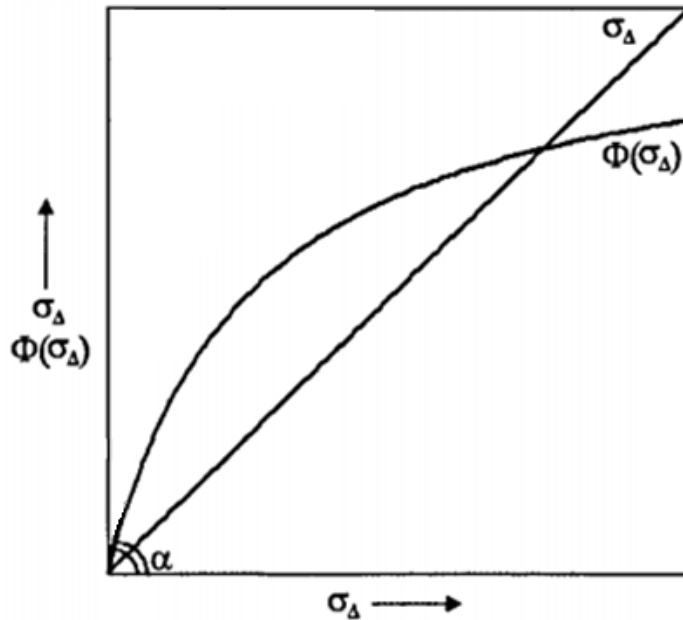


Рисунок 3.7 – Умова існування вирішення рівняння (3.40)

Знайдемо похідну функції  $\Phi(\sigma_{\Delta})$  по величині  $\sigma_{\Delta}$ , що перевірити виконання другої умови і запишемо після виконання перетворень у вигляді:

$$\frac{d\Phi}{d\sigma_{\Delta}} = \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{\int_0^{\infty} \frac{2m_2 \frac{2}{\pi} F_0^2 + m_1 \sqrt{\frac{2}{\pi}} F_0 \sigma_{\Delta}}{\left( m_2 \frac{2}{\pi} F_0^2 + m_1 \sqrt{\frac{2}{\pi}} F_0 \sigma_{\Delta} + m_0 \sigma_{\Delta}^2 \right)^2} \omega^2 (b_2^2 + b_1^2 \omega^2) S_{\eta}(\omega) d\omega}{\sqrt{\int_0^{\infty} \frac{\omega^2 (b_2^2 + b_1^2 \omega^2) S_{\eta}(\omega) d\omega}{m_2 \frac{2}{\pi} F_0^2 + m_1 \sqrt{\frac{2}{\pi}} F_0 \sigma_{\Delta} + m_0 \sigma_{\Delta}^2}}} \quad (3.45)$$

Визначимо значення похідної при  $\sigma_{\Delta} = 0$ :

$$\frac{d\Phi(0)}{d\sigma_{\Delta}} = \frac{\sqrt{\pi}}{F_0} \sqrt{\int_0^{\infty} \frac{\omega^2 (b_2^2 + b_1^2 \omega^2) S_{\eta}(\omega) d\omega}{m_2}} \quad (3.46)$$





випадкових напружень зі сторони колії (3.54) для більш складніших розрахункових схем екіпажу.

Тепер перевіримо виконання даної умови для досліджуваного локомотива ВЛ10, Для вибраної схеми екіпажу права частина нерівності, яка залежить від конструктивних параметрів рухомого складу, буде постійною величиною, тому потрібно розрахувати тільки середньоквадратичне відхилення, яке стоїть в лівій частині рівнянь. Так як листова ресора кріпиться безпосередньо на буксі, то треба визначати для цього елемента величину  $\sigma_{z\delta}$ .

Параметри коливальної системи з плином часу залишаються постійними, відповідно середньоквадратичне відхилення вертикальних переміщень букс буде залежати тільки від зовнішніх факторів. В якості взаємодії зі сторони колії приймається нерівність, яка апроксимована Беляєвим О. І. формулою (3.20). Для ідеального стану колії (коли  $K_c = 1$ ) [1] умова (3.54) виконується при будь-якій швидкості руху екіпажу (рис. 3.8, а). Якщо ж запропонувати суттєво покращений стан колії (наприклад,  $K_c = 0,01$ ), то величина  $\sigma_{z\delta}$ , яка є функцією швидкості екіпажу, позначеною горизонтальними пунктирними лініями для двох значень сил тертя в листовій ресорі і відповідно фрикційних гасник коливань не буде розсіювати енергію коливань. Цьому випадку відповідає крива  $\sigma_{z\delta}$  на рис. 3.8, б, виконана умова (3.54) розглянута при значенні  $F_0 = 600$  кгс.

Коли величина  $\sigma_{z\delta}$  при швидкості  $v_1$  перевищить константу в правій частині, листова ресора почне функціонувати, що викличе зміну структури екіпажу і середньоквадратичне відхилення підплигування букс буде рахуватись по іншій моделі. При цьому значення при одній і тій самій швидкості буде нижче на декілька відсотків через розсіювання частини енергії коливань. Разом з тим знову виникне схильність листової ресори до запирання силами тертя. Відповідно для її повноцінного функціонування можна після досягнення екіпажем швидкості руху  $v_2$ , коли величина середньоквадратичного відхилення переміщень букс колісної пари буде задовольняти умову (3.54) незалежно від

										Арк.
										56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

0032.190379.000.04MP.ПЗ

врахування в моделі коливань листової ресори. Таким чином, можна визначити три інтервали швидкостей руху локомотива по умові функціонування гасника коливань:

- 1)  $V \leq v_1$  – зона запирання листової ресори;
- 2)  $v_1 \leq V \leq v_2$  – зона руху до зупинки;
- 3)  $V \geq v_2$  – зона безперервного руху, коли листовая ресора постійно розсіює енергію коливань.

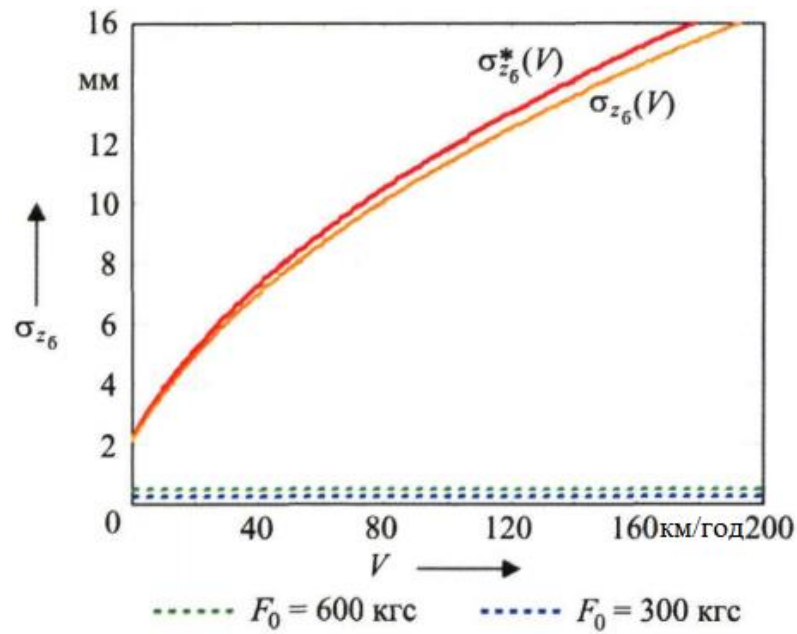
Зона руху до зупинки невелика і складає від 0,5 – 1,5 при малих і до 3-6 км/год при високих швидкостях, що складає приблизно 5% в більшу і меншу сторону від середнього значення швидкості даного інтервалу. Таким чином, при побудові залежностей в широких межах швидкостей руху екіпажу зручно вказувати тільки середню швидкість зони руху до зупинки листової ресори, а також розрахункову криву, отриману тільки при одній із моделей (для випадку запирання листової ресори) і враховується незначний вплив тертя в гаснику коливань на середньоквадратичне відхилення координат.

