

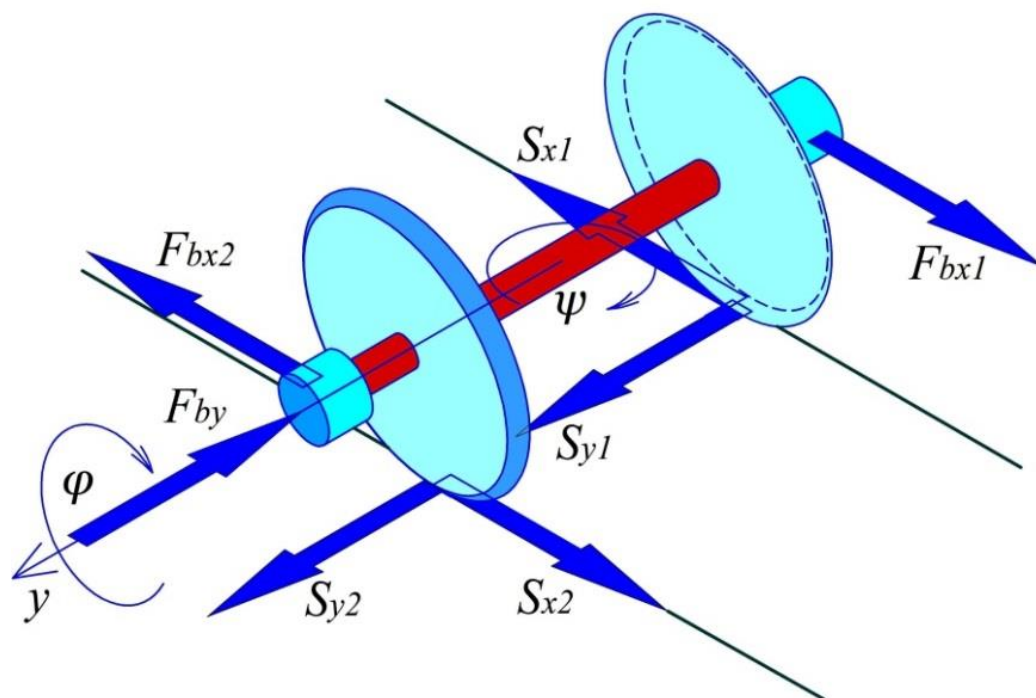
Ткаченко В.П., Сапронова С.Ю., Фомин О.В., Кульбовський І.І., Зуб Є.П.
Tkachenko V.P., Sapronova S.Yu., Fomin O.V., Kulbovskiy I.I., Zub E.P.

ОПІР РУХУ І КЕРОВАНІСТЬ РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ

монографія

RESISTANCE TO MOVEMENT AND HANDLING OF RAILCARS

monograph



Київ – 2017

Kyiv-2017

УДК 629.4.072:629.1.072

ББК 39.22-08

Рекомендовано Вченою радою
Державного університету інфраструктури та технологій
(протокол №1 від 8 грудня 2017 року)

Рецензенти:

Мямлін С.В. – д-р техн. наук, професор, проректор з наукової роботи Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Горбунов М.І. – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету імені В.Даля

Ткаченко В.П., Сапронова С.Ю., Фомин О.В., Кульбовський І.І., Зуб Є.П.

Т 10 **Опір руху і керованість рейкових екіпажів:** монографія / В.П. Ткаченко, С.Ю. Сапронова, О.В. Фомин, І.І. Кульбовський, Є.П. Зуб. – Київ: Вид-во ДУІТ, 2017. – 188 с.

ISBN 978-966-2197-96-9

В монографії обґрунтовано існування і з'ясовано природу виникнення складової опору руху рейкових екіпажів, обумовленої спрямуванням колісних пар рейковою колією. Запропоновано методику аналізу замкнених силових контурів в механічних передачах потужності стосовно до рейкового рухомого складу. Розроблено методику математичного моделювання двох-точкового контакту колеса з рейкою. Отримані характеристики кінематичного опору руху для низки типів серійного рухомого складу. Проаналізовано силові фактори спрямування рейкових екіпажів. Запропоновано принципи проектування ходових частин рейкового рухомого складу з низьким опором руху, засновані на зниженні коефіцієнту циркуляції в замкнених силових контурах системи спрямування екіпажів рейковою колією.

Монографія призначена для науковців, інженерно-технічних працівників, які працюють в області проектування і дослідження залізничного транспорту, а також магістрів і аспірантів спеціальності 273 - «Залізничний транспорт».

The monograph substantiates the existence and clarifies the nature of the occurrence of the constituent resistance of the movement of rail crews, due to the direction of the wheel pairs by the track. The method of analysis of closed power circuits in mechanical transmission power with respect to the rolling stock is proposed. The method of mathematical modeling of two-point contact of a wheel with a rail is developed. Obtained characteristics of the kinematic resistance of motion for a number of types of serial rolling stock. The power factors of the direction of railroad crews are analyzed. The principles of designing the running parts of the rolling stock with low motion resistance are proposed, based on the reduction of the coefficient of circulation in the closed power circuits of the system of guidance of the crews by the track.

The monograph is intended for scientists, engineers and technicians working in the field of designing and researching railway transport, as well as masters and postgraduates specialty 273 - "Railway transport".

ISBN 978-966-2197-96-9

УДК 629.4.072:629.1.072

ББК 39.22-08

© В.П.Ткаченко, С.Ю.Сапронова, О.В.Фомін, І.І.Кульбовський, Є.П.Зуб, 2017

© Державний університет інфраструктури та технологій

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ДОСЛІДЖЕННЯ ОПОРУ РУХУ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ	10
1.1. Історичний огляд досліджень опору руху залізничного рухомого складу.....	10
1.2. Структура опору руху рейкових екіпажів.....	35
1.2.1. Опір в буксових вузлах.....	35
1.2.2. Втрати потужності в тяговому приводі	38
1.2.3. Опір коченню коліс по рейках	39
1.3. Опір, пов'язаний із спрямуванням колісних пар рейковою колією	46
1.3.1. Природа опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією.....	46
1.3.2. Замкнуті силові контури у контактах коліс з рейками.....	47
1.3.3. Замкнуті силові контури колісних пар	48
2. ДОСЛІДЖЕННЯ КЕРОВАНOSTІ, ЯК ПРОЦЕСУ СПРЯМУВАННЯ ЕКІПАЖІВ РЕЙКОВОЮ КОЛІЄЮ	51
2.1. Поняття керованості на залізничному транспорті	51
2.2. Дослідження сил спрямування колісних пар рейковою колією	55
2.3. Теорії зчеплення коліс з рейками.....	56
2.4. Дослідження характеристик зчеплення.....	58
2.5. Спрямування екіпажів рейковою колією і безпека руху	64
2.5.1. Роль гребневих реакції у процесі спрямування колісних пар и коефіцієнт стійкості проти сходу з рейок.....	64
2.5.2. Кінематика контактування колісної пари с рейками.....	70
2.5.3. Силова взаємодія у гребневому контакті колеса з рейкою	72

2.5.4. Критерій безпеки від сходу з рейок	73
3. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ОПОРУ РУХУ, ПОВ'ЯЗАНОГО ІЗ СПРЯМУВАННЯМ ЕКІПАЖІВ РЕЙКОВОЮ КОЛІСЮ	77
3.1. Вибір розрахункових схем при моделюванні спрямування екіпажів рейковою колією.....	77
3.1.1. Система координат і особливості моделювання рейкових екіпажів ..	77
3.1.2. Розрахункові схеми екіпажів, що досліджуються	80
3.2. Диференційні рівняння руху екіпажів.....	85
3.2.1. Рівняння руху колісних пар	85
3.2.2. Рівняння руху рам візків.....	87
3.2.3. Рівняння руху кузова	88
3.3. Математичні моделі локомотивів	89
3.3.1. Математичні моделі рамних локомотивів	90
3.3.2. Локомотиви із зчленованими візками.....	93
3.3.3. Шости-вісні екіпажі з осьовою формулою 3о-3о	99
3.3.4. Багатовісні локомотиви на базі двовісних візків	102
3.4. Моделі електро-поїздів і дизель-поїздів, пасажирських вагонів, трамваїв і вагонів метрополітену.....	111
3.5. Математичні моделі вантажних вагонів	114
3.6. Моделювання зв'язків між окремими частинами екіпажів.....	119
4. МОДЕЛЮВАННЯ ЗОВНІШНЬОГО КЕРУЮЧОГО ВПЛИВУ	123
4.1. Узагальнені контактні і буксові реакції	123
4.2. Аналіз керуючих силових факторів.....	129
4.2.1. Структура силових факторів, що діють на колісні пари.....	129

4.2.2. Значущість кожного з силових факторів взаємодії колісних пар з колією щодо управління екіпажів	131
5. МОДЕЛЮВАННЯ КІНЕМАТИЧНОГО ОПОРУ РУХУ	136
5.1. Природа опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією.....	136
5. 2. Математичне моделювання процесу спрямування колією екіпажу в кривій.....	140
5. 2. 1. Розрахункова схема вписування візка в криву ділянку колії	140
5.2.2. Система рівнянь рівноваги візка при вписуванні в криву	143
5.2.3. Результати розрахунку опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією для візка типу 18-100.....	145
5.3. Методика розрахунку кінематичного опору руху	149
5.3.1. Приведення сил і моментів опору руху	150
5.3.2. Вплив параметрів ходової частини екіпажів на кінематичний опір руху	151
6. ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ КЕРОВАНOSTІ І ЗМЕНШЕННЯ ОПОРУ РУХУ РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ.....	155
6.1. Розвиток конструкцій зчленованих візків.....	156
6.2. Візки з радіальною установкою колісних пар	157
6.2.1. Локомотивні візки НТСR-II Trucks, розробки компанії Electro-Motive Diesel.....	158
6.2.2. Дослідний візок тепловоза 2TE25к	159
6.2.3. Колісні блоки швидкісних іспанських електропоїздів Talgo	160
6.2.4. Технічні рішення щодо конструкції візків з радіальною установкою колісних пар	161

ВИСНОВКИ	171
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	175

ВСТУП

Однією з головних і найбільш ресурсномістких проблем залізничного транспорту вже більше 30 років, вважається проблема інтенсивного зносу поверхонь кочення коліс і рейок в кривих ділянках колії. Значно більший знос коліс і рейок в кривих у порівнянні з прямими пояснюється тим, що спрямування рухомого складу в кривих відбувається за рахунок горизонтальних сил, необхідних для подолання сил тертя ковзання між колесами і рейками. Криві ділянки колії складають більше 40% загальної протяжності магістральних залізниць України, а на промисловому і міському транспорті – 60-70%. З огляду на це, актуальність досліджень процесів спрямування екіпажів рейковою колією не підлягає сумніву. Основною причиною опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією, є фрикційна взаємодія в контактах коліс з рейками, викликана проковзуванням. Контактні проковзування є основною причиною зносу поверхонь кочення коліс і рейок в кривих ділянках колії.

Опір руху є однією з найважливіших техніко-економічних характеристик залізничних екіпажів. Результати експлуатації залізничного транспорту показують, що на подолання тертя витрачається від 1/3 до 1/4 всієї енергії, що витрачається тяговим рухомим складом залізниці.

До сил опору руху поїзду чи окремої одиниці рейкового транспортного засобу відносять діючі на нього зовнішні сили, спрямовані, як правило, проти його руху. Як і сили тяги, вони умовно приводяться до точок торкання коліс з рейками. Сили опору руху поділяються на основні, що діють при русі поїзду постійно, і додаткові, що виникають тільки при русі по окремих ділянках колії або в окремі періоди часу.

Суму сил основного (W_o) та додаткового (W_d) опору називають загальним опором руху поїзду W . Опір руху поїзду складається з опору руху локомотива (W') і опору руху вагонів поїзда (W''). В розрахунках використовуються питомі сили опору руху, тобто абсолютні сили опору, віднесені до ваги відповідної одиниці рухомого складу і вимірюються в різних країнах різними одиницями, наприклад: N/kN, kg/ton, lb¹/ton, тощо.

¹ lb – фунт (від лат. *libra* – ваги) – одиниця маси и сили в англomовних країнах.

1 фунт $\approx$ 0,454 кг.

Основний опір руху (W_0) діє при русі у прямолінійній горизонтальній ділянці колії при відсутності вітру і має наступні складові, пов'язані із наступними процесами:

- тертя в буксових підшипниках рухомого складу;
- тертя ковзання коліс по рейках;
- удари на нерівностях рейок;
- аеродинамічний опір повітряного середовища.

До сил додаткового опору руху відносять сили опору, що діють у певних умовах. Додатковий опір руху може складатися із складових, пов'язаних із наступними умовами руху:

- на ухилах колії;
- в кривих ділянках колії;
- при роботі підвагонних генераторів в пасажирських вагонах;
- сили опору, що виникають при низьких температурах зовнішнього повітря;
- додаткове опір при рушанні з місця;
- при зустрічному або бічному вітру.

Тягове зусилля локомотива необхідне для подолання опору до руху як локомотива, так і поїзду. Коли тягова сила більша, ніж опір, тоді поїзд прискорюється відповідно до закону руху Ньютона. Якщо тягова сила дорівнює опору, то поїзд буде рухатися при постійній швидкості. Якщо тягова сила менше опору, то поїзд сповільнюється.

Традиційна конструкція ходової частини рухомого складу і, зокрема, колісних пар, з практично жорстким зв'язком коліс через вісь, є причиною специфічних, часто характерних тільки для рейкового транспорту, динамічних процесів.

Головною їх особливістю є взаємний вплив коліс і колісних пар через вісь, раму візка і рейкову колію на розподіл крутного моменту між колесами, а для групового привода і між осями.

Як відомо, управління (спрямування) залізничних екіпажів рейковою колією відбувається під дією горизонтальних сил контактування коліс із рейками. Жорсткий зв'язок коліс в колісній парі і змінні радіуси їх профілів створюють класичні переваги жорсткої колісної пари, що складається в її здатності здійс-

нювати некерований рух в поперечному напрямку в межах зазору рейкової колії і само-центруватися відносно її осі.

Поняття керованості широко використовуються в теорії руху колісних і гусеничних машин, водних і повітряних суден, космічних апаратів – всюди, де має місце керуючий вплив з боку органів управління. На основі аналізу керованості цих видів транспорту авторами пропонується узагальнений термін керованості, а саме.

Керованість – властивість транспортного засобу підкорятися траєкторному і (або) курсовому управлінню, тобто зберігати або змінювати величину і напрям швидкості руху під дією керуючого впливу.

Якщо розглядати машини, у яких є органи управління, то керованість визначається реакцією машини у вигляді зміни колійних, курсових або бічних кінематичних параметрів, на керуючий вплив з боку органу управління. Наприклад, в разі автомобіля цим впливом є поворот керма, у разі корабля або літака – штурвала.

У рейкових екіпажів, як відомо, немає органів управління траєкторією, бо вони скеровуються (спрямовуються) боковими реакціями з боку рейкової колії.

В монографії автори показали, що горизонтальний вплив екіпажу на колію і кінематичний опір руху взаємопов'язані і взаємозумовлені, а екіпаж, що має менший кінематичний опір руху, відповідно чинить менший горизонтальний динамічний вплив на колію. Запропоновано підхід до спрямування екіпажів рейковою колією, як процесу управління, дозволить виробити загальні підходи до конструювання ходових частин на основі комплексної методики оцінки якісних показників керованості рейкових екіпажів.

Книга призначена для науковців, інженерно-технічних співробітників, які працюють в області проектування и дослідження динаміки залізничних екіпажів, а також магістрів і аспірантів вищих навчальних закладів спеціальності 273 «Залізничний транспорт».

1. ДОСЛІДЖЕННЯ ОПОРУ РУХУ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

1.1. Історичний огляд досліджень опору руху залізничного рухомого складу

Починаючи з перших досліджень опору руху і до теперішнього часу, практично всі вони були експериментальними і проводилися з метою отримання формул для тягових розрахунків.

З самого початку досліджень опір руху умовно поділяють на основний і додатковий.

Дослідження опору руху почалися на самому початку розвитку залізниць.

В 1818р. творець першого паровоза – славнозвісної «Ракети» – Джордж Стефенсон (*George Stephenson*) провів в Англії перші дослідження з визначення опору руху вагонів.

В 1825р. чеський інженер Франц Антон фон Герстнер (*Franz Anton Ritter von Gerstner*), який пізніше побудував першу в Російській імперії Царськосільську залізницю, визначав, що опір руху екіпажу при перевезенні вантажу по рейках в сім разів більший, ніж при русі по ґрунтовій дорозі.

В 1835р., коли перша залізниця російської імперії тільки проектувалася, П. Мельников – Міністр шляхів сполучення Російської імперії у 1865-96рр. – написав книгу, в якій були описані дослідження з визначення опору руху рухомого складу.

В 1858р. російський інженер А. Добронравов в роботі «Загальна теорія парових машин і теорія паровозів» [1] докладно розглянув складові елементи опору руху поїзда. Добронравов поставив питання про взаємозв'язок сили тяги локомотива, ваги поїзда, профілю колії та «вміння керувати паровозом».

Перші в Росії спроби визначення сили тяги дослідним шляхом були зроблені професором М. Окатовим. У 1869р. він ставив дослідження «на ковзання» (визначення обмеження сили тяги за зчепленням) на ділянці Петербург-Любань Миколаївської залізниці.

Велика серія експериментальних досліджень опору руху рухомого складу, сили тяги, витрат води і палива проводилися в 1877-1879рр. під керівництвом російського інженера В. Лопушинського на Моршансько-Сизранській залізниці

[2].

Досліди довели необхідність врахування кінетичної енергії поїзда при тягових розрахунках. За результатами дослідів виведені перші емпіричні формули для визначення основних питомих опорів руху пасажирських і вантажних вагонів і паровозів, додаткових питомих опорів в кривих ділянках колії, а також виявлена залежність обмеження сили тяги по зчепленню, залежність витрати пари від швидкості руху поїзда.

Результатом чисельних досліджень стала фундаментальна формула залежності опору руху від швидкості наступного вигляду:

$$W = A + BV + CV^2, \quad (1.1)$$

де W – абсолютний опір руху у одиницях сили;

V – швидкість руху.

Коефіцієнти A і B – визначають вплив на опір руху маси і механічної складової взаємодії з колією. Коефіцієнт C визначає вплив на опір руху аеродинамічного або повітряного опору.

Найбільш поширеними формами запису основного опору руху рухомого складу стали згодом тричленні квадратичні параболи виду

$$w_o'' = a + \frac{b + c \cdot V + d \cdot V^2}{q}, \quad (1.2)$$

де q – середня вага одиниці рухомого складу.

Вже при перших експериментах було відзначено вплив на опір руху «шкідливих (паразитних) рухів вагонів», які були меншими для пасажирських вагонів в порівнянні з вантажними. Це було першою згадкою про кінематичний опір руху екіпажів.

У праці професора Інституту інженерів шляхів сполучення (Російська імперія) Л. Єрмакова «Визначення витрачання палива паровозами» (1877р.) науково розроблені основи тягових розрахунків для визначення ваги поїзда, часу ходу, допустимої швидкості поїздів по гальмах, витрат води і палива. При встановленні економічної вигідності розгону поїзда перед підйомом враховувалося

використання накопиченої кінетичної енергії поїзда. У його статті «Дані і розрахунки, що відносяться до вживання паровозів» (1883р.) розглянуто розподіл діючих в поїзді сил опору руху: опору руху на прямій горизонтальній колії, опір руху тендерів, опір руху від підйомів і опір при проходженні кривих ділянок колії [3].

У 1881р. український інженер А. Бородин під час дослідів над паровозами висловив ідею створення штучних умов і перший запропонував перенести досліди з колії в лабораторію, де паровоз при будь-якому постійному режимі віддає свою роботу на трансмісію або через катки на гальма. У 1882р. в Київських майстернях ним була створена перша в світі паровозна лабораторія, у якій проводилося випробування компаунд-машин [4].

У 1889р. професор Н. Петров і інженер В. Лопушинский (Росія) на основі теоретичних та експериментальних досліджень на Московсько-Курській і Владикавказькій залізницях запропонували розрахункові формули для визначення опору рухомого складу [5], як функції від швидкості руху:

- для двох-вісних вантажних вагонів

$$w''_0 = 1,8 + 0,073 \cdot V + 0,001 \cdot V^2 , \quad (1.3)$$

- для двох-осьових пасажирських вагонів

$$w''_0 = 1,8 + 0,083 \cdot V . \quad (1.4)$$

Вивчення сил опору руху велося як експериментальними, так і теоретичними методами. Теоретичні роботи професора Н. Петрова в області тертя є класичними і до теперішнього часу вивчаються фахівцями з питань опору руху рухомого складу. В курсі «Паровози» та в інших його працях [6-8] систематизовані дослідження з теорії тяги поїздів. Проф. Петров докладно розглянув причини виникнення опору руху коліс на стиках, повітряного опору руху поїзда.

Створена і опублікована професором Петровим у 1883р. гідродинамічна теорія тертя, пояснила явища, що відбуваються в буксах колісних пар і допомогла по-новому висвітлити питання опору руху.

Н. Петров вважаються основоположниками теорії тяги поїздів. Він вивів

формулу для визначення основного питомого опору руху двовісних вантажних вагонів, цікаву своєю структурою, а саме наявністю в ній двох головних факторів, що впливають на опір руху: швидкості і ступені завантаження вагонів.

Формула професора Петрова для двовісних вантажних вагонів виглядала так:

$$w = 1,2 + \frac{0,9 \cdot V}{q} + \frac{0,0012 \cdot V^2}{q} + \frac{0,03 \cdot V^2}{Q}, \quad (1.5)$$

де w – питомий основний опір руху поїзда в кг/т;

q – середня вага завантаженого вагона в тонах;

Q – вага – всіх вагонів в поїзді, в тонах.

Дослідження Н. Петрова і В. Лопушинського дали можливість вдосконалити методи тягових розрахунків поїздів і довели помилковість розрахункових формул Мейера, Гейгарда, Франка.

Інженер С. Смирнов, директор Петербурзького Путіловського заводу, у 1895р. виклав основи способу «мінімуму» для визначення напрямних сил рейок в кривих [9].

У 1898р. російський інженер Ю. Ломоносов за дорученням служби тяги Харків-Миколаївської залізниці почав проводити експлуатаційні випробування паровозів у складі поїздів. В праці «Тягові розрахунки» [10] Ю. Ломоносов обґрунтував необхідність відмови від виключно теоретичного визначення сили тяги і опору руху рухомого складу і переходу до визначення їх дослідним шляхом.

В 1904 р. американський професор Девіс (*W.J. Davis*) в «Залізничному журналі» (*Street Railway Journal*) [11] опублікував статтю за результатами своїх експериментальних досліджень перших електричних локомотивів. Перші комплексні випробування з визначення опору електровозів на високих швидкостях і вплив на опір різного числа вагонів в поїзді були проведені автором у 1900р. на ділянці Буффало і Локпорт (*Buffalo & Lockport*) з максимальними швидкостями 60 миль на год (*ml/h*). За отриманими експериментальними даними Девіс (*W.J. Davis*) запропонував наступну формулу для розрахунків опору руху поїздів з електровозною тягою

$$w = b = c \cdot V^2 + \frac{d \cdot V^2}{T} \cdot [A_1 + m(A_2 + A_3 + \dots + A_n)], \quad (1.6)$$

де w – питомий опір руху (lb/ton);

V – швидкість руху (ml/h);

T – вага поїзда (ton);

c – комплексний коефіцієнт тертя ковзання і кочення;

d – коефіцієнт вітрового тиску;

m – коефіцієнт пропорційності, що показує вплив кожного вагону на загальний аеродинамічний опір руху;

$A_1, A_2, \dots, A_n$ – площі поперечного перерізу локомотива (A_1) і вагонів ($A_2, \dots, A_n$) (lb²).

Для випадку, коли всі вагони у поїзді однакові, формула спрощується

$$w = b = c \cdot V^2 + \frac{d \cdot A \cdot V^2}{T} \cdot [1 + m(n - 1)], \quad (1.7)$$

де n – кількість вагонів у поїзді;

$b = 3,5$ – для вантажного поїзда;

$b = 4,0$ – для стандартних пасажирських вагонів поїзда та довгих електропоїздів;

$b = 5,0 - 6,0$ – для легких електропоїздів;

$c = 0,11$ – для важкої конструкції колії;

$c = 0,13$ – для середньої конструкції колії;

$d = 0,0035$ – для відкритих платформ

$d = 0,0024 - 0,0030$ – для з'єднаних вагонів електропоїздів;

$m = 0,10$.

Протягом 1908-16рр. в експериментальній лабораторії Іллінойського університету (США) під керівництвом професора Шмідта (*E. Schmidt*) і інженера Дуна (*H. Dunn*) було проведено велику серію експериментів щодо визначення опору руху вантажних та пасажирських поїздів на паровій та електричній тязі. Результати було отримано в дослідних поїздах в діапазоні швидкостей 10-55 миль/год. Результати досліджень було опубліковано в серії випусків бюлетеня

науково-дослідної експериментальної лабораторії (*Engineering Experiment Station*) Іллінойського університету (*University of Illinois, Urbana*), які виходили протягом 1910-27рр. [12-16].

