

Міністерство освіти і науки України  
Український державний університет науки і технологій


Львівський інститут  
(назва факультету)

Рухомий склад залізниць і колія  
(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка  
до кваліфікаційної роботи  
«Бакалавр»  
(ступінь вищої освіти)

на тему: Розробка динамічного паспорту дизель-поїзда ДПКр-3  
за освітньою програмою Локомотиви та локомотивне господарство  
зі спеціальності: 273 "Залізничний транспорт"  
(шифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: ЛГ 19117

  
(підпис студента)

/Ростислав КОВАЛИК/  
(Ім'я ПІРІЗВИЩЕ)

Керівник:

  
(підпис)

/ст. викладач, Андрій КУЗИШИН/  
(посада, Ім'я ПІРІЗВИЩЕ)

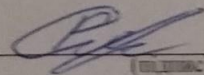
Нормоконтролер:

  
(підпис)

/викладач, Іван КРАВЕЦЬ/  
(посада, Ім'я ПІРІЗВИЩЕ)

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

Студент

  
(підпис)

Львів – 2022 рік

Ministry of Education and Science of Ukraine  
Ukrainian State University of Science and Technologies

Lviv Institute

(faculty)

Rolling stock of railways and tracks

(department)

Explanatory Note

to Master's Thesis

«Bachelor»

(higher education degree)

on the topic: Development of a dynamic passport of the diesel train DPKr-3  
according to educational curriculum «Locomotives and locomotive economy»  
in the Speciality: 273 «Railway transport»

(speciality and its code)

Done by the student of the group: LG19117

/Rostislav KOVALIK/

(name, surname)

Scientific Supervisor:

/senior lecturer, Andrii KUZYSHYN/

(position, name, surname)

Normative controller :

/teacher, Ivan KRAVETS/

(position, name, surname)

Supervisors

\_\_\_\_\_  
(Chapter title heading)

\_\_\_\_\_  
(position, name, surname)

\_\_\_\_\_  
(Chapter title heading)

\_\_\_\_\_  
(position, name, surname)

\_\_\_\_\_  
(Chapter title heading)

\_\_\_\_\_  
(position, name, surname)

\_\_\_\_\_  
(Chapter title heading)

\_\_\_\_\_  
(position, name, surname)

Lviv – 2022

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ.....	6
ВСТУП.....	7
<b>1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЧНОЇ ЧАСТИНИ ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗДА</b>	
ДПКР-3 .....	8
1.1 Основні параметри дизель-поїзда ДПКР-3 .....	8
1.2 Ходові частини головних і проміжних вагонів дизель-поїзда ДПКР-3....	10
1.3 Силкові характеристики елементів ресорного підвищення.....	13
<b>2 РУХ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ В КРИВІЙ ДІЛЯНЦІ КОЛІЇ..</b>	<b>22</b>
2.1 Загальні поняття про коливання тягового рухомого складу.....	22
2.2 Рух колісної пари в кривій ділянці колії.....	24
2.3 Геометричне вписування екіпажу в криву ділянку колії.....	27
<b>3 ДИНАМІЧНЕ ВПISУВАННЯ ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗДА ДПКР-3 В КРИВУ</b>	
ДІЛЯНКУ КОЛІЇ .....	32
3.1 Загальні положення динамічного вписування .....	32
3.2 Побудова горизонтально-динамічного паспорту дизель-поїзда ДПКР-3.....	37
<b>ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....</b>	<b>40</b>
<b>ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....</b>	<b>41</b>

0041.190546.01.ВКР.ПЗ								
Зав.	Арк	№ документа	Підпис	Дата	Розробка динамічного паспорту дизель-поїзда ДПКР-3	Літера	Аркуш	Аркушів
Розробив		Ростислав КОВАЛИК		18.06.12				
Консульт								
Перічник		Андрій КУЗИШИН		18.06.12				
Н. контр.		Іван КРАВЕЦЬ		18.06.12				
Зав. каф.		Олена БАЛЬ		18.06.12				
						ЛІ УДУНТ		

**(ЗАВДАННЯ НА РОБОТУ (ОКРЕМИЙ ДОКУМЕНТ, ОДИН ЛИСТ З  
ДВОХ СТОРІН ЗГІДНО ШАБЛОНУ)**

**ВІДОМІСТЬ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**  
***(БУДЕ РОЗРОБЛЕНО ГЗЯОП)***

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра:

42 с., 16 рис., 3 табл., 12 джерел.

Об'єкт дослідження – дизель-поїзд ДПКр-3.

Мета роботи – дослідження динамічної взаємодії дизель-поїзда ДПКр-3 з рейковою колією в кривих ділянках шляхом визначення направляючих та бокових сил, що діють від колеса колісної пари на головку рейки.

Методи дослідження – методи класичної механіки, динаміки механічних систем, чисельного інтегрування – для дослідження рівнянь рівноваги та знаходження основних динамічних показників рухомого складу при забезпеченні безпеки руху.

Проаналізовано особливості конструкції механічної частини дизель-поїзда ДПКр-3. Розглянуто особливості силових характеристик елементів ресорного підвішування, способи їх визначення, переваги та недоліки. Проведено дослідження динамічного вписування дизель-поїзда ДПКр-3 та розглянуто сили, які діють на екіпаж в кривій ділянці колії. Побудовано залежності направляючих сил та бокової сили колеса колісної пари на головку рейки в залежності від швидкості руху.

Результати роботи можуть бути використані при встановленні максимально допустимих швидкостей дизель-поїзда ДПКр-3 під час його руху в кривих ділянках колії.

Ключові слова: ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗД, НАПРАВЛЯЮЧА ТА БОКОВА СИЛИ, ДИНАМІЧНІ ПОКАЗНИКИ, КРИВА ДІЛЯНКА КОЛІЇ

**ПЕРЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ,  
СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ**

РС	Рухомий склад
ТРС	Тяговий рухомий склад
ДПКр-3	Дизель-поїзд Крюківський, 3-й тип

						Арк.
						7
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

## ВСТУП

Основними напрямками розвитку залізничного транспорту, що забезпечують його конкурентоспроможність з іншими видами, є зростання швидкостей руху, зниження експлуатаційних витрат на утримання та ремонт рухомого складу, розширення типів рухомого складу, що проектуються та вводяться в експлуатацію, що більшою мірою відповідає сучасним вимогам, що пред'являються до безпеки руху та комфортабельності пасажирів.

Успішний розвиток по кожному з перерахованих напрямків неможливий без глибокого опрацювання питань динаміки рухомого складу та його взаємодії з колією. Одним з найбільш дієвих методів вирішення перерахованих вище завдань є створення алгоритмів та програм, що моделюють рух залізничних екіпажів. Це дозволить суттєво скоротити терміни та витрати на створення та доопрацювання екіпажів нового покоління, а також модернізацію. Також дозволить в більш повному об'ємі дослідити вплив параметрів інерції, жорсткості, демпфування, геометричних розмірів на динамічні якості екіпажу, навантаженість його несучих вузлів, знос колеса та рейки, знаходити раціональні поєднання параметрів екіпажу, що забезпечують необхідний рівень його динамічних показників.

На даний час головним підприємством, яке здійснює проектування, виготовлення та введення в експлуатацію сучасного рухомого складу є Крюківський вагонобудівний завод. На даний момент ним уже випущено в експлуатацію чотири дизель-поїзди типу ДПКр-3. У зв'язку з цим актуальним постає питання щодо дослідження його взаємодії з рейковою колією та як наслідок визначення оптимальних режимів руху.

*Об'єктом дослідження в даній роботі є дизель-поїзд ДПКр-3.*

*Предметом дослідження являються методи щодо визначення динамічних показників дизель-поїзда ДПКр-3 при його взаємодії з рейковою колією.*

						Арк.
						8
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

# 1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЧНОЇ ЧАСТИНИ ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗДА ДПКР-3

## 1.1 Основні параметри дизель-поїзда ДПКр-3

Дизель-поїзд ДПКр-3 є сучасним регіональним українським моторвагонним рухомим складом виробництва Крюківського вагонобудівного заводу. Перший випуск даного дизель-поїзда відбувся у 2019 році, а вже згодом у 2021 році були побудовані ще три таких дизель-поїзда (рисунок 1.1).

Основні параметри дизель-поїзда ДПКр-3 наведено в (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Основні параметри дизель-поїзда ДПКр-3

Параметр	Норма для вагона
Тип сполучення	Регіональне
Ширина колії, мм	1520
Габарит вагонів	T
База вагонів, мм:	
головні вагони моделі 63-7083А	17000
проміжний вагон моделі 63-7084А	17000
Ширина вагонів, мм	3500
Висота вагонів, мм	4400
Висота осі автозчеплення від головки рейок, мм	1060±20
Довжина вагонів по осям зчеплення, мм:	
головних вагонів моделі 63-7083А	24483
проміжний вагон моделі 63-7084А	24596
Маса тари вагонів, т, не більше ніж:	
головний вагон моделі 63-7083А	72
проміжний вагон моделі 63-7084А	55
Максимальне навантаження на вісь, кН, не більше ніж	200

						Арк.
						9
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Максимальна тривалість до першої екіпіровки, (між екіпіровками), год.	24
Силовий модуль	дизельний
Тип передачі	гідравлічна
Експлуатаційна швидкість поїзда, км/год.	140
Конструктивна швидкість поїзда, км/год.	154
Склад дизель-поїзда (основний) вагонів	3
головних (моторних)	2
проміжних (немоторних)	1
Варіанти складу дизель-поїзда, вагонів	2 (4, 6, 9 з управлінням за системою багатьох одиниць) (з можливістю управління з однієї кабіни управління)