**Висновки до розділу.** Описаний метод визначення методу частотної передавальної функції, який необхідний для знаходження спектральної щільності коливань по заданим властивостям колії.

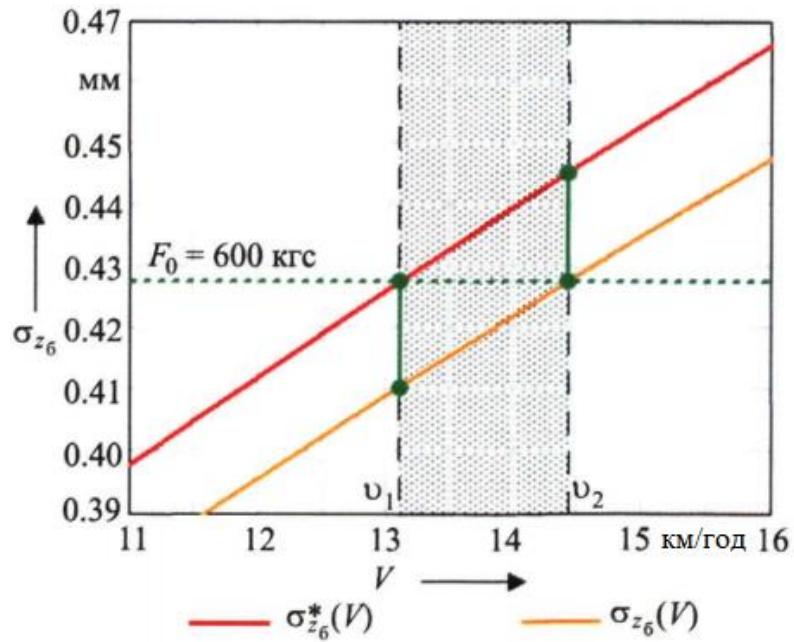
Доведено, що листовая ресора може розсіювати енергію коливань в тому випадку, якщо середньоквадратичне відхилення вертикальних коливань колісної пари більше умовного прогину буксових пружин під дією сили тертя в листовій ресорі.

В залежності від умов експлуатації оптимізація дисипативних властивостей ресорних комплектів дозволяє збільшити швидкість руху локомотивів на 5 – 30 км/год.

					<i>0032.190379.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



а



б

Рисунок 3.8 – Аналіз виконаних умов запирання листової ресори при значеннях коефіцієнта стану колії  $K_c$  рівному 1 (а) і 0,01 (б)

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.190379.000.04MP.ПЗ

Арк.

58

## 4 ПОЛПШЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ЛОКОМОТИВА ВЛ10 ШЛЯХОМ ЙОГО МОДЕРНІЗАЦІЇ

### 4.1 Динамічні характеристики локомотива ЕП2К

Для радикального вирішення проблеми із підвищенням конкурентоздатності залізничних перевезень необхідно не тільки підвищенням терміну служби локомотивів, а і кожного разу поповнювати тяговий рухомий склад локомотивами нового покоління, а в перспективі замінити всі морально застарілі локомотиви на сучасні. Також мається на увазі, що сучасні локомотиви мають не тільки краще динамічні показники внаслідок його проектування і виготовлені з врахуванням сучасних вимог, але і кращі динамічні якості за рахунок меншого зносу елементів ходових частин. Найбільша перевага таких локомотивів, що при їх виготовленні використовують досвід іноземних залізниць. Або впровадження рухомого складу іноземного виробництва. Можна розглянути, яка перевага сучасного рухомого складу в порівнянні із локомотивом минулого покоління, який зараз використовують і порівняти динамічні показники нового електровоза ЕП2К із морально застарілим ВЛ10.

Локомотив ЕП2К (Коломенський завод, Росія) – російський магістральний шестивісний електровоз постійного струму, виконаний в односекційному виконанні. Конструкційна швидкість – 160 км/год. В першу чергу електровози цієї серії призначені для заміни електровозів серії ЧС2, а з часом можуть замінити електровози ВЛ10 і ВЛ11.

Ходова частина локомотива виконана у вигляді двох триосних візків, тобто осьова формула бути мати вигляд 3о - 3о. Службова маса електровоза складає 135 т, відповідно статичне осьове навантаження 22,5 тс. На візках встановлено 4 гідравлічні гасники коливань. Маса колісної пари локомотива ЕП2К рівна 3000 кг, одного електричного тягового електродвигуна – 3850 кг. Маса рами візка і інших обресорених елементів розміщених на ній – 4407 кг.

Повний статичний прогин ресорного підвішування складає 215 мм, один із

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

них на буксу приходить 97 мм, на центральне – 118 мм. Жорсткість первинного ресорного підвішування рівна 48,5 кгс/мм, вторинного – 36,5 кгс/мм [26].

Для складання диференційного рівняння динаміки можна прийняти лінійну одновісну розрахункову схему, лише з відмінністю, що на одному візку електровоза ЕП2К замість двох осей колісних пар розташовуються три. Крім цього, конструкція сучасного локомотива не передбачує наявності листових ресор для розсіювання енергії коливань, замість цього використовують гідравлічні гасники, тому число степенів вільності для рівняння динаміки буде на одну менше.

Щоб зробити розрахунок необхідних характеристик із використанням диференційних рівнянь, потрібно задати числові значення параметрів екіпажної частини локомотива ЕП2К для плоскої розрахункової схеми:

$m_k$  – маса кузова, тс·с<sup>2</sup>/м;  $m_k = 8,51$  тс·с<sup>2</sup>/м;

$m_m$  – маса рами візка, тс·с<sup>2</sup>/м;  $m_m = 0,44$  тс·с<sup>2</sup>/м;

$m_{kn}$  – маса колісної пари, тс·с<sup>2</sup>/м;  $m_{kn} = 0,3$  тс·с<sup>2</sup>/м;

$m_{m\partial}$  – маса тягового двигуна, тс·с<sup>2</sup>/м;  $m_{m\partial} = 0,39$  тс·с<sup>2</sup>/м;

$\mathcal{J}_m$  – жорсткість центральної ступені підвішування одного візка, тс/м;

$$\mathcal{J}_m = 220,59 \text{ тс/м};$$

$\mathcal{J}_{np}$  – жорсткість пружин буксового ресорного комплексу однієї колісної пари, тс/м;  $\mathcal{J}_{np} = 93$  тс/м.