У 1927р. Едвард Шмідт (*Edward C. Schmidt*) узагальнив результати багаторічних досліджень опору руху вантажних поїздів в кривих ділянках колії [17]. Шмідт запропонував у якості одиниці вимірювання додаткового опору руху від кривої питомий опір у кг на тону ваги на градус.

Авторство квадратичної форми функції опору руху від швидкості приписують різним дослідникам. Іноді її називають «Формула Петрова-Лопушинського», іноді – «Формула Борриса» («*von Borries Formel*»), іноді – «Формула Лейтцманна» (*Leitzmann Formel*), або – «Функція Барбієра» (*Function de Barbier*) [18].

У науковій літературі зустрічаються згадки про ще декілька авторських формул.

Формула Армстронга (*A.H. Armstrong*) (1910р.) [19]

$$w = \frac{50}{\sqrt{Q}} + 0,03 \cdot V + \frac{0,002 \cdot a \cdot V^2}{Q} . \quad (1.8)$$

Формула Вестенгауза (*Westinghouse*)

$$w = 4 + \frac{V}{10} + \frac{10 \cdot S^2}{36 \cdot Q} . \quad (1.9)$$

Формула Майлоукса (*Mailloux*) (1904р.)

$$w = 3,5 + 0,15 \cdot V + \left[\frac{0,02 \cdot N + 0,25}{N \cdot Q} \right] \cdot V^2 . \quad (1.10)$$

Формула Коля (*Cole*) (1909р.)

$$w = 5,4 + 0,002 \cdot (V - 15)^2 + \frac{100}{(V + 2)^2} . \quad (1.11)$$

У формулах (1.8)–(1.11) позначено:

w – питомий основний опір руху (lb/ton);

V – швидкість руху (mi/h);

Q – вага поїзда (ton);

a – площа поперечного перерізу вагона (lb^2);

N – кількість вагонів у поїзді.

Але найбільш часто фундаментальну формулу для опору руху називають все ж таки рівнянням Девіса (*Davis equation*). У 1926р. у брошурі [20] Девіс запропонував удосконалену емпіричну формулу для обчислення опору руху поїзда на прямій горизонтальній колії у вигляді:

$$w = 1,3 + \frac{29}{Q} + 0,045 \cdot V + \frac{0,0005 \cdot a \cdot V^2}{Q \cdot N}, \quad (1.12)$$

де w – опір руху поїзда (lb/ton);

Q – осьове навантаження (ton);

N – кількість осей;

a – площа поперечного перерізу локомотива (m^2).

Протягом багатьох десятиліть оригінальна формула Девіса для опору руху залишалася незмінною, але було запропоновано багато змін значень її коефіцієнтів. По мірі появи нових типів рухомого складу, модернізації старого, збільшення швидкостей, а також у зв'язку з великим значенням точності тягових розрахунків, зусиллями сотень дослідників формула Девіса постійно змінювалася, доповнювалася та уточнювалася.

Так, Американська Асоціація залізничних інженерів (*American Association of Railway Engineers – AREA*) на основі тривалих випробувань у 40-50 роках 20-го століття модифікувала рівняння Девіса у вигляді:

$$w_u = 0,6 + \frac{20}{q} + 0,01V + \frac{KV^2}{qn}, \quad (1.13)$$

де w_u – опір руху (lb/ton);

q – осьове навантаження (ton);

n – кількість осей;

V – швидкість (ml/h);

K – коефіцієнт аеродинамічного опору.

Значення коефіцієнта K : для критих вагонів $K = 0,07$; для контейнерів – $K = 0,0935$; для причепів на залізничній платформі – $K = 0,16$.

Опір руху у кривих ділянках колії більший ніж у прямих. Це твердження не викликає сумніву і підтверджено великою кількістю експериментів. І все ж воно є найменш дослідженим, а отримані результати – суперечливими у порівнянні з іншими складовими опору руху. Між тим, є загальноприйнятим, що опір руху у кривій є зворотне пропорційний від радіусу кривої.

У 1912р. при Міністерстві шляхів сполучення Російської імперії було створено «Контору дослідів над типами паровозів». У 1918р. вона була перетворена у Експериментальний інститут шляхів сполучення, а з 1935р. у Всесоюзний науково-дослідний інститут залізничного транспорту (*ВНИИЖТ*), яку очолив Ю.В. Ломоносов. У 1915 р. «Конторою» було розроблено «Правила виробництва порівняльних дослідів над типами паровозів», як обов'язкові для випробування паровозів на казенних залізницях. На основі проведених випробувань були створені технічні паспорти паровозів майже всіх серій, які працювали на залізницях Царської Росії.

У 1917р. на основі дослідів «Контори» було затверджено «Тимчасові правила провадження тягових розрахунків» [3], основою яких була, так звана формула Харківсько-Миколаївської залізниці. «Правила» довго використовувалася при тягових розрахунках опору руху двовісних вагонів.

У 1908-1916рр. під керівництвом російського інженера шляхів сполучення Г. Лебедева було проведено серію експериментів з чотиривісними вантажними вагонами на візках і було запропоновано формулу для питомого основного опору руху

$$w_0'' = 2,8 + \frac{q - 12 \cdot V}{700} + 0,00144 \cdot V^2 . \quad (1.14)$$

Не зважаючи на використання великого обсягу експериментальних даних формула не знайшла підтвердження у наступних дослідженнях і в практиці розрахунків не використовувалася.

На основі результатів випробувань поїздів з чотиривісними пасажирськими вагонами з паровозною тягою російські інженери В. Любимов і Н. Дадаєв запропонували залежності опору руху для літніх та зимових умов експлуатації відповідно

$$w_0'' = 1,2 + 0,01v + 0,003v^2 , \quad (1.15)$$

$$w_0'' = 1,5 + 0,005v + 0,005v^2 . \quad (1.16)$$

Професор Ю.В. Ломоносов [21] вважав, що залежність (1.15) відповідає ідеальним умовам експлуатації і тому запропонував для чотиривісних залежність, яка мала широке використання для розрахунків опору руху до 1937р.

$$w_0'' = 1,4 + 0,02v + 0,002v^2 . \quad (1.17)$$

Основний питомий опір руху двовісних і тривісних вагонів до 1937 року визначався як

$$w_0'' = 1,6 + 0,0027v + 0,0003v^2 . \quad (1.18)$$

Для визначення основного питомого опору чотиривісних вантажних вагонів російським інженером Б. Карачаном у 1958р. була запропонована залежність [22]

$$w_0'' = \frac{65 + v}{12 + 0,55q} , \quad (1.19)$$

яка давала незначну похибку між теоретичними і експериментальними даними.

Дослідження Науково-дослідного інституту залізничного транспорту (*На-*

учно-исследовательский институт железнодорожного транспорта) дозволили на основі залежності (1.19) отримати формулу для двовісних вантажних вагонів, яка використовується для тягових розрахунків і зараз

$$w_0'' = 1,4 + 0,2v + \frac{0,5v}{q}. \quad (1.20)$$

У 1937р. на головній лінії Жовтневої залізниці Центральним науково-дослідним інститутом залізничного транспорту (ЦНИИ МПС) були проведені випробувальні поїздки для визначення основного опору чотиривісних пасажирських вагонів, в результаті чого було отримано залежність

$$w_0'' = 1,4 + 0,012v + 0,0003v^2. \quad (1.21)$$

Одночасно проводились випробувальні поїздки з двовісними і чотиривісними пасажирськими вагонами. Після цього було отримано залежність основного питомого опору від швидкості у вигляді

$$w_0'' = 1,4 + 0,017v + 0,0003v^2, \quad (1.22)$$

яка по і теперішній час є розрахунковою у практиці тягових розрахунків.

В 1947р. радянський професор П. Гурський провів ряд випробувальних поїздок з чотиривісними цистернами [23], в результаті чого були отримані залежності опору руху для навантажених і порожніх цистерн відповідно

$$w_0'' = 1,3 + 0,04v, \quad (1.23)$$

$$w_0'' = 1,3 + 0,06v. \quad (1.24)$$

В 1947-1948рр. на залізницях Уралу і Сибіру було проведено випробувальні поїздки з вантажними поїздами різної ваги з метою виявлення впливу низьких температур на опір руху [24], в результаті чого отримана залежність основного питомого опору вантажних чотиривісних вагонів

$$w_0'' = 0,65 + \frac{14 + 0,2v^2}{q_0} + 0,0002v^2 . \quad (1.25)$$

Секція з наукових розробок проблем транспорту АН СРСР (*Академия наук СССР*) [25] на основі теоретичних досліджень визначила основний питомий опір руху чотиривісних вантажних вагонів за наступною залежністю

$$w_0'' = 0,51 + (0,044 + 0,00004v^2)n^2 + 125\varphi + \frac{11k_c \cdot q_0}{\sqrt{I \cdot u}} + \frac{0,0564v^2}{q_0} , \quad (1.26)$$

де n – розбіг колісної пари в рейковій колії, см;

φ – коефіцієнт тертя осьових шийок в підшипниках;

k_c – коефіцієнт опору від пружного прогину колії;

I – момент інерції рейки відносно горизонтальної осі, яка проходить через центр поперечного перерізу рейки, см⁴;

u – модуль пружності рейкової основи, кг/см².

В 1953-1955рр. в ЦНДІ МШС (СРСР) (*ЦНИИ МПС*) були проведені порівняльні випробування пасажирських вагонів з буксовими вузлами на підшипниках кочення та ковзання. На основі цих випробувань було отримано формулу для пасажирських вагонів з підшипниками кочення [26]

$$w_0'' = 1,15 + 0,0102v + 0,0003v^2 . \quad (1.27)$$

В 1956р. П. Гурський [27] на основі обробки даних тягово-теплотехнічних випробувань кур'єрського паровозу типу 2-3-2 (Коломенський завод), визначив основний питомий опір руху поїзда з 10 пасажирських вагонів з буксами на підшипниках кочення

$$w_0'' = 1,4 + 0,012v + 0,00026v^2 . \quad (1.28)$$

Ця залежність була найбільш точною для розрахунку опору руху пасажир-

ських вагонів при швидкостях більше 90 км/год, але була введена при обмеженій кількості випробувальних поїздок на вагонах старого типу і ділянках колії тих часів.

А. Баранов [28] запропонував узагальнену формулу для пасажирських поїздів

$$w_o = 0,53 + \frac{10,7 + b \cdot V + \left(b + \frac{8}{n_o}\right) \cdot 10^{-2} \cdot V^2}{q_o}, \quad (1.29)$$

де $b = 0,75 \cdot l \cdot 10^{-2}$;

l – довжина вагона;

n_o – кількість осів у поїзді.

В українських «Правилах тягових розрахунків для поїзної роботи» (ПТР) [29] формули для визначення приблизного значення додаткового опору руху в кривій виглядають так:

а) при довжині поїзда меншій за довжину кривої:

$$w_r = \frac{700}{R}, \quad (1.30)$$

або

$$w_r = 12,2 \cdot \frac{\alpha^0}{s_{кр}}, \quad (1.31)$$

де R – радіус кривої (м);

α^0 – кутова довжина кривої (град);

$s_{кр}$ – лінійна довжина кривої (м),

б) при довжині поїзда більшій за довжину кривої:

$$w_r = \frac{700}{R} \cdot \frac{s_{кр}}{l_{п}}, \quad (1.32)$$

або

$$w_r = 12,2 \cdot \frac{\alpha^0}{l_{\pi}}, \quad (1.33)$$

де l_{π} – довжина поїзда (м).

В декількох країнах (США, Італія, Англія, Китай) в тягових розрахунках використовують формулу, аналогічну (1.30), з іншими коефіцієнтами (табл.1.1).

У Німеччині, Австрії, Швейцарії, Чехії, Словаччині, Угорщині та Румунії використовуються формули, де замість радіусу кривої R у знаменнику формули (1.30) використовується різниця $(R - b)$, де b постійна величина:

$w_r = 650/(R - 55)$ – для кривих з радіусом $R > 300$ м;

$w_r = 500/(R - 30)$ – для кривих з радіусом $R < 300$ м.

Таблиця 1.1 – Формули для приблизної оцінки додаткового опору руху в кривій в деяких країнах

Країна	Формула для опору руху в кривій
Сполучені Штати Америки	$w_r = 446/R$
Італія	$w_r = 800/R$
Англія	$w_r = 600/R$
Китай	$w_r = 573/R$

Той факт, що для $R = 300$ м величини опору руху відрізняються більш ніж на 30%, показує, що ці формули в найкращому випадку є приблизними оцінками.

В Україні, для більш точних розрахунків додаткового опору руху в кривій в ПТР [29] рекомендується використовувати наступні формули:

а) при довжині поїзда меншій за довжину кривої:

$$w_r = \frac{200}{R} + 1,5 \cdot \tau_k, \quad (1.34)$$

або

$$w_r = 3,5 \cdot \frac{\alpha^0}{s_{кр}} + 1,5 \cdot \tau_k ; \quad (1.35)$$

б) при довжині поїзда більшій за довжину кривої:

$$w_r = \left(\frac{200}{R} + 1,5 \cdot \tau_k \right) \cdot \frac{s_{кр}}{l_{п}} , \quad (1.36)$$

або

$$w_r = \left(3,5 \cdot \frac{\alpha^0}{s_{кр}} + 1,5 \cdot \tau_k \right) \cdot \frac{s_{кр}}{l_{п}} . \quad (1.37)$$

Тут, τ_k – непогашене радіальне (відцентрове або доцентрове) прискорення екіпажу русі в кривій, визначене у м/с:

$$\tau_k = \frac{V^2}{R} - \frac{h \cdot g}{s} , \quad (1.38)$$

де V – швидкість руху поїзда (м/с);

h – підвищення зовнішньої рейки (м);

g – прискорення вільного падіння (9,81 м/с²);

s – відстань між кругами кочення колісної пари (для колії 1520 мм $s = 1600$ мм).

З урахуванням (1.38)

$$w_r = \left[\frac{200}{R} + 1,5 \cdot \left(\frac{V^2}{R} - \frac{h \cdot g}{s} \right) \right] , \quad (1.39)$$

або

$$w_r = \left[3,5 \cdot \frac{\alpha^0}{s_{кр}} + 1,5 \cdot \left(\frac{V^2}{R} - \frac{h \cdot g}{s} \right) \right] \cdot \frac{s_{кр}}{l_{п}} . \quad (1.40)$$

На рис. 1.1 показано залежності, побудовані за формулою (1.36)

Як видно з рис. 1.1, значення опору руху за формулами (1.31), (1.33) для деяких варіантів значень радіуса кривої і підвищення зовнішньої рейки набу-

вають негативного значення, що не відповідає нашим уявленням про фізику процесу. Якщо вагон рухається у кривій з рівноважною швидкістю, то сумарна відцентрова сила у поперечному напрямку дорівнює нулю.

Рівноважна швидкість визначається з умови

$$\frac{V^2}{R} - \frac{h \cdot g}{s} = 0, \quad (1.41)$$

звідки

$$V = \sqrt{\frac{R \cdot h \cdot g}{s}}. \quad (1.42)$$

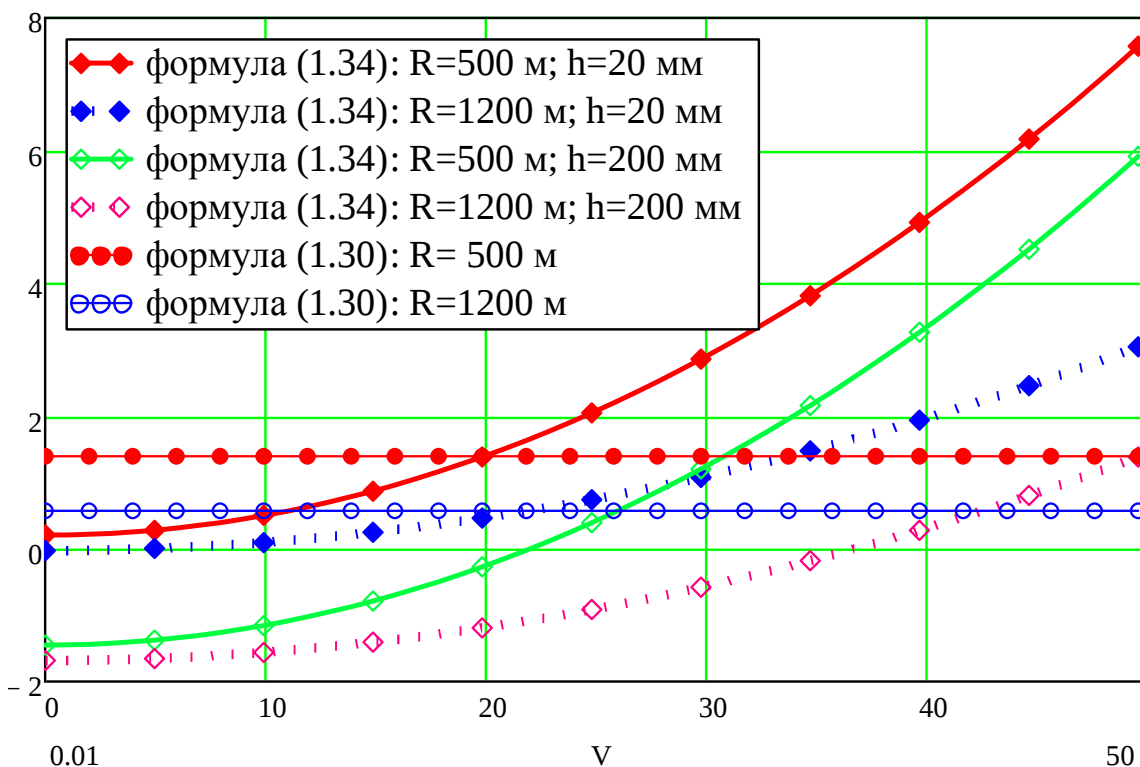


Рисунок 1.1 – Залежності питомого опору руху рухомого складу в кривій від швидкості руху, побудовані за формулами (1.34) і за формулою ПТР (1.30)

Рівноважна швидкість обмежується непогашеним доцентровим прискоренням, яке за умови комфорту пасажирів не може перевищувати $0,7 \text{ м/с}^2$. При рівноважній швидкості можна сподіватися на мінімальний бічний вплив гребнів коліс на рейки і відповідно мінімальне значення складової опору руху, що

залежить від тертя гребнів по бічних гранях рейок.

При збільшенні або зменшенні швидкості відносно рівноважної поперечна сила впливу на рейки збільшується. Причому, при збільшенні швидкості збільшується сила впливу на зовнішню рейку, а при зменшенні швидкості – на внутрішню. Ці міркування висказував, зокрема, Шмідт (*E.Schmidt*) в 1927 у щотижневому бюлетені Інженерної експериментальної лабораторії Іллінойського університету (*Bulletin of Engineering Experiment Station, University of Illinois*) [30].

Таку ж думку було висказано професорами Ленінградського інституту залізничного транспорту С. Амеліним та Г. Андрєєвим у книзі «Устрій і експлуатація колії» (*Устройство и эксплуатация пути*) (1986р.) [31].

Наявність мінімуму залежності опору руху в кривій від швидкості знайшли підтвердження у декількох експериментальних дослідженнях.

Насамперед, це результати, представлені англійцем Армстронгом (*A. Armstrong*) у 1910р. книзі «Стандартний посібник для інженерів-електриків» (*«Standard Handbook for Electrical Engineers»*) (глава «*Electric Traction*») [32]. На рис. 1.2 показано скановані копії залежностей, наведених Армстронгом у книзі [32].

Англійський дослідник Кофман (*J.L. Koffman*) у 1961-64рр. провів велику серію експериментальних досліджень опору руху на британських залізницях [77–79].

За програмою досліджень було виконано аналіз залежності опору руху від наступних факторів:

- нерівності рейкових ниток;
- тертя кочення коліс;
- стики рейок;
- коливання виляння і паразитні рухи візків;
- терті у гребневому контакті коліс з рейками;
- коливання у ресорному підвішуванні і характеристики пружин і гасників коливань.

За результатами досліджень Кофман зробив висновок, що опір руху рухомого складу потрібно прогнозувати ще на етапі його проектування. Особливу увагу слід приділяти питанням взаємодії локомотивів і вагонів з колією, які залежать від статичних та динамічних параметрів колії, конструкції коліс, профі-

лю гребня, характеристик пружин та гасників коливань ресорного підвішування, типу передачі крутного моменту. Зокрема, Кофман відмічає суттєву різницю опору руху локомотивів різним типом ресорного підвішування: листові ресори і спіральні пружини.

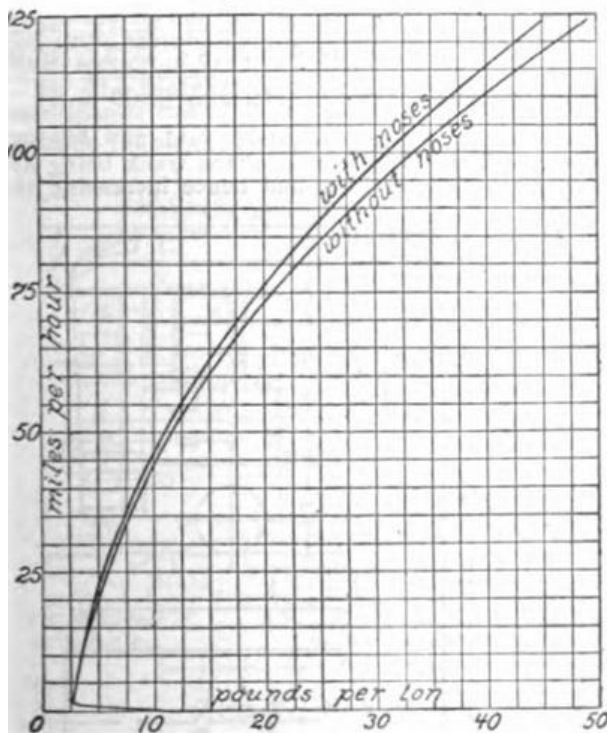


FIG. 2.

FIG. 2.—Train resistance (Berlin-Zossen tests 1903; 206400 lb.; area 130 sq. ft.)

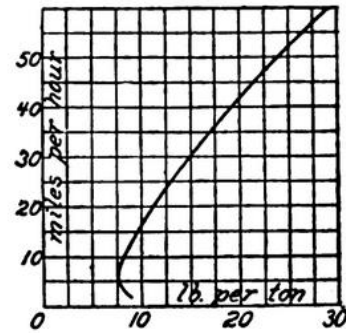


FIG. 4.—Train resistance (General Electric tests); weight 68,800 lb.

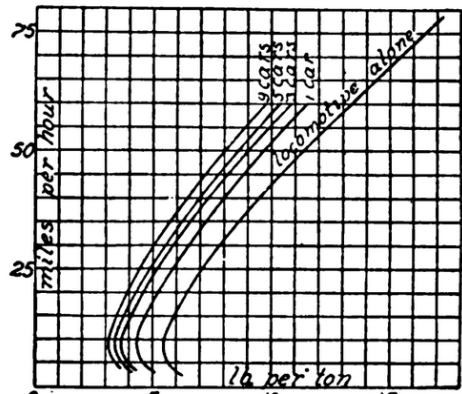


FIG. 6.—Train resistance runs (N. Y. C. locomotive and train).

Рисунок 1.2 – Залежності опору руху в кривій від швидкості руху, наведених Армстронгом (A. Armstrong) у книзі «*Standard Handbook for Electrical Engineers*» (скановані копії з книги [32])

Великий внесок в експериментальні дослідження опору руху різних типів екіпажів належить радянському досліднику П. Астахову.

У своїй монографії «Опір руху залізничного рухомого складу» («*Сопротивление движению железнодорожного подвижного состава*») (1966р.) [39] Астахов систематизував результати багаторічних експериментальних досліджень опору руху локомотивів і вагонів, які проводив Центральний науково-дослідний інститут залізничного транспорту Міністерства шляхів сполучення (Центральный научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта Министерства путей сообщения). В монографії показано техніко-

економічне та енергетичне значення проблеми опору руху залізничного рухомого складу, короткий огляд досліджень та розрахункових формул основного та додаткового опору, викладені методи експериментального визначення величин опору руху. Значна місце присвячена аналізу та балансу складових елементів основного опору, з'ясуванню характеру їхніх закономірностей та розрахункових аналітичних виразів

На експериментальному кільці ВНДІЗТ2 у 1960-62рр. П. Астаховим, П. Стромським, було отримано результати щодо залежності опору руху в кривій від швидкості, що також підтверджують наявність мінімуму у зоні рівноважної швидкості. На рис. 1.3 показано скановані копії із статті П. Астахова, П. Стромського [33], де наведені результати досліджень опору руху в кривій.