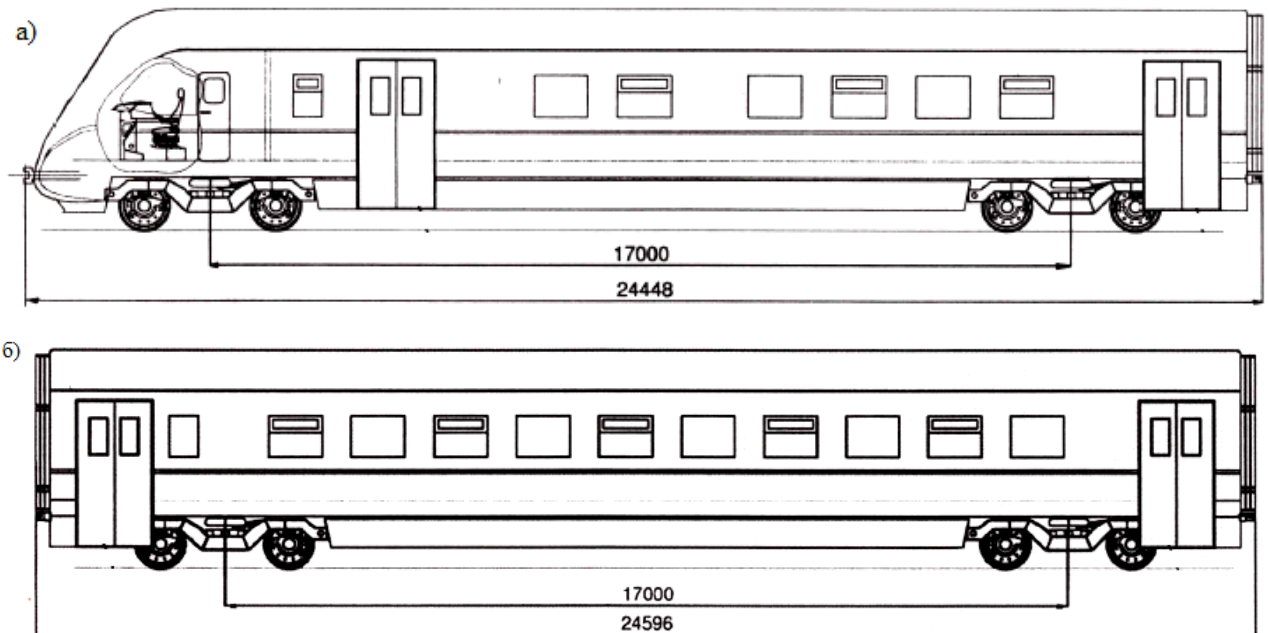


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд головного моторного вагона моделі 63-7083А (а) та проміжного немоторного вагона моделі 63-7084А (б) дизель-поїзда ДПКр-3

## 1.2 Ходові частини головних і проміжних вагонів дизель-поїзда ДПКр-3

Дизель-поїзд ДПКр-3 являє собою моторвагонний рухомий склад постійного формування, який складається з головних вагонів (вагони є моторними та мають кабіни управління) та проміжного (немоторного) вагона, який розташований між ними (рисунок 1.2).

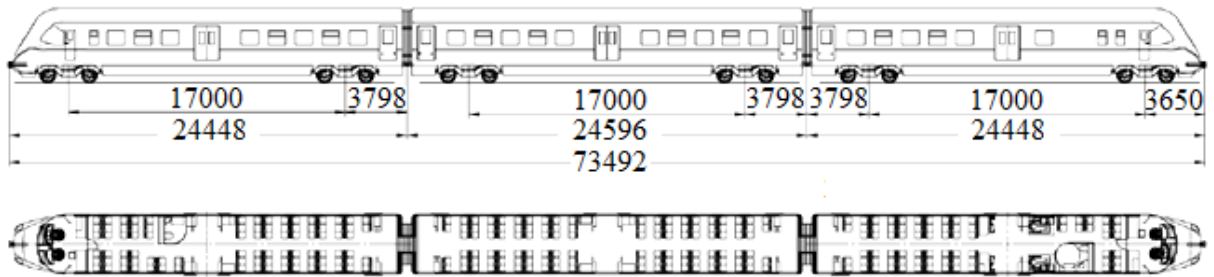


Рисунок 1.2 – Загальна схема формування вагонів дизель-поїзда ДПКр-3

З конструктивної точки зору вагони дизель-поїзд мають два візка, які є двовісними [1]:

- візок, який має тяговий електричний привід (рисунок 1.3);
- візок, який немає електричного тягового приводу (рисунок 1.4).

Ресорне підвішування у візків є двоступеневе:

- первинне – використовуються циліндричні виті пружини;
- вторинне – використовуються пневматичні ресори, які мають можливість гасити певні види коливань.

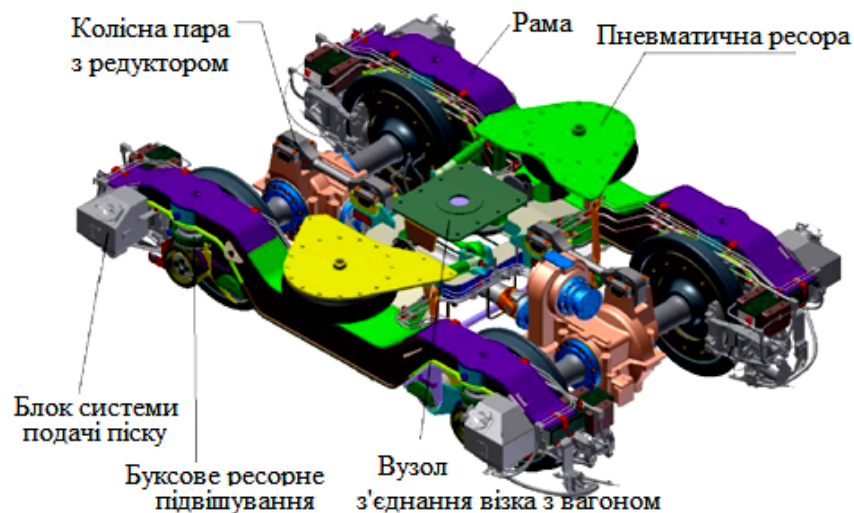


Рисунок 1.3 – Конструктивні елементи приводного візка

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		11

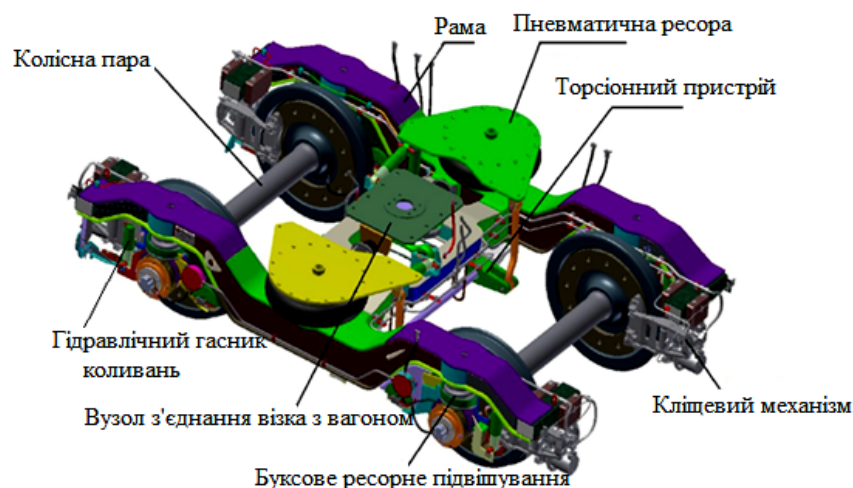


Рисунок 1.4 – Конструктивні елементи непривідного візка

Конструктивно візки складаються з наступних елементів:

- рами візка;
- чотирьох колісних пар;
- буксового ресорного підвішування (використання витих циліндричних пружин та паралельно гідравлічних гасників коливань);
- центрального ресорного підвішування (використання пневматичної ресори та паралельно їй гідравлічних гасників коливань);
- осьових редукторів, які використовуються на візках, що мають тяговий електричний привід;
- гідравлічних гасників коливань, які використовуються як у буксовій, так і в центральній ступені ресорного підвішування;
- стабілізатора бокового хитання;
- елементів, які призначені для конструктивного з'єднання візка з кузовом та передачі між ними поздовжніх зусиль;
- елементів, які призначені для з'єднання буксового вузла з рамою візка.

Ресорне підвішування буксового вузла складається із трьох витих циліндричних пружин та гасників коливань, що розміщуються паралельно один до одного (рисунок 1.5). Друга ступінь ресорного підвішування складається із

						Арк.
						12
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

двох пневматичних ресор, двох вертикальних та двох горизонтальних гасників коливань (рисунок 1.6).

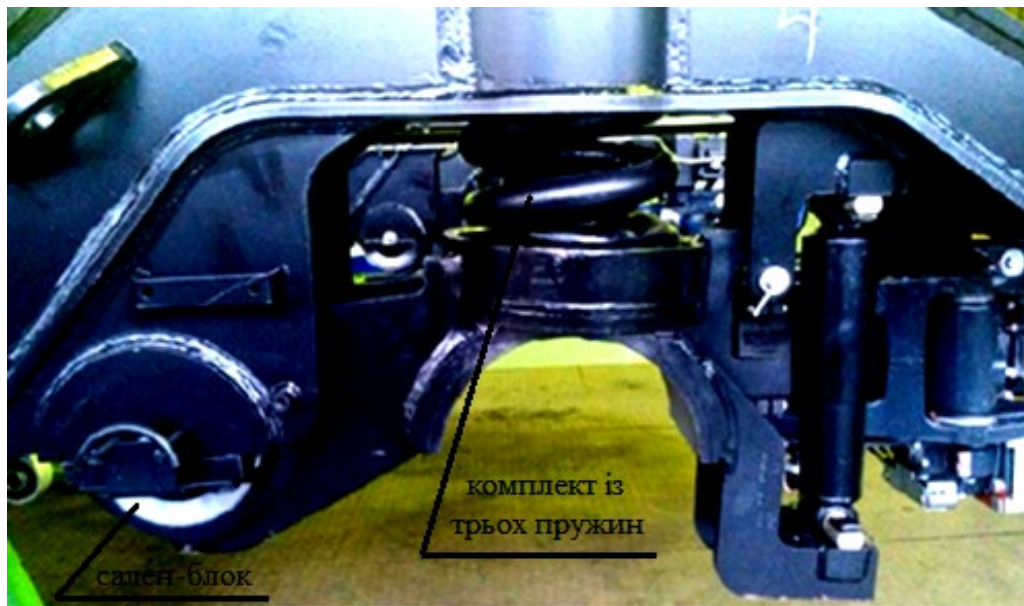


Рисунок 1.5 – Перша ступінь ресорного підвішування

Пневматична ресора під час експлуатації рухомого складу заповнена стисненим повітрям тиском 0,7 МПа та представляє собою резинову оболонку.

Пневматична ресора складається з (рисунок 1.7): болтів, що кріплять ущільнюючі кільця 1, зажиму плити ковзання 2, болтів ковзаючої плити 3, кріпильної плити 4, ущільнювального кільця 5, ковзаючої плити 6, подушки 7, нижньої плити 8, болтів нижньої плити 9, додаткової ресори 10 [2].



Рисунок 1.6 – Друга ступінь ресорного підвішування

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		13

Проведені випробування у роботах [3-4] показали, що використання пневматичних ресор дозволяє покращити віброзахисні властивості та комфортність перевезення пасажирів.