Інерційні характеристики елементів екіпажу:

$m_k$  – маса кузова, тс·с<sup>2</sup>/м;  $m_k = 1,42$  тс·с<sup>2</sup>/м;

$m_m$  – маса обресорених частин кожного візка (включаючи тяговий двигун разом з опорно-рамним підвішуванням), тс·с<sup>2</sup>/м;  $m_m = 0,53$  тс·с<sup>2</sup>/м;

$m_{kn}$  – маса необресорених елементів екіпажу, тс·с<sup>2</sup>/м;  $m_{kn} = 0,3$  тс·с<sup>2</sup>/м;

$J_k$  – момент інерції кузова, тс·м·с<sup>2</sup>;  $J_k = 90$  тс·м·с<sup>2</sup>;

$J_m$  – момент інерції візка, тс·м·с<sup>2</sup>;  $J_m = 1,617$  тс·м·с<sup>2</sup>.

Пружні характеристики елементів екіпажу:

$\mathcal{J}_m$  – жорсткість центральної ступені підвішування, тс/м;  $\mathcal{J}_m = 73,53$  тс/м;

$\mathcal{J}_{np}$  – жорсткість пружин буксового ресорного комплексу, тс/м;

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\mathcal{J}_{np} = 93 \text{ тс/м};$$

Дисипативні характеристики елементів екіпажу:

$\beta_m$  – коефіцієнт в'язкого тертя в центральній ступені підвішування, тс·с/м;

$$\beta_m = 7,23 \text{ тс·с/м};$$

$\beta_\delta$  – еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя в листовій ресорі, тс·с/м;

$$\beta_\delta = 5,33 \text{ тс·с/м}.$$

Значення коефіцієнта в'язкого тертя прийняті для коливання в вертикальній площині рівним 0,3 долі від критичного значення згідно виразу (2.1) для буксової і центральної ступені підвішування локомотива.

Згідно рівняння динаміки екіпажної частини локомотива були визначені передаточні функції для всіх координат, які характеризують лінійні переміщення. Результати розрахунків приведені на рис. 4.1 а і б. Суцільною лінією показано залежність максимальних прискорень для сучасного локомотива (позначення – «2»), пунктирна лінія – відповідно характеристики локомотива ВЛ10 (цифра «1»). Позначення «к» відповідає показникам кузова, «в» - візка. На рис. 5.1, б великими крапками показана характеристика для сил інерції необресорених мас ЕП2К, для ВЛ10 в залежності від швидкості для прискорення і сил інерції співпадають.

Варто відмітити, що при створенні нових сучасних локомотивів інженери зменшують масу необресорених елементів екіпажу. Це в свою чергу, призводить до збільшенню прискорень при дій же дії напруження колії (рис. 4.1, б). Але мала не обресорена маса являється перевагою локомотива, адже зменшуються сили інерції колісних пар.

Зменшення сил інерції, головним чином сприяє зменшенню динамічної взаємодії рухомого складу і колії, так як являється основною складовою цих сил при високих швидкостях. Результати проведених розрахунків приводять на рис. 4.1, в, у вигляді залежності від швидкості руху екіпажу на рейси.

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

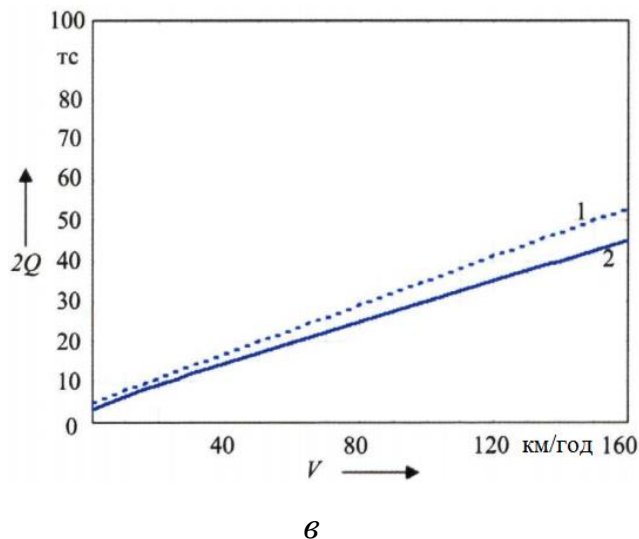
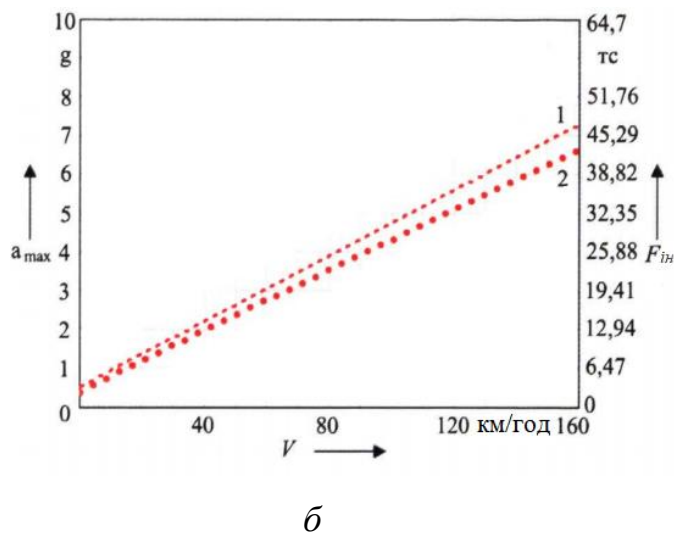
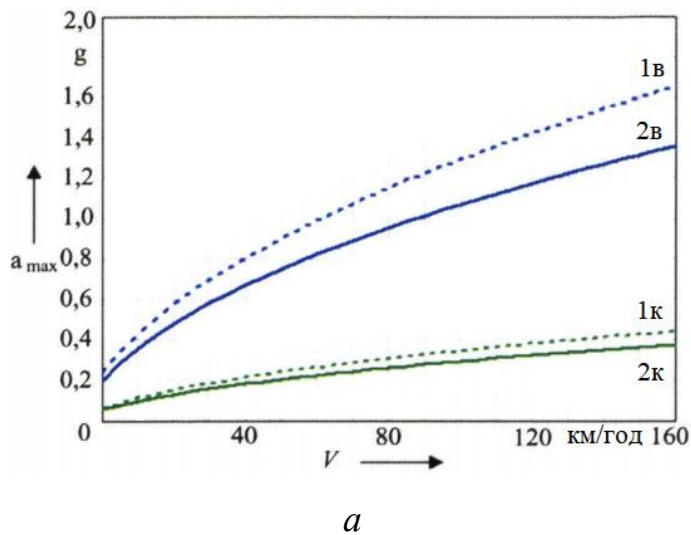


Рисунок 4.1 – Порівняльні характеристики показників динамічних якостей локомотива ЕП2К і ВЛ10 з типовим ресорним підвішуванням: для максимальних прискорень кузова і візка( $a$ ), прискорення осі колісних пар і сил інерції ( $b$ ), максимальна сила натиснення колісної пари на рейси ( $b$ )

Отже, по всім показникам перевага сучасного рухомого складу наочна: за рахунок більш сучасної екіпажної частини досягнуто зменшення максимальних вертикальних прикорень кузова на 15%, візків – до 20%, максимального натиснення колісної пари на рейки – до 10%.

#### **4.2 Розрахунок характеристик компенсуючого пристрою, який покращує динамічні якості локомотива ВЛ10**

При виконанні теоретичних досліджень була встановлено, що електровоз ВЛ10 з типовим ресорним підвішуванням по своїм динамічним властивостям поступається сучасному рухомому складу, як було показано на прикладі локомотива ЕП2К. Тому, стоїть задача по модернізації його екіпажної частини з метою покращення динамічних показників при його русі по залізничній колії.