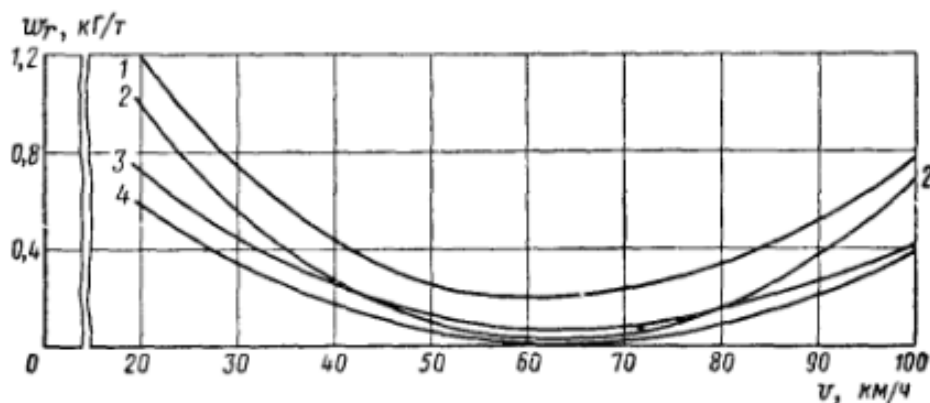


Рис. 5.2. Дополнительное удельное сопротивление четырехосных грузовых вагонов от кривой экспериментального кольца ЦНИИ МПС в зависимости от скорости движения:
 1 — порожние цистерны ($q_0 = 6,1 \text{ т}$); 2 — порожние полувагоны ($q_0 = 6 \text{ т}$);
 3 — груженные цистерны ($q_0 = 19,1 \text{ т}$); 4 — груженные полувагоны ($q_0 = 20,5 \text{ т}$)

Рисунок 1.3 – Залежність опору руху в кривій від швидкості за результатами досліджень на експериментальному кільці ЦНДІ МПС (сканована копія з книги [33])

П. Астахов у монографії [39] на основі аналізу попередніх досліджень пропонує удосконалити формулу (1.31) для опору руху в кривих і використовувати її у вигляді

² Экспериментальная кольцевая железная дорога ВНИИЖТ (Экспериментальное кольцо ЦНИИ МПС) – станція Щербинка Московської залізниці

$$w_r = \frac{200}{R} + 1,5 \cdot |\tau_k|, \quad (1.43)$$

На рис. 1.4 показано графічну інтерпретацію формул (1.43) і (1.30).

До речі, експериментальна кільцева залізниця ВНДІЗТ має кільцеву форму з постійним радіусом 955 м і підвищенням зовнішньої рейки 60 мм. Розрахункова рівноважна швидкість за формулою (1.39) дорівнює 18,7 м/с або 67 км/год, що співпадає з результатами експериментів, описаних в статті [33] і монографії [39].

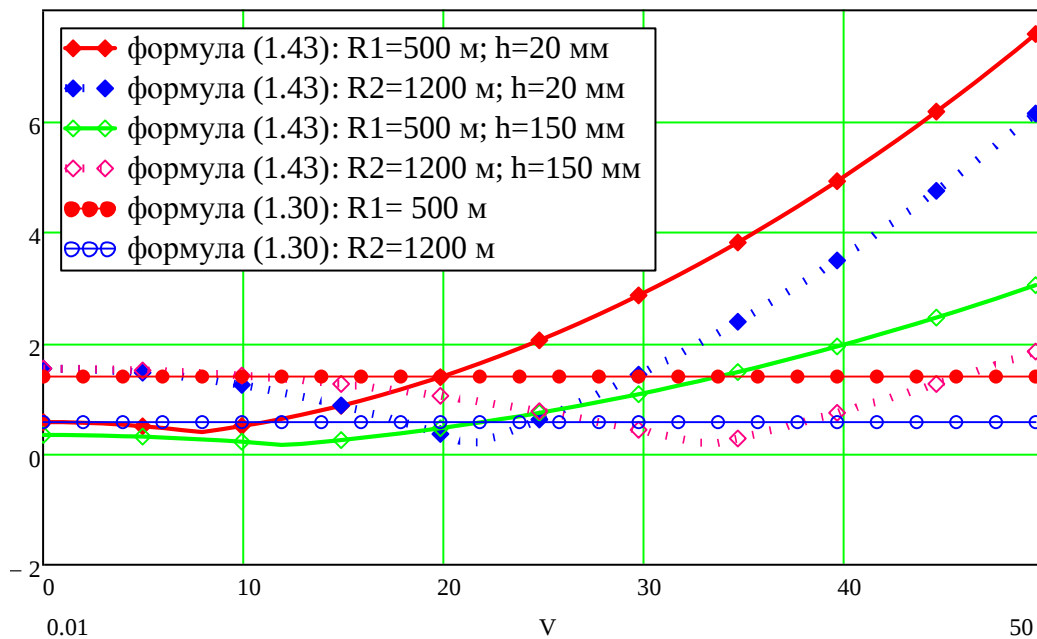


Рисунок 1.4 – Залежності питомого опору руху рухомого складу в кривій від швидкості руху, побудовані за формулою П. Астахова (1.43) і за формулою ПТР (1.30)

Американською асоціацією залізниць (American Railway Engineering and Maintenance-of-Way Association – AREMA) для більш точного врахування додаткового опору руху в кривих ділянках колії було запропоновано формулу (2000р.) [34]:

$$w_r = 0,01 \frac{k}{R}, \quad (1.44)$$

де w_r – опір руху у кривій $\left(\text{kN/ton}\right)$;

k – безрозмірний параметр, який залежить від типу ходової частини рухомого складу: варіюється від 500 до 1200 із середнім значенням 800;

R – радіус кривої у м (m).

У той же час у [35] відмічається що достатніми за точністю є наступні значення для опору руху у кривій:

- 0,04% (приблизно 0,8 фунта на тону на градус кривої) від основного опору руху,
- 0,05% (приблизно 1,0 фунт на тону на градус кривої) – для малих швидкостей руху (1-2 фунта на тону на градус кривої).

Французький професор П'єр Файєс (Pierre Fayet) у своїй докторській дисертації (2008р.) [36] приводить опис методу урахування опору руху в кривій, як «еквівалентного» ухилу.

Еквівалентний ухил визначають з умови рівного опору руху у кривій і на «еквівалентному» ухилі, який дорівнює $800/R$ ‰. Наприклад, для кривої радіусом 800 м еквівалентний ухил дорівнює 1 ‰.

У [36] наводиться наступна формула для обчислення опору руху поїзда через еквівалентний ухил

$$W_r = m \cdot g \cdot \sin(\iota), \quad (1.45)$$

де W_r – абсолютний опір поїзда у кривій (кН);

m – маса поїзда (т);

$g = 9,81$;

ι – еквівалентний ухил (рад): $\iota = 800/1000 \cdot R$;

R – радіус кривої (м).

У [36] також наводиться приклад графіка залежності (1.45) для французького TGV-Dasye масою 380 т. (рис. 1.5).

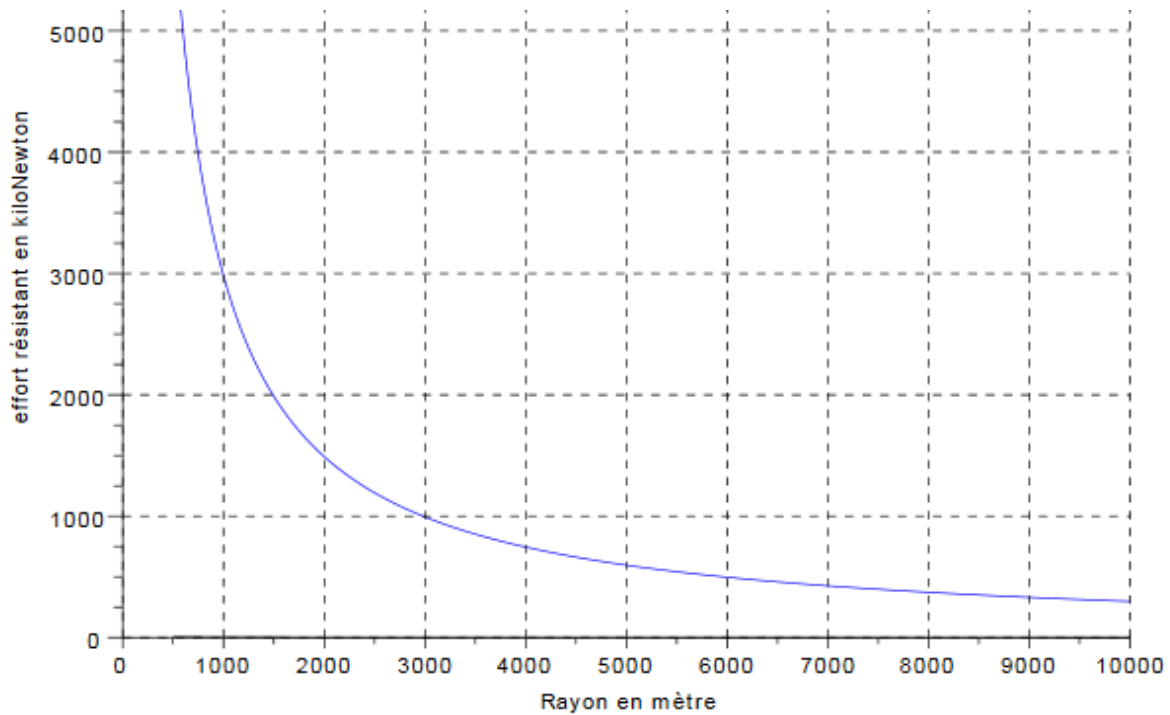


Рисунок 1.5 – Залежність опору руху французького поїзда TGV-Dasye від радіусу кривої [36]

Млінарнич (*T.J. Mlinarić*) і Поніквар (*K. Ponikvar*) (Словенія) у 2011 р. у статті [37] запропонували власні спрощені формули для визначення питомого опору руху в кривих. Для кривих радіусом меншим за 300 м пропонується формула

$$w = \frac{500}{R - 30}. \quad (1.46)$$

Для кривих меншої кривизни пропонується формула

$$w = \frac{12,2 \cdot \alpha}{l}, \quad (1.47)$$

де α – центральний кут кривої;

l – довжина поїзда.

До речі остання формула повністю співпадає з формулою (1.30), прийнятою «Правилами тягових розрахунків Укрзалізниці» [29].

Канадська залізниця у 1990 впровадила національну версію формули Девіса, використання якої вважалося більш надійним щодо точності результатів ро-

зрахунків опору руху і маси поїздів [38]. Оновлена Канадська версія формули Девіса виглядає так:

$$w = 1,5 + \frac{18 \cdot N}{P} + 0,03 \cdot V + \frac{C \cdot a \cdot V^2}{10000 \cdot P}, \quad (1.48)$$

де w – питомий опір руху (lb/ton);

P – загальне вага локомотива чи вагона (ton);

C – емпіричний коефіцієнт.

Для застосування рівняння Девіса у високошвидкісному русі, зокрема, для японських поїздів системи Шинкансен серії 200 (Japan Shinkansen Series 200) Рочард і Шмід (B.P. Rochard, F. Schmid) [18] запропонували її модифікацію у вигляді:

$$w = 8,202 + 0,10656 \cdot V + 0,0119322 \cdot V^2. \quad (1.49)$$

В останні роки було зроблено припущення, що первісні рівняння Девіса мали тенденцію до перебільшення значення опору, і тому іноді застосовується коефіцієнт коригування:

$$W_{\text{adj}} = K \cdot w_D, \quad (1.50)$$

де w_{adj} – скориговане значення опору руху;

w_D – опір руху, визначений за формулою Девіса;

K – коефіцієнт коригування для модернізації значень опору Дейвіса.

Значення коефіцієнту коректування K ґрунтуються на тестуванні в контрольованих умовах, а саме:

$K = 1,00$ – для рухомого складу до 1950 року;

$K = 0,85$ – для рухомого складу до 1950 року;

$K = 0,95$ – для платформ з контейнерами;

$K = 1,05$ – для hopper-вагонів;

$K = 1,20$ – для порожніх критих вагонів;

$K = 1,30$ – для завантажених напів-вагонів;

$K = 1,90$ – для порожніх напів-вагонів.

Армстронг (*D. Armstrong*) і Свіфт (*P. Swift*) запропонували уточнення для розрахунку аеродинамічної складової опору руху залізничних екіпажів з різними особливостями архітектури поїзда.

В їх статті [40], зокрема, є пояснення різниці в питомому опорі руху порожніх і завантажених вагонів. Це обумовлено тим, що опір вітру порожніх або слабо навантажених на поїзд такий же, як і повністю завантажених.

Оскільки опір вітру стає домінуючим при високих швидкостях, питомий опір руху (на одиницю ваги) поїзда з порожніх вагонів буде вище. У випадку з напів-вагонами (вагон з відкритим верхом), опір вітру порожніх вагонів ще вищий, ніж у повних вагонів через збільшення турбулентності повітря всередині і навколо порожнього кузова вагону.

У багатьох країнах формули для розрахунку опору руху суттєво відрізняються. У табл. 1.2 показано формули для розрахунку основного опору руху рухомого складу, прийняті для розрахунків на залізницях деяких країн.

Таблиця 1.2 – Формули для розрахунку основного опору руху рухомого складу, прийняті для розрахунків на залізницях деяких країн

Залізниця	Формула для основного опору руху
Китайська національна залізниця (N/kN): • навантажений вагон • порожній вагон	$0,92 + 0,0048 \cdot V + 0,000125 \cdot V^2$ $2,23 + 0,0053 \cdot V + 0,000675 \cdot V^2$
Чеська залізниця: навантажений вагон (daN/ton)	$1,3 + 0,00015 \cdot V^2$
Німецька залізниця: навантажений вагон (daN/ton)	$1,0 + 0,0001 \cdot V^2$
Сербська залізниця («нова формула») (daN/ton)	$0,0483 + 0,0183 \cdot V + 0,00001 \cdot V^2$
Французька національна залізниця (daN/ton): • навантажений вагон • порожній вагон	$1,0 + V^2/400$ $1,2 + V^2/400$
Австралійська залізниця (N/ton): • навантажений вагон • порожній вагон	$5,17 + 0,010997 \cdot V + 0,00051 \cdot V^2$ $18,74 + 0,1111 \cdot V + 0,00372 \cdot V^2$

На рис. 1.6 показано декілька залежностей основного питомого опору руху від швидкостей, які використовуються для тягових розрахунків в різних країнах світу і використовуються для тягових розрахунків.

Одною з останніх пропозицій щодо уточнення формул для опору руху, можна вважати формули, отримані в 2005р. інженером Белградського Інституту інженерів транспорту (*The Institute of Transportation CIP*) Радосавлювичем (A. Radosavic).

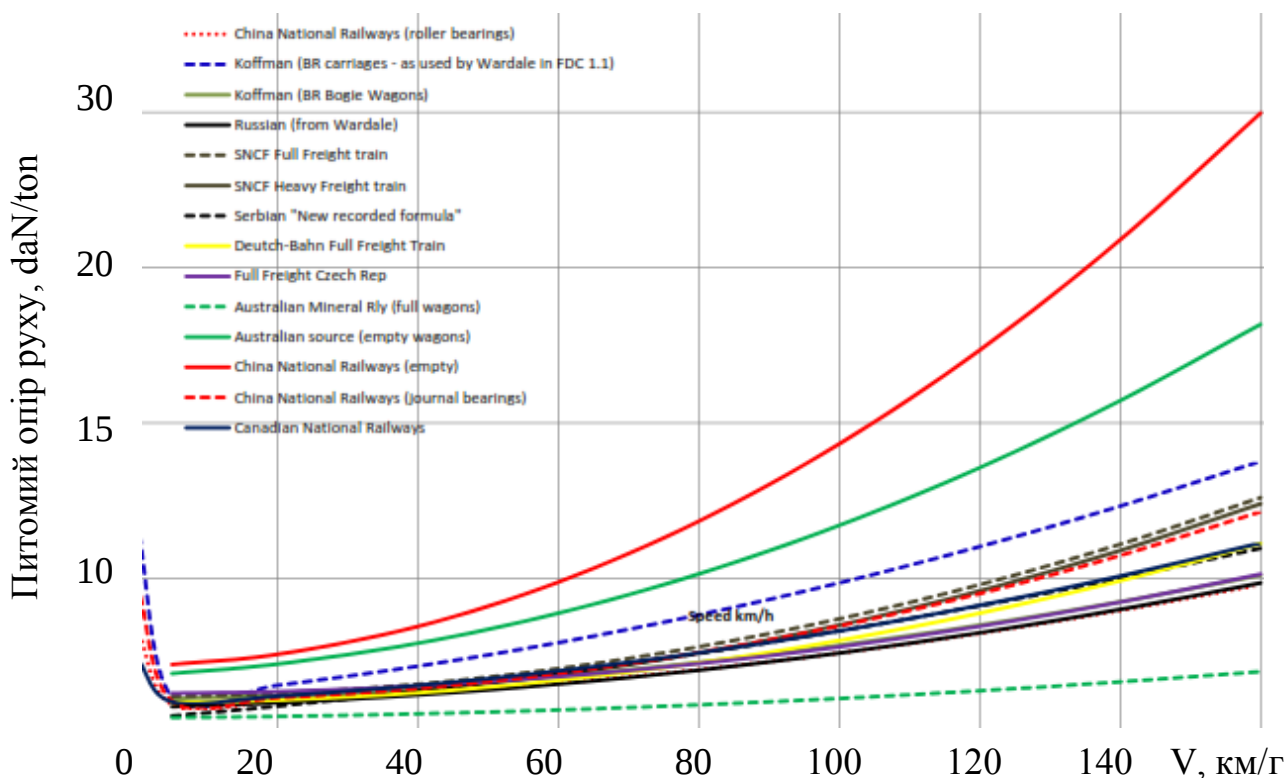


Рисунок 1.6 – Залежності питомого опору руху вагонів від швидкостей, які використовуються для тягових розрахунків в деяких країнах світу

На основі експериментальних досліджень було уточнено формулу основного опору руху для вантажного і змішаного поїзда з дизельним локомотивом серії JZ 643. Результати випробувань увійшли до статті [41].

Особливої уваги заслуговує питання: чому опір руху локомотива у режимі вибігу більше ніж у режимі тяги? Наприклад, у ПТР для локомотивів (тепловозів і електровозів) містяться окремі формули для режимі вибігу і тяги (безстикова колія):

- у режимі тяги

$$w'_0 = 1,9 + 0,008 \cdot V + 0,00025 \cdot V^2 ; \quad (1.51)$$

- на вибігу

$$w'_x = 2,4 + 0,009 \cdot V + 0,00035 \cdot V^2 . \quad (1.52)$$

Значна різниця у значеннях коефіцієнтів формул (1.48)-(1.49) є наслідком умовного поділу основного опору руху локомотива на дві частини, одна з яких враховує опір руху локомотива як вози, а інша – як машини. Опір руху локомотива, як машини викликаний втратами потужності на тертя в тяговій зубчастій передачі і моторно-осьових підшипниках при передачі крутного моменту від валу тягового електродвигуна до рушійної колісної пари. Ці втрати потужності, пов'язані з реалізацією сили тяги, враховані в тяговій характеристиці. При русі ж на вибігу, коли сила тяги не реалізується, опір руху локомотива, як машини складається з його опором руху, як вози.

Дослідники Генуезького Університету (Італія) (*University of Genoa, Italy*) Бочетти (*G. Boschetti*) і Марискотти (*A. Mariscotti*) у своїй доповіді на XX конгресі Міжнародної конфедерації вимірювань (*XX IMEKO World Congress Metrology for Green Growth*) [45] обґрунтували необхідність подовження досліджень у напрямку моделювання, вимірювання та пошуку шляхів зменшення механічного опору руху залізничного рухомого складу.

Як свідчить проведений аналіз, переважна більшість досліджень опору руху рухомого складу були експериментальними, присвяченими виключно встановленню залежностей опору руху від швидкості, потрібних для виконання тягових розрахунків.

Отримані формули дозволяли розрахувати масу потягів, швидкості і час руху на ділянці, гальмовий шлях тощо. Протягом багатьох десятиліть при створенні нових типів рухомого складу характеристики опору руху на стадії проектування не аналізувалися. Винятком можна вважати чисельні дослідження аеродинамічного опору руху, які стали актуальними при створенні високошвидкісних поїздів.

У процесі розвитку ходових частин локомотивів і вагонів багато питань динаміки і вписування в криві малого радіуса, часто вирішувалися шляхом введення в екіпажні частини різних пружно-дисипативних елементів без урахуван-

ня можливого погіршення характеристик опору руху, пов'язаних із спрямуванням рейковою колією що, іноді призводило до збільшення горизонтальних навантажень на фрикційні контакти коліс з рейками, які при цьому виконували роль фрикційних демпферів з високим рівнем розсіювання енергії.

Непрямим підтвердженням цього є дані про підвищення зносу поверхонь кочення коліс при експлуатації нових типів багатовісних локомотивів [42-44]. Особливо, слід відзначити інтенсивний підріз гребнів і бічний знос головок рейок, який, переважно є результатом роботи сил опору руху.

В окремих випадках, при експлуатації в кривих малого радіусу знос настільки інтенсивний, що міжремонтні пробіги локомотивів по підрізу гребнів складають всього 5...7 тис. км.

1.2. Структура опору руху рейкових екіпажів

На рис.1.7 представлена структура опору руху з відносною часткою кожної складової, хоча такий поділ є досить умовним, тому що ряд складових може бути віднесений як до основного, так і до додаткового опору.

Що стосується частки складових опору руху, то вони коливаються в значних межах залежно від швидкості руху, параметрів рейкової колії, швидкості і відносного напрямку вітру, метеоумов, конструктивних особливостей того чи іншого екіпажу.

Особливо важливим, при цьому, є аеродинамічний опір, який при швидкостях руху вище 30...40 м/с складає до 65% основного опору руху.

1.2.1. Опір в буксових вузлах

Ця складова основного опору руху пов'язана з тертям кочення (при підшипниках кочення) або ковзання (при підшипниках ковзання) в осьових підшипниках колісних пар [26, 28]. Момент сили тертя на шийці осі для випадку підшипників ковзання визначається з формули

$$M_1 = f_{\Pi} \frac{d_{\text{ш}}}{2}, \quad (1.53)$$

де f – коефіцієнт тертя між шийкою і вкладкою підшипника;
 Π – навантаження на шийку осі;
 $d_{ш}$ – діаметр шийки осі.

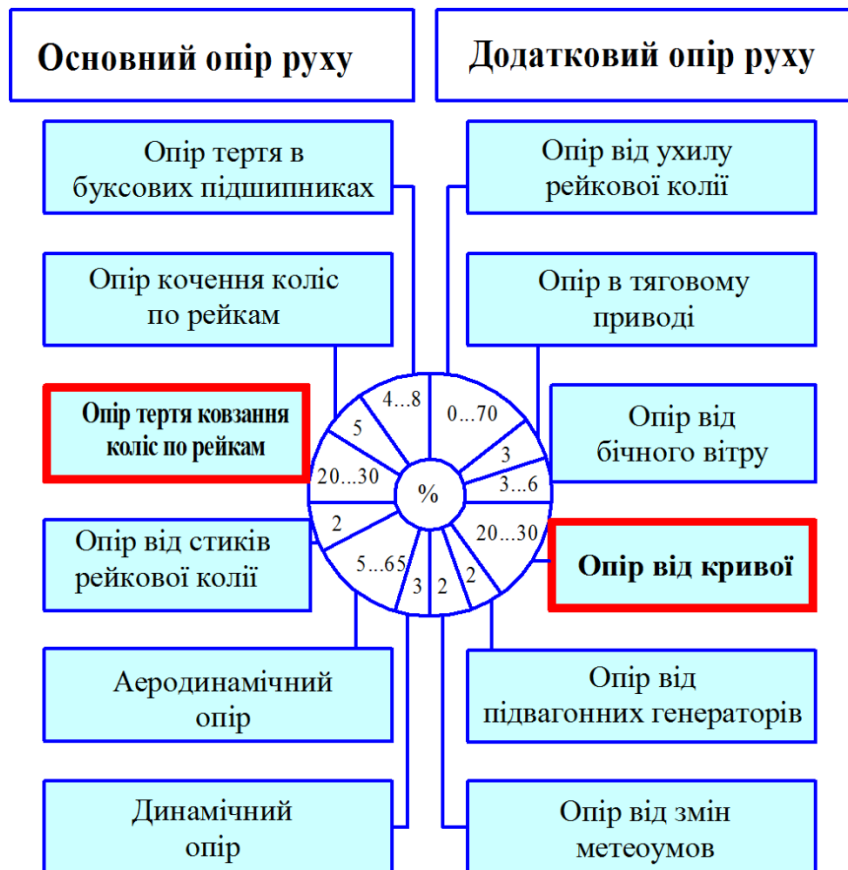


Рисунок 1.7 – Структура опору руху рейкових екіпажів

Сила опору на ободі колеса

$$F_o = \frac{f \Pi n_{ш}}{D_k}, \quad (1.54)$$

де D_k – діаметр колеса по колу кочення.