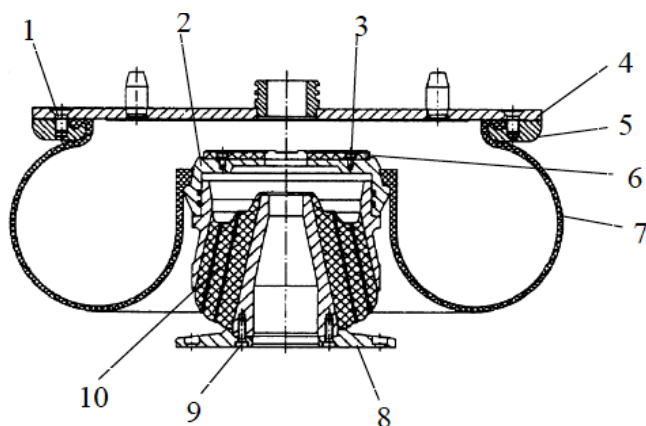


Рисунок 1.7 – Пневматична ресора діафрагмового типу

При цьому пневматичну ресору з'єднують з додатковим резервуаром, що дозволяє здійснювати перетікання повітря з одного об'єму в інший, та як наслідок зменшити її вертикальну жорсткість.

### 1.3 Силкові характеристики елементів ресорного підвішування

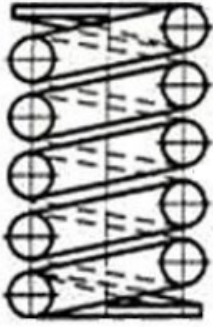
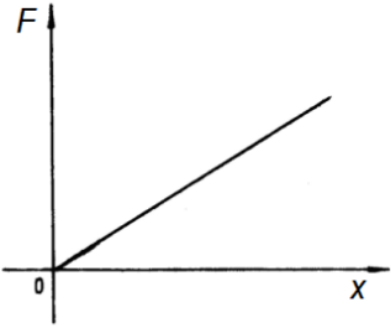
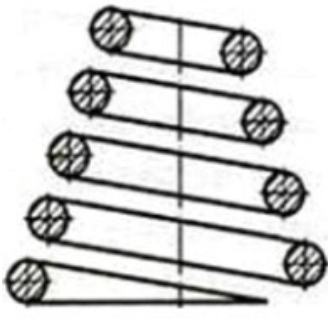
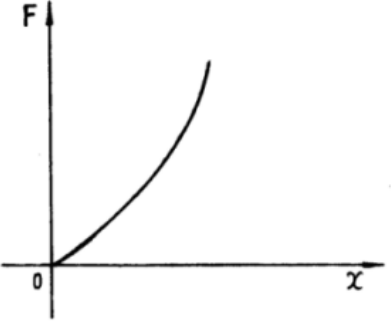
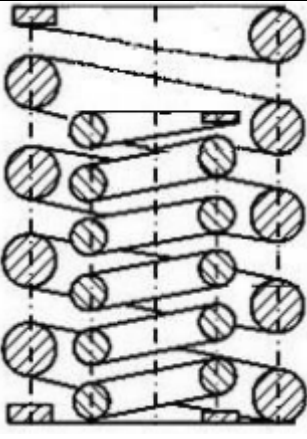
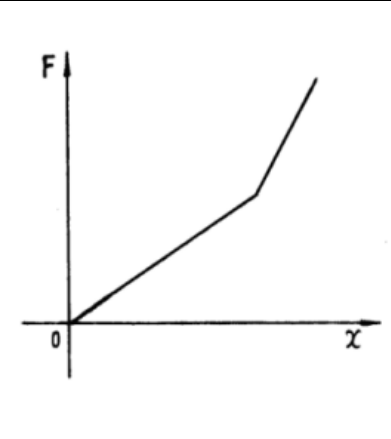
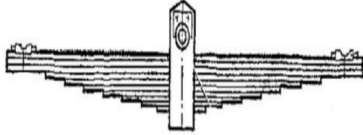
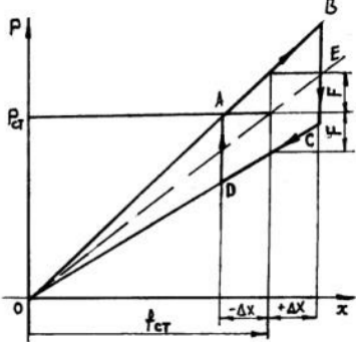
У механічній моделі залізничного екіпажу, що складається з окремих тіл, які з'єднані елементами різної фізичної природи, статичні характеристики елементів, що визначають залежність їх реакції від деформації або швидкості, називають силовими [5]. Пружно-дисипативні зв'язки можуть бути представлені пружинами, листовими ресорами, білінійними пружними елементами, пневматичними елементами, резино-пружними елементами, фрикційними гасниками, гідравлічними демпферами і демпферами ротаційного типу, багато з яких мають нелінійну силову характеристику. Пружні елементи з нелінійними характеристиками мають ряд переваг і тому широко застосовуються в реальних конструкціях рухомого складу.

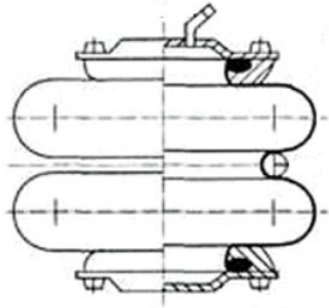
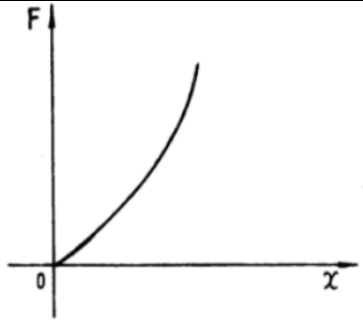
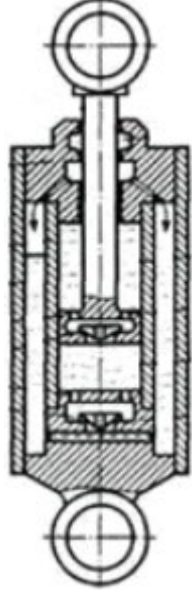
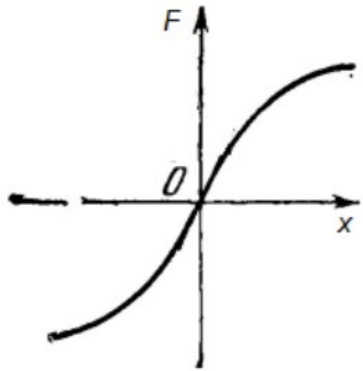
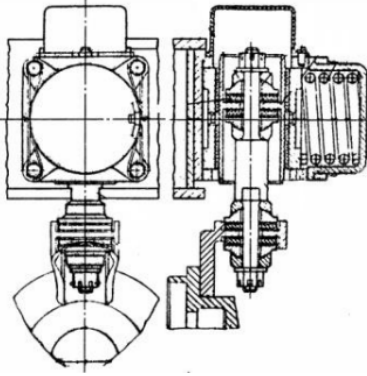
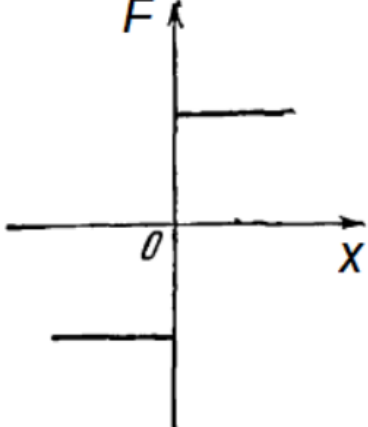
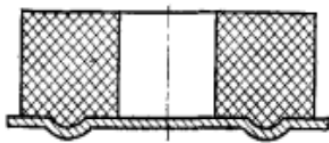
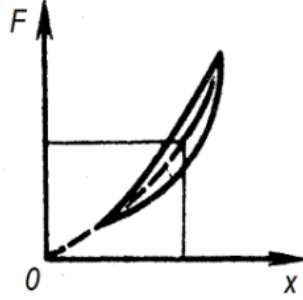
У (табл. 1.2) наведено аналітичні та графічні уявлення силових характеристик пружних елементів, які знайшли найбільш поширене застосування як пружно дисипативних зв'язків рухомого складу.

						Арк.
						14
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Зупинимося докладніше на конструкції, сферах застосування, перевагах і недоліках пружно дисипативних зв'язків.

Таблиця 1.2 – Силкові характеристики пружних елементів

№	Пружний елемент	Рисунок	Силова характеристика
1	Циліндрична пружин (всі види РС) $F = kx$		
2	Конічна пружина (на деяких видах ТРС) $F = kx^3$		
3	Білінійний пружний елемент $\begin{cases} F = k_1x, & x \leq x_0 \\ F = k_2x, & x > x_0 \end{cases}$		
4	Листова ресора $F = kx(1 \pm f_{тер})$		

5	Пневматичні ресори $F = \alpha x + \beta x^2 + \gamma x^3$		
6	Гідравлічний демпфер $F = \alpha \dot{x} + \beta \dot{x}^3$		
7	Фрикційний гасник коливань		
8	Гумо-пружні елементи		

**Циліндричні пружини.** Найширше застосування, як пружних елементів, в ресорному підвішуванні рухомого складу знайшли кручені металеві пружини.

Широке застосування в ресорному підвішуванні сучасних локомотивів

циліндричних пружин насамперед виправдовується їх перевагами:

- простотою конструкції, в порівнянні з іншими пружними елементами, і як наслідок досить високою надійністю;
- відносною дешевизною виготовлення та обслуговування;
- при невеликих габаритах вони дозволяють отримати оптимальні пружні характеристики та забезпечують спокійніший хід екіпажу, порівняно з листовими ресори.

Недоліком пружин є досить низька здатність розсіювання енергії механічних коливань, що у свою чергу при настанні певних умов може призвести до резонансу. Для розсіювання енергії необхідно вводити в конструкцію демпфуючий елемент.

**Конічні пружини.** Кубічну пружну характеристику мають металеві пружини, що виконані у вигляді конуса або гумово-пружні елементи. Конічні пружини застосовують у випадках, коли необхідно отримати нелінійну силову характеристику пружини з жорсткістю у міру стиснення. Збільшення жорсткості при стисканні пояснюється неоднаковою податливістю витків, що залежить від їхнього діаметра. З додаванням сили деформуються витки найбільшого діаметра. Перший опорний виток лягає на опорну площину, потім лягає на нього наступний виток і т.д. Жорсткість пружини зростає в міру стиснення внаслідок зменшення вільних витків, і поступового зменшення їх діаметра. У конічних гвинтових пружин, а також для гумокордних пружних елементів коефіцієнт жорсткості зростає зі збільшенням прикладеної сили, і в результаті силова характеристика жорстка. Жорстка силова характеристика описується, як правило, кубічною нелінійністю.

Перевагою конічних пружин є плавне обмеження динамічного ходу системи обресорювання та отримання, у багатьох випадках, найкращих показників динамічних якостей [6]. Недолік полягає в складності виготовлення та ремонту, тому широкого поширення в ресорному підвішуванні рухомого складу вони не набули.