Для покращення динамічних показників локомотива ВЛ10 запропоновано модернізувати його буксове ресорне підвішування за допомогою пристрою, який реалізує принцип компенсації напруження на екіпаж зі сторони колії. Пристрій являє собою вертикально розташований пристрій, який нижчим кінцем закріплений на буксі колісної пари. На другому кінці стержня розташований кулачок відповідної форми, на який діють реакції під пружинних підшипників кочення. Пружні елементи компенсуючого пристрою можуть уявляти собою пружини (рис. 4.2) або торсіони, які розташовані на рамі візка і мають попередній натяг. При нейтральному положенні відсутності колісної пари реакції цих пружних елементів направлені горизонтально і не вказують вплив на її динаміку в вертикальній площині.

Щоб реалізувати принцип компенсації збурюючої дії необхідно, щоб система задовольнялась двом вимогам її інваріативності [22]:

- 1) наявність як мінімум двох каналів передачі збурюючої дії;
- 2) систему можна реалізувати.

В цьому випадку першим каналом передачі збурюючої дії служить стандартне ресорне підвішування, а саме листові ресори і пружини буксового

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63



приведена в роботі [22]. При введенні пристрою компенсації збурення в первинному підвішуванні його сумарна лінійна силова характеристика приймає вигляд нелінійної характеристики жорсткого типу (рис. 4.3). Для виконання розрахунків необхідно знайти передавальну функцію для розглянутих координат, проте їх можна визначити тільки у випадку лінійної системи. Відповідно, виникає необхідність лінеаризації математичної моделі динаміки екіпажу. Оскільки розглянуті випадкові коливальні процеси екіпажу, можна виконати методами статистичної лінеаризації для кубічної системи характеристики [24].

Враховуючи факт, що коливання з нульовим математичним очікуванням, можна визначити наступні коефіцієнти статистичної лінеаризації:

- для мінімуму математичного очікування квадрату різності між вихідними лінеаризованим випадковим процесом:

$$k_1 = 3a_3\sigma_z^2 ; \quad (4.1)$$

- для рівності математичного очікування і дисперсії випадкових процесів:

$$k_2 = \sqrt{15}a_3\sigma_z^2 . \quad (4.2)$$

В роботі [25] вказано, що значення коефіцієнта, яке отримане в формулі (4.1) є сильно завищеним, а по формулі (4.2) – заниженим, тому запропоновано використовувати середнє значення отриманих коефіцієнтів:

$$k = 0,5(k_1 + k_2) . \quad (4.3)$$

Відповідно, після виконання статистичної лінеаризації жорсткість буксової ступені, яка для типового підвішування є постійною величиною (вона рівна 200,4 тс/м) стає динамічним і залежить від середньоквадратичного відхилення динамічного прогину ресорного підвішування (рис. 4.3):

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



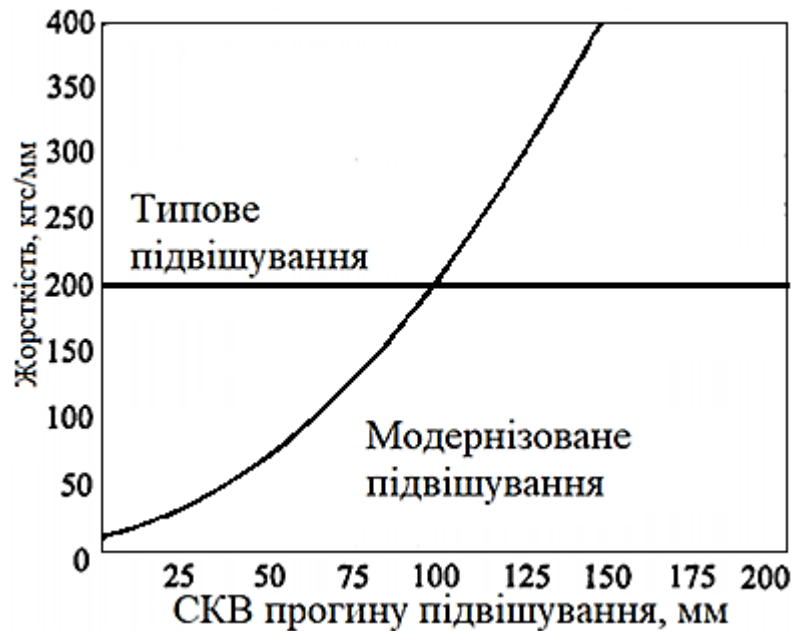


Рисунок 4.4 – Динамічна жорсткість модернізованого ресорного підвішування локомотива ВЛ10

Аналіз отриманих результатів показує, що для суттєвих величин динамічних прогинів ресорного підвішування його жорсткість становиться в декілька разів меншим, що суттєво підвищує динамічні властивості модернізованої екіпажної частини локомотива серії ВЛ10. Це зв'язано головним чином з тим, що при зменшенні жорсткості буксового підвішування зменшується і власна частота коливань надресорної будови екіпажу, відповідно по своїм характеристикам модернізоване ресорне підвішування являє собою в деякому сенсі частотний фільтр, який дозволяє зробити екіпажну частину локомотива менш сприйнятливою до високого частотного напруженню зі сторони колії.

Таким чином, отримані показники динамічних якостей модернізованого екіпажу (рис. 4.5) відображають ефективність запропонованого технічного рішення. Зокрема, по своїй ефективності зменшення сил взаємодії колії і рухомого складу така конструкція ресорного підвішування поступається характеристиками ресорного підвішування локомотива нової серії (ЕП2К) зовсім мало, а по ефективності віброзахисту надресорної будови – суттєво переважає їх.

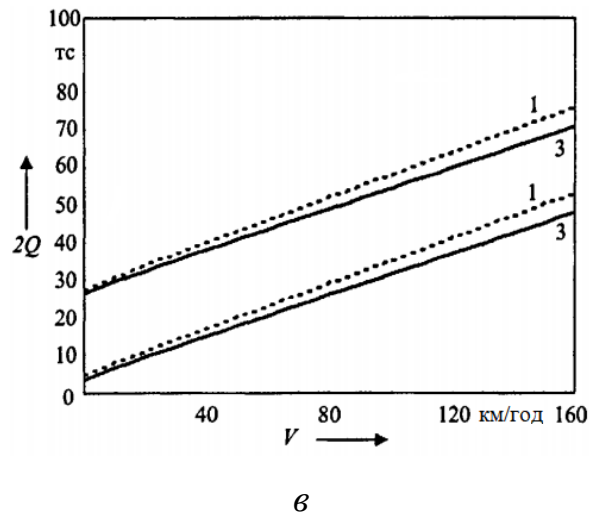
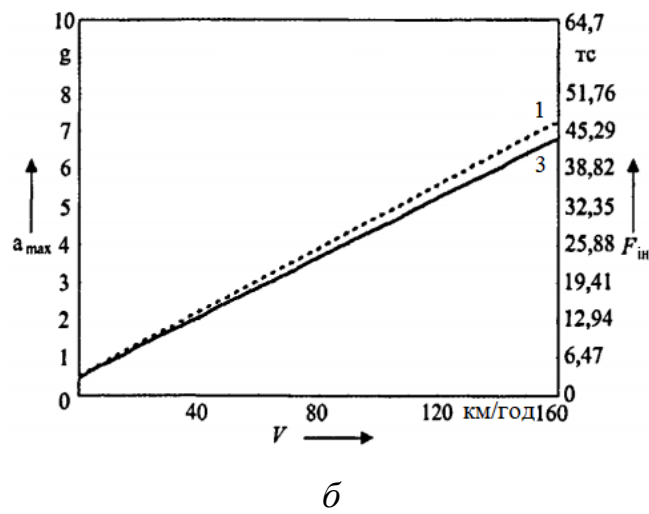
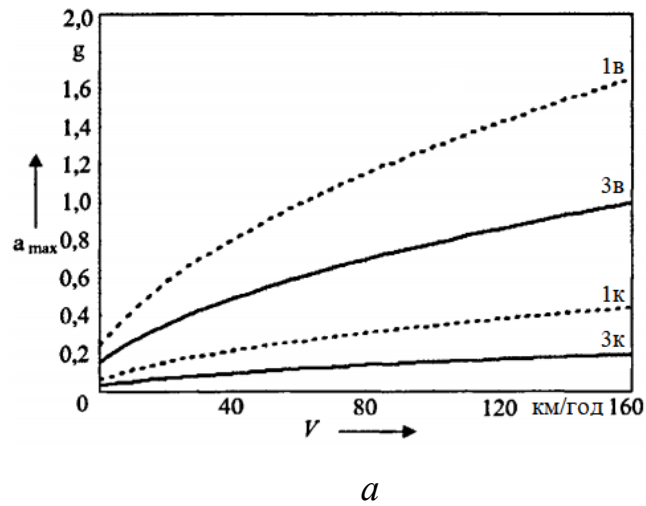