Питомий опір руху від тертя в буксових підшипниках ковзання дорівнює

$$w = 1000f \frac{d_{ш}}{D_k}. \quad (1.55)$$

Коефіцієнт тертя в буксових підшипниках ковзання визначається формулою

$$f = A \sqrt{\frac{\mu p}{p_{cp}}} \sqrt{4\lambda + 1}, \quad (1.56)$$

де A – коефіцієнт, який залежить від відхилення підшипника від центрального положення. Його середнє значення для рухомого складу дорівнює 0,005;

p – частота обертання осі колісної пари;

λ – відношення діаметра шийки – $d_{ш}$ – до її довжини;

p_{cp} – питомий тиск в підшипнику.

Практично повна заміна на рухомому складі буксових підшипників ковзання на підшипники кочення привела до зменшення енерговитрат на тягу поїздів на 4,2...4,6% [24].

Коефіцієнт тертя ковзання для металів, в більшості випадків, становить 0,05...0,25, в той час як коефіцієнт тертя кочення для тих же умов лежить в межах 0,0001...0,001. Часто при розрахунках втратами на тертя кочення нехтують. Однак енергія, яка витрачається на подолання опору коченню, поглинається головним чином в поверхневих шарах матеріалу і йде на інтенсивне циклічне передеформування матеріалу.

Нагрів робочих елементів вузла, який виникає, веде до перерозподілу зазорів, втрати точності і плавності ходу і інших порушень нормальної роботи підшипникового вузла. У загальному випадку втрати енергії в роликівих підшипниках складаються з наступних частин:

1) втрати на тертя обертових елементів підшипника в навколишньому середовищі, в тому числі в мастилі, яке крім основної своєї функції грає роль в'язко-пластичного тіла [46], що перешкоджає відносному переміщенню елементів підшипника і створює опір руху;

2) втрати на робочих поверхнях сепараторів, що виникають в результаті його тертя по напрямним бортам кілець і тертя тіл кочення по стінках гнізд;

3) втрати, що виникають при коченні роликів по бігових доріжках кілець підшипників.

Причинами цих втрат є:

- відносне пружне проковзування сполучених поверхонь, що виникає

через неоднаковість їх кривизни і відповідно різниці значень пружних деформацій поверхневих мікро-об'ємів тіл в зоні контакту, які стискаються;

- ковзання роликів по напрямних бортах кілець роликотілопідшипників;
- загальне прослизання комплексу тіл кочення щодо ведучого кільця, що виникає при втраті між ними зчеплення;
- недосконала пружність матеріалу;
- молекулярна взаємодія контактуючих поверхонь, що перешкоджає їх зближенню на передній кромці контакту і роз'єднання на задній.

Момент тертя роликового підшипника приблизно можна визначити за формулою

$$M = f_{\text{п}} P \frac{d}{2}, \quad (1.57)$$

де $f_{\text{п}}$ – зведений коефіцієнт тертя;

d – діаметр посадочного отвору підшипника;

P – навантаження на підшипник

$$P = \sqrt{F_r^2 + F_a^2}, \quad (1.58)$$

де F_r, F_a – радіальна і осьова складові навантаження.

До втрат стосовно буксового вузла відноситься також тертя в осьових буксових упорах, ущільненнях, мастильних пристроях (наприклад, польстерах) і т.і. При виконанні осьового упору на основі підп'ятника ковзання втрати на тертя можуть досягати значних величин.

Дослідні дані показують, що основний опір руху рейкових екіпажів зменшується від застосування роликових підшипників від 20% – при зрушенні з місця до 5...6% – при середніх швидкостях руху [26, 28].

1.2.2. Втрати потужності в тяговому приводі

Проблематичним є саме питання, з якого рівня враховувати опір руху локомотивів. Наявність передавальних механізмів, що не відключаються від колі-

сних пар в режимі вибігу, зумовлює появу властивих тільки локомотивам сил опору приводу. Цей опір є результатом механічних втрат в тягових двигунах, а також втрат на тертя в окремих взаємодіючих частинах машин і передавальних механізмів приводу і називаються опором локомотива, як машини.

При русі локомотива під струмом, питомий опір від тертя в зубчастих передачах, моторно-осьових підшипниках, трансмісії, осьових двигунах враховані в тяговій характеристиці локомотива, тобто опір руху розглядається з рівня до-тичних сил. За логікою сюди ж треба віднести і опір в буксових підшипниках. При русі на холостому ході згадані вище опори враховують, як частину основного опору, тому, що втрати не компенсуються силовою установкою. В результаті такого підходу до вимірювання опору руху основний питомий опір локомотивів при русі на вибігу виявляється більшим, ніж в режимі тяги, що не відображає фізичної сутності явищ, тому що фактичного підвищення опору руху не відбувається, навпаки треба очікувати його зниження через зменшення втрат потужності на тертя в ненавантаженій передачі [47].

Зв'язок між основним питомим опором руху локомотива як возу (w'_o) і опором руху на холостому ході (w_x) визначається залежністю: $w_x = w'_o + w_k$, де w_k – складова основного питомого опору руху локомотива на холостому ході, обумовлена втратами на тертя в тяговому приводі і зубчастій передачі.

До цього ж виду опору може бути віднесено опір руху вагонів від підвагонних генераторів.

1.2.3. Опір коченню коліс по рейках

Опір коченню колеса по рейці має складну природу, до сих пір до кінця не вивчену. При коченні присутні три види тертя, що відрізняються за своїм описом: тертя кочення, тертя ковзання і тертя вертіння (або спіні).

Існує кілька теорій, що пояснюють утворення сил опору при коченні.

Професор О.Ю. Ішлінський, наприклад, розглядаючи кочення жорсткого котка по в'язко-пружній основі, аналітично дослідив опір коченню, пояснюючи його недосконалістю пружності матеріалів [48]. Ним було запропоновано рішення задачі, пов'язаної з коченням абсолютно жорсткого котка по двох видах основи: релаксуючої і в'язко-пружної. Виникнення опору коченню пояснюва-

лося несиметричністю розподілу реакцій з боку основи на каток, тому, що відповідно до прийнятих в розрахунках характеристик основи (у Ішлінського – ґрунту) на задній кромці контакту завжди має місце залишкове осідання основи на відміну від нульової опади на передній кромці контакту перед колесом. Ним запропонована наступна формула для обчислення опору коченню

$$W = 0,2\sqrt[3]{18} \frac{v}{V} \frac{P^{\frac{5}{3}}}{\sqrt[3]{kbR}}, \quad (1.59)$$

де V – швидкість кочення;

P – вертикальне навантаження;

v, b, k – характеристики поверхні кочення (основи);

R – радіус поверхні кочення.

Інший аспект проблеми пружних недосконалостей, пов'язаний з пружним гістерезисом основи, був досліджений А. Пальмгреном (*A. Palmgren*) [49]. На підставі результатів випробувань упорних і сферичних підшипників Пальмгреном зроблено висновок, що втрати на пружний гістерезис в цих випадках становлять досить незначну частину від загальних втрат в підшипнику. Основну ж частину становлять втрати, пов'язані з відносним прослизанням поверхонь, що контактують.

Тейбор (*D. Tabor*) у статті [50], навпаки, доводить, що пружному гістерезису належить головна роль у формуванні сил опору коченню. Прокочуючи сталеві кульки по плоскій основі різними гістерезисними властивостями, Тейбор отримав результати, які показують, що, в залежності від властивостей основи, втрати енергії можуть збільшуватися більш ніж в 8 разів при всіх застосованих навантаженнях. Правда, автор обумовлює, що ці висновки справедливі для відносно м'яких матеріалів, наприклад, гума. Так при перекочуванні куль з фосфористої бронзи, алюмінію та шарикопідшипникової стали величини енергетичних втрат ставилися між собою як 10 : 5 : 1.

Аналітична залежність, отримана Тейбором для сили опору коченню має вигляд

$$F = c\alpha N \frac{a}{R}, \quad (1.60)$$

де N – нормальне навантаження в контактi;

a – напiв-ширина контактного майданчику в напрямку кочення;

R – радiус цилiндра або сфери;

c, α – емпiричні коефіцієнти [50].

Томлінсон (J. A. Tomlinson), [51] досліджуючи опір коченню на зразках із твердої сталі, визначив коефіцієнт опору, обумовлений молекулярною взаємодією поверхонь за рахунок притягання і відштовхування, які проявляються, як сили тертя. Робота цих сил, за думкою Томлінсона може бути виражена як

$$N \cdot W = \mu \cdot F \cdot P \cdot n, \quad (1.61)$$

де μ – коефіцієнт тертя;

F – відносне переміщення розглянутих сукупностей молекул;

N – загальне число взаємодіючих молекул протягом шляху x ;

n – число циклів (зближень і віддалень) однієї молекули;

P – сила взаємодії однієї пари молекул. Коефіцієнт опору коченню

$$\lambda = \frac{3 q W}{4 b P}, \quad (1.62)$$

де q – статистична постійна, яка залежить від структури матеріалу;

b – напiв-ширина стрічки контакту.

Експериментально були отримані значення $\lambda = (2 \dots 4) \cdot 10^{-5}$.

С.В. Пінегін, проводячи дослід, аналогічний Томлінсону, зробив висновок, що молекулярна складова опору коченню на 2...3 порядки нижче силових втрат на гістерезис [52, 53].

А.С. Ахматов також відзначає, що в практичних умовах, характерних для випадку контактування колеса з рейкою, утворення молекулярних містків схоплювання вельми складне через миттєві забруднення поверхонь оксидами і адсорбованими речовинами [54].

Групою дослідників під керівництвом Б.В. Дерягіна [55] запропоноване пояснення опору руху, як результату електростатичного притягання елементів пари кочення за рахунок різнойменних зарядів, що виникають позаду контакту, який безперервно розкривається. Для визначення частки молекулярної складової в загальному опорі коченню багато дослідників застосовували спеціальні стендові установки, на яких зводилося до мінімуму ковзання в контакті колеса з рейкою. Такі дослідження були проведені Ю.Блохіним [56, 57], Тейбором (*D. Tabor*) [50], Томлінсоном (*J. A. Tomlinson*) [51], Друтовськи (*R.C. Drutovski*) [58].

Деякі з результатів, а саме залежність відношення молекулярної складової опору – W_m до демпфуючої складової опору – W_d , обумовленої ефектом гістерезису від контактного тиску показано на рис.1.8. Для випадку контактування колеса з рейкою частка молекулярної складової в загальному опорі коченню в порівнянні з проковзуванням і гістерезисом невелика.

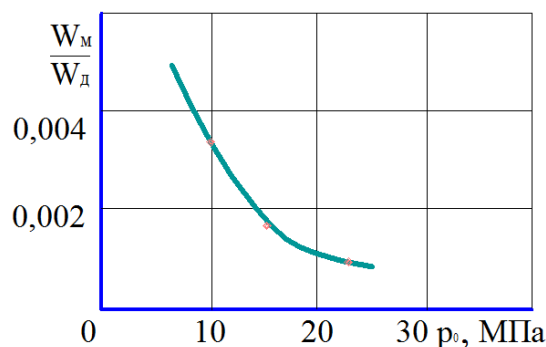


Рисунок 1.8 – Співвідношення молекулярної (W_m) і демпфуючої (W_d) складових опору коченню від контактного тиску

Більш значною за результатами, отриманими в дослідженнях різних авторів, виявилася демпфуюча складова опору коченню. Як відомо, гістерезис та пов'язані з ним пружні і мікро-пластичні деформації визначаються фізико-механічними характеристиками матеріалів, рівнем контактних напружень, формою контактуючих поверхонь і швидкістю деформування. Ю.М. Блохін [56, 57], досліджуючи кочення дисків з високоміцного чавуну і хромової сталі, отримав різні залежності опору коченню від швидкості перекошування для чавуну ($W_{ч}$) і для сталі ($W_{ст}$). Ці залежності показано на рис.1.9.

При дослідженнях залежності опору коченню від рівня контактних напру-

жень рядом авторів було відзначено, по-перше, різке зростання опору при досягненні певного порогу напруги, по-друге, нестабільні результати, які залежать від числа проходів колеса по одній і тій же основі. Деяке пояснення цим явищам дають дослідження Джонсона (K.L. Johnson) [59], згідно з якими після декількох повторних контактних навантажень наступає введена Джонсоном межа пристосованості матеріалу, пластичні деформації практично припиняються і настає новий пружний стан. Цей ефект має місце за умови, якщо

$$p_o \leq 4 \cdot \tau_T, \quad (1.63)$$

де p_o – максимальний контактний тиск;

τ_T – межа текучості матеріалу при зсуві.

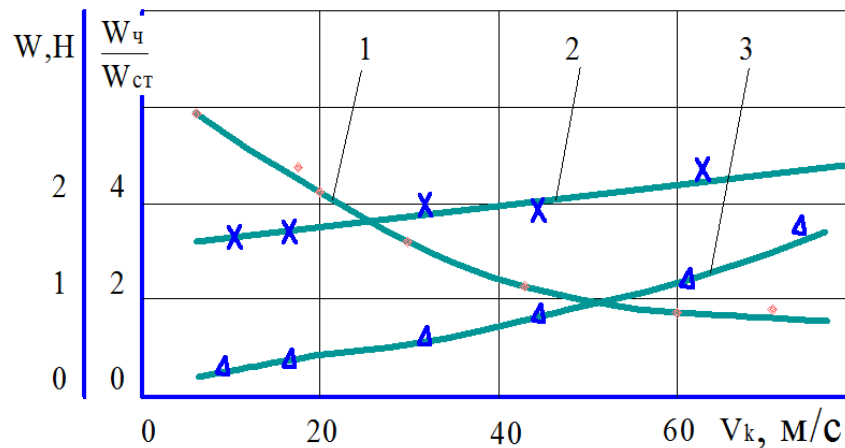


Рисунок 1.9 – Відносні (1) і абсолютні (2,3) силові втрати на гістерезис для чавуну (2) і для сталі (3) в залежності від швидкості кочення колеса по рейці

Межа пристосованості залежить від властивостей матеріалу і приблизно може бути визначена в залежності від твердості по Бринелю HB за умовою

$$p_o \leq HB.$$

Кількість проходів, після яких стабілізується опір коченню, також залежить від твердості матеріалу. За даними Н.А. Корольова [60] для м'яких сталей з твердістю HRC= 61...62 достатньо 15...20 проходів, для більш твердих сталей – до 1000 проходів. Різке підвищення опору коченню в залежності від швидкості

ті спостерігається при $V > 350$ км/год (97 м/с), що для сучасного рейкового транспорту становиться актуальним. Залежність опору коченню W_k від швидкості руху показана на рис.1.10 [60].

Японські дослідники Охіяма (*Tadao Ohyama*) і Ючида (*Seigo Uchida*) довели, що форма контактуючих поверхонь впливає на розподіл напружень по плямі контакту, об'єм деформованого матеріалу і форму самої плями контакту [61].

Досліди, проведені Друтовскі (*R.C. Drutovski*) [62] для кочення шара по шару і циліндра по циліндру, показують, що при однакових діаметрах тіл, однакових контактних тисках і однакових швидкостях кочення спостерігається істотні відмінності в опорі коченню за рахунок різних об'ємів деформованого металу, а отже, і різних гістерезисних втрат. Залежності опору руху від швидкості кочення для циліндрів (1) і куль (2) показані на рис.1.11.

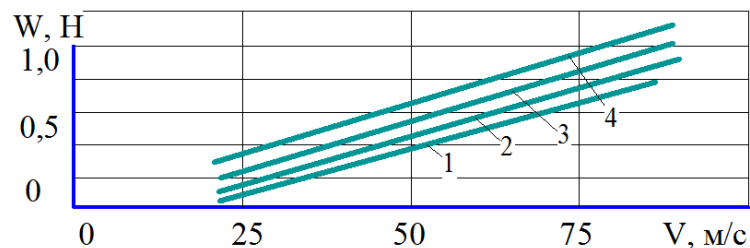


Рисунок 1.10 – Залежність опору взаємному перекочуванню двох сталевих сфер від швидкості

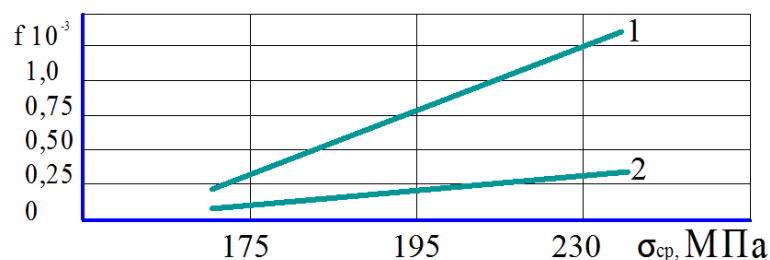


Рисунок 1.11 – Залежність коефіцієнту опору коченню від середньої напруги в контакт: 1 – для циліндрів; 2 – для куль

Вперше, на втомну природу зношування при терті ковзання вказав Д.В. Конвісаров у 1952р. у своїх роботах [63, 64].

Причини втоми поверхневого шару деталей він вбачав в повторних або знакозмінних рухах у рухливих з'єднаннях деталей машин.

Одноразовий задір поверхонь, дряпання їх різними твердими вістрями не належать до процесів зношування в повному розумінні цього поняття. Конвісаров прийшов до висновку, що зношування твердих тіл при терті схоже з руйнуванням їх від втоми. Пляма контакту відчуває багаторазову дію (теплове, механічне) інших плям контакту.

В результаті в матеріалі утворюється тріщина, і відбувається її прогресування і, кінець кінцем, зруйнування поверхні. Конвісаровим проведена перевірка висловлених міркувань шляхом виконання на маятниковому пристрої серій спеціальних випробувань. В процесі випробувань обкатувалися при русі сталеві загартовані зразки з циліндричними поверхнями різних радіусів кривизни.

Висновки Д. В. Конвісарова мають принципове значення, оскільки вперше зроблена спроба пояснити опір коченню одночасним впливом ряду реальних факторів, чого не робилося в інших роботах. Крім того, зразки в експерименті Д. В. Конвісарова були виготовлені з типового машинобудівного матеріалу, що також підвищувало реальну значимість результатів досвіду.

Прикладом комплексного врахування впливу об'ємних і поверхневих ефектів на опір коченню є також роботи І.Г. Горячевої і Л.А. Галина (1973-80рр.) [65-67]. Ці та багато інших робіт дозволяють зробити висновок, що основним компонентом опору коченню є фрикційна складова, обумовлена проковзуванням в контактах коліс з рейками.

Кінематичний опір руху, якому приділяється особлива увага в даній роботі, також має характер фрикційних втрат.

Відповідно до теорії поздовжнього ковзання О. Рейнольдса (*O.Reynolds*) відмінність в розтягуванні матеріалу основи і катка в зоні контакту призводить до появи ковзання між ними [68].

Деформація поверхонь під час кочення супроводжується неоднаковими переміщеннями, але за рахунок ковзання вони мають можливість деформуватися, перебуваючи в контакті. Ковзання поверхонь супроводжується тертям, яке і обумовлює опір коченню. Очевидно, до додаткового опору руху можна віднести опір, пов'язаний з піском, який подається на рейки для попередження боксування або юзу колісних пар. Висока його вартість і дані про значне підвищення опору руху при подачі піску в контакти коліс з рейками, говорять про необхідність проведення теоретичних і експериментальних досліджень цієї проблеми.

1.3. Опір, пов'язаний із спрямуванням колісних пар рейковою колією

1.3.1. Природа опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією

Перші залізничні екіпажі мали, як звісно, циліндричні колеса, які котилися по рейках з закраїнами які спрямували їх. Але вже на першому паровозі Стефенсона (Stephenson) (1821р.) рейкові закраїни переродилися у гребні коліс.

Традиційна конструкція колісних пар включає гребні коліс, жорсткий зв'язок коліс в колісній парі і конічні профілі поверхонь кочення коліс. Ці особливості конструкції колісних пар уже майже 200 років забезпечують надійне спрямування екіпажів рейковою колією.

Найбільш повною роботою, в якій досліджувалося питання спрямування екіпажів рейковою колією є монографія Х. Хеймана [69]. Хейман відзначає, що відхилення від шляху кочення колісних пар (вільних або зв'язаних рамою візка) може спостерігатися тільки в формі ковзання. За його словами, поздовжнє ковзання відбувається через жорсткий зв'язок коліс в колісній парі через вісь. Незважаючи на докладний матеріал з проблеми вписування екіпажів в криві, Хейман не розглядав, пов'язаний з вписуванням опір руху.

При русі в кривих, завдяки конструкції колісних пар, забезпечується зниження напрямних зусиль між гребнями коліс рейками. Але, в кривих середнього і малого радіусу нестача конусності поверхонь кочення викликає прослизання коліс в поздовжньому напрямку. Сили поздовжнього ковзання призводять до збільшення перекосу осі колісної пари в кривій і збільшення кута набігання колеса на головку рейки, що збільшує поперечні реакції рейки і опір руху. Підтвердженням тому є характерний скрип і скрегіт при русі екіпажу в кривій [70].

При русі в прямих ділянках, особливо при високих швидкостях руху, через нерівності колії в плані і конічну поверхню кочення коліс з'являються інтенсивні автоколивання виляння колісних пар з періодичним контактуванням гребнів коліс з рейками [71].

При високій швидкості руху відбувається збільшення поперечних навантажень на рейки.

Поперечні сили, що діють на рейки можуть досягати значних величин [72], що призводить до інтенсивного зносу гребнів та підвищенню опору руху.

Автори пропонують називати складову опору руху, пов'язану із спрямуванням колісних пар рейковою колією – кінематичним опором руху.

Відповідно до прийнятої класифікації, кінематичний опір руху має ознаки і основного, і додаткового опору [73, 74]. Тому, умовно, при русі в прямих ділянках колії, його слід розглядати, як частину основного, а при русі в кривих – як частина додаткового опору руху.

Причиною виникнення кінематичного опору руху екіпажу є кінематична невідповідність геометричних параметрів поверхонь кочення коліс і кінематичних параметрів руху.

Кінематичний опір руху виникає в наслідок паразитних проковзувань в замкнутих силових контурах, що утворюються в системі спрямування колісних пар рейковою колією. Механічна енергія, що витрачається на подолання тертя при паразитному проковзуванні є енергією кінематичного опору руху. У системі спрямування візків залізничних екіпажів рейковою колією можна виділити декілька замкнутих силових контурів.

1.3.2. Замкнуті силові контури у контактах коліс з рейками.

Як показано в роботах [75, 76], при двох-точковому контакті колеса з рейкою утворюється замкнутий силовий контур з двома вузловими точками у основному і гребневому контактах. У цьому контурі виникає диференційне проковзування, яке може бути причиною додаткового кінематичного опору руху через збільшення опору коченню. Про диференційне проковзування і пов'язаний з ним опір коченню вперше згадував Хіткоут (*H.L.Heathcote*) при аналізі кінематики підшипників кочення [77].

На рис.1.12 для прикладу показана схема можливого розподілу нормальних реакцій (N_1, N_2) і сил зчеплення (S_1, S_2) у двохточковому гребневому контакті колеса вагона з рейкою. F_t – зовнішня повздовжня реакція на колесо з боку візка. Реакція F_t і є силою опору руху, яку необхідно подолати для перекочування колеса. Розподіл між нормальними реакціями N_1, N_2 залежить від багатьох чинників: швидкості руху, радіусу кривої, піднесення зовнішньої рейки, положення колісної пари в колії, конструкції візка, профіля поверхні кочення коліс тощо.

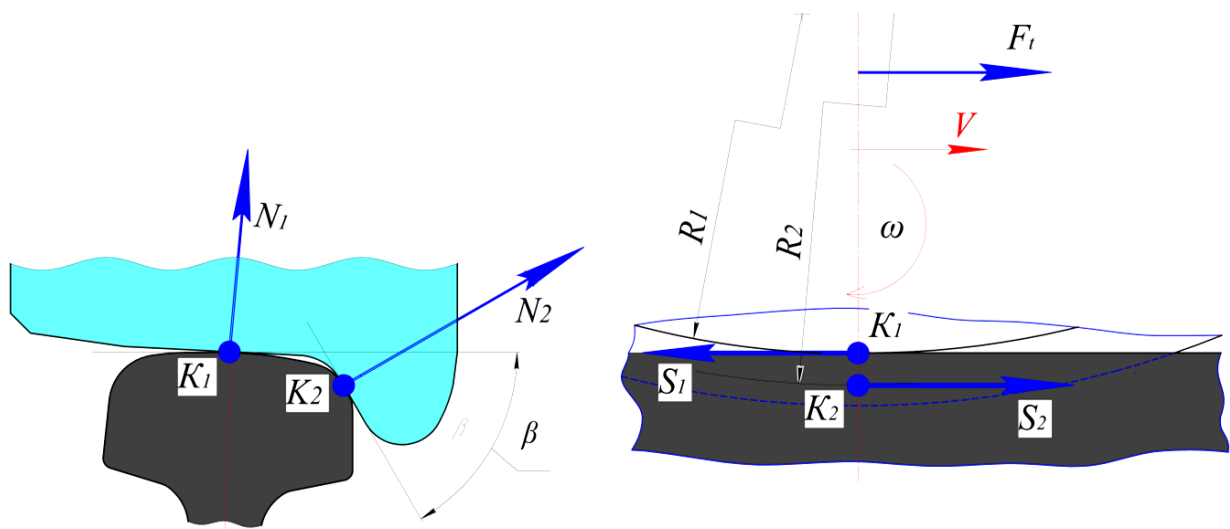


Рисунок 1.12 – Схема розподілу нормальних реакцій (N_1, N_2), сил зчеплення (S_1, S_2) при двохточковому гребневому контакті колеса вагона з рейкою

На основі рис. 1.12 можна записати систему рівнянь рівноваги:

$$\begin{cases} \sum M = S_1 \cdot R_1 - S_2 \cdot R_2 = 0; \\ \sum F = S_2 - S_1 + F_t = 0. \end{cases} \quad (1.64)$$

З рівнянь (1.64) можна отримати величину кінематичного опору руху W_k

$$W_k = F_t = S_1(1 - R_1/R_2). \quad (1.65)$$

Також можна зробити важливий висновок: сила опору руху $W = F_t$ не може дорівнювати нулю при наявності гребневого контакту колеса з рейкою.