**Багаторядні пружини.** Послідовна або паралельна робота кількох пружин

						Арк.
						17
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

поширена в ресорному підвішуванні залізничних екіпажів. Для зменшення габаритних розмірів зазвичай замість однорядних пружин застосовують багаторядні. У цьому випадку у внутрішній порожнині зовнішньої пружини розташовується друга, а інколи і третя пружина.

При паралельній роботі кількох пружин (багаторядних), рівних по висоті, силова характеристика залишається лінійною, але в тих випадках, коли одна пружина по висоті менша за іншу вона стає кусково-лінійною або білінійною.

Перевагою білінійного підвішування є два режими роботи, завдяки чому жорсткість підвішування порожнього вагона втричі менша за завантажений.

Переваги багаторядних пружин перед однорядними полягають в компактності розміщення конструкції рухомого складу, при тих же динамічних характеристиках. Недоліки багаторядних пружин аналогічні недолікам однорядних пружин, відмінність яких полягає лише в нижчій надійності даних пружних елементів через збільшення деталей у вузлі.

**Листова ресора.** Ресори виконують одночасно функції, як гасника коливань, так і пружних елементів.

Переваги листових ресор:

– на відміну від пружин не вимагають наявності демпфуючих елементів, оскільки мають функціональну можливість дисипації механічної енергії.

Незважаючи на те, що листові ресори на відміну від пружин, не вимагають демпфування, вони мають велику кількість недоліків:

– при підвищених навантаженнях на листову ресору, і великій кількості листів, що характерно, наприклад, для магістральних електровозів, ресора може бути заблокована силою сухого тертя, що значно підвищує динамічну завантаженість вузлів локомотивів.

– поверхня окремих листів ресори схильна до корозії, яка в свою чергу призводить до зміни коефіцієнта тертя між листами і як наслідок до збільшення сили тертя після нетривалої експлуатації в 5-6 разів у порівнянні з силами тертя в ресорах, випущених заводом-виробником. Відбувається збільшення жорсткості, внаслідок чого ресора перестає виконувати свої функції. Це призводить до зміни

						Арк.
						18
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

структури схеми обресорювання екіпажу та підвищення впливу на колію.

Саме ці обставини стали причиною відсутності листових ресори в ходовій частині сучасних локомотивів.

**Пневморесори.** Важливою відмінністю механічної частини високошвидкісних і швидкісних електропоїздів є наявність пневморесори в центральній ступені підвішування.

Переваги застосування пневморесор у ресорному підвішуванні [7]:

– оптимальна нелінійна силова характеристика, при малих габаритах пружного елемента;

– можливість поєднання в одному елементі пружно дисипативних властивостей;

– регулювання висоти автозчеплення за рахунок зміни тиску у робочій камері пневморесори;

– висока ізоляція підресореної маси від високочастотних збурень;

– мала металоемність.

Недоліки:

– поступаються за критеріями надійності та довговічності традиційним металевим пружним елементам;

– підвищена залежність пружно-дисипативних характеристик пневморесор від температури та вологості навколишнього середовища.

**Гіродемпфери.** У гіродемпферах сили опору створюються у процесі руху поршня з отворами малого перерізу в циліндрі, заповненому в'язкою рідиною [8]. Принцип дії цих гасників полягає у послідовному видавлюванні в'язкої рідини через вузькі канали (дросельні отвори).

Силова характеристика демпфера може бути симетричною, якщо сили опору при ході розтягування та ході стиснення однакові, несиметричною, якщо ці сили є різними [8]. Демпфери з симетричною характеристикою зазвичай встановлюють у підвішуванні між кузовом та візком. У буксовій ступені ресорного підвішування доцільно застосовувати гасники з несиметричною характеристикою, так як при русі колеса по нерівності виникають більші зусилля, ніж при русі його по впадині.

						Арк.
						19
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Відомо, що стабільність силової характеристики гасника коливань при різних температурних режимах його роботи відображає надійність гасника [9]. Особливого значення це набуває при експлуатації локомотивів за умов низьких температур. Однак гасники в'язкого тертя помітно знижують свою енергоємність за цикл при підвищенні температури та навпаки. Ці недоліки, по можливості, повинні бути усунені при створенні оптимального гасника коливань.

До переваг гідравлічних гасників відносяться [6, 9]:

- можливість регулювати енергоємність у межах;
- висока енергоємність при малих габаритах;
- стійке обмеження амплітуди вимушених коливань при резонансі незалежно стану рейкової колії;
- залежність сили опору від амплітуди та частоти коливань;
- забезпечення стійкого режиму демпфування;
- менше, в порівнянні з фрикційними гасниками, зношування в експлуатації.

Основними їх недоліками є:

- значна зміна значень  $\beta$  при зміні температури навколишнього середовища та витоках рідини з гасника;
- мале стиснення рідини при високочастотному спектрі збурень може призвести до зниження експлуатаційної надійності демпфера;
- низьке стиснення рідини в робочій камері гіродемпфера при високочастотних коливаннях призводить до виникнення великих сил, які знижують надійність гасника;
- досить швидке зношування ущільнювальних пристроїв та як наслідок витікання робочої рідини, що призводить до зменшення сили опору або до виходу демпфера з ладу;
- висока вартість;
- жорстка передача ударних імпульсів.

**Фрикційні гасники коливань.** Фрикційні гасники коливань, на відміну від гідравлічних, менше залежать від місця їх розташування в ресорному підвішуванні. Працездатність цих гасників в основному визначається:

						Арк.
						20
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

використовуваними матеріалами, тиском, станом і припрацюванням пар, що труться, і також конструктивними особливостями [10].

Фрикційні гасники коливань характеризуються тим, що силова характеристика цих демпферів апроксимується аналітичною функцією  $sign(\dot{x})$ . Отже, при складанні математичної моделі залізничних екіпажів із силами сухого тертя матимемо нелінійні диференціальні рівняння.

Переваги фрикційних демпферів:

- простота конструкції;
- надійність в експлуатації.

Недоліки фрикційних демпферів:

– нестабільність у часі значення коефіцієнта тертя, що визначає великий розкид характеристик демпферів і появу значних сил тертя, які в деяких випадках блокують ресорне підвішування та створюють значне зношування поверхонь тертя в процесі експлуатації;

– великі сили тертя, що перешкоджають прогинам ресорного підвішування, коли величина сили, що збурює, менша за силу тертя самого гасника;

– нестабільна їх робота під час руху локомотивів залізничною колією. Досліди проведені у роботі [11] показують, що оптимальна сила тертя, яка підходить під час руху колією у якої стан є «відмінний», не є оптимальною для іншого стану колії. Якщо зменшити силу тертя, то колії з великими нерівностями спостерігається різке зростання резонансних коливань. Зазначений недолік певною мірою усувається при застосуванні фрикційних гасників, у яких сила тертя залежить від переміщення або швидкості переміщення системи при коливаннях.

**Гумові елементи.** Гумові елементи знаходять широке застосування в якості як пружних елементів та і рухомих з'єднань на рухомому складі. Завдяки порівняно високим допустимим відносним деформаціям та наявності внутрішнього тертя вдається створювати компактні пружні елементи, що реалізують також розсіювання енергії, що дозволяє, наприклад, обходитися при їх застосуванні без гасників коливань буксового ступеня підвішування. Внутрішнє тертя у гумі

						Арк.
						21
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

особливо ефективно сприяє зниження високочастотних вібрацій – шумів. Силві характеристики гумових ресор на відміну від металевих істотно залежать від температури режиму навантаження, агресивності середовища та інших факторів [12]. Переваги гумометалевих пружних елементів:

- незначне поверхневе зношування елементів із гуми;
- значна енергоємність та високе внутрішнє тертя, що сприяє поглинанню коливань високої частоти;
- компактність.

Недоліки гумометалевих пружних елементів:

- підвищення температури елементів із-за внутрішнього тертя;
- низька гнучкість;
- сильна залежність пружно-дисипативних параметрів гуми від температури повітря.

Вище були розглянуті основні пружно-дисипативні в'язі залізничних екіпажів, що створюють нелінійності в механічній системі «екіпаж-колія» і безпосередньо в конструкції рухомого складу. Слід зазначити, що ресорне підвішування рухомого складу нового покоління відрізняється у застосуванні багатофункціональних гвинтових пружин у центральній ступені підвішування та у відсутності листових ресор у буксовій ступені. Підвищені осьові навантаження призвели до збільшення жорсткості несучих пружних елементів буксового ступеня, що спричинило збільшення вібрацій обресорених мас і як наслідок є причинами підвищеного рівня силової взаємодії рухомого складу та колії.

						Арк.
						22
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

## 2 РУХ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ В КРИВІЙ ДІЛЯНЦІ КОЛІЇ

### 2.1 Загальні поняття про коливання тягового рухомого складу

Рух локомотива в кривій пов'язаний із зміною напрямку його швидкості. Навіть за  $v = \text{const}$  рух окремих частин локомотива відбувається з прискоренням  $a = \frac{v^2}{R}$  (де  $R$  – радіус кривизни), спрямованим за нормаллю до кривої. Це прискорення виникає під впливом зовнішніх сил – поперечних реакцій рейок на колісні пари, які називаються направляючими силами. Такі сили, особливо у кривих малого радіусу, можуть у кілька разів перевищувати сили, що виникають при вилянні та боковому виносі екіпажу на прямих ділянках колії. До того ж на прямих ділянках ці сили досягають великих значень лише на коротких відрізках колії, де гребені коліс набігають на рейки. У кривих з радіусом менше 600 м гребені деяких коліс при їх русі можуть бути притиснуті на протязі всієї кривої, тому основними зонами виходу з ладу рейок по контактному-втомним ушкодженням є криві ділянки колії.

Через поперечні в'язі колісних пар з рамою візка дія рейок передається на візки і кузов, причому площини, в яких розташовані поперечні в'язі, не проходять через центри мас візків і кузова. Тому їх реакції викликають появу перекидаючих моментів відносно центрів мас. Під дією цих моментів рами візків та кузов повертаються відносно своїх поздовжніх осей назовні кривої. Для зменшення повороту, зовнішню рейку встановлюють з підвищенням  $h_0$ ; реакцій у ресорному підвішуванні, що з'являються при цьому, повертають кузов і раму візка у зворотному напрямку – всередину кривої.

Крім того, процес руху колісної пари в кривій, як правило, супроводжується проковзуванням коліс відносно рейок. Це пов'язано з тим, що відстань, що проходять колеса по зовнішній і внутрішній рейках, різні і вісь колісної пари відхиляється від положення, що відповідає радіальній установці в рейковій колії. Проковзування, що виникає через різницю цих відстаней, частково зменшується завдяки конусності бандажів: зовнішнє колесо котиться по

									Арк.
									23
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата					

більшому колу кочення, а внутрішнє – по меншому. Однак повністю усунути ковзання не вдається; тому під час руху в кривій у точках контакту виникають значні сили тертя, що викликають підвищений знос коліс та рейок.