Рисунок 4.5 – Порівняльні характеристики показників динамічних якостей локомотива ВЛ10 з типовим і модернізованим ресорним підвішуванням: для максимальних прискорень кузова і візків ( $a$ ), прискорення осей колісних пар і їх сил інерції ( $b$ ), динамічні добавки і максимальне натиснення колісної пари на рейки ( $c$ )

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.190379.000.04 МР.ПЗ

Крім цього, варто відмітити, реалізація принципу компенсації збурення дозволяє дещо зменшити прискорення елементів, безпосередньо взаємодіючих з залізничною колією і їх сили інерції, що важливо для локомотива з більшою не обресореною масою. Досліджуючи характеристики динамічних складових сил взаємодії екіпажу і колії, можна відмітити, що модернізація ресорного підвішування дозволяє стабілізувати ці сили при малих швидкостях руху (їх зменшення досягає 20%) тим самим покращуючи тягові властивості локомотива.

### 4.3 Зміна параметрів листової ресори локомотива ВЛ10

Листова ресора представлена пакетом металевих листів із різною довжиною, які виготовлені з полосової сталі (рис. 4.6). В середині цей пакет дуже щільно охоплений хомутом.

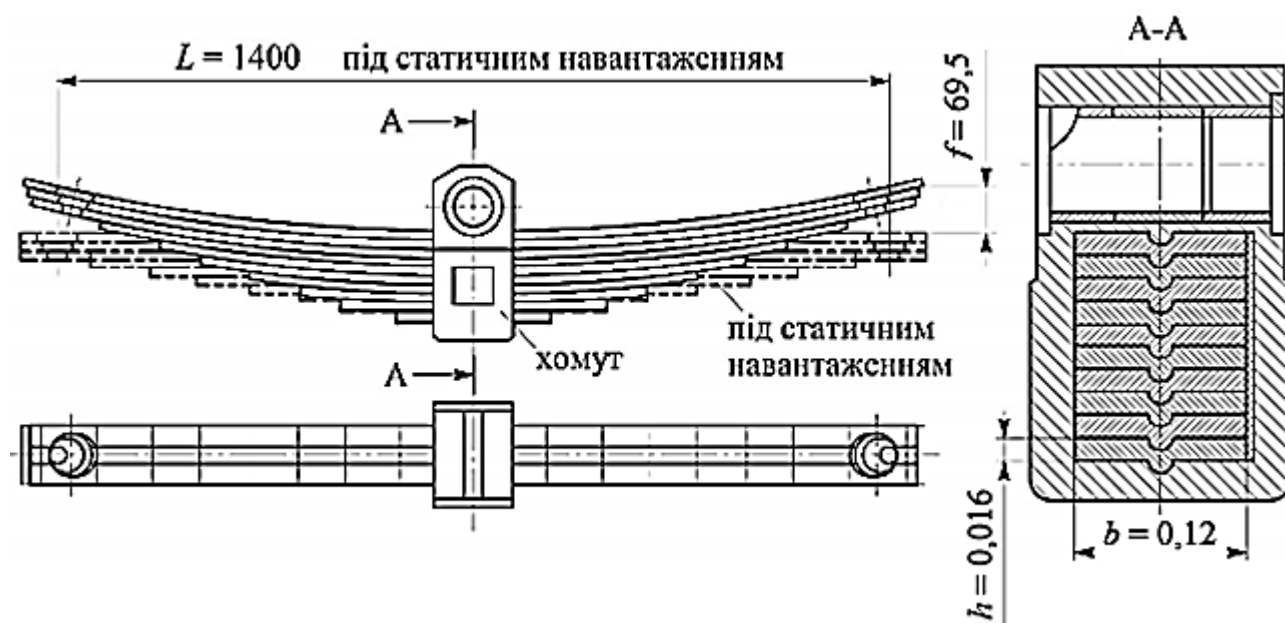


Рисунок 4.6 – Листова ресора

При роботі листова ресора зазнає різних напружень, які наближаються до границі текучості до того матеріалу, з якого та ресора виготовлена, а також пред'являються високі вимоги до термічної обробки. Ресори виготовляють з

марок сталі 55С2 і 60С2. Всі полоси, з яких виготовляють ресорні листи підлягають термічній обробці: загартування в маслі при температурі 880°С і відпуск при вторинному нагріві до 400 - 500°С. У середній частині полоси виштамповуються повздовжній виступ, при якому листи, коли складають ресори фіксуються один відносно одного. Цей виступ збільшує жорсткість листа. Всі ресорні листи перевіряють визначенням твердості для їх природності і вона має складати НВ 363 – 432. На середню частину надівається в гарячому стані хомут із м'якої сталі Ст3 (або Ст10, Ст15), який після всього цього обжимають на пресі.

Листи при складанні завжди ретельно змащують машинним маслом (25%), солідолу (25%) та графіту (50%). Це зменшує знос листів і чутливість ресори, коли змінюється навантаження.

Після ремонту ресор або при їх виготовленні їх випробовують на згин під статичним навантаженням, яке виникає в листах напруження 1000 Н/мм<sup>2</sup>.

Ресора теоретично повинна мати форму балки (бруса) рівного опору для того, щоб ці листи ресори працювали з однаковим напруженням. Таку балку змінюють комплектом листів, які збільшуються ступіньчасто по довжині.

Головними характеристиками листової ресори є:

- прогин – вертикальне зміщення будь-якої точки, які розташовані по осі хомута, під статичним навантаженням ресори, які прикладені до осі хомута;
- жорсткість – величина статичного навантаження, що спричиняє прогин ресори на одиницю довжини;
- гнучкість – величина, зворотна жорсткості.

Ресору перевіряють по допустимому навантаженні згину при динамічному навантаженні  $P_{дин}$  з врахуванням впливу хомута по формулі:

$$\sigma = \frac{3P_{дин}l}{2bh^2(n+1)}, \quad (4.6)$$

де  $b$  – ширина листа ресори, м;

$l$  – довжина ресори, м;

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$h$  – товщина листа ресори, м;

$n$  – кількість листів ресори.