1.3.3. Замкнуті силові контури колісних пар

Колісні пари разом із рейковою колією також утворюють замкнуті силові контури. Відсутність повздовжніх проковзувань в контактах коліс із рейками можлива тільки в ідеальному випадку. Ідеальним є випадок коли одиночна колісна пара повільно перекочується без гребневого торкання. У реальних умовах руху колісної пари у складі візка через наявність буксових повздовжніх реакцій, у контактах колісних пар з рейками обов'язково виникають проковзуван-

ня. Ці проковзування є паразитними і створюють додатковий кінематичний опір руху, як у прямих, так і у кривих ділянках колії.

На рис. 1.13 показана спрощена схема сил зчеплення S_1 , S_2 і буксових реакцій F_{b1} , F_{b2} , що діють на колісну пару. Колісна пара встановлена з поперечним зміщенням Δy відносно осі колії і котиться по рейках без виляння, яке стримується буксовими реакціями F_{b1} , F_{b2} .

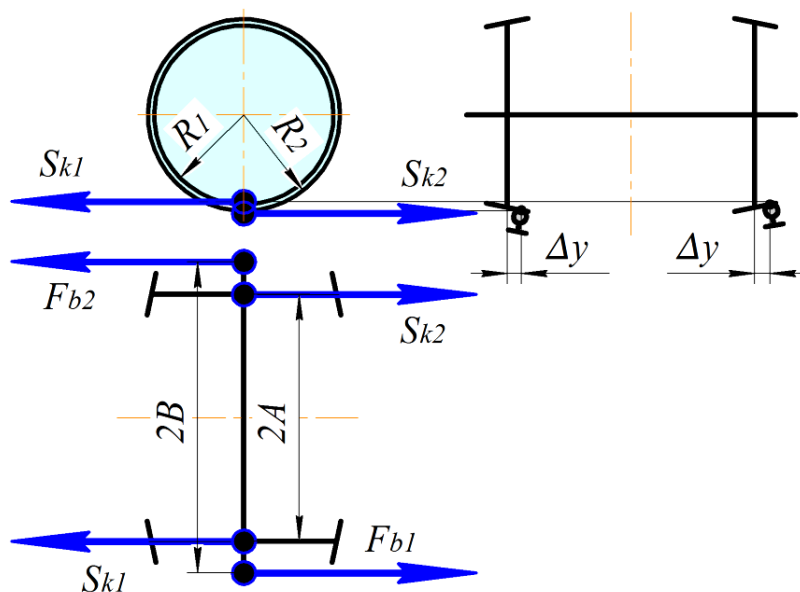


Рисунок 1.13 – Спрощена схема сил зчеплення S_1 , S_2 і буксових реакцій F_{b1} , F_{b2} , що діють на колісну пару

За рис. 1.13 можна скласти наступні рівняння рівноваги

$$\begin{cases} (S_{k1} + S_{k2}) \cdot A - (F_{b1} + F_{b2}) \cdot B = 0; \\ S_{k1} \cdot R_1 - S_{k2} \cdot R_2 = 0; \\ F_{b1} - F_{b2} - S_{k1} + S_{k2} = 0. \end{cases} \quad (1.66)$$

З рівнянь (1.66) можна отримати значення для кінематичного опору руху

$$W_k = S_{b1} - S_{b2} = S_{k1} (1 - R_1/R_2). \quad (1.67)$$

Як свідчить проведений аналіз, переважна більшість досліджень опору руху рухомого складу були експериментальними. Вони були присвячені, виключно, встановленню залежності опору руху від швидкості. Ці залежності викорис-

товувались для розрахунків маси потягу, швидкості, часу руху на ділянці, гальмового шляху тощо. Протягом багатьох десятиліть при створенні нових типів рухомого складу характеристики опору руху на стадії проектування не аналізувалися. Винятком можна вважати чисельні дослідження аеродинамічного опору руху, які стали актуальними при створенні високошвидкісних поїздів.

У процесі розвитку ходових частин локомотивів і вагонів питання динаміки вписування в криві малого радіусу, часто вирішувалися шляхом введення в екіпажні частини різних пружно-дисипативних елементів без урахування можливого погіршення характеристик опору руху, пов'язаних із спрямуванням колісних пар рейковою колією. Це, іноді, призводило до збільшення горизонтальних навантажень на фрикційні контакти коліс із рейками, які при цьому виконували роль фрикційних демпферів з високим рівнем розсіювання енергії.

Непрямим підтвердженням цього є дані про підвищення зносу поверхонь кочення коліс при експлуатації нових типів багатовісних локомотивів [78]. Особливо, слід відзначити інтенсивний підріз гребнів і бічний знос головок рейок, який, є результатом роботи сил опору руху.

Форма поверхні кочення коліс обумовлюють різні радіуси кіл кочення. Просторовий розподіл контактних сил і швидкостей ковзань призводить до появи диференціального проковзування в контактах, утворення паразитних сил тертя, які є причиною додаткового кінематичного опору руху. Особливо сильно цей опір проявляється, при двох-точковому гребневому контактуванні.

Прийнята класифікація опору руху не сприяє розвитку досліджень процесів спрямування екіпажів рейковою колією. Це ствердження ґрунтоване на тому, що, процеси тертя у контактах коліс з рейками розглядаються окремо в основному і додатковому опорі руху.

Проведений аналіз дозволив визначити новий напрямок зменшення опору руху рейкових екіпажів за рахунок факторів, які є недостатньо дослідженим у світовій науці і практиці. Напрямок базується на гіпотезі, що спрямування колісних пар рейковою колією здійснюється, виключно, за рахунок додаткового опору руху. Додатковий опір руху, пов'язаний із спрямуванням екіпажів рейковою колією, автори пропонують називати кінематичним опором руху.

Запропонований підхід руху може стати основою широких досліджень опору руху з метою збереження енергоресурсів на тягу поїздів.

2. ДОСЛІДЖЕННЯ КЕРОВАНOSTI, ЯК ПРОЦЕСУ СПРЯМУВАННЯ ЕКІПАЖІВ РЕЙКОВОЮ КОЛІЄЮ

2.1. Поняття керованості на залізничному транспорті

Як звісно, чисте кочення колісної пари можливо тільки тоді, коли вона вільно котиться по рейках і не зв'язана з рамою візка. У реальному випадку, при русі колісної пари, встановленої в рамі, на неї завжди діють буксові реакції. Поворот окремої колісної пари за допомогою рами візка, рух якої в свою чергу є результатом взаємодії з іншими колісними парами і з кузовом, виражається в додаткових ковзаннях коліс, які викликають протилежно спрямовані фрикційні опіри. Подолання цих опорів здійснюється за рахунок спрямовуючих зусиль, які завжди пов'язані з опором руху.

Горизонтальний вплив на колію проявляється як сумарна дія всіх горизонтальних реакцій, що виникають в контактах коліс з рейками.

Певного зниження впливу на колію можна досягти, наприклад, установкою контррейок в крутих кривих; застосуванням гребне- і рейко-змащувачів; впровадженням нових профілів поверхонь кочення коліс; оптимізацією параметрів ходових частин рухомого складу тощо. З огляду на те, що криві становлять близько 30% загальної протяжності залізниць України, і що вплив ходових частин на колію в кривих більший, ніж на тій же швидкості в прямих, цілком очевидним стає актуальність досліджень, спрямованих, зокрема, на управління вписуванням екіпажів в криві ділянки колії.

Питанням горизонтальної взаємодії екіпажів і колії присвячено декілька тисяч робіт, тому повний їх огляд неможливий.

Теоретичні основи дослідження горизонтальної динаміки рейкового транспорту почали закладатися ще в кінці минулого століття.

Для геометричного вписування використовувались методи Руа, Пуши, Юбелаккера, Фогеля, Местра, Плясе, Якобі та інш., які були вдосконалені К. Корольовим, І. Ніколаєвим, В. Панським, А. Сломянським.

Основи динамічного вписування екіпажів в криві були закладені С. Смирновим. Вони ґрунтуються на положенні про знаходження центру повороту екіпажу на перетині його поздовжньої осі і перпендикуляра, опущеного з центра кривої.

Принципи найменшого опору повороту екіпажу в кривих і формули для визначення сили нажаття гребнів коліс на рейки були запропоновані А. Холодецьким. В даний час для дослідження сталого руху екіпажу в кривих використовується метод К. Цеглінського, модифікований К. Корольовим, що враховує при розрахунках бічних сил пружність колії і коефіцієнти горизонтальної динаміки.

Графо-аналітичний метод Х. Хеймана оснований на мінімізації моментів опору обертання екіпажу в кривій, не отримав розповсюдження в практиці розрахунків через його складність [69]. Х. Хейман розглядає поведінку в кривій візків Біссел, Гельмгольца, Лоттера, Еккарда і зазначає, що напрямна колісна пара, встановлена попереду візка, найчастіше набігає на зовнішню рейку і ніколи не має установки вільного ходу, тому що остання є нестійкою. Задня напрямна колісна пара, навпроти, практично завжди має установку вільного ходу. У зв'язку з цим Х. Хейман вказує на важливу роль зворотних пристроїв напрямних колісних пар, які повинні мати достатньо великий зворотний момент для надійної установки без заклинювання в колії.

С. Куценко для уточнення розрахунків динамічного вписування екіпажу в криву розглядав уточнені характеристики профілів коліс, розподілення ковзань в контактах і сил опору руху в кривій [79].

Узагальнений метод визначення поперечних сил в кривих, розроблений О. Єршковим, заснований на припущенні про лінійну залежність рівня бічних сил від непогашеного доцентрового прискорення і об'єднує три важливих характеристики – швидкість руху, радіус кривої і піднесення зовнішньої рейки [80].

При аналізі руху рухомого складу в кривих широко використовуються квазістатичні методи з характерними для них ідеалізаціями: розглядається ідеальна крива і постійні коефіцієнти тертя ковзання в контактах коліс з рейками.

Аналізуючи конструкції і принципи дії найбільш поширених зворотних пристроїв, Д. Мінов запропонував їх класифікацію, відповідно до якої характеристика зворотного моменту повинна мати високу жорсткість при малих відхиленнях візків або напрямних колісних пар, що забезпечує підвищення стійкості руху в прямих ділянках колії і фіксацію напрямної колісної пари в середньому положенні. При значних відхиленнях візка значення зворотного моменту повинно різко зменшуватися [81].

Як правило, вимоги до характеристик екіпажів, з точки зору мінімуму

впливу на колію в прямих і кривих ділянках колії суперечливі. Обговорення цих питань призвело до визнання необхідності керованого спрямування екіпажів рейкової колією. О. Кравченко сформулював принципи мінімізації напрямних сил шляхом управління моментом кутового в плані зв'язку кузова з візком і намітив основні шляхи реалізації ідеї керованого руху [82].

Докладний аналіз відомих систем керованого руху рейкових екіпажів, виконаний В.М. Кашніковим [83-85], дозволив зробити висновок про можливість зниження напрямних зусиль шляхом оптимізації параметрів ходової частини практично вичерпані і рішення задачі можливо тільки шляхом застосування систем керованого спрямування рухом.

Відповідно до класифікації систем керованого спрямування можуть бути поділені на активні і пасивні. До пасивних систем управління відносяться:

- кероване переміщення центра повороту візка назад і зменшення, за рахунок цього, напрямних зусиль набігаючої осі [86];
- радіальна установка осей візка за допомогою механізму, який використовує непогашені відцентрові сили [87];
- зміни в залежності від радіуса кривої «напрямної довжини» екіпажу за допомогою пневматичних циліндрів, що впливають на бігункові осі;
- застосування візків з поворотними в плані колісними парами;
- використання керованого міжвізкового з'єднання, заснованого на тому, що зусилля зчленування для переднього і заднього візків створює момент, спрямований протилежно моменту сил тертя коліс по рейках;
- горизонтальне балансування осей.

У системах активного спрямування реалізуються принципи, відмінною рисою яких є застосування автоматичних пристроїв силового управління параметрами і конфігурацією візків. Наприклад, таких що створюють кутовий в плані зв'язок візка з кузовом за допомогою пневматичних, гідравлічних, електричних або інших приводів.

Відповідно до направленістю даної роботи, треба відзначити, що керування спрямуванням екіпажів рейковою колією створює передумови для значного зменшення опору руху за рахунок зниження рівня горизонтальних реакцій в контактах коліс з рейками.

Дослідження керованості при рейковому управлінні, в тому вигляді, як во-

на розглядається в теорії руху колісних машин, і визначення кількісних показників управління, є тривіальним завданням, тому, що результат управління майже завжди (за винятком аварійних ситуацій) заздалегідь відомий, тому що ми маємо справу з управлінням по жорсткій програмі. Однією з подібних кількісних характеристик є, зокрема, обертальність, яка визначається мінімальним радіусом кривої, в яку можливо вписування екіпажу при допустимих рівнях бічних тисків. Термін обертальність аналогічний вписуванню за Цеглинським і Королевим [92, 93].

Автори в той же час, розглядають якісні показники керованості рухом рейкових екіпажів, яких немає в згаданій теорії. Пропонується якість управління оцінювати за рівнем додаткового впливу на екіпаж з боку колії.

Перш за все це – горизонтальний вплив па колію. Слід розрізняти два режими криволінійного руху під час керування екіпажу рейковою колією: режим кінематичного вписування, при якому жодна з колісних пар екіпажу не має гребеневого контакту коліс з рейками; і режим силового вписування, для якого характерним є спрямування колісних пар з гребеневим торканням.

Очевидно, в режимі кінематичного вписування рівень впливу екіпажу на колію буде значно нижчим, ніж в режимі силового вписування.

При русі екіпажу в круговій кривій головні вектори зовнішнього силового впливу на колісні пари, а саме головний вектор сил ($\vec{F}_y$) і головний вектор моментів ($\vec{M}$), дорівнюють нулю

$$\vec{F}_y = \vec{F}_i + \vec{F}_k; \quad \vec{M} = \vec{M}_i + \vec{M}_k, \quad (2.1)$$

де $\vec{F}_i$ – головний вектор горизонтальних сил інерції, що діють на екіпаж;

$\vec{M}_i$ – головний вектор моментів горизонтальних сил інерції, що діють на екіпаж;

$\vec{F}_k$ – головний вектор горизонтальних сил в контактах коліс з рейками;

$\vec{M}_k$ – головний вектор моментів горизонтальних сил в контактах коліс і рейок.

В ідеальному випадку, при сталому русі екіпажу в кривій на рівноважній швидкості горизонтальний вплив на колію має бути відсутнім, однак на прак-

тиці він має місце завжди. Значення горизонтальних контактних реакцій залежать від якості керованості.

Другим якісним показником керованості є додатковий опір руху, пов'язаний з управлінням, тобто спрямуванням колісних пар рейковою колією. У процесі спрямування екіпажу рейковою колією спостерігається таке явище, як циркуляція силових потоків в замкнутих контурах, утворених елементами ходової частини, приводу і колісними парами. Циркулюючі потоки потужностні, хоча і пов'язані з направляючою функцією колісних пар, як правило, є паразитними, призводять до значних додаткових проковзувань в контактах коліс з рейками, механічних втрат і підвищенню опору руху, особливо в кривих ділянках колії.

Крім того, будь-які додаткові проковзування, не пов'язані з реалізацією тягового зусилля, різко знижують граничні значення коефіцієнта зчеплення, тобто погіршують тягово-динамічні і гальмівні якості рухомого складу. Згаданий вище опір руху, який автори далі називають кінематичним, тісно пов'язаний з направляючими зусиллями і фрикційною взаємодією колісних пар з рейками.

За загальноприйнятою думкою візки із колісними парами, що встановлюються в кривих радіально, мають низку переваг перед візками із звичайними «жорсткими» колісними парами. Останні створюють помітно більше навантаження на рейки. Багаточисленними теоретичними і експериментальними дослідженнями доведено, що радіальна установка колісних пар дозволяє суттєво зменшити паразитні проковзування у контактах, навантаження на гребеневі контакти і, як наслідок, зменшити знос гребнів та опір руху [85–91].

2.2. Дослідження сил спрямування колісних пар рейковою колією

Для теоретичних досліджень сил спрямування колісних пар рейковою колією необхідний точний опис дотичних контактних сил і сил зчеплення.

На першому періоді розвитку залізниці питання зчеплення коліс з рейками піднімалися виключно у зв'язку зі зчіпними якостями тягового рухомого складу. Підвищенню максимальної сили тяги за зчепленням в системі колесо-рейка для більш повної реалізації її функції, як рушія, присвячено велику кількість дослідних робіт. Однак, проблема зчеплення коліс з рейками набагато глибша, ніж його аналіз з точки зору тяги. Зчеплення необхідно розглядати у всьому

комплексі з урахуванням повної картини горизонтальних сил взаємодії екіпажу і колії, з огляду на те, що горизонтальні складові контактних сил визначають горизонтальну динаміку екіпажу. І в цьому сенсі доречно було б не виділяти, як окремі проблеми поздовжні явища, пов'язані зі зчіпними якостями, а поперечні – з горизонтальною поперечною динамікою, а розглядати ці явища спільно в рамках повної горизонтальної динаміки. Спроби розгляду питань поздовжнього і поперечного зчеплення окремо, в кращому випадку, як частково пов'язаних, часто призводять до побічних явищ. Наприклад, конструктивні заходи, що поліпшують, динамічні показники, можуть призводити до погіршення інших показників: опору руху; інтенсивності зносу поверхонь кочення тощо.

2.3. Теорії зчеплення коліс з рейками

На початку ХХ століття, в зв'язку з бурхливим розвитком транспортної техніки, з'явилося відразу кілька наукових теорій, що відображають фізичні закономірності зчеплення коліс з рейками. Серед них найбільш розробленими є:

- теорія пластичного деформування;
- теорія пружних недосконалостей;
- молекулярна теорія;
- молекулярно-механічна теорія.

Широке використання в практиці розрахунків сил зчеплення отримала теорія псевдоковзання (теорія крипу) Рейнольдса (O. Reynolds) [68]. Теорія Рейнольдса була застосована Картером (F. Karter) при розробці методики теоретичного визначення величини ковзання колеса відносно рейки [94]. Представляючи поверхню головки рейки у вигляді площини, а поверхню кола кочення у вигляді циліндра, Картер запропонував формулу, відому сьогодні, як формула крипу

$$\varepsilon = \mu \cdot \sqrt{8 \cdot P / ER(1 - \sigma^2)} \cdot (1 - \sqrt{1 - F / F_{\max}}), \quad (2.2)$$

де R – радіус кочення колеса;

μ – коефіцієнт тертя ковзання;

P – вертикальне навантаження на одиницю ширини контактної поверхні;

E – модуль пружності матеріалу колеса;

σ – коефіцієнт Пуассона матеріалу колеса;

F , $F_{\max}$ – відповідно, тангенціальна сила на одиницю ширини контактної поверхні і її максимальне значення за умовами зчеплення.

Джонсон (*K. L. Johnson*) узагальнив плоску теорію Картера на тривимірний випадок кочення двох сфер з урахуванням поздовжнього і поперечного крипу [95]. Відповідно до його уявлення, поверхня контакту двох тіл ділиться на дві несиметричні області – область проковзування і область прилипання. Остання має форму еліпса, який передньою по ходу руху вершиною торкається еліпса контакту. Теорія Джонсона, будучи узагальненням теорії Картера, обмежується розглядом випадку чистого поздовжнього і поперечного крипу, тобто випадку відсутності поворотного крипу або спину.

Розвитком теорії Картера можна вважати також теорію смуг Холлінга (*J. Halling*) [96], Хайнеса (*D.J. Hainess*) і Олертон (*E. Olerton*) [97]. Їх наближена теорія розглядає чистий поздовжній кріп з еліптичною областю контакту. При цьому контактна пляма ділиться на ряд смуг, паралельних напрямку кочення, кожна з яких досліджувалася відповідно до теорії Картера без всякого взаємозв'язку між собою.

Отримані у роботах [96, 97] дані теоретичних досліджень добре збігаються з експериментами.

Великий внесок у розвиток теорій зчеплення належить Калкеру (*I. Kalker*). Калкер розробив лінійну теорію крипу, згідно з якою при малих величинах крипу площа контактної плями, на якій має місце прослизання, настільки мала, що нею можна знехтувати, розглядаючи всю площу контакту, як зону зчеплення [98]. Відповідно до цієї теорії в міру того, як частинки поверхні колеса потрапляють в область контакту, вони вступають у взаємодію на передньому краї області контакту.

У міру просування по контакту, внаслідок відсутності прослизання розвивається тягове зусилля. Співвідношення між крипом (повздовжнім, поперечним або кутовими в плані проковзуваннями) і силами та моментом крипу (спін) Калкер запропонував у вигляді спрощених лінійних функцій [99].

Пояснення природи тертя, як результату деформації певних об'єктів дотичних тіл при їх взаємному проникненні дають деформаційні теорії тертя, відпо-

відно до якої тертя виникає за рахунок хвилі деформації, що біжить перед кожним з проникаючих один в одного виступів.

Ця теорія отримали свій розвиток в працях Андрєєва³.

Поглинання і розсіювання енергії в процесі виникнення і руйнування фрикційних зв'язків, за рахунок термодинамічного гістерезису описує енергетична теорія тертя, розроблена Кузнєцовим⁴, Ребіндером⁵.

Розвиток цієї теорії у вигляді ентропійно-енергетичної теорії тертя представлено в роботі Бершадського⁶.

Згідно структурно-енергетичної теорії тертя всі процеси тертя виникають і розвиваються в результаті двох визначальних явищ, з одного боку – збільшення вільної енергії в системі тертя – активації, з іншого – її зменшення – пасивації.

Основи теплової динаміки тертя закладені Чичинадзе⁷ і розвивались Коровчинським⁸, Щедровим⁹.

Металознавчі аспекти структурних фазових переходів і перетворень на контактуючих поверхнях при терті викладені в працях Джонсона¹⁰ (*K.L. Johnson*), Костецького¹¹, Краузе¹² (*H. Krause*).

Сучасні уявлення про зчеплення колеса з рейкою, базуються на комплексному підході до згаданих вище теорій тертя.

2.4. Дослідження характеристик зчеплення

³ Андреев А. И. Износ рельсов и колес подвижного состава / А. И. Андреев, К. Л. Комаров, Н. И. Карпущенко // Железнодорожный транспорт. –1997. – №10. – С. 31–36.

⁴ Кузнєцов В.Д. Физика твердого тела. - Томск: Красное знамя, 1947.-4.-539с.

⁵ Ребиндер П.А. Физико-химическая механика – новая область науки. – М.: Знание, 1958.-36с.

⁶ Бершадский Л.И. Трение как термомеханический феномен / Докл. АН УССР.Сер.А.-1977.-№6.-С.186-190.

⁷ Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении.-М.:Наука, 1967.-231с. 216.

⁸ Коровчинский М.В. Термо-контактные процессы при качении и скольжении деталей машин/ Машиноведение.-1975.-№3.-С.15. 132.

⁹ Щедров В.С. Предварительное смещение на упруго-вязком контакте/ Трение и износ в машинах.-М.:Л.:АН СССР, 1950.-С.94-102. 219.

¹⁰ Johnson K.L. The effect of a tangential force upon the rolling motion of an elastic sphere upon a plane/ J.Appl.mec.-1964.-V.31.-№2.-P.339-340. 246.

¹¹ Костецкий Б.И. Структурно-энергетическая приспособляемость материалов при трении/ Трение и износ.-1985.-т.6.-№2.-С.201-212. 135.

¹² Krause H., Poll G. The influence of tangential tractions at the surface on the stresses in contacting bodies during rolling-sliding contact/ Wear.-1983.-P.221-232. 250.