Для покращення динамічних умов входу локомотива в криву ділянку колії між прямою та кривою вводять ділянки змінної кривизни (рисунок 2.1), так звані перехідні криві.

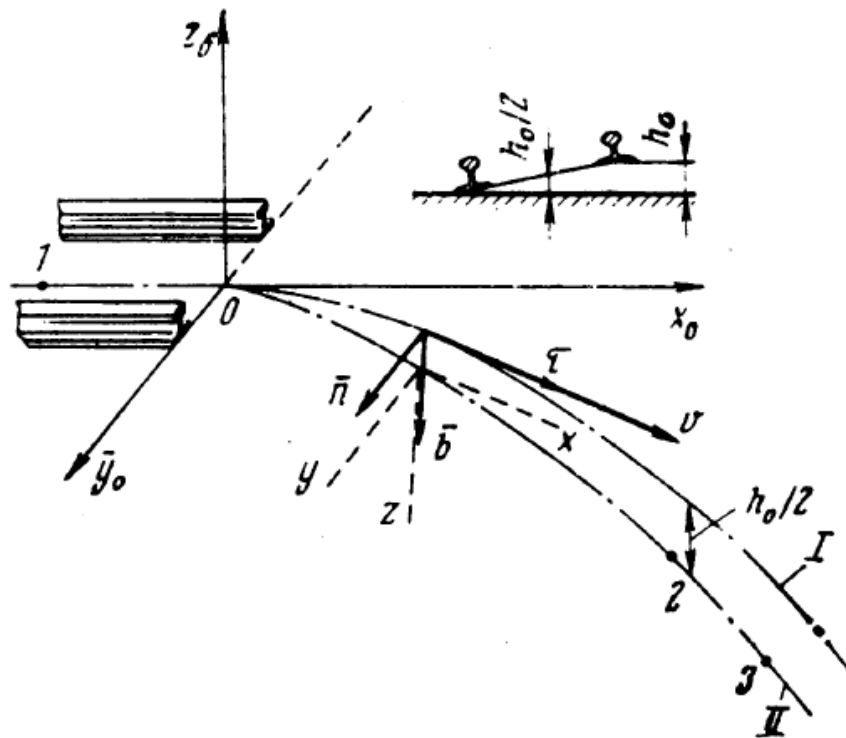


Рисунок 2.1 – Зміна положення осі колії при переході з прямої в криву ділянку: 0-1 – пряма ділянка; 0-2 – перехідна крива; 2-3 – кругова крива; I – вісь колії; II – проекція осі колії на горизонтальну площину;  $x, y, z$  – рухома система координат

Радіус їхньої кривизни  $\rho_k$  залежить від дугової координати  $s = v \cdot t$ .

Характеристики динамічних процесів (сил, прискорень тощо), що виникають під час проходження кривої, визначають, використовуючи математичні моделі. Для проведення наближених розрахунків широко застосовують модель стаціонарного руху локомотивів з ідеальними круговими кривими. Розглядаючи квазістатичну задачу, знаходять рішення, мета якого полягає у визначенні геометричних та силових факторів, що характеризують рух локомотива в кривій. Це, як правило, сили, що діють лише у горизонтальній площині, або переміщення елементів екіпажу одна відносно одної. Найбільш

						Арк.
						24
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

точні результати можна отримати, використовуючи модель, що описує рух локомотива в кривій з горизонтальними нерівностями  $\eta_r$ , що супроводжується коливаннями в горизонтальній поперечній площині. Для аналізу процесів, що відбуваються при цьому, розглянемо осцилограму (рисунок 2.2) горизонтальної сили, що передається від колії на раму візка – рамної сили, яка отримана під час руху по прямій (ділянка 0 – 1) і кривій (ділянки 1 – 3), включаючи перехідні криві (дільниці 1 – 1' та 2 – 3). З (див. рис. 2.2) видно, що на середній рівень рамних сил, що зростають у перехідній кривій за лінійним законом та постійних у круговій кривій, накладаються коливання широкого спектра частот.



Рисунок 2.2 – Зміна рамної сили від першої колісної пари

Ці коливання викликаються нерівностями колії, боковим виносом та впливанням колісної пари перед входом у перехідну криву та імпульсами сил, що виникають при набіганні колеса на рейку. Підвищені сили взаємодії між колісною парою і рейками викликають додаткове викривлення рейкових ниток, що призводить до збільшення рамних сил.

## 2.2 Рух колісної пари в кривій ділянці колії

Щоб забезпечити рух локомотива в кривій ділянці колії, необхідно враховувати особливості цього руху як при конструюванні колії, так і локомотивного екіпажу. Розглянемо спочатку особливості руху одиночної колісної пари.

Нехай колісна пара, у якої колеса жорстко зв'язані котиться в кривій радіусом  $R$  (рисунок 2.3). Припустимо, що колісна пара під час руху кривою ділянкою колії прагне постійно зайняти радіальне положення. Тоді за час  $t$  вона повернеться на кут  $\alpha$  відносно центру кривої. Відстані, які пройдені

						Арк.
						25
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

внаслідок коченням зовнішнім та внутрішнім колесами, будуть рівними:

$$l_1 = \frac{\pi\alpha}{180} \cdot R_3, \quad (2.1)$$

$$l_2 = \frac{\pi\alpha}{180} \cdot R_B, \quad (2.2)$$

Очевидно, що  $l_1 > l_2$  і при жорсткому зв'язку кочення коліс відбувається з проковзуванням. Дане проковзування є вкрай небажаним явищем, що викликає:

- збільшення сил опору руху локомотива;
- зниження коефіцієнта зчеплення коліс з рейками;
- збільшення зносу бандажів.

Проковзування можна усунути повністю при застосуванні колісної пари з незалежно обертаючими колесами, наприклад, шляхом установки їх через підшипники кочення на вісь. Однак подібні колісні пари знайшли обмежене застосування через велику складність. Найбільш простий шлях, який дозволяє зменшити проковзування, це використання конічності бандажів.

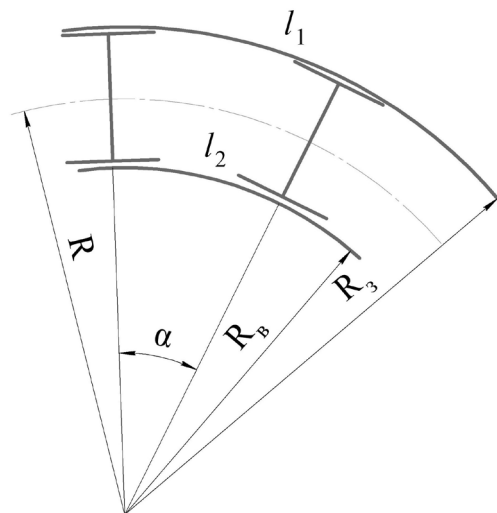


Рисунок 2.3 – Схема кочення колісної пари в кривій ділянці колії

На (рисунок 2.4) зображено профіль бандажа сучасного локомотива. При коченні колісної пари з конічним бандажем в кривій, необхідно, щоб колісна

						Арк.
						26
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

пара мала можливість переміщатися з поперечному напрямку.

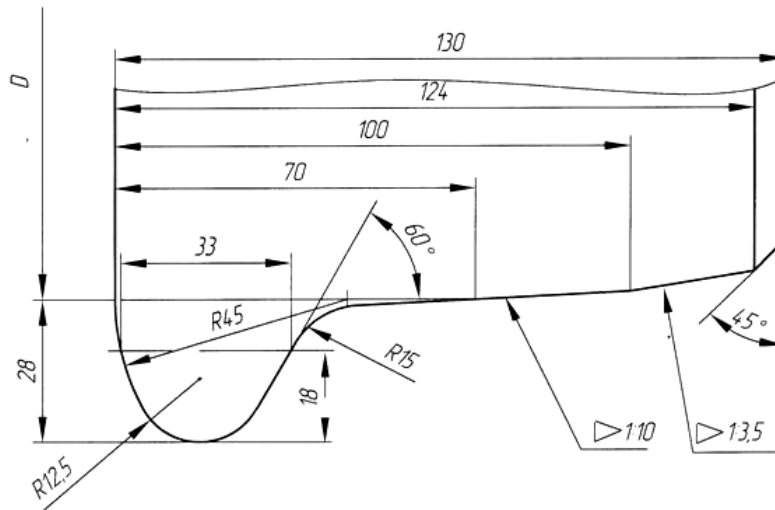


Рисунок 2.4 – Профіль бандажа локомотива

Нехай колісна пара при коченні перемістилася під дією відцентрової сили на величину  $Y$  в сторону зовнішньої рейки. Тоді радіус зовнішнього колеса  $r_1$  збільшується, а внутрішнього  $r_2$  зменшується. Коли відомо конічності бандажа  $i$ , радіуси  $r_1$  і  $r_2$  можуть бути визначені, як:

$$r_1 = r + Y \cdot i, \quad (2.3)$$

$$r_2 = r - Y \cdot i, \quad (2.4)$$

Вертаючись до (див. рис. 2.3), можна встановити, що при повороті колісної пари з конічними бандажами, шлях, який пройдено зовнішнім та внутрішнім колесом колісної пари буде визначатись:

$$l_1 = \frac{\pi\alpha}{180^\circ} (R + S_k), \quad (2.5)$$

$$l_2 = \frac{\pi\alpha}{180^\circ} (R - S_k), \quad (2.6)$$

						Арк.
						27
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Для того, щоб рух колісної пари відбувався без проковзування необхідно:

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{R + S_k}{R - S_k}, \quad (2.7)$$

Підставляючи формули (2.3) і (2.4) та виконавши деякі перетворення, отримаємо:

$$R = S_k \frac{r}{Y \cdot i}, \quad (2.8)$$

В даний вираз величини  $r$ ,  $S_k$  та  $i$  входять як постійні величини, тоді очевидно, що для того щоб колісна пара рухалась без проковзування, кожному радіусу кривої повинне відповідати певне горизонтальне поперечне переміщення  $Y$ . Таким чином в кривих ділянках колії між гребенем та головкою рейки повинен бути зазор, який буде забезпечувати вільне поперечне переміщення колісної пари.

### 2.3 Геометричне вписування екіпажу в криву ділянку колії

Рух екіпажу, який об'єднує декілька колісних пар в одній жорсткій базі відрізняється від руху одиночної колісної пари. При достатньо великій жорсткій базі локомотива може відбутись заклинювання гребнями бандажів екіпажу всередині рейкової колії.