Динамічне навантаження  $P_{дин}$ , Н, визначається за формулою:

$$P_{дин} = P_{ст} (1 + K_{\partial}) . \quad (4.7)$$

Коефіцієнт вертикальної динаміки визначається за відомою формулою:

$$K_{\partial} = 0,1 + 0,2 \frac{v}{f_{ст}} , \quad (4.8)$$

де  $v$  – конструктивна швидкість локомотиву, км/год;

$f_{ст}$  – статичний прогин ресорного підвішування, мм;  $f_{ст} = 0,135$  мм.

В таблиці 4.1 наведені дані допустимого навантаження при згині при нормативних параметрах ресорного підвішування.

Таблиця 4.1 – Допустимі навантаження при згині при нормативних параметрах ресорного підвішування

Швидкість, км/год	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
Навантаження, МПа	578	609	639	669	699	730	760	790	820	851	881

Для того, щоб покращити показники навантаження було запропоновано змінити параметри ресорного підвішування, а саме змінюючи значення довжини, ширини, товщини і товщини ресорних листів, а також збільшуючи і зменшуючи кількість листів. Результати розрахунків показано в таблиці 4.2 і на рисунку 4.7.

Перш ніж аналізувати отримані значення, повинна виконуватись умова

					0032.190379.0000.04MP.ПЗ						Арк.
											71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

$1,6 \leq K_p \leq 1,9$  – умова достатньої міцності листової ресори.

$K_p$  – коефіцієнт запасу статичної міцності для листової ресори, яка рахується за формулою:

$$K_p = \frac{[\sigma]}{\sigma}, \quad (4.9)$$

де  $[\sigma]$  – допустиме навантаження по умові міцності при розрахунку на листові ресори;  $[\sigma] = 1050$  МПа.

Таблиця 4.2 – Навантаження при згині при різних значеннях параметрів ресорного підвішування

Швидкість, км/год		0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
Навантаження при, МПа	збільшенні довжини	620	652	684	717	749	782	814	847	879	911	944
	зменшенні довжини	537	565	593	621	649	677	706	734	762	790	818
	збільшенні ширини	534	562	590	618	646	673	701	729	757	785	813
	зменшенні ширини	631	664	697	730	763	796	829	862	895	928	961
	збільшенні товщини	457	481	505	529	553	576	600	624	648	672	696
	зменшенні товщини	755	795	834	874	913	953	992	1032	1072	1111	1151
	більшій кількості листів	530	558	586	613	641	669	697	724	752	780	807
	меншій кількості листів	636	669	703	736	769	803	836	869	902	936	969

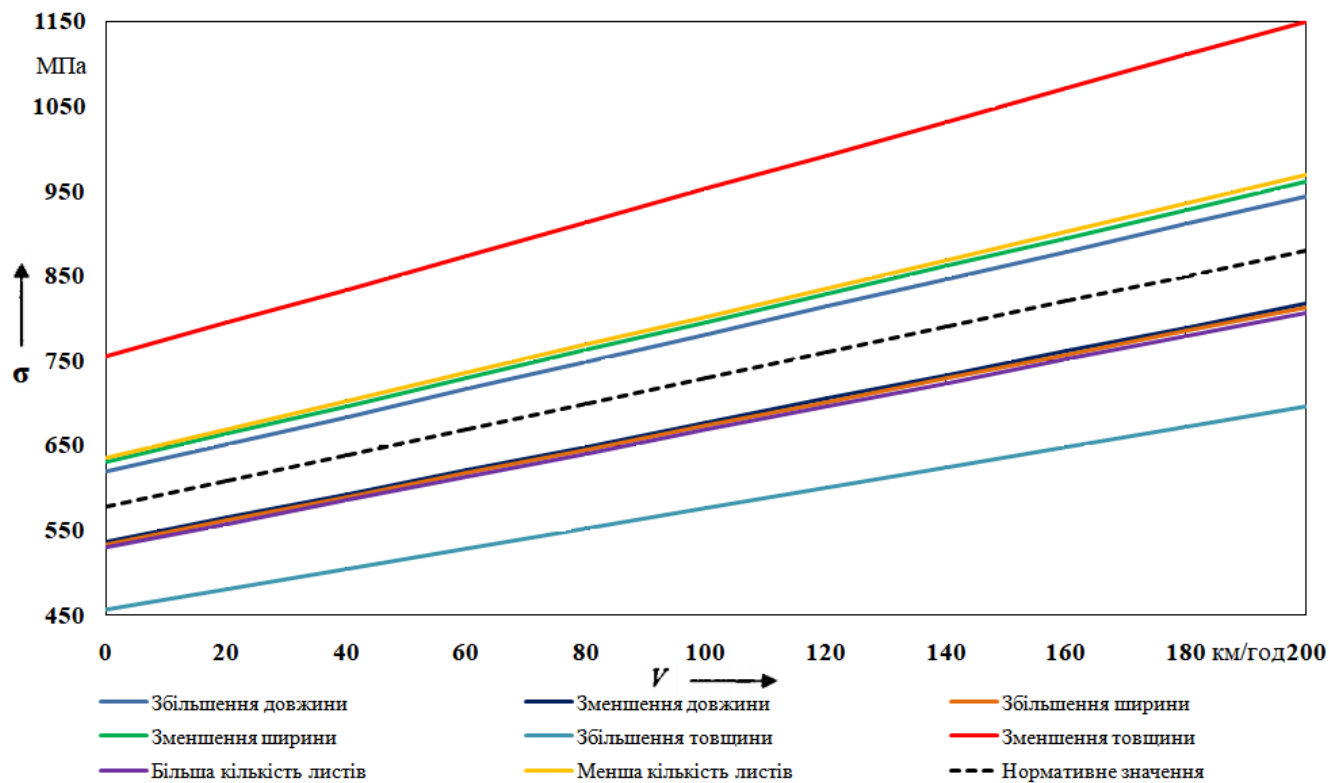


Рисунок 4.7 – Навантаження при згині при різних значеннях параметрів ресорного підвішування

Таблиця 4.3 – Коефіцієнти запасу статичної міцності для різних параметрах листової ресори

Параметр листової ресори при	Коефіцієнт запасу
збільшенні довжини	1,69
зменшенні довжини	1,96
збільшенні ширини	1,97
зменшенні ширини	1,66
збільшенні товщини	2,30
зменшенні товщини	1,39
більшій кількості листів	1,98
меншій кількості листів	1,65

Як видно із таблиці 4.3 в умову достатньої міцності входять зміна таких параметрів листової ресори, як збільшення її довжини, зменшення ширини і

зменшення кількості листів. Порівнюючи із коефіцієнтом запасу при номінальних значеннях листової ресори  $K_p = 1,82$ , то можна дійти до висновку, що всі ці три параметра краще задовольняють умову, ніж при номінальних значеннях.

Статичний прогин листової ресори визначається за формулою:

$$f_p = \frac{6P_{cm} \left( \frac{l}{2} + \frac{a}{6} \right)^3}{Ebh^3(3n_k + 2n_c)}, \quad (4.10)$$

де  $E$  – модуль пружності сталі, Па;  $E = 2,05 \cdot 10^{11}$  Па ;

$a$  – ширина хомути ресори, м;  $a = 0,11$  м;

$n_k$  – кількість корінних листів ресори;

$n_c$  – кількість листів ступінчатої частини.