При математичному моделюванні руху рейкових екіпажів важливим є використання достовірних зовнішніх характеристик у контактах коліс з рейками. Характеристиками зчеплення прийнято називати залежності коефіцієнту зчеплення від питомої швидкості ковзання у основному контакті. Наявність повздовжнього проковзування коліс відносно рейок є необхідною умовою виникнення в контактах сил зчеплення, зокрема тягового зусилля. Дослідженню характеристик зчеплення присвячена велика кількість робіт. Авторами [73] було запропоновано характеристики зчеплення представляти у наступному вигляді

$$k_x(\varepsilon_x, \varepsilon_y), \quad k_y(\varepsilon_x, \varepsilon_y), \quad (2.3)$$

де k_x, k_y – відносні коефіцієнти зчеплення у контактах, відповідно у повздовжньому і поперечному напрямках.

$\varepsilon_x, \varepsilon_y$ – відносні проковзування у контактах, відповідно у повздовжньому і поперечному напрямках.

$$k_x = \frac{\psi_x}{\psi_0}; \quad k_y = \frac{\psi_y}{\psi_0}; \quad \varepsilon_x = \frac{V_{sx}}{V_c}; \quad \varepsilon_y = \frac{V_{sy}}{V_c}, \quad (2.4)$$

де ψ_x, ψ_y – поточні значення коефіцієнтів зчеплення, відповідно у повздовжньому і поперечному напрямках;

ψ_0 – фізичний коефіцієнт зчеплення;

V_{sx}, V_{sy} – швидкості проковзування у центрі контактної плями, відповідно у повздовжньому і поперечному напрямках;

V_c – швидкість порівняння.

В якості швидкості порівняння може бути прийнята або швидкість руху центру колеса (V), або окружна швидкість кола кочення колеса (ωR).

Наявність висхідної і падаючої гілок характеристики зчеплення підтверджується результатами більшості досліджень [100–104]. На рис.2.2 показана типова характеристика зчеплення колеса з рейкою. Умовно її можна розбити на три області: 1 – область пропорційності, в якій залежність лінійна; 2 – область

пружного проковзування; 3 – область повного ковзання. Що стосується чисельних значень, то тут спостерігається великий їх діапазон.

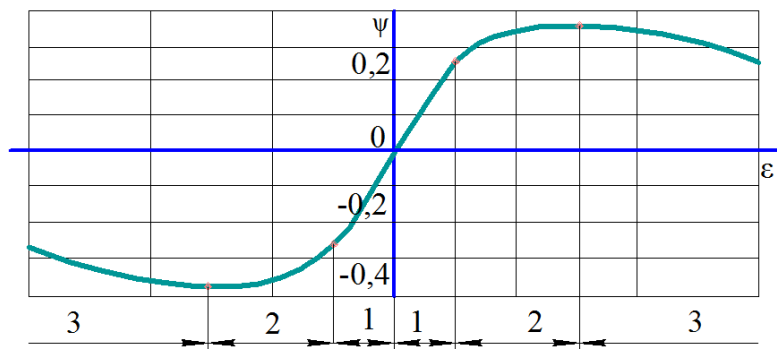


Рисунок 2.2 – Типова характеристика зчеплення колеса з рейкою

Барвелл (*F. Barwell*) [100], Маруйама (*H. Mariama*) і Охайама (*T. Ohyama*) [101] виявили значне падіння коефіцієнта зчеплення при підвищеній вологості повітря і при подачі в контакт води (рис.2.3, 2.4).

Чап (*J. Chap*) показав, що при змінному навантаженні коефіцієнт зчеплення менше, ніж при постійному (рис.2.5) [102].

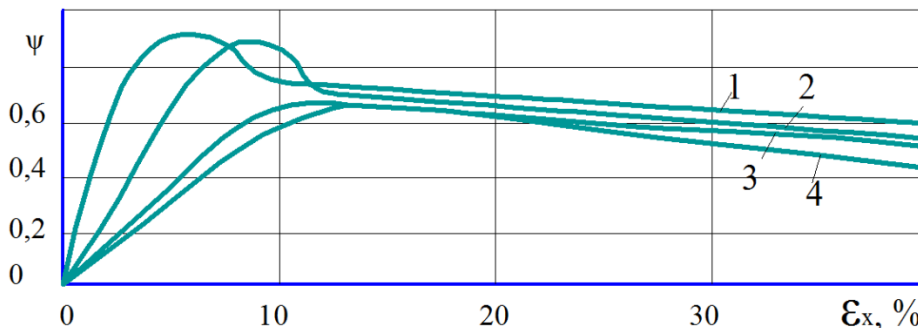


Рисунок 2.3 – Характеристики зчеплення при різній вологості повітря (за даними Барвелла [100]): 1 – 20 %; 2 – 40 %; 3 – 65 %; 4 – 100

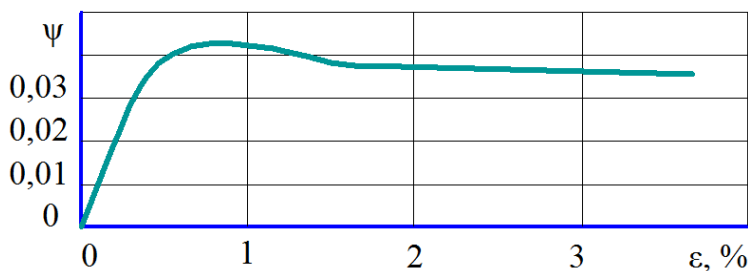


Рисунок 2.4 – Характеристики зчеплення при подачі в контакт води (за даними Маруйама і Охайама [101])

Недоліком майже всіх експериментальних досліджень, що проводились при випробуваннях реальних локомотивів, є сумнівна чистота експерименту через очевидну неможливість відкинути (або врахувати) безліч побічних чинників, головним чином динамічних, пов'язаних із коливаннями і вібрацією в системі «колесо-рейка». Тим більше це відноситься до області низьких і середніх ковзань характеристик зчеплення.

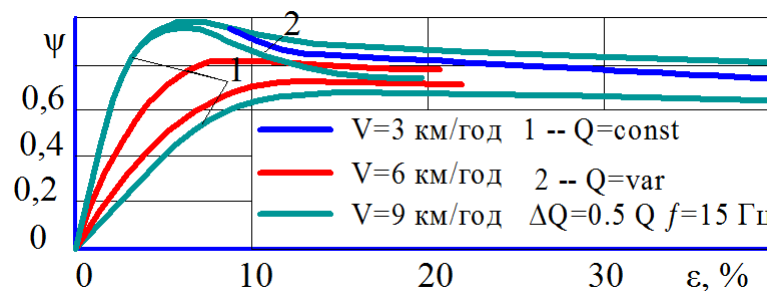


Рисунок 2.5 – Характеристики зчеплення при динамічному вертикальному навантаженні (за даними Чапа [102])

З іншого боку, експерименти на моделюючих стендових установках не можуть реально відобразити фізичні процеси в контактах коліс з рейками через практичну відсутність надійних критеріїв подібності контактної взаємодії при високих нормальних і дотичних напруженнях.

Особливий інтерес представляє стендова установка для експериментальних досліджень характеристик зчеплення на основі натурних колеса і рейки [103]. Перевагою такої стендової установки є забезпечення умов контактування найбільш близьких до реальних. Установка враховує невисокий рівень сил опору руху в порівнянні з граничними силами зчеплення. Установка дозволяє імітувати процес рушання колеса і отримувати характеристики зчеплення колеса з рейкою, як залежності поздовжньої і поперечної сил зчеплення від поздовжнього і поперечного відносного ковзання в контакті.

На рис. 2.6 показано схему установки, що описана в [103]. Основними частинами стенду є: рама стенда, привід, система гальмування і пульт управління. Рама 1 являє собою жорстку зварену конструкцію з профільного металу. Для підвищення жорсткості в площині обертання колеса, а також в поперечній вертикальній площині є підкоси 2, на яких підвішене магнітно-рейкове гальмо 3. Рама містить дві пари щелеп: нижніх і верхніх.

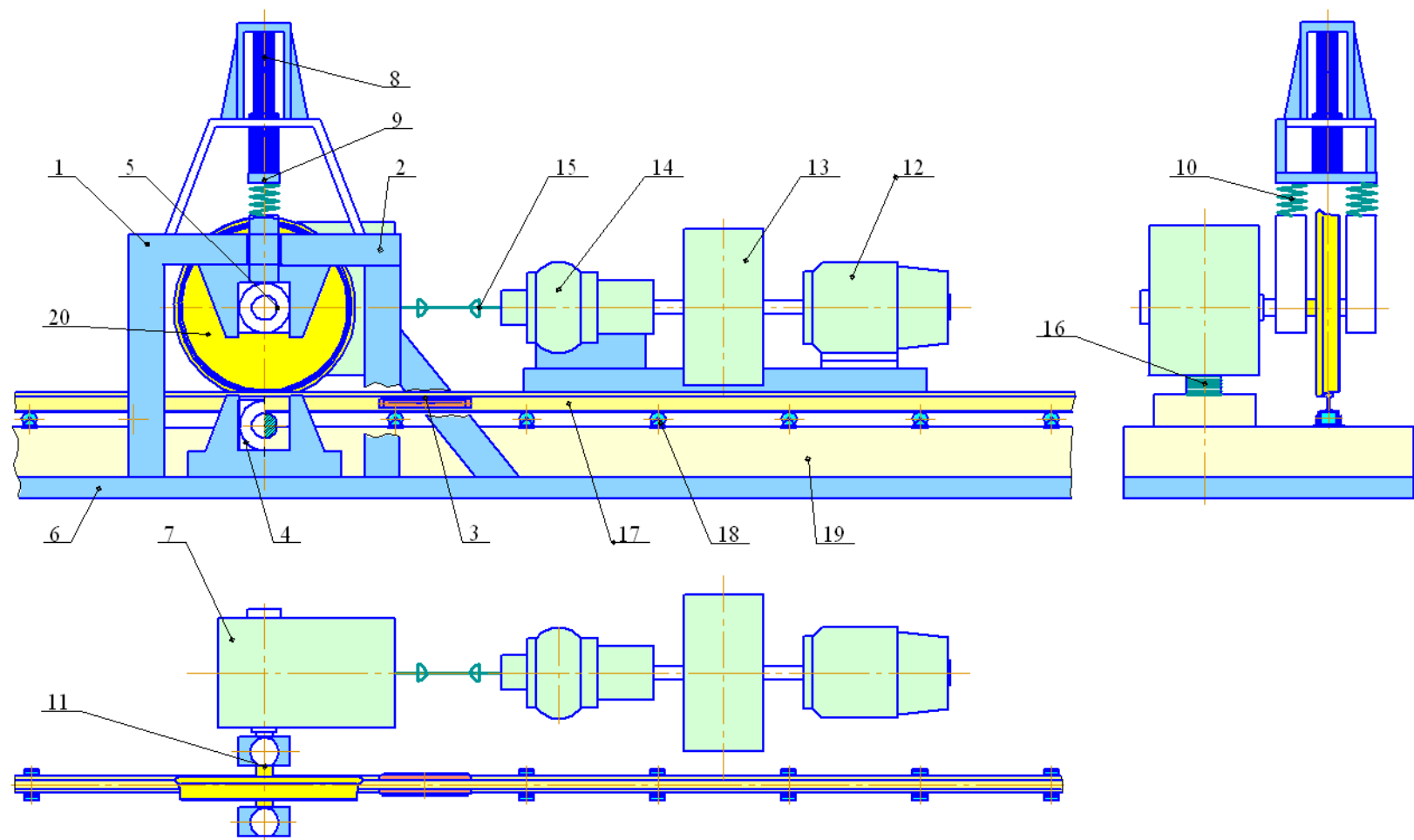


Рисунок 2.6 – Стендова установка для експериментальних досліджень характеристик зчеплення [103]

В нижніх щелепах встановлені букси 4, що підтримують вісь опорного катка, у верхній – букси 5, що підтримують вісь колеса. Нижні щелепи укріплені на основі рами 6. Верхні щелепи приварені до стоек рами 1. Вертикальне навантаження створюється гідро-стойкою 8, що передає зусилля через поперечину 9 і через два комплекти гумових елементів 10 на букси 5 осі колеса 11.

Для створення коливань вертикального навантаження напірна порожнина гідро-стойка з'єднана трубопроводом з плунжером, що приводиться в рух кулачком на валу електродвигуна. Зміною частоти обертання двигуна задають необхідну частоту коливань вертикального навантаження.

Хід плунжера, що залежить від конфігурації кулачка, постійний, а амплітуда коливань вертикального навантаження змінюється шляхом підбору кількості гумових елементів 10. На поперечині 9 встановлено месдозу, за допомогою якої вимірюється і записується на осцилограф вертикальне навантаження колеса на рейку. Для тарування месدوزи до порожнини гідро-стойка підключений зразковий манометр.

Привід стану включає: розгінний електродвигун 12, маховик 13, гідротрансформатор 14 з системою заповнення і спорожнення, карданну передачу 15 і тяговий редуктор 16. В якості розгінного двигуна 12 використаний електродвигун постійного струму зі змішаним збудженням.

Управління двигуном здійснюється з пульта управління.

Електродвигун 12 з'єднаний пружною пластинчастої муфтою з маховиком 13. В якості тягового редуктора використаний редуктор тепловозу ТГМ-23, зручний щодо компоновки стану.

Так як він має конічну ступінь, виявилось можливим весь ланцюжок агрегатів приводу (електродвигун – маховик –гідротрансформатор – тяговий редуктор) розташувати уздовж основи на напрямних рейки.

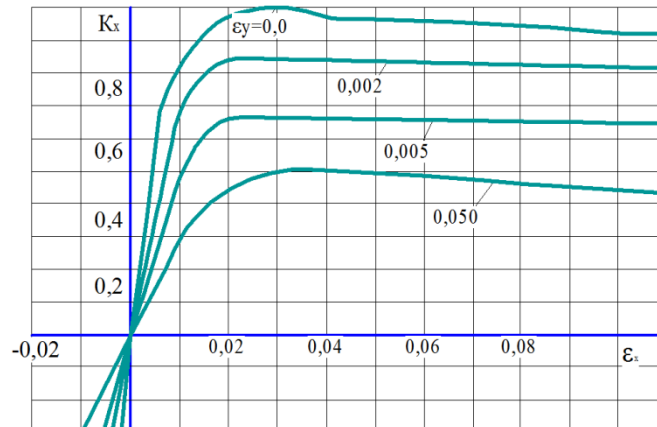
Редуктор, що має два ступені з передавальним відношенням 1: 3,46 і 1: 6,93 і реверс, встановлені на дві пружні опори 17.

Вимірювання сили зчеплення здійснювалося за допомогою чотирьох тензOMETричних динамометрів, встановлених в зазорах між щелепами магнітно-рейкового гальма і упорами рами стану.

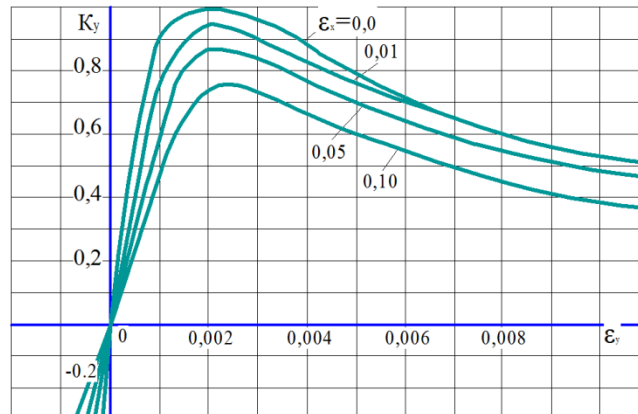
На стенді було отримано характеристиками зчеплення у поздовжньому і поперечному напрямках (рис. 2.7) [104].

В якості рівнянь регресії k_x і k_y на $\varepsilon_x, \varepsilon_y$ були прийняті наступні рівняння:

$$k_x = \frac{\varepsilon_x}{a_c \cdot \varepsilon_x^2 + b_c \cdot \varepsilon_x + c} \cdot \frac{1}{d_c \cdot \varepsilon_y^2 + 1}; \quad k_y = \frac{\varepsilon_y}{f_c \cdot \varepsilon_y^2 + q_c} \cdot \frac{1}{h_c \cdot \varepsilon_x + 1}. \quad (2.5)$$



a



б

Рисунок 2.7 – Експериментальні характеристики зчеплення

2.5. Спрямування екіпажів рейковою колією і безпека руху

2.5.1. Роль гребневих реакції у процесі спрямування колісних пар и коефіцієнт стійкості проти сходу з рейок

Лідерство (до 25%) в числі основних причин катастроф, аварій та серйозних інцидентів на залізничному транспорті займають сходи колісних пар з рейок. Перший в історії залізниці схід з рейок стався в Сполучених Штатах в 1833 році. Це сталося з пасажирським поїздом *Camden & Amboy* на швидкості 40

км/г. Тоді загинуло близько 100 пасажирів. З тих пір і до сьогоднішніх днів в історії залізничного транспорту були тисячі випадків сходів рухомого складу з рейок, які привели до десятків тисяч жертв. За останні десятиліття число сходів рухомого складу з рейок помітно зменшилася, але, на жаль, трапляються з досить великою регулярністю [105–109].

Механізм сходу з рейок залізничних транспортних засобів являє собою складний процес, який є предметом інтенсивних досліджень у всьому світі. Основним критерієм безпеки руху рейкового екіпажу є коефіцієнт стійкості проти сходу з рейок, у вигляді відношення поперечної сили до вертикальної навантаженні колеса на рейку [110]. Критерій безпеки проти сходу з рейок в теорії Надаля сильно спрощений і заснований на великій кількості припущень і не враховує багатьох особливостей колісно-рейкового контакту [111, 112]. Зокрема, формула Надаля (*Nadal's Formula*) не враховує впливу на параметри безпеки кута набігання колеса на рейку і режиму руху (тяга, вибіг, гальмування) [113, 114]. Коефіцієнт безпеки від сходу з рейок рейкових екіпажів або коефіцієнт стійкості визначається за формулою [110]

$$k_y = \left[\frac{Y}{P} \right] \div \frac{Y}{P} \geq [k_y] \quad (2.6)$$

де P – вертикальне навантаження колеса на рейку;

Y – бічне зусилля в Гребньова контактї;

k_y – мінімально допустимий коефіцієнт безпеки від сходу з рейок;

$\left[\frac{Y}{P} \right]$ – відношення бічної сили до вертикальної навантаженні в гребнево-

му контактї, при якому відбувається відрив поверхні кочення колеса від рейки. За Надалем [110],

$$\left[\frac{Y}{P} \right] = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad (2.7)$$

де β – кут нахилу гребеня;

μ – коефіцієнт тертя в контактї «колесо-рейка».

Формула (2.7) дійсна тільки для випадку, коли кут набігання дорівнює нулю ($\psi = 0$).

Відомі численні спроби вдосконалення формули Надаля для підвищення рівня безпеки залізничного транспорту ще на стадії конструкторської розробки. Уточненням формули Надаля є формула Вагнера (Vagner) [115], яка враховує відхилення нормального навантаження колеса на рейку від вертикального напрямку

$$\left[\frac{Y}{P} \right] = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu \cdot \cos \gamma}{(1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \beta) \cdot \cos \gamma}, \quad (2.8)$$

де γ – кут відхилення нормального навантаження колеса на рейку від вертикальної.

Базуючись на формулі Надаля (*Nadal's Formula*), в роботі [116] наводиться аналіз ролі спина в гребеновому контакті. Стверджується, що отримані дані більш реалістичні, ніж ті, які отримані за формулою Надаля. Пропонується новий критерій безпеки, який призводить до менш консервативним значенням, ніж рівняння Надаля.

Спроба уточнення формули Надаля зроблена також у роботі [117]. Уточнення засноване на урахуванні впливу поздовжньої контактної сили повзучості і кута набігання колеса на рейку. Отримані результати, проте, мало відрізняються від критерію Надаля, бо не враховують прослизання в основному контакті і режиму руху колісної пари.

У дослідженні [118] проведено аналіз основних типів сходу з рейок залізничних транспортних засобів. Три з них пов'язані з характеристиками рейкової колії, а два – з формою профілю колеса і рейки. Доведено, що кут нахилу гребеня колеса є основним геометричним параметром, який впливає на ймовірність сходження з рейок. В [119] наводиться статистика і аналізуються причини масштабних аварій на залізниці. Підкреслюється важливість досліджень гребенового контакту, як основного фактору безпеки. В роботі [120] сформульовано рівняння для оцінки навантаження на колесо з урахуванням відцентрових сил, відхилення геометрії траєкторії і деформації вторинного підвішування залізничних транспортних засобів. Був запропонований метод розрахунку критичного коефіцієнта безпеки з урахуванням впливу кута набігання колеса на рейку і еквівалентного коефіцієнта тертя.

У дослідженні [121] аналізуються особливості контакту з колеса з рейкою:

- тривимірний розподіл реакцій в контакті колеса з рейкою;
- особливості кінематики двох-точкового контакту;
- перерозподіл сили і кінематичних параметрів між контактами при перекладки контакту;
- залежність напрямку сили в гребеновому контакті від кута набігання і режиму руху колісних пар локомотивів (тяга, вибіг або гальмування);
- ймовірність появи вертикальної складової сили тертя в гребеновому контакті.

Результати досліджень [122] засновані на даних чисельного моделювання руху залізничного транспортного засобу по колії з бічними і вертикальними нерівностями. Нерівності були випадковими. Ступінь безпеки оцінювалася через співвідношення поперечної і вертикальної сили в точці контакту колеса з рейкою. Рівень комфорту оцінювався за рівнем бокового та вертикального прискорення.

Існує загальна думка, що небезпечний кут гребня залізничного колеса є головною причиною аварії поїздів. Автори публікації [123] оцінюють вплив коефіцієнта тертя в контакті гребня з рейкою на ймовірність аварії. Відзначається, що коефіцієнт тертя сильно варіюється в залежності від різних факторів: стану поверхні колеса і рейки, атмосферних умов, швидкості екіпажу. Небезпека сходу з рейок оцінювалася за критерієм Надаля для різних коефіцієнтів тертя. В результаті було встановлено, що заходи по зниженню коефіцієнта тертя ефективні навіть для випадків, коли коефіцієнт сходу з рейок перевищує граничний критерій Надаля.

В роботі [124] пропонується метод захисту від сходу з рейок, заснований на коефіцієнті розвантаження коліс. Цей метод дозволяє оцінити безпеку сходу з рейок, чи знаходиться навантаження в межах зони безпеки. Були проведені динамічні випробування з використанням непрямого методу вимірювання навантаження колеса на рейку для метрополітену. Виявлено, що показники безпеки при виляння транспортного засобу перевищують допустиму межу, тоді як в стабільних умовах вони знаходяться в межах безпеки.

В роботі [125] порівнюються динамічні показники трьох різних типів візків. Досліджено основні динамічні показники вагона: вертикальні і горизонтальні коефіцієнти динаміки, а також коефіцієнт безпеки від сходу з рейок.

У дослідженні [126] розглядався процес сходу залізничних транспортних засоби з рейок при низьких швидкостях руху в кривих ділянках колії. Вивчено механізм підйому гребня для кількісної оцінки факторів, що викликають схід залізничних транспортних засобів з рейок. Було проаналізовано результати випробувань на пасажирських транспортних засобах з дійсним сходом з рейок. Також проводилися випробування на роликовому стенді. Запропоновано метод оцінки рівня безпеки від сходу з рейок в кривих ділянках колії.

У дослідженні [127] описується механізм сходу з рейок і метод безперервного контролю сили між колесом і рейкою. Пропонуються нові критерії оцінки небезпеки аварії.

У дослідженні [128] розроблена тривимірна нелінійна динамічна модель системи колісних пар і підвіски. Досліджувався вплив коефіцієнта тертя і швидкості руху на схід з рейок. Крім того, досліджувалися різні способи змащення рейок і їх вплив на небезпеку сходження з рейок. Також розглянуті особливості двох-точкового колісно-рейкового контакту та надано рекомендації щодо поліпшення безпеки сходу з рейок.

В роботі [129] представлено короткий огляд окремих проблем динаміки залізничних транспортних засобів, в тому числі аналіз механізму сходу з рейок. Автори статті стверджують, що жоден з існуючих критеріїв безпеки повністю не визначає ймовірність сходження з рейок. Пропонується одночасне використання декількох критеріїв безпеки. У [130] представлені результати аналізу механізму сходу з рейок. Показана роль кута набігання в процесі сходження колеса з рейок. Однак автори обмежуються описом механізму сходу і не надають розрахункових залежностей. В роботі [131] представлена процедура розрахунку поздовжнього розташування гребеневого контакту, зокрема ексцентриситету, представлена з використанням методу Ванга і застосуванням тривимірної сітки. Результати цього моделювання порівнювалися з результатами, в яких розташування контакту було розраховано класичним методом. Був зроблений висновок, що більш точне місце розташування контакту по методу Ванга дає менший кут нахилу гребня. Крім того, був зроблений висновок про те, що вплив поздовжнього розташування точки контакту на моделювання руху транспортного засобу незначний для кута нахилу гребня до 40 град. і кута набігання до 1 град.