Для того, щоб цього не сталося в кривих малого радіусу рейки укладаються зі збільшеною шириною колії. Розширення колії доцільно як для зменшення проковзування колісних пар, так і для полегшення проходження екіпажу кривих ділянок колії. Під час руху в кривих ділянках колії

Під час руху в кривих ділянках колії можлива різна установка екіпажу відносно рейок. При малих швидкостях руху можливий випадок коли передня колісна пара набігає гребнем на зовнішню рейку а задня колісна пара на

						Арк.
						28
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

внутрішню. Така установка називається установкою найбільшого перекосу. Зі збільшенням швидкості руху за рахунок дії відцентрової сили яка прикладена до центру ваги задня колісна пара відривається від внутрішньої рейки. Положення екіпажу, при якому передня колісна пара приживається до зовнішньої рейки, а задня не приживається гребнем до жодної рейки називається вільною установкою. При подальшому збільшенні швидкості руху, екіпаж поступово починає повертатись і задньою колісною парою набігати на зовнішню рейкову нитку. Така установка називається хордовою.

Під геометричним вписуванням екіпажу в криву розуміють визначення взаємного розташування рейкової колії та елементів екіпажу з метою встановлення наступного: чи екіпаж зможе вписатися в криву, тобто пройти її так, щоб гребені коліс не вкотились на головки рейкових ниток; які максимальні відхилення різних точок візків відносно кузова; які кути між поздовжніми осями візків та кузова, а також кути набігання окремих колісних пар на рейку та ін.

Положення простого екіпажу в круговій кривій (рисунок 2.5) визначається кутом  $\alpha$  – кутом набігання переднього колеса на зовнішню рейку. Цей кут утворюється лінією  $A'B'$ , яка паралельна поздовжній осі екіпажу, і дотична  $AM$  в точці  $A$  набігання колеса на рейку. Кут  $\alpha$  є рівним центральному куту між радіусом, проведеним в точку  $A$ , і радіусом  $O\Omega$ , перпендикулярним до поздовжньої осі візка, що перетинає її в точці  $\Omega$ . Через точку проходить вісь обертання візка під впливом направляючих сил з боку рейок, сил тертя в опорних точках коліс з рейками, а також відцентрової сили.

Точку  $\Omega$  прийнято називати полюсом обертання візка, а відрізок  $x_\Omega$  – полюсною відстанню. Іноді в якості координат, які визначають положення екіпажу в круговій криві, приймають  $x_\Omega$ .

Для дослідження положень екіпажу в круговій криві користуються формулою, що зв'язує стрілу хорди  $f_x$ , довжину ходи  $2L_k$  і радіус  $R$ .

						Арк.
						29
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

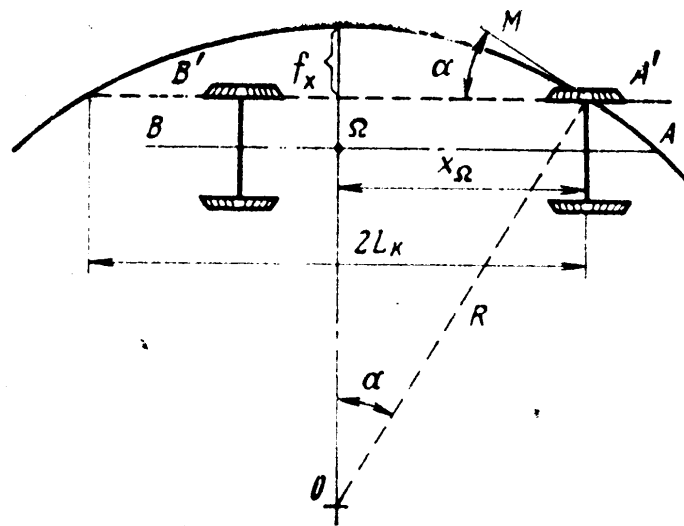


Рисунок 2.5 – Параметри, що визначають положення екіпажу в круговій кривій

Є два графічних методи введення локомотивів у криві: круговий і параболічний.

Найбільш простий є круговий метод, який полягає в тому, що криві ділянки колії викреслюються в масштабі у вигляді дуг круга, а візок являє собою відрізок прямої, довжина якої рівна жорсткій базі. При вписуванні локомотива візки відображають відрізками прямих, відстань між якими відповідає відстані між шворнями.

Щоб отримати наглядне представлення про положення екіпажу в кривій ділянці колії при збереженні допустимої точності вимірювання зазорів між гребнем і рейкою, криві відображають у масштабі, наприклад  $m_r = 1:1000$ . Масштаб для бази  $2L$  екіпажу приймається рівним  $m_b = 1:10$ .

Розташування екіпажу в кривій визначається діючими на локомотив силами, які при вписуванні невідомі. Однак при графічному вписуванні зазвичай досить розглянути два граничних положення: найбільшого перекосу і хордове положення візків.

Перше характеризується тим, що під час руху в кривій локомотив набігає передньою колісний парою на зовнішню рейку, а задньою – на внутрішню. Це положення зазвичай зустрічається під час руху в кривій малому радіусі з невеликою швидкістю.

						Арк.
						30
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Друге загальне положення відповідає відношенню контактуванню рейки до переднього і заднього колеса. Зазвичай воно отримується під час руху локомотива з великими швидкостями, коли рівнодіюча всіх сил, доданих до локомотиву, притискає його до зовнішньої рейки. Це спостерігається не часто. У практиці, як правило, зустрічаються різні комбінації перекосного положення візків.

Наведемо послідовність проведення геометричного вписування методом параболічної діаграми:

1. На листі міліметрового паперу в масштабі  $m_x$  необхідно викреслити у спрощеному вигляді схему екіпажної частини, що включає такі елементи екіпажу однієї секції тепловоза: раму тепловоза, рами візків, колісні пари та центри повороту візків (шкворневі вузли) із зазначенням основних розмірів. Вісь  $x$  поєднується з головкою рейкової колії (рисунок 2.6).

2. Задаємося напрямком руху локомотива – вектором швидкості  $v$ . Позначаємо всі колісні пари в процесі руху тепловоза.

3. Під схемою екіпажної частини проводимо горизонтальну вісь абсцис  $x$ , в середині цієї осі відзначаємо початок координат, від якого вниз направляється вертикальна вісь ординат  $y$ . Обидві осі  $x$  і  $y$  розбиваються на рівні відрізки по 10 мм. Довжина осі  $x$  може бути приблизно рівною довжині тепловоза в масштабі  $m_x$ .

4. Розраховуються координати  $(x, y)$  точок кривої, що відображають параболу зовнішньої рейки за рівнянням, мм:

$$y = \frac{m_y}{m_x^2 \cdot 2R \cdot 10^3} \cdot x^2, \quad (2.1)$$

де  $x, y$  – координати точок параболи, що зображує положення зовнішньої рейки, мм; при розрахунках крок зміни координати можна прийняти рівним 10 мм;

$R$  – радіус кривої, м;

						Арк.
						31
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

- $m_x$  – масштаб по осі  $x$ ; його величина приймається залежно від кількості осей візків;
- $m_y$  – поперечний масштаб; приймається рівним: для двовісних візків  $m_y = 1:2$ ; для чотирьох- та тривісних візків –  $m_y = 1:1$ .

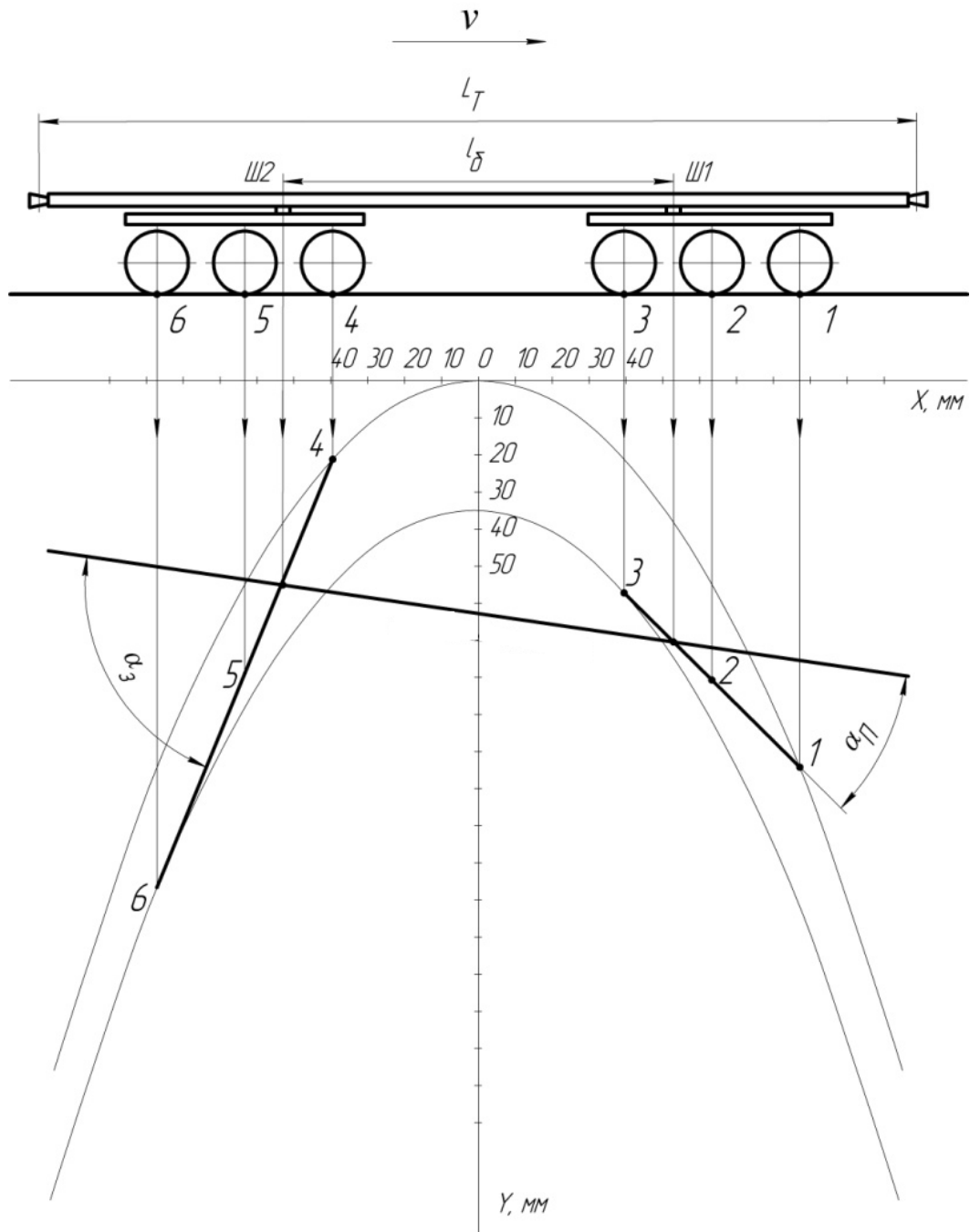


Рисунок 2.6 – Геометричне вписування в криву методом параболічної діаграми

На параболічній діаграмі в зазорах між рейками будуються лінії, що зображують положення рам візків тепловоза в кривій ділянці колії.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		32

## 3 ДИНАМІЧНЕ ВПISУВАННЯ ДИЗЕЛЬ-ПОЇЗДА ДПКР-3 В КРИВУ ДЛЯНКУ КОЛІЇ

### 3.1 Загальні положення динамічного вписування

Розглянемо сили, що діють на екіпаж, який рухається в кривій.