Для покращення показників статичного прогину було запропоновано змінювати деякі параметри листової ресори, а саме змінюючи довжину, товщину і ширину, і також змінювати кількість листів корінної і ступінчатої частини. Результати розрахунків були показані в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Значення статичного прогину при змінених деяких параметрів листової ресори

Параметр листової ресори при	Значення статичного прогину
збільшенні довжини	0,086
зменшенні довжини	0,055
збільшенні ширини	0,064
зменшенні ширини	0,076
збільшенні товщини	0,049
зменшенні товщини	0,104

Продовження таблиці 4.4

збільшенні корінних листів, зменшенні листів ступінчатої частини	0,073
зменшенні корінних листів, збільшенні листів ступінчатої частини	0,066

Щоб оцінити покращення динамічних показників із зміною статичного прогину, потрібно знайти коефіцієнт вертикальної динаміки із формули (4.8). Так як конструкційна швидкість локомотива серії ВЛ10 100 км/год, то обмеження буде саме до такої швидкості.

Таблиця 4.5 – Коефіцієнт вертикальної динаміки

Швидкість, км/год		0	20	40	60	80	100
Коефіцієнт вертикальної динаміки листової ресори при	Збільшення довжини	0,10	0,15	0,19	0,24	0,29	0,33
	Зменшення довжини	0,10	0,17	0,24	0,32	0,39	0,46
	Збільшення ширини	0,10	0,16	0,22	0,29	0,35	0,41
	Зменшення ширини	0,10	0,15	0,21	0,26	0,31	0,36
	Збільшення товщини	0,10	0,18	0,26	0,35	0,43	0,51
	Зменшення товщини	0,10	0,14	0,18	0,22	0,25	0,29
	Збільшення корінних листів, збільшення листів ступінчатої частини	0,10	0,16	0,21	0,27	0,32	0,38

Продовження таблиці 4.5

Зменшення корінних листів, збільшення листів ступінчатої частини	0,10	0,16	0,22	0,28	0,34	0,40
--	------	------	------	------	------	------

Тепер порівнюючи результати із значенням яке є в ГОСТ 55513-2013, а саме для пасажирського і вантажопасажирського локомотива з конструкційною швидкістю 160 км/год і менше  $K_{\partial} = 0,35$ , можна дійти до висновку, що збільшенням довжини, зменшенням ширини і зменшенням товщини листової ресори можна досягти покращення динамічних показників локомотива ВЛ10.

Однією з найважливіших характеристик ресори є її жорсткість. Як відомо, жорсткістю називається навантаження, що викликає прогин в 1мм.

Теоретична жорсткість, Па·м ресори визначається за формулою:

$$J_T = \frac{E \cdot h^3 \cdot b \cdot (3n_k + 2n_c)}{6 \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{6}\right)^3} \quad (4.11)$$

На відміну від умов в яких відбуваються стендові випробування, в реальному процесі руху локомотива, крім статичної сили  $P_{cm}$ , на ресору діє і динамічне навантаження  $P_{\partial}$ , причому:

$$P_{\partial} = P_{cm} \cdot K_{\partial} \quad (4.12)$$

Прогин ресори під динамічним навантаженням буде:

$$f_{\partial} = \frac{P_{\partial} - P_m}{J_m} \quad (4.13)$$

де  $P_m$  – середня сила тертя ресори, що віднесена до хомута. З припущенням буде визначена за формулою:

$$P_m = P_{cm} \cdot \varphi. \quad (4.14)$$

Коефіцієнт відносного тертя ресори  $\varphi$  можна визначити теоретично по формулі:

$$\varphi = 2\mu(n-1) \frac{h}{l} \left( 1 + \frac{n_k}{2n} \right), \quad (4.15)$$

де  $\mu = 0,25$  – коефіцієнт внутрішнього тертя між листами ресори.

Якщо в формулу (4.13) підставити значення  $P_\partial$  і  $P_m$  з формул (4.12) і (4.14), то отримаємо:

$$f_\partial = \frac{P_{cm}(K_\partial - \varphi)}{Ж_m}, \quad (4.16)$$

звідси динамічна жорсткість ресори  $Ж_\partial$  буде:

$$Ж_\partial = \frac{P_\partial}{f_\partial} = \frac{P_{cm} \cdot K_\partial}{\frac{P_{cm} \cdot (K_\partial - \varphi)}{Ж_m}} = Ж_m \frac{K_\partial}{K_\partial - \varphi} = Ж_m \frac{1}{1 - \frac{\varphi}{K_\partial}}. \quad (4.17)$$

З виразу (4.16) випливає, що при значенні  $K_\partial = \varphi \cdot Ж_\partial = \infty$  ресора починає працювати при  $K_\partial > \varphi$ . Фізичний зміст цього положення полягає в тому, що поки динамічне навантаження  $P_\partial$  менше сили тертя  $P_m$ , ресора не прогинається і її жорсткість дуже велика.

										Арк.
										77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.190379.0000.04MP.ПЗ					

Для зменшення жорсткості пропонується змінити певні параметри листової ресори, а саме змінюючи довжину, товщину і ширину, а також змінювати кількість листів корінної і ступінчатої частини. Результати показані в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Значення теоретичної і динамічної жорсткості із зміненими параметрами листової ресори

Параметр листової ресори при	Теоретична жорсткість, <i>Па · м</i>	Динамічна жорсткість, <i>Па · м</i>
збільшенні довжини	0,986	2,414
Зменшенні довжини	1,533	3,751
Збільшенні ширини	1,321	3,233
Зменшенні ширини	1,118	2,736
Збільшенні товщини	1,736	4,250
Зменшенні товщини	0,817	1,999
Збільшенні корінних листів, зменшенні листів ступінчатої частини	1,166	2,855
Зменшенні корінних листів, збільшенні листів ступінчатої частини	1,272	3,114

Порівнюючи значення теоретичної жорсткості в таблиці із нормативним  $J_m = 1,219 \text{ Па} \cdot \text{м}$  і динамічної жорсткості  $J_d = 2,985 \text{ Па} \cdot \text{м}$  зміна довжини і товщини також згубно впливають на динамічні показники локомотива серії ВЛ10. Із більшою жорсткістю коливання будуть передаватись на кузов, тобто ресорне підвішування буде ефективне і може відбутись явище заклинювання листової ресори. При відносно меншій жорсткості, то амплітуда коливань буде дуже велика і це погіршує динамічні показники тягового рухомого складу.

**Висновки до розділу.** Пораховані показники динамічних показників електровоза ЕП2К і показані його переваги із локомотивом ВЛ10: зменшення

максимальних вертикальних прискорень кузова на 15%, візків – на 17%, динамічне натиснення колісних пар на рейси на 15%. Для підвищення динамічних показників тягового рухомого складу на прикладі локомотива серії ВЛ10 запропоновано модернізоване буксове ресорне підвішування, яке дозволяє зменшити вертикальні прискорення кузова на 55%, візків – на 40%, необресорених мас на 7%, динамічне натиснення колісних пар на рейси на 10%. Позитивно вплине і на динаміку руху локомотива зміна параметрів листової ресори. Для навантаження на згин зберігається коефіцієнт достатньої міцності. Коефіцієнт вертикальної динаміки був зменшений до 15%. Зменшення ширини і збільшення корінних листів, зменшення листів ступінчатої частини листових ресор дозволило зменшити жорсткість на 8%.