В роботі [132] аналізуються структурні особливості колісних пар залізничних транспортних засобів, особливо їх здатність до радіального самовстанов-

лення.

В [133, 134] досліджені характеристики сходу транспортних засобів на основі математичних моделей просторової конфігурації колеса і рейки. Відзначається, що детальна характеристика геометрії контакту коліс і рейок має вирішальне значення для точності динамічного аналізу залізничних транспортних засобів.

Розглядаються наступні питання:

- дослідження геометрії контакту для визначення місця розташування основних і гребневих контактів;
- профілювання поверхонь контактуючих тіл;
- розрахунок відносних швидкостей в точках контакту;
- визначення контактних сил.

У статтях [135, 136] представлені вимоги до сучасного рухомого складу з деталізованим розглядом відповідних характеристик для вантажних вагонів. Однак в роботі не вказано потенціал та шляхи поліпшення динамічних характеристик рухомого складу, і особливо показників безпеки руху в різних станах вагонів. Публікація [137] присвячена вдосконаленню несучих систем рухомого складу за рахунок поліпшення методів дослідження їх міцності властивостей в статиці. При цьому питання динаміки з урахуванням коефіцієнтів безпеки руху не розглядаються. У дослідженні [138] розглянуті існуючі методики оцінки стійкості залізничних екіпажів від сходу з рейок. Встановлено, що коефіцієнт запасу стійкості проти вкочування гребня колеса на головку рейки є інтегральним показником безпеки руху. Цей показник визначається з урахуванням вертикального навантаження, бічної сили, сил тертя в контакті гребня колеса з рейкою і геометричних параметрів колісної пари.

Незважаючи на численні дослідження [105–138] критеріїв безпеки від сходу з рейок, вони не враховують ряд динамічних факторів. Зокрема, недостатньо досліджено сумісний вплив кута набігання колеса на рейку і впливу сил відведення збігає колеса на процес сходження колісної пари з рейок. Як з практичної, так і з теоретичної точки зору, оцінка коефіцієнта безпеки по боковому зусиллю в гребневому контакті є незручною і неточною. Складність полягає в аналізі горизонтального гребневого зусилля, на яке в значній мірі впливає сила тертя в контакті другого колеса колісної пари.

2.5.2. Кінематика контактування колісної пари с рейками

Моделюється рух колісної пари в положенні перекосу в рейкової колії з кутом набігання ψ . На рис. 2.8 показано плани швидкостей (сині вектори) і сили (червоні вектори) в контактах колісної пари з рейками. Колесо що набігає (2) має двох-точковий контакт з рейкою в точках K_{21} (основний контакт) і K_{22} (гребеневий контакт). Колесо що збігає (1) при цьому має одно-точковий контакт в точці K_{11} . Розглядається випадок, коли колесо, що набігає знаходиться в стані сходу з рейок. Як умова сходу прийнято рівність нулю навантаження в основному контакті колеса, що набігає.

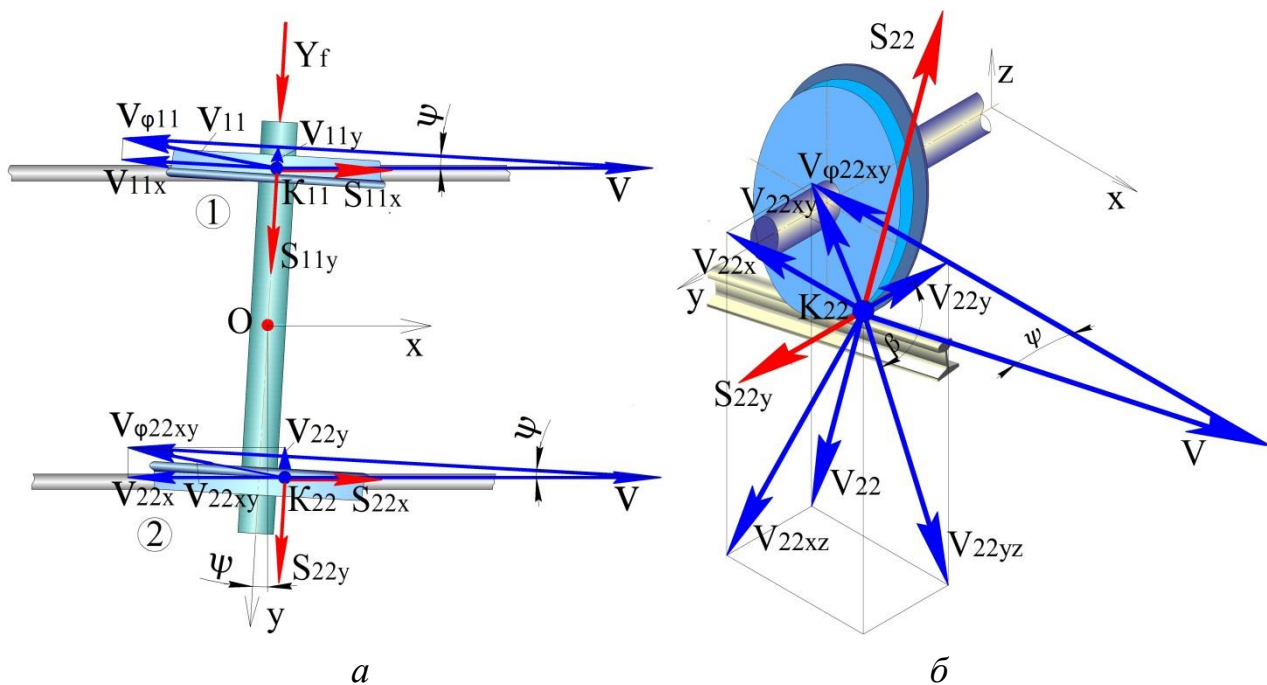


Рисунок 2.8 – Схема векторів швидкостей (синій колір) і сил (червоний колір) в контактах колісної пари з рейками:

a – проекції швидкостей і сил в контактах колісної пари з рейками на горизонтальну площину Oxy ; b – просторова картина швидкостей і сил в гребневому контакті колеса, що набігає

При моделюванні кінематичних характеристик контакту колісної пари з рейками розглядаються наступні параметри і їх позначення:

V – швидкість руху центру колісної пари уздовж осі колії;

$V_{\phi 11}$ – окружна швидкість колеса в точці контакту K_{11} , пов'язана з обертан-

ням колісної пари щодо власної осі;

V_{11} – швидкість проковзування колеса по рейці в точці контакту K_{11} ;

V_{11x} , V_{11y} – проекції швидкості V_{11} , відповідно, на осі Ox і Oy ;

$V_{\phi 22xy}$ – проекція окружної швидкості колеса в точці контакту K_{22} , на горизонтальну площину Oxy ;

V_{22xy} – проекція швидкості ковзання колеса по рейці в точці контакту K_{22} , на горизонтальну площину Oxy ;

V_{22x} , V_{22y} – проекції швидкості V_{22} , відповідно, на осі Ox і Oy ;

V_{22xz} – проекція швидкості V_{22} на поздовжню вертикальну площину Oxz ;

Y_f – осьова реакція в буксовому вузлі, діюча на колісну пару – рамна сила;

S_{11y} , S_{22y} – проекції сил тертя S_{22} в контактах K_{11} , K_{22} на вісь Oy ;

S_{22xz} , S_{22x} , S_{22z} – проекції сили тертя S_{22} в контакті K_{22} , відповідно на поздовжню вертикальну площину Oxz , вісь Ox і вісь Oz ;

β – кут нахилу гребня.

Векторні рівняння швидкостей проковзування в контактах K_{11} , K_{22} отримані на основі принципу суперпозиції як компоненти відносного переміщення поверхонь кочення коліс і рейок:

$$\bar{V}_{11} = \bar{V} + \bar{V}_{\phi 11}; \quad \bar{V}_{22xy} = \bar{V} + \bar{V}_{\phi 22xy}. \quad (2.9)$$

$$\bar{V}_{22} = \bar{V}_{22xy} + \bar{V}_{22xz} + \bar{V}_{22yz}. \quad (2.10)$$

На рис. 2.9 показана схема контактних сил в гребневому контакті в проекціях на поздовжню вертикальну площину Oxz і поперечну вертикальну площину Oyz .

На рис. 2.9 прийнято наступні позначення:

ζ – кут, що визначає положення вектору S_{22xz} щодо вертикальної осі;

ω – кутова швидкість обертання колісної пари навколо власної осі;

N_{22} – нормальне навантаження в гребневому контакті K_{22} ;

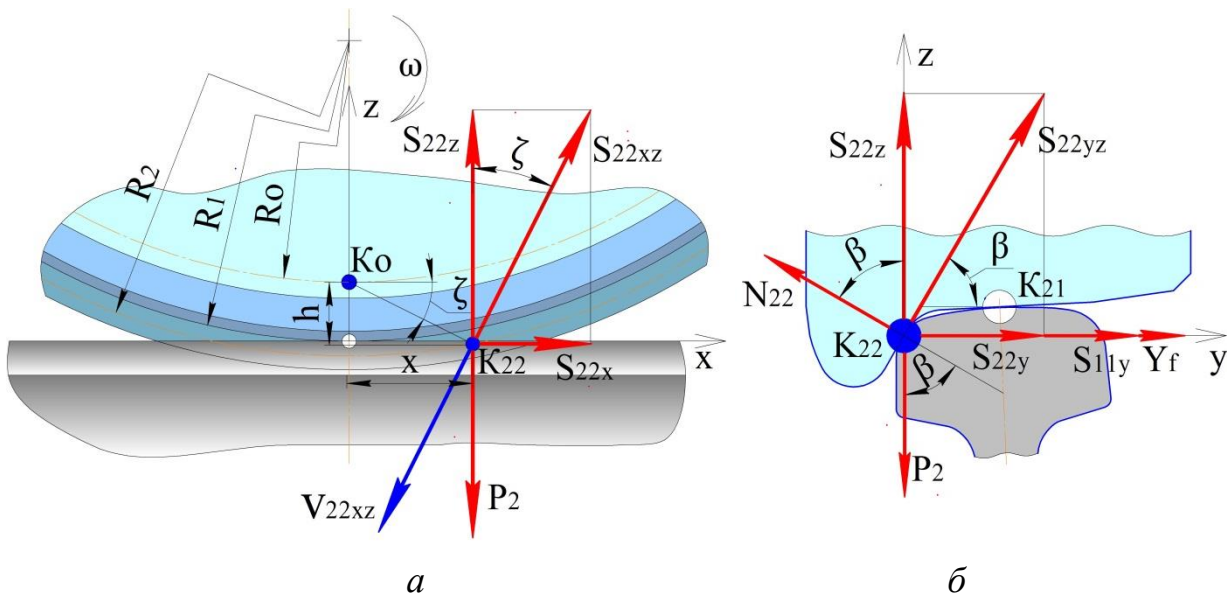


Рисунок 2.9 – Схема проєкцій сил в гребневому контакті: а – проєкції на по-
вздовжню вертикальну площину Oxz ; б – проєкції на поперечну вертикальну
площину Oyz

K_0 – миттєвий центр обертання колеса;

R_0 – відстань від центру колеса до миттєвого центру обертання колеса K_0 ;

R_1, R_2 – радіуси колеса, відповідно, в основному і гребневому контактах;

P_2 – вертикальне навантаження в гребневому контакті K_{22} .

2.5.3. Силова взаємодія у гребневому контакті колеса з рейкою

Сумарне горизонтальне бічне навантаження в гребневому контакті Y до-
рівнює сумі рамної сили Y_f і сил відведення S_{11y}, S_{22y} в контактах K_{11}, K_{22} :

$$Y = Y_f + S_{11y} + S_{22y}. \quad (2.11)$$

Фрикційні контактні сили S_{11y}, S_{22y} в контактах K_{11}, K_{22} в теорії управ-
ління колісних машин називають силами відведення. Сили відведення S_{11y}, S_{22y}
є силами тертя і спрямовані протилежно відповідним векторам швидкостей ков-
зання V_{11y}, V_{22y} . Сили S_{11y}, S_{22y} можуть бути наближено визначені за формулами
закону Кулона. При цьому розглядається найнебезпечніший щодо сходу з рейок
випадок, коли кут $\zeta = 0$.

$$S_{11y} = P_1 \cdot \mu; \quad S_{22y} = N_{22} \cdot \mu \cdot \cos\beta, \quad (2.12)$$

де P_1 – вертикальне навантаження в контакте K_{11} ;

μ – коефіцієнт тертя ковзання в контактах коліс з рейками.

Тоді

$$Y = \mu(P_1 + N_{22} \cdot \cos\beta) + Y_f. \quad (2.13)$$

Рівняння рівноваги контактних сил представлені в вигляді суми проекцій на осі Oy і Oz (рис. 2.9 б):

$$\begin{cases} \sum F_y = 0: & \begin{cases} Y - N_{22} \cdot \sin\beta = 0; \\ \sum F_z = 0: & \begin{cases} N_{22} \cdot \mu \cdot \sin\beta + N_{22} \cdot \cos\beta - P_2 = 0. \end{cases} \end{cases} \end{cases} \quad (2.14)$$

З другого рівняння (2.14)

$$N_{22} = \frac{P_2}{\mu \cdot \sin\beta + \cos\beta}. \quad (2.15)$$

З огляду на, що перше колесо не має гребеневого контакту, а основний контакт другого колеса повністю розвантажений, можна прийняти, що $P_1 = P_2 = P$. Тоді з першого рівняння (2.14) отримаємо:

$$\mu \cdot P \cdot \left(1 + \frac{\cos\beta}{\mu \cdot \sin\beta + \cos\beta}\right) + Y_f - P \frac{\sin\beta}{\mu \cdot \sin\beta + \cos\beta} = 0. \quad (2.16)$$

2.5.4. Критерій безпеки від сходу з рейок

Критичне співвідношення рамної сили до вертикального навантаження, при якому відбувається повне розвантаження основного контакту, може бути знайдено за формулою:

$$\left[\frac{Y_f}{P} \right] = \frac{\operatorname{tg} \beta (1 - \mu^2) - 2\mu}{\mu \cdot \operatorname{tg} \beta + 1}. \quad (2.17)$$

На рис. 2.10 показані порівняльні залежності критичного співвідношення $[Y_f/P]$ від кута нахилу гребня β і коефіцієнта тертя μ , обчисленого за класичною формулою Надаля (2.7) і за уточненою формулою (2.17).

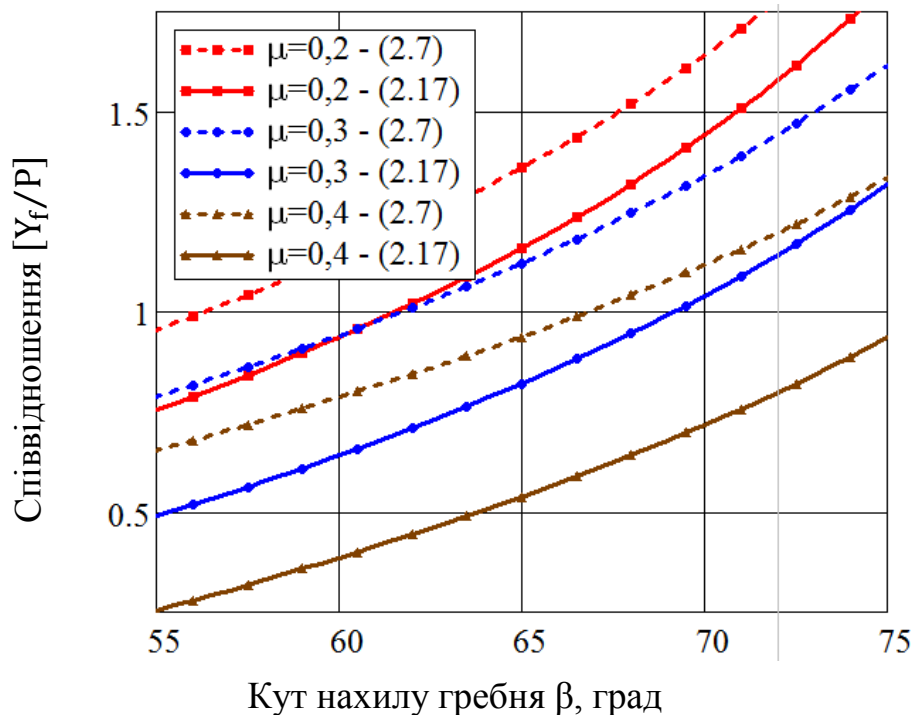


Рисунок 2.17 – Порівняльні залежності критичного співвідношення $[Y_f/P]$ від кута нахилу гребня β і коефіцієнта тертя μ , обчисленого за класичною формулою Надаля (2.7) і за уточненою формулою (2.17)

Формула Надаля протягом багатьох десятиліть залишається основним критерієм оцінки стійкості рейкових екіпажів від сходу з рейок [110]. Багатьма дослідниками [111–114] відзначається, що вона є примітивною і не враховує багатьох факторів, що впливають на безпеку руху залізничних транспортних засобів. Відомі численні спроби коригування формули Надаля з метою її уточнення [115–128]. Але, сходи з рейок локомотивів і вагонів продовжують відбуватися з достатньою регулярністю [129].

Викладені в цьому розділі результати є ще однією спробою уточнення критерію безпеки від сходу з рейок, заснованого на теорії Надаля.

Ідея дослідження заснована на гіпотезі, що включає наступні відправні положення контактування колісної пари з рейками:

- проковзування в гребеновому контакті колеса, що набігає можуть створювати силу тертя, вертикальна складова якої зменшує вертикальну навантаження на рейку в основному контакті. При цьому, горизонтальна складова – збільшує бокове навантаження в гребеновому контакті;
- проковзування в основному контакті колеса, що збігає створюють сили тертя, які збільшують сумарне горизонтальне поперечне навантаження на гребінь колеса, що набігає.

Поєднання цих факторів і їх вплив на критерій безпеки від сходу з рейок не розглядалася в відомих дослідженнях. Уточнена формула для коефіцієнта безпеки щодо сходу коліс з рейок має вигляд:

$$k_y = \frac{P}{Y_f} \div \frac{\mu \cdot \operatorname{tg} \beta + 1}{\operatorname{tg} \beta (1 - \mu^2) - 2\mu} \geq [k_y], \quad (2.18)$$

де $[k_y]$ – мінімально допустимий нормативний коефіцієнт запасу стійкості проти сходу коліс з рейок.

Як видно з рис. 2.17, значення співвідношення $[Y_f/P]$, отримані по уточненій формулі (2.17), в залежності від значень кута нахилу гребня β і коефіцієнту тертя μ , на 10–50 % нижчі, ніж значення розраховані за класичною формулою Надаля (2.7). Уточнення критерію безпеки Надаля запропоновано на основі врахування особливостей фрикційної взаємодії колісної пари з рейками, які раніше не враховувалися в подібних дослідженнях, а саме:

- врахована залежність вертикальної складової сили тертя в гребеновому контакті колеса, що набігає, від кута набігання;
- враховано вплив сили тертя в гребеновому контакті колісної пари, що набігає, на збільшення бічного навантаження на гребінь;
- враховано вплив сили тертя в контакті колеса, що збігає, з рейкою, – на збільшення бічного навантаження на гребінь колеса, що набігає.

Крім того, на відміну від традиційного підходу, при оцінці коефіцієнта запасу стійкості колеса проти сходу з рейок, в якості головного чинника безпеки

замість бічного навантаження на гребінь використовується рамна сила. Сукупний вплив цих факторів на умови сходу з рейок раніше не розглядалася. Залежність (2.18) підвищує точність визначення коефіцієнту безпеки щодо сходу з рейок, що дозволяє підвищити рівень безпеки транспортних засобів на стадії їх проектування і в експлуатації.

3. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ОПОРУ РУХУ, ПОВ'ЯЗАНОГО ІЗ СПРЯМУВАННЯМ ЕКІПАЖІВ РЕЙКОВОЮ КОЛІЄЮ

3.1. Вибір розрахункових схем при моделюванні спрямування екіпажів рейковою колією

3.1.1. Система координат і особливості моделювання рейкових екіпажів

Взаємодія рухомого складу та колії пов'язана з трьома функціями колісних пар: спирання, спрямування та рушія. Використовуючи систему координат $XYZ\Theta\Phi\Psi$ (рис.3.1) для кожної з функцій можна виділити кінематичні зв'язки, які вона накладає на відносне переміщення екіпажу і колії по відповідним координатам.

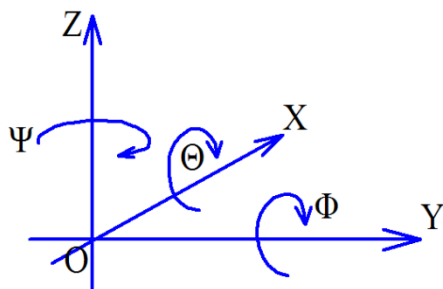


Рисунок 3.1 – Система координат відносного переміщення екіпажу і колії

Функція спирання, пов'язана з необхідністю урівноваження гравітаційних сил, накладає обмеження на переміщення за наступними координатами: Z (вертикальні лінійні переміщення підплигування – z), Φ (кутові переміщення галопування – ϕ) і Θ (кутові переміщення бічної качки – θ).

Функція спрямування – по координатах Y (бокові лінійні переміщення – y) і Ψ (кутові переміщення обертання в горизонтальній площині – ψ).

Рух екіпажу уздовж осі колії здійснюється колісними парами, як рушієм, який регламентує переміщеннями сіпання – x).

З функціями спрямування і рушія пов'язані два напрямки проблеми фрикційної взаємодії рухомого складу і колії – дослідження горизонтальної динаміки екіпажів і тягових якостей локомотивів. Незважаючи на відносну самостійність цих напрямків, вони не вивчаються без взаємозв'язку, так як об'єднується спільною проблемою зчеплення в контактах коліс з рейками.

Моделювання механічної системи «рейковий екіпаж – колія» має свої особливості в порівнянні з моделюванням інших систем.

По-перше, це наявність регламентованої рейкової колії, зі своїми характеристиками і обмеженнями. Моделювання рейкової основи при деяких видах теоретичних досліджень і в певному діапазоні режимів руху є основним завданням, що визначає достовірність моделі всієї системи «екіпаж – колія». Для більшості завдань динаміки екіпаж може розглядатися, як система абсолютно твердих тіл, з'єднаних пружно-дисипативними зв'язками. Виняток становлять замкнені підсистеми з високою жорсткістю, коли необхідно враховувати і власну пружність елементів. Прикладом такої підсистеми можна вважати систему передачі крутильного моменту від двигуна до коліс – систему приводу. У ряді робіт у зв'язку з цим враховується крутильна жорсткість осей колісних пар.

До особливостей системи «екіпаж – колія» слід віднести також наявність кількох положень статичної рівноваги системи, допустимих непозиційними, наприклад, фрикційними зв'язками елементів:

- коліс і рейок;
- осей колісних пар і буксових вузлів при наявності зазорів в осьових упорах;
- кузова і візків, що мають зв'язок в плані через ковзуни.

Тому, часто, в рівняння руху вводяться частинні похідні потенційної енергії сил тяжіння за відповідними узагальненими координатами.

При дослідженні руху з постійною швидкістю V , що має місце найбільш часто, є можливим виключити з розгляду подовжню координату X , як циклічну, розглядаючи рух в p -яти-мірній системі координат. У цьому випадку приймається припущення, що зі швидкістю V рухається центр маси екіпажу.

При теоретичних дослідженнях керованості рейкових екіпажів були використані два основні методи математичного моделювання:

- квазістатичний метод, який використовує при розрахунку показників керованості в сталому режимі стаціонарні моделі;
- метод досліджень в часовій області, або детермінований метод, із застосуванням нелінійних систем диференціальних рівнянь.

Результати, отримані на стаціонарних моделях, є орієнтовними для окремого випадку усталеного руху без урахування динамічних процесів.

Рішення, отримані на детермінованих моделях, відносяться до залежностей

переміщень і швидкостей у часі за відповідними узагальненими координатами. Крім того, за результатами розрахунків були побудовані залежності параметрів руху і керованості від швидкості і геометричних характеристик екіпажу.

Завдання в тимчасовій області найбільш трудомісткі з точки зору інтегрування, але дають більш детальне уявлення про реальні процеси, тому що рішення виходять у звичній формі залежностей у часі, а саме моделювання носить характер «чисельного експерименту».

При зіставленні теоретичних і дослідних даних і виборі критеріїв достовірності математичного моделювання враховувалося функціональне призначення моделі. При цьому в якості оцінок вибиралися найбільш важливі змінні, що відображають суть досліджуваного процесу, так звані головні вихідні дані.

В якості додаткових вихідних даних в число вибраних змінних були включені проміжні величини, які легше перевірити на проміжних гілках обчислень при налагодженні моделей і програм розрахунків. Такими критеріями є параметри траєкторії руху, пов'язані з обмеженнями рейкової колії: переміщення, швидкості, прискорення і частота виляння.