При вході в криву на гребінь переднього зовнішнього колеса з боку зовнішньої рейки починає діяти направляюче зусилля  $Y_1$ ; яке змушує екіпаж рухатися по колу навколо центру кривої  $O$ . Екіпаж, що рухався з лінійною швидкістю  $V$ , починає обертатися навколо точки  $O$  з кутовою швидкістю:

$$\omega = \frac{V}{3,6\rho}, \quad (3.1)$$

де  $\rho$  – радіус обертання, тобто перпендикуляр опущений із центру кривої на поздовжню вісь екіпажу. Основа перпендикуляра - точка  $\Omega$ , що є полюсом повороту (рисунок 3.1);

$V$  – швидкість візка в поступальному русі за відсутності направляючих сил, а такий рух може відбуватися за рахунок чистого кочення.

Однак для будь-якої точки площини, яка пов'язана з візком, крім т.  $\Omega$ , абсолютна швидкість, яка спрямована по дотичній до кола, та проведена через цю точку, буде відрізняться від швидкості  $V$  на величину  $V_{\text{від}} = \omega\sqrt{x_i^2 + s^2}$ . Для точок контакту коліс з рейками це означає проковзування в напрямку  $V_{\text{від}}$ , що супроводжується появою сил тертя.

Абсолютна швидкість  $V_{\text{абс}}$  будь-якої точки візка, зокрема центру переднього внутрішнього колеса  $D$ , направлена перпендикулярно радіусу, який проведено з центру  $O$  в дану точку і дорівнює за величиною:

$$V_{\text{абс}}^D = \omega\rho_A, \quad (3.2)$$

						Арк.
						33
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

При цьому корисно згадати складний рух точки розділу «Кінематика» курсу Теоретичної механіки.

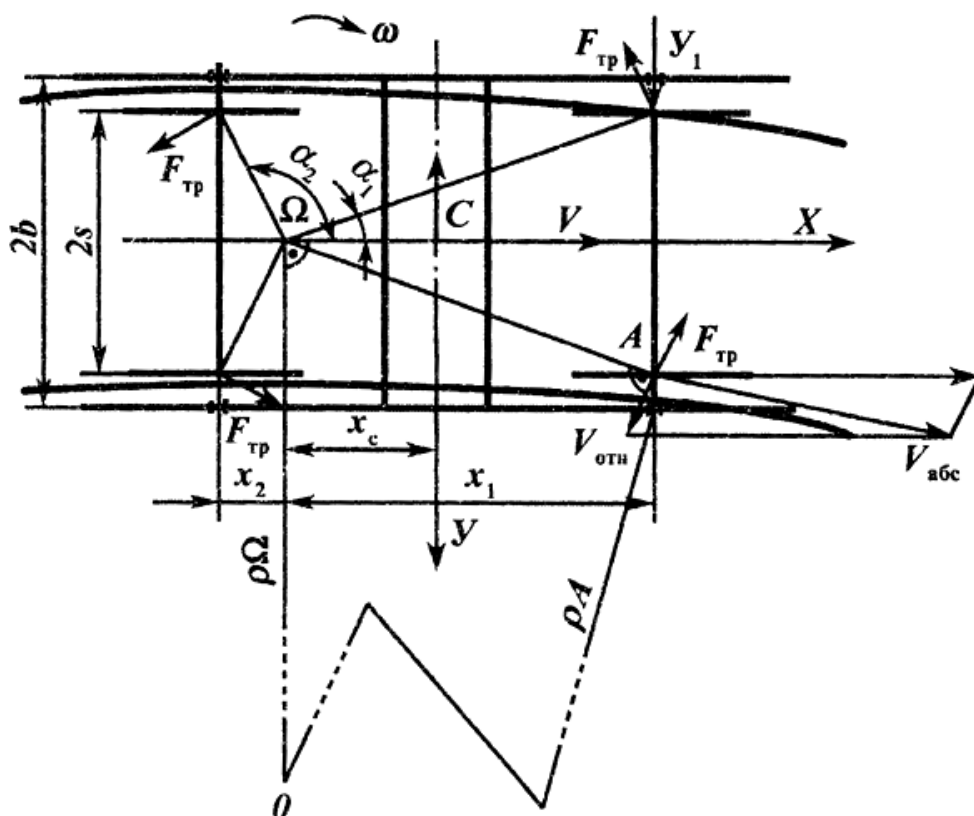


Рисунок 3.1 – Графічне відображення полюса повороту

Величини та напрямки абсолютних швидкостей усіх точок візка будуть різні. Абсолютну швидкість кожної точки зручно представити як суму поступальної та відносної швидкості. Тоді можна виразити абсолютну швидкість точки  $D$ , як векторну суму поступальної швидкості  $V_{\text{пос}}^D = V$  в точці  $\Omega$  та відносної швидкості  $V_{\text{від}}$  у обертовому русі навколо точки  $\Omega$ .

Кочення коліс не супроводжується помітним опором, у той час як проковзування коліс по рейках у обертовому русі візка навколо полюса  $\Omega$  супроводжується дією в опорних точках коліс сил тертя  $F_{\text{тер}}$ , що перешкоджають проковзуванню.

Задачу про сили, що діють на візок під час руху в кривій, розглядають із деякими спрощеннями. Так, коефіцієнти тертя під усіма колесами прийняті однаковими та постійними. При цьому враховують лише горизонтальну

складову сили тертя, що визначається вертикальним навантаженням на колесо; швидкість руху вважається постійною, бандажі – циліндричними, крива – ідеальною круговою. Усі сили, що діють на екіпаж, переносяться у площину колії. Осі всіх колісних пар закріплені у рамі жорстко, тобто можуть тільки обертатися, але не переміщуються один відносно одного ні в поздовжньому, ні у поперечному напрямку. Сили тяги та гальмування тут відсутні.

Напрямки та величини зовнішніх сил, які прикладені до візка, визначають його положення відносно рейок. При невисоких швидкостях і відповідно невеликих значеннях відцентрової сили  $C$  дія моменту сил тертя може змусити візок рухатися у положенні максимального перекосу, тобто задня колісна пара дотикається гребенем колеса головки рейки внутрішньої нитки. Поліус максимально віддалений від центру візка на величину:

$$x_{c\text{нп}} = \frac{\Delta\rho \cdot 10^{-3}}{2a}, \quad (3.3)$$

Зі зростанням швидкості, а також величин  $C$  і  $Y_1$  візок прагнучиме до хордової установки, тобто задня колісна пара пройшовши через проміжні положення, при певній швидкості притиснеться до зовнішньої рейки.

В цьому випадку поліус виявиться точно посередині екіпажу, а поліусна відстань  $x_c = 0$ .

При проміжній установці візка  $0 < x_c < x_{c\text{нп}}$  її рівновагу під дією розглянутої системи сил у проекції на горизонтальну площину виражається двома рівняннями, а саме: рівнянням суми проекцій усіх сил на поперечну вісь  $\sum Y = 0$  та рівнянням моментів відносно поліуса  $\sum M\Omega = 0$ :

$$Y_1 - C_p - 2f\Pi_{\text{ст}} \cos\alpha_1 \pm 2f\Pi_{\text{ст}} \cos\alpha_2 = 0, \quad (3.4)$$

$$Y_1 X_1 - C_p X_c - 2f\Pi_{\text{ст}} \sqrt{x_1^2 + s^2} - 2f\Pi_{\text{ст}} \sqrt{x_1^2 + s^2} = 0, \quad (3.5)$$

						Арк.
						35
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

В кривій без підвищення зовнішньої рейки ( $h = 0$ ) при масі екіпажу у розрахунку на один візок:

$$C_p = C = \frac{m}{2} \cdot \frac{V^2}{\rho}, \quad (3.6)$$

в кривій з підвищенням:

$$C_p = C - \frac{m}{2} g \frac{h}{2s}, \quad (3.7)$$

де  $Y_1$  – направляюча сила першої по ходу колісної пари;

$f = 0,25$  – коефіцієнт тертя між колесом та рейкою;

$f\Pi_{\text{ст}} \cos \alpha_i$  – проекція сили тертя на вісь  $y$ ;

$f\Pi_{\text{ст}} \sqrt{x_1^2 + s^2}$  – момент сили тертя відносно полюса повороту, кН·м, вважають додатнім при напрямку по ходу годинної стрілки;

$S = 0,8$  м – половина розрахункової відстані між колами кочення коліс колісної пари

У крайніх положеннях при взаємодії гребнів коліс задньої колісної пари з зовнішньою або внутрішньою рейками система сил доповнюється направляючою силою  $Y_2$ . При хордовій установці візка напрямки сил  $Y_1$  і  $Y_2$  однаковий, а при положенні найбільшого перекосу сила  $Y_2$ , прикладена до задньої колісної пари з боку внутрішньої рейки і спрямована від центру кривої.

Два рівняння  $\sum Y = 0$  і  $\sum M = 0$  містять три невідомі: направляюче зусилля  $Y_1$  відцентрову силу  $C$ , і в неявному вигляді абсциса полюса обертання  $x$ .

Для вирішення системи заздалегідь задаються рядом значень одного з невідомих, а значення двох інших визначають із рівнянь.

При заданому положенні візка (заданої величини полюсної відстані  $x_c$ ) система вирішується відносно невідомих  $Y$ , і  $C$ .

						Арк.
						36
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

За величиною  $C$  легко знайти значення швидкості руху в кривій заданого радіусу з виразу:

$$C_p = \frac{m_B}{2} \left( \frac{V^2}{3,6^2 \rho} - g \frac{h}{2S} \right), \quad (3.8)$$

В кривій з підвищенням:

$$V_{\text{під}} = 7,95 \sqrt{\rho \left( \frac{C}{2\Pi_{\text{ст}}} + \frac{h}{S} \right)}, \quad (3.9)$$

в кривій без підвищення, також при  $h = 0$ :

$$V_{\text{під}} = 7,95 \sqrt{\rho \left( \frac{C}{2\Pi_{\text{ст}}} \right)}, \quad (3.10)$$

Завдяки підвищенню зовнішньої рейки рухомий склад може рухатися з більшою швидкістю при збереженні величин діючих сил. На (рисунок 3.2) показаний характер зміни направляючих сил на передній та задній колісних парах при зміні швидкості руху в кривих з підвищенням зовнішньої рейки та без підвищення.



Рисунок 3.2 – Характер зміни направляючих сил

						Арк.
						37
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Сила  $Y_2$  діє на заднє внутрішнє колесо при встановленні найбільшого перекосу, при вільній установці вона дорівнює 0, при хордовій діє на зовнішнє заднє колесо.