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						79
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

## ВИСНОВКИ

За час виконання магістерської роботи були досягнуті певні завдання і ціль, які були поставлені перед початком її виконання.

Перш за все був проведений аналіз досліджень і технічних рішень щодо вдосконалення динамічних властивостей локомотивів. Роботи Кудрявцева М. М., Веріго М. Ф., Крепгоського С. С., Жуковського М. Є. дозволили детально дослідити коливання рухомого складу і колії.

Була сформована розрахункова схема і математична модель локомотива ВЛ10 для вертикальних коливань. При дослідженнях динаміки рухомого складу розглядалося спільні коливання колії і екіпажної частини, все це суттєво покращує точність отриманих результатів. Порівняно з плоскою розрахунковою схемою для відображення основних структурних, геометричних і кінематичних властивостей локомотива ВЛ10 були добавлені чотири степені свободи.

Було доведено, що листова ресора може розсіювати енергію коливань в тому випадку, якщо середньоквадратичне відхилення вертикальних коливань колісної пари більше умовного прогину буксових пружин під дією сили тертя в листовій ресорі. А також в залежності від умов експлуатації оптимізація дисипативних властивостей ресорних комплектів дозволяє збільшити швидкість руху локомотивів на 5 – 30 км/год.

Пораховані показники динамічних показників електровоза ЕП2К і показані його переваги із морально застарілим локомотивом ВЛ10: зменшення максимальних вертикальних прискорень кузова на 15%, візків – на 17%, динамічне натиснення колісних пар на рейси на 15%.

Для підвищення динамічних показників тягового рухомого складу на прикладі локомотива серії ВЛ10 запропоновано модернізоване буксове ресорне підвішування, яке дозволяє зменшити вертикальні прискорення кузова на 55%, візків – на 40%, необресорених мас на 7%, динамічне натиснення колісних пар на рейси на 10%.

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Показано як зміна параметрів листової ресори змінить показники навантаження на згин, при цьому збереження коефіцієнта достатньої міцності. При зміні статистичного прогину листової ресори покращився коефіцієнт вертикальної динаміки. А для часткового зменшення жорсткості доцільно зменшення ширини і збільшення корінних листів, зменшення листів ступінчатої частини листових ресор.

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
						81
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Грачева Л.О. Спектральный анализ вынужденных колебаний вагона при случайных неровностях железнодорожного пути и выбор параметров рессорного подвешивания // Труды ЦНИИ МПС. – Вып. 347, М.: Транспорт, 1967. – С. 168.
2. Коган А.Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом. М.: Транспорт, 1997. – С. 326.
3. Савоськин А.Н. К выбору методики прочностного и динамического расчета рам тележек электропоездов // Труды МИИТ. – Вып. 265.- М.: Транспорт, 1968. – С. 98.
4. Вертинский С.В., Данилов В.Н., Челноков И.И. Динамика вагона. М.: Транспорт, 1972. – С. 304.
5. Коссов В.С., Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Галиев А.Г. Математическая модель пространственных колебаний грузового тепловоза для исследования в режиме тяги и выбега // Труды ВНИТИ. – Вып. Коломна.: 1999. – С. 19.
6. Кудрявцев Н.Н. Исследование динамики необрессоренных масс вагонов // Науч. тр. ВНИИЖТа, 1965. – Вып. 287. – С. 168.
7. Вериго М.Ф. Вертикальные силы, действующие на путь при прохождении подвижного состава / Взаимодействие пути и подвижного состава и вопросы расчетов пути // Науч. тр. ВНИИЖТ. – Вып. 97. – М.: Трансжелдориздат, 1955. – С. 288.
8. Крепкогорский С.С. Вертикальные колебания надрессорного строения подвижного состава и влияние из на путь. // Труды ЦНИИ МПС. - Вып. 152. – М.: Всесоюзное издательско-полиграфическое объединение МПС, 1958. – С. 172.
9. Медель В. Б. Подвижной состав электрических железных дорог. Конструкция и динамика. М.: Транспорт, 1974. – С. 232.

					0032.190379.000.04МР.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

10. Жуковский Н.Е. Механика системы. Динамика твердого тела. (Университетские курсы). Под ред. Заслуженного деятеля науки проф. А. П. Котельникова. М.-Л., Гос. изд. оборонной промышленности, 1939. – С. 292.
11. Механическая часть тягового подвижного состава / Под ред. И. В. Бирюкова. М.: Транспорт, 1992. – С. 440.
12. Ушкалов В.Ф. Случайные колебания колесных экипажей, движущихся по жесткому основанию со случайными неровностями // Вестник ВНИИЖТа. 1971. – № 6. – С. 9.
13. Беляев А.И. Вероятностные характеристики стохастических колебаний колесной пары тепловоза 2ТЭ10Л / А.И. Беляев, В.К. Белов. // Вестник ВНИИЖТа, 1971. – № 1. – С. 40
14. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т.. Механические колебания. – М.: Машиностроение, 1966. – С. 508.
15. Бать М.И. Вынужденные колебания в системе с гистерезисом // Прикладная математика и механика. 1940. – Вып. 3. Т. 4. – С. 30.
16. Шахунянц Г.М. Железнодорожный путь. М.: Транспорт, 1987. – С. 479.
17. Галиев И.И. Динамические свойства механических систем с инвариантным подвешиванием / И. И. Галиев, В. А. Нехаев, В. А. Николаев // Материалы VI Всепольского симпозиума. – Краков, 1992. – С. 130.
18. Смалев А. Н. Оценка влияния малых масс системы «колесо-рельс» на статистические характеристики её динамики / А. Н. Смалев // Из 170 вестия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2011. – С. 30.
19. Пахомов М.П. Основные принципы создания виброзащитных устройств для локомотивов / М. П. Пахомов, А. Л. Осинковский, В. А. Николаев и др. // Железнодорожный транспорт. – 1979. – С. 46.
20. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле, М.: Наука, 1967. – С. 444.
21. Алексеев М.В. Влияние конструкции экипажа на динамические показатели и воздействие на путь электровоза ВЛ80 // Труды ЦНИИ МПС. – Вып. 317. М.: Транспорт, 1966. – С.210.

					0032.190379.000.04MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Подпис	Дата		83

22. Галиев И.И., Нехаев В.А., Николаев В.А. Методы и средства виброзащиты железнодорожных экипажей. М.: УМЦ, 2010. – С. 340.
23. Савельев В.Ф., Шевченко В.Я. Рессорное подвешивание подвижного состава, обеспечивающее повышение скоростей движения и его безопасность // Повышение динамических качеств подвижного состава и поезда: межвуз. темат. сб. науч. тр. / ОмГУПС. Омск, 2011. – С. 66.
24. Астапов Ю.М., Медведев В.С. Статистическая теория систем автоматического регулирования и управления. М.: Наука, 1982. – С. 304.
25. Пупков К.А. Статистический расчет нелинейных систем автоматического управления. М.: Машиностроение, 1965. – С. 404.
26. Минсажаров М.Х. Повышения динамических качеств локомотива совершенствованием буксовой ступени рессорного подвешивания: дис. канд. техн. наук. ОмГУПС, Омск 2016.

					<i>0032.190379.000.04MP.ПЗ</i>	Арк.
						84
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпис</i>	<i>Дата</i>		