Для покращення динамічних умов входу локомотива в криву та плавної зміни направляючої та відцентрової сил прями та кругові ділянки колії з радіусом  $\rho$  сполучаються перехідними кривими, в яких радіус кривизни зменшується від  $\infty$  до  $\rho$  зворотно пропорційно до дугової координати, а підвищення пропорційно цій координаті збільшується від 0 до  $h$ .

### 3.2 Побудова горизонтально-динамічного паспорта дизель-поїзда ДПКр-3

Для динамічного розрахунку руху в кривій ділянці колії перш за все необхідно визначитися з основними конструктивними та геометричними параметрами візка дизель-поїзда ДПКр-3.

Направляючі сили  $Y_1 = f(V)$ ,  $Y_3 = f(V)$  та бокову силу  $Y' = f(V)$  дизель-поїзда ДПКр-3 називають його динамічним паспортом в горизонтальній площині. Для побудови динамічного паспорта необхідно вирішити систему рівнянь рівноваги візка для різних його положень у кривій, що обумовлено швидкістю руху. Візок вважається у рівновазі, якщо сили та моменти, які прикладені до нього, врівноважуються зовнішніми силами, тобто реакціями рейок.

Рівняння рівноваги має вигляд:

$$\begin{cases} -Y_1 + C - C_1 + Y_3 + 2F_1 \cos \alpha_1 - 2F_3 \cos \alpha_3 = 0 \\ Y_1 x_1 - C x_2 + C_1 x_2 + Y_3 x_3 - M - 2F_1 r_1 - 2F_2 \sin \alpha_2 S - 2F_3 x_3 = 0 \end{cases}, \quad (3.11)$$

- де  $Y_1, Y_3$  – направляючі сили від головок рейок, що призводять до повороту візка у кривій;
- $M$  – сумарний момент від повертаючих сил;
- $C$  – відцентрова сила від маси, яка діє на візок;

						Арк.
						38
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$C_1$  – горизонтальна сила, яка виникає внаслідок підвищення зовнішньої рейки в кривій на величину  $h$ ;

$F_1, F_2, F_3$  – сили тертя в точках контакту колеса та рейки, які направлені перпендикулярно променям  $r_1, r_2, r_3$ ;

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

На основі отриманих значень розв'язку рівнянь рівноваги (табл. 3.1) побудуємо залежності  $Y_1=f(V)$ ,  $Y_3=f(V)$ ,  $Y'_{1д}=f(V)$  та  $Y'_1=f(V)$  (рисунок 3.3).

Таблиця 3.1 – Розрахунок параметрів динамічного вписування

V, км/ч	C, кН	$Y_3$ , кН	$Y_l$ , кН	$K_{zo}$	$Y'_{1o}$ , кН	$Y'_1$ , кН
0	0,000	46,802	32,888	1	4,475	4,475
10	0,825	46,527	33,437	1.02	5,125	5,025
20	3,301	45,700	35,087	1.04	6,941	6,674
30	7,426	44,323	37,835	1.06	9,988	9,423
40	13,202	42,395	41,683	1.08	14,332	13,270
50	20,629	39,916	46,630	1.1	20,040	18,218
60	29,705	36,886	52,677	1.12	27,176	24,264
70	40,432	33,305	59,823	1.14	35,808	31,411
80	52,810	29,173	68,068	1.16	46,001	39,656
90	66,837	24,490	77,413	1.18	57,821	49,001
100	82,525	19,257	87,858	1.2	71,334	59,445
110	99,843	13,472	99,401	1.22	86,606	70,989
120	118,822	7,137	112,044	1.24	103,704	83,632
130	139,450	0,251	125,787	1.26	122,692	97,374

Для забезпечення безпеки та комфортабельності під час руху в кривій слід обмежувати швидкість руху. Для різних рухомого складу величина допустимої швидкості кривої відрізняється. Чим кращі динамічні якості рухомого складу, тим вища допустима швидкість.

						Арк.
						39
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

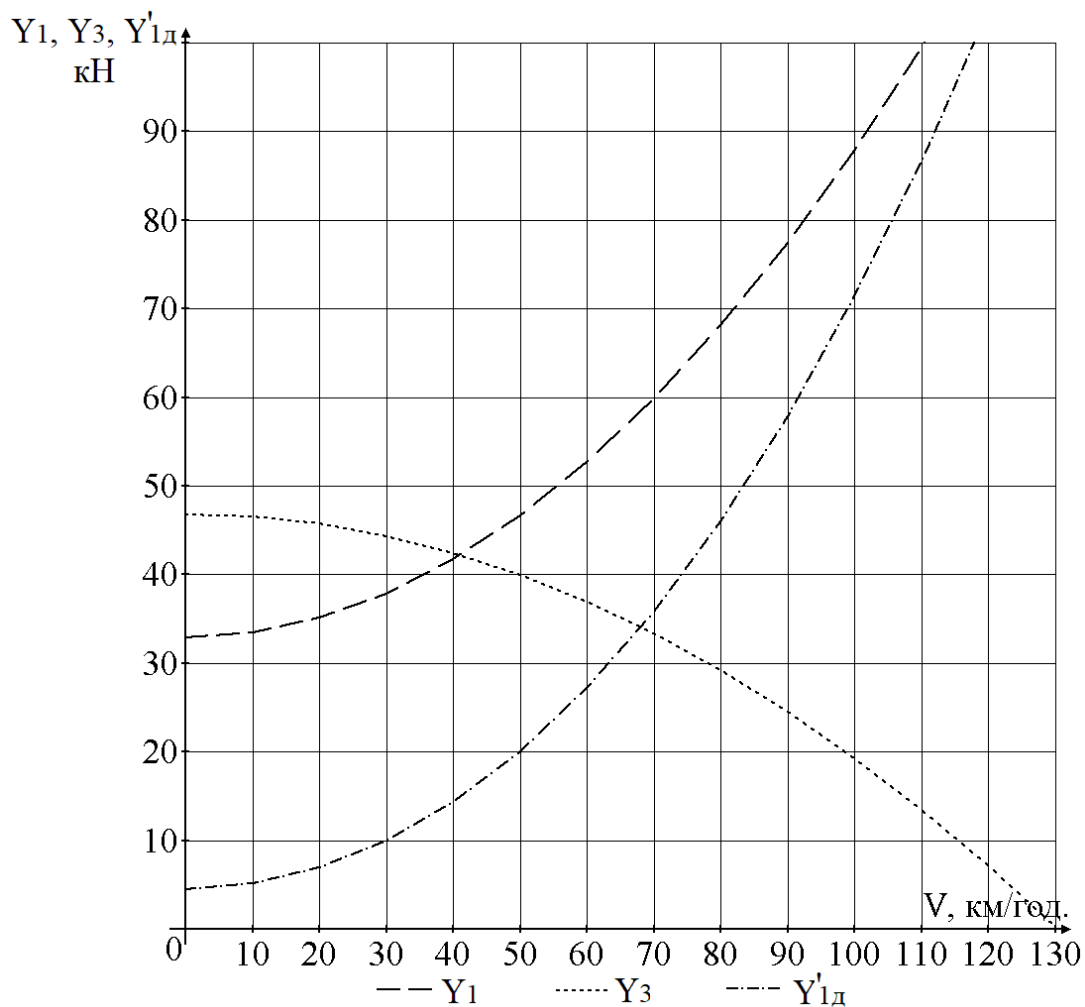


Рисунок 3.3 – Графік залежності направляючих сил та бокової сили колеса колісної пари на головку рейки в залежності від швидкості руху

Отже, аналізуючи залежності направляючої та бокової сили від швидкості руху екіпажу, можна зробити висновок, що при збільшенні швидкості руху величина направляючої сили та відповідно бокової зростає за нелінійним законом, що залежить від швидкості руху та параметрів рейкової колії.

## ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

- проведено аналіз конструкції механічної частини дизель-поїзда ДПКр-3 та відображено його основні параметри;
- розглянуто особливості силових характеристик елементів ресорного підвішування, способи їх визначення, переваги та недоліки;
- наведено основні параметри, що визначають положення екіпажу в круговій кривій та послідовність проведення геометричного вписування методом параболічної діаграми;
- досліджено схему кочення колісної пари в кривій ділянці колії та визначено умови при яких розпочинається процес її проковзування;
- проведено дослідження динамічного вписування дизель-поїзда ДПКр-3 та розглянуто сили, які діють на екіпаж в кривій ділянці колії;
- наведено рівняння рівноваги, які використовуються при дослідженні динамічної взаємодії дизель-поїзда ДПКр-3 з рейковою колією;
- проведено розрахунок параметрів динамічного вписування;
- побудовано залежності направляючих сил та бокової сили колеса колісної пари на головку рейки в залежності від швидкості руху.

						Арк.
						41
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Кузишин А. Я. Побудова механічної моделі вагона дизель-поїзда ДПКр-2 та її особливості / А. Я. Кузишин, А. В. Батіг // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. 2017. – № 6 (72). – С. 20-30.
2. Костриця С. А. Математична модель вагона дизель-поїзда ДПКр-2 / С. А. Костриця, Ю. Г. Соболевська, А. Я. Кузишин, А. В. Батіг // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. 2018. – № 1 (73). – С. 15–25.
3. Iwnicki S. Handbook of Railway Vehicle Dynamics / S. Iwnicki // Taylor & Francis Group. 2006. – P. 527.
4. Dellmann T. Leichtbau bei Schienfahrzeugen – Bestandsaufnahme und Potenziale / T. Dellmann, S. Bernicke // Elek. Bahnen. 2013. – No. 1. – P. 8–12.
5. Механическая часть тягового подвижного состава / И. В. Бирюков [и др.]. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
6. Галиев, И. И. Методы и средства виброзащиты железнодорожных экипажей / И. И. Галиев, В. А. Нехаев, В. А. Николаев. – М.: Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте, 2010. – 340 с.
7. Механическая часть электрического подвижного состава: учебное пособие / И.В. Волков [и др.]. Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2007. – 92 с.
8. Медель, В. Б. Проектирование механической части электроподвижного состава / В. Б. Медель – М.: Транспорт, 1963 – 423 с.
9. Иванов, В. Н. Конструкция и динамика тепловозов / В. Н. Иванов. – М.: Транспорт, 1974. – 336 с.
10. Соколов, М. М. Гасители колебаний подвижного состава: справочник / М. М. Соколов, В. И. Варава, Г. М. Левит. – М.: Транспорт, 1985. – 216 с.
11. Ибрагимов, М. А. Динамика локомотивов / М. А. Ибрагимов. – М.: РГОТУПС, 2005. – 128 с.
12. Ушкалов, В. Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, С. Ф. Редько. – Киев: Наукова думка, 1982. – 360 с.

						Арк.
						42
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		