Достовірність моделювання була значно підвищена за рахунок введення в математичні моделі достовірних зовнішніх функцій: експериментальних характеристик зчеплення [104], а також параметрів контактування з точним описом геометрії робочих поверхонь коліс і рейок, координат точок контактів і ефективних конусностей.

Вибір критеріїв достовірності моделювання спрямування екіпажів колією заснований на припущенні, що збільшення опору в кривих ділянках колії в порівнянні з прямими, при інших рівних умовах, обумовлено кінематичним опором руху. В якості основного критерію достовірності прийнято кінематичний опір руху, який може бути оцінений за експериментальними характеристиками, як різниця між опором руху в кривій і опором в прямій, або як додатковий опір руху від кривої. При достатній збіжності результатів розрахунку кінематичного опору в кривих з дослідними даними, математичну модель можна вважати достовірною і використовувати для отримання чисельних залежностей в прямих ділянках колії.

В якості другого критерію достовірності прийнято опір коченню колісної пари. При цьому теоретичні результати порівнювалися із результатами експериментів у відомих дослідженнях.

3.1.2. Розрахункові схеми екіпажів, що досліджуються

Вибір розрахункової схеми при математичному моделюванні пов'язаний з вибором критеріїв достовірності моделі і з проблемою раціонального ступеня деталізації. Як і більшість досліджень горизонтальної динаміки екіпажів, для математичних моделей було використано плоску горизонтальну систему координат ХУΨ з узагальненими координатами:

x , y – поздовжні і поперечні переміщення центрів мас тіл, які входять в систему;

ψ – кутові в плані переміщення тіл;

ϕ – додаткова координата – кути повороту колісних пар навколо поперечної осі симетрії.

Координату ϕ введено до узагальнених координат, тому що її неможливо враховувати циклічною навіть при постійній швидкості руху.

При складанні диференціальних рівнянь руху екіпажів були використані наступні загальні індекси при позначенні величин:

i – номери коліс у колісній парі ($i=1, 2$);

j – номери колісних пар (для двовісних візків $j=1, 2$; для тривісних візків $j=1, 2, 3$);

k – номери візків ($k=1, 2$).

В табл.3.1–3.3 показано системи узагальнених координат для кожної з розглянутих розрахункових схем.

Окрім того прийняті наступні позначення геометричних параметрів.

$2B$ – відстань між колами кочення коліс колісної пари;

$2A$ – відстань між точками передачі поздовжніх сил від осі колісної пари до букси і від букси до рами візка;

C_{jk} – відстань від шворня k -ого візка до осі j -ої колісної пари;

D_k – відстань від поперечної осі кузова до шворня k -ого візка;

E – відстань між шворнями проміжних балок.

Величини C_{jk} , D_k , E – позитивні, якщо момент позитивної сили, плечем якої вони є, позитивний.

На рис.3.2 наведено загальну схему прийнятих позначень геометричних параметрів.

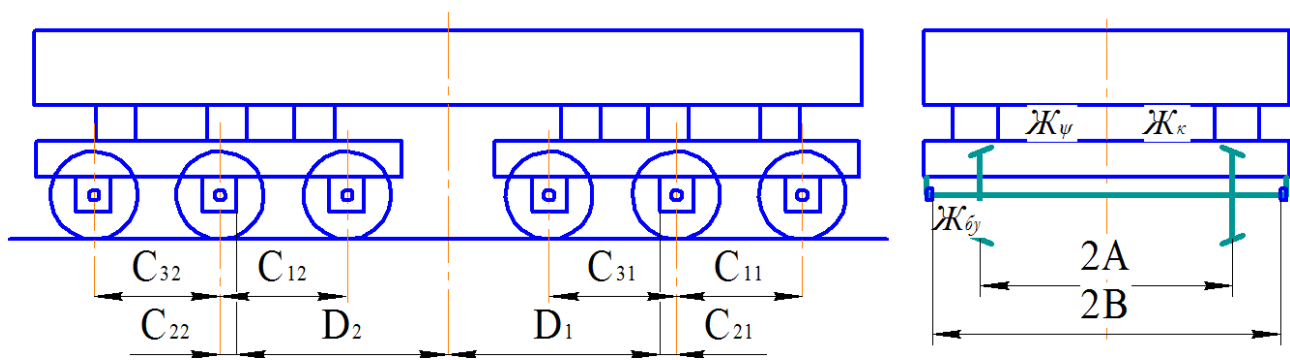


Рисунок 3.2 – Схема позначень геометричних параметрів екіпажів

Таблиця 3.1 – Узагальнені координати і кількість диференціальних рівнянь руху для розрахункових схем досліджуваних екіпажів без проміжної балки у візках

№ р/с	Тип екіпажу	Кузов		Рама візка			Колісні пари				Кіль рівн.
		y_c	ψ_c	№	y_T	ψ_T	№	y	ψ	ϕ	
1	Паровоз ФД 1-50-1	y_c	ψ_c	1	y_{T1}	ψ_{T1}	1	y_1	ψ_1	ϕ_1	34
							2	y_2	ψ_2	ϕ_2	
							3	y_3	ψ_3	ϕ_3	
							4	y_4	ψ_4	ϕ_4	
							5	y_5	ψ_5	ϕ_5	
							6	y_6	ψ_6	ϕ_6	
				2	y_{T2}	ψ_{T2}	7	y_7	ψ_7	ϕ_7	
2	Паровоз ЭМ50	y_c	ψ_c				1	y_1	ψ_1	ϕ_1	22
							2	y_2	ψ_2	ϕ_2	
							3	y_3	ψ_3	ϕ_3	
							4	y_4	ψ_4	ϕ_4	
							5	y_5	ψ_5	ϕ_5	
3	Тепловоз ЭЭЛ 2-50-1	y_c	ψ_c	1			1	y_1	ψ_1	ϕ_1	36
							2	y_2	ψ_2	ϕ_2	
							3	y_3	ψ_3	ϕ_3	
							4	y_4	ψ_4	ϕ_4	
							5	y_5	ψ_5	ϕ_5	
							6	y_6	ψ_6	ϕ_6	
							7	y_7	ψ_7	ϕ_7	
				2	y_{T2}	ψ_{T2}	8	y_8	ψ_8	ϕ_8	
4	Електро- вози ВЛ19	y_c	ψ_c	1		ψ_{T1}	11			ϕ_{11}	
							21	y_{21}	ψ_{21}	ϕ_{21}	
					y		31			ϕ_{31}	

№ р/с	Тип екіпажу	Кузов		Рама візка			Колісні пари				Кіль рівн.
		у _с	ψ _с	№	у _т	ψ _т	№	у	ψ	φ	
	ВЛ22 ВЛ22М ВЛ23			2		ψ _{т2}	12			φ ₁₂	13
							22	у ₂₂	ψ ₂₂	φ ₂₂	
							32			φ ₃₂	
5	Електро- воз ВЛ8	у _с	ψ _с	1		ψ _{т1}	11		ψ ₁₁	φ ₁₁	21
							21		ψ ₂₁	φ ₂₁	
				2			12		ψ ₁₂	φ ₁₂	
							22		ψ ₂₂	φ ₂₂	
				3			13		ψ ₁₃	φ ₁₃	
							23		ψ ₂₃	φ ₂₃	
				4			14		ψ ₁₄	φ ₁₄	
							24		ψ ₂₄	φ ₂₄	
6	Електро- воз ЧС2	у _с	ψ _с	1	у _{т1}	ψ _{т1}	11	у ₁₁	ψ ₁₁	φ ₁₁	24
							21	у ₂₁	ψ ₂₁	φ ₂₁	
							31	у ₃₁	ψ ₃₁	φ ₃₁	
				2	у _{т2}	ψ _{т2}	12	у ₁₂	ψ ₁₂	φ ₁₂	
							22	у ₂₂	ψ ₂₂	φ ₂₂	
							32	у ₃₂	ψ ₃₂	φ ₃₂	
7	Електро- воз Re2/2	у _с	ψ _с	1	у _{т1}	ψ _{т1}	11			φ ₁₁	12
							21			φ ₂₁	
				2	у _{т2}	ψ _{т2}	12			φ ₁₂	
							22			φ ₂₂	
				3	у _{т3}	ψ _{т3}	13			φ ₁₃	
							23			φ ₂₃	
8	Тепло- вози ТЕ3 ТЕ10 ТЕ10Л М62	у _с	ψ _с	1		ψ _{т1}	11		ψ ₁₁	φ ₁₁	18
							21	у ₁₂	ψ ₂₁	φ ₂₁	
							31		ψ ₃₁	φ ₃₁	
				2		ψ _{т2}	12		ψ ₁₂	φ ₁₂	
							22	у ₂₂	ψ ₂₂	φ ₂₂	
							32		ψ ₃₂	φ ₃₂	
9	Тепло- вози 2ТЕ116 2ТЕ10В 2ТЕ10М ТЕ109	у _с	ψ _с	1	у _{т1}	ψ _{т1}	11	у ₁₁	ψ ₁₁	φ ₁₁	30
							21	у ₂₁	ψ ₂₁	φ ₂₁	
							31	у ₃₁	ψ ₃₁	φ ₃₁	
				2	у _{т2}	ψ _{т2}	12	у ₁₂	ψ ₁₂	φ ₁₂	
							22	у ₂₂	ψ ₂₂	φ ₂₂	
							32	у ₃₂	ψ ₃₂	φ ₃₂	
10		у _с	ψ _с	1	у _{т1}	ψ _{т1}	11	у ₁₁	ψ ₁₁	φ ₁₁	

№ р/с	Тип екіпажу	Кузов		Рама візка			Колісні пари				Кільк рівн.
		у _с	ψ _с	№	у _т	ψ _т	№	у	ψ	φ	
	Тепло- воз 2ТЕ121						21	у ₂₁	ψ ₂₁	φ ₂₁	30
							31	у ₃₁	ψ ₃₁	φ ₃₁	
				2	у _{т2}	ψ _{т2}	12	у ₁₂	ψ ₁₂	φ ₁₂	
							22	у ₂₂	ψ ₂₂	φ ₂₂	
							32	у ₃₂	ψ ₃₂	φ ₃₂	

Таблиця 3.2 – Узагальнені координати і кількість диференціальних рівнянь руху для розрахункових схем досліджуваних екіпажів з проміжною балкою у візках

№ р/с	Тип екіпажу	Кузов		Проміж. балка		Рама візка			Колісні пари				Кільк рівн.
		у _с	ψ _с	у _б	ψ _б	№	у _т	ψ _т	№	у	ψ	φ	
11	Елект- ро-воз ВЛ60, тепло- воз ТЕП60	у _с	ψ _с			1	у _{т1}	ψ _{т1}	11	у ₁₁	ψ ₁₁	φ ₁₁	30
									21	у ₂₁	ψ ₂₁	φ ₂₁	
									31	у ₃₁	ψ ₃₁	φ ₃₁	
						2	у _{т2}	ψ _{т2}	12	у ₁₂	ψ ₁₂	φ ₁₂	
									22	у ₂₂	ψ ₂₂	φ ₂₂	
									32	у ₃₂	ψ ₃₂	φ ₃₂	
12	Елект- ро- вози ВЛ80, ВЛ10	у _с	ψ _с			1	у _{т1}	ψ _{т1}	11	у ₁₁	ψ ₁₁	φ ₁₁	18
									21	у ₂₁	ψ ₂₁	φ ₂₁	
						2	у _{т2}	ψ _{т2}	12	у ₁₂	ψ ₁₂	φ ₁₂	
									22	у ₂₂	ψ ₂₂	φ ₂₂	
13	Елект- ро- воз ВЛ15, ВЛ85	у _с	ψ _с			1	у _{т1}	ψ _{т1}	11	у ₁₁	ψ ₁₁	φ ₁₁	26
									12	у ₂₁	ψ ₂₁	φ ₂₁	
						2	у _{т2}	ψ _{т2}	21	у ₁₂	ψ ₁₂	φ ₁₂	
									22	у ₂₂	ψ ₂₂	φ ₂₂	
						3	у _{т3}	ψ _{т3}	31	у ₁₃	ψ ₁₃	φ ₁₃	
									32	у ₂₃	ψ ₂₃	φ ₂₃	
14	Тепло- воз ТЕ136					1			11	у ₁₁	ψ ₁₁	φ ₁₁	24
									21	у ₂₁	ψ ₂₁	φ ₂₁	
						2			12	у ₁₂	ψ ₁₂	φ ₁₂	
									22	у ₂₂	ψ ₂₂	φ ₂₂	
						3			13	у ₁₃	ψ ₁₃	φ ₁₃	
									23	у ₂₃	ψ ₂₃	φ ₂₃	
						4			14	у ₁₄	ψ ₁₄	φ ₁₄	

№ р/с	Тип екіпажу	Кузов		Проміж. балка		Рама візка			Колісні пари				Кільк рівн.
		У _с	Ψ _с	У _б	Ψ _б	№	У _т	Ψ _т	№	У	Ψ	φ	
									24	У ₂₄	Ψ ₂₄	φ ₂₄	
15	Тепло- воз ТЕМ7	У _с	Ψ _с	У _{Б1}	Ψ _{Б1}	1	У _{т1}	Ψ _{т1}	11	У ₁₁	Ψ ₁₁	φ ₁₁	36
									21	У ₂₁	Ψ ₂₁	φ ₂₁	
						2	У _{т2}	Ψ _{т2}	12	У ₁₂	Ψ ₁₂	φ ₁₂	
									22	У ₂₂	Ψ ₂₂	φ ₂₂	
				У _{Б2}	Ψ _{Б2}	3	У _{т3}	Ψ _{т3}	13	У ₁₃	Ψ ₁₃	φ ₁₃	
									23	У ₂₃	Ψ ₂₃	φ ₂₃	
						4	У _{т4}	Ψ _{т4}	14	У ₁₄	Ψ ₁₄	φ ₁₄	
									24	У ₂₄	Ψ ₂₄	φ ₂₄	
16	ЭР200, паса- жир- ські вагони	У _с	Ψ _с			1	У _{т1}	Ψ _{т1}	11	У ₁₁	Ψ ₁₁	φ ₁₁	18
									21	У ₂₁	Ψ ₂₁	φ ₂₁	
						2	У _{т2}	Ψ _{т2}	12	У ₁₂	Ψ ₁₂	φ ₁₂	
									22	У ₂₂	Ψ ₂₂	φ ₂₂	

Таблиця 3.3 – Узагальнені координати і кількість диференціальних рівнянь руху для розрахункових схем досліджуваних екіпажів з подовжньою і поперечною балками

№ р/с	Тип вагону	Кузов		Подовжні шкворневі балки		Поперечні шкворневі балки		Боковини			Колісні пари			Кільк рівн.
		У _с	Ψ _с	У _П	Ψ _П	У _Ш	Ψ _Ш	Х _Б	У _Б	Ψ _Б	У	Ψ	φ	
17	4-вісн. вагони на візках 18-100	У _с	Ψ _с			У _{Ш1}	Ψ _{Ш1}	Х _{Б11}	У _{Б11}	Ψ _{Б11}	У ₁₁	Ψ ₁₁	φ ₁₁	30
								Х _{Б21}	У _{Б21}	Ψ _{Б21}	У ₂₁	Ψ ₂₁	φ ₂₁	
						У _{Ш2}	Ψ _{Ш2}	Х _{Б12}	У _{Б12}	Ψ _{Б12}	У ₁₂	Ψ ₁₂	φ ₁₂	
								Х _{Б22}	У _{Б22}	Ψ _{Б22}	У ₂₂	Ψ ₂₂	φ ₂₂	
18	8-вісн. вагони на візках 18-101	У _с	Ψ _с	У _{П1}	Ψ _{П1}	У _{Ш1}	Ψ _{Ш1}	Х _{Б11}	У _{Б11}	Ψ _{Б11}	У ₁₁	Ψ ₁₁	φ ₁₁	62
								Х _{Б21}	У _{Б12}	Ψ _{Б21}	У ₂₁	Ψ ₂₁	φ ₂₁	
						У _{Ш2}	Ψ _{Ш2}	Х _{Б12}	У _{Б12}	Ψ _{Б12}	У ₁₂	Ψ ₁₂	φ ₁₂	
								Х _{Б22}	У _{Б22}	Ψ _{Б22}	У ₂₂	Ψ ₂₂	φ ₂₂	
				У _{П2}	Ψ _{П2}	У _{Ш3}	Ψ _{Ш3}	Х _{Б13}	У _{Б13}	Ψ _{Б13}	У ₁₃	Ψ ₁₃	φ ₁₃	
								Х _{Б23}	У _{Б23}	Ψ _{Б23}	У ₂₃	Ψ ₂₃	φ ₂₃	
						У _{Ш4}	Ψ _{Ш4}	Х _{Б14}	У _{Б14}	Ψ _{Б14}	У ₁₄	Ψ ₁₄	φ ₁₄	
								Х _{Б24}	У _{Б24}	Ψ _{Б24}	У ₂₄	Ψ ₂₄	φ ₂₄	
19		У _с	Ψ _с			У _{Ш1}	Ψ _{Ш1}	Х _{Б11}	У _{Б11}	Ψ _{Б11}	У ₁₁	Ψ ₁₁	φ ₁₁	

№ р/с	Тип вагону	Кузов		Подовжні шкворневі балки		Поперечні шкворневі балки		Боковини			Колісні пари			Кільк рівн.
		У _с	Ψ _с	У _п	Ψ _п	У _ш	Ψ _ш	Х _б	У _б	Ψ _б	У	Ψ	φ	
	6-вісні вагони на візках 18-102							Х _{Б21}	У _{Б21}	Ψ _{Б21}	У ₂₁	Ψ ₂₁	φ ₂₁	36
											У ₃₁	Ψ ₃₁	φ ₃₁	
						У _{ш2}	Ψ _{ш2}	Х _{Б12}	У _{Б12}	Ψ _{Б12}	У ₁₂	Ψ ₁₂	φ ₁₂	
								Х ₂₂	У ₂₂	Ψ _{Б22}	У ₂₂	Ψ ₂₂	φ ₂₂	
											У ₃₂	Ψ ₃₂	φ ₃₂	

3.2. Диференційні рівняння руху екіпажів

Системи рівнянь для кожного з окремих екіпажів складається з декількох однотипних підсистем

- колісна пара (з корпусами букс);
- рама візка (з гальмовим обладнанням, буксовим і кузовним ресорним підвішуванням);
- кузов.

3.2.1. Рівняння руху колісних пар

Узагальнені координати: y_{jk} , ψ_{jk} , ϕ_{jk} .

Узагальнені сили (рис.3.1):

$S_{x\ ijk}$, $S_{y\ ijk}$ – подовжні і поперечні реакції в контактах коліс із рейками;

$F_{bx\ ijk}$, $F_{by\ jk}$ – подовжні і поперечні реакції в буксових вузлах.

Рівняння руху за узагальненими координатами y_{jk} , ψ_{jk} , ϕ_{jk} :

$$\ddot{y}_{jk} = \frac{1}{m} \left(\sum_{i=1}^2 S_{y\ ijk} - F_{by\ jk} \right);$$

$$\ddot{\psi}_{jk} = \frac{1}{I_z} [(S_{x\ 1jk}^* - S_{x\ 2jk}^*)A - (F_{bx\ 1jk} - F_{bx\ 2jk})B]; \quad (3.1)$$

$$\ddot{\phi}_{jk} = -\frac{1}{I_y} \sum_{i=1}^2 (S_{xijk} R_{ijk});$$

$$F_{bxijk} = F_{bx}(\Delta_{bxijk}); \quad F_{byijk} = F_{by}(\Delta_{byijk}),$$

де S_{xijk} , S_{yijk} – поздовжні і поперечні складові сил зчеплення в контактах коліс з рейками в рухомій системі координат рейкової колії;

S_{xijk}^* , S_{yijk}^* – поздовжні і поперечні складові сил зчеплення в контактах коліс з рейками в рухомій системі координат колісної пари;

$F_{bx}(\Delta_{bxijk})$, $F_{by}(\Delta_{byijk})$ – характеристики буксового сполучення в поздовжньому і поперечному напрямках;

Δ_{bxijk} , Δ_{byijk} – поздовжні і поперечні переміщення в буксових вузлах.

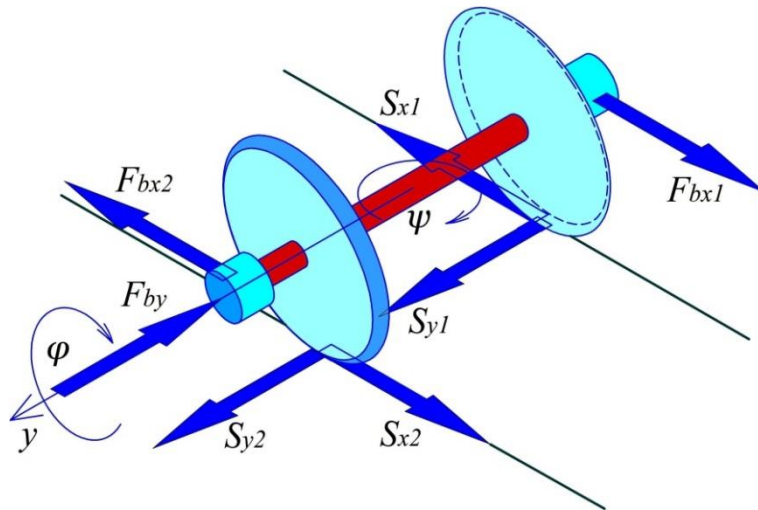


Рисунок 3.1 – Схема сил і моментів, що діють на колісну пару за узагальненими координатами y_{jk} , ψ_{jk} , ϕ_{jk}

Величини Δ_{bxijk} і Δ_{byijk} залежать від узагальнених координат y_{jk} , ψ_{jk} , y_{mk} , ψ_{mk} і обумовлені конструктивними особливостями кожного конкретного екіпажу:

$$\Delta_{b1ijk} = B(\psi_{mk} - \psi_c);$$

$$\Delta_{b2ijk} = B(\psi_c - \psi_{mk}); \quad (3.2)$$

$$\Delta_{by\ ijk} = y_{mk} - y_{jk}.$$

При моделюванні екіпажів з колісними парами які роздільно обертаються, замість координати φ_{jk} з'являються координати φ_{ijk} ($i=1,2$).

3.2.2. Рівняння руху рам візків

Узагальнені координати: y_{mk}, ψ_{mk} .

Узагальнені сили (рис.3.2):

$F_{bx\ ijk}, F_{by\ jk}$ – буксові реакції;

F_{mk}, M_{mk} – реактивні сила и момент в сполученнях візків з кузовом (шкворневий вузол і опорно-зворотний пристрій).

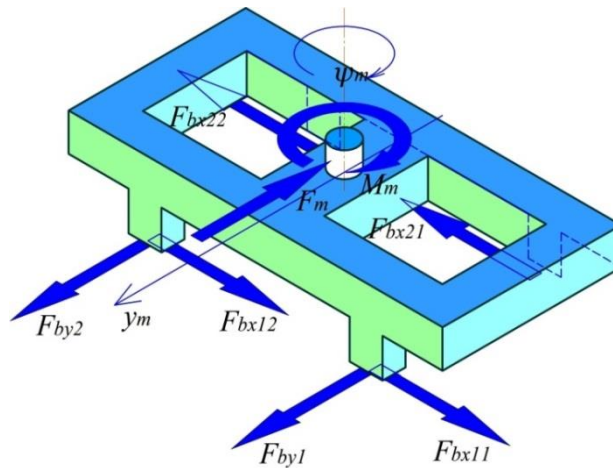


Рисунок 3.2 – Схема сил і моментів, що діють на раму двовісного візка за узагальненими координатами y_{mk}, ψ_{mk}

Рівняння руху для N-вісних візків

$$\ddot{y}_k = \frac{1}{m_m} \left(\sum_{j=1}^N F_{by\ jk} - F_{mk} \right)$$

$$\ddot{\psi}_k = \frac{1}{I_{mz}} \left[B \sum_{j=1}^N (F_{bx\ 1jk} - F_{bx\ 2jk}) + \sum_{j=1}^N (F_{by\ jk} - M_{mk}) \right];$$

$$F_{mk} = F_m(\Delta_{my\ k}); \quad M_{mk} = M_m(\Delta_{m\psi\ k}),$$

де $F_m(\Delta_{myk})$, $M_m(\Delta_{m\psi k})$ – характеристики зворотного пристрою в сполученні кузова з візком;

Δ_{myk} , $\Delta_{m\psi k}$ – відносні поперечні і кутові переміщення кузова і візків, які залежать від узагальнених координат y_{mk} , ψ_{mk} , y_c , ψ_c :

$$\Delta_{myk} = y_{mk} - y_c; \quad (3.4)$$

$$\Delta_{m\psi k} = \psi_{mk} - \psi_c.$$

Ці залежності у вигляді рівнянь зв'язку доповнюють систему диференціальних рівнянь.

3.2.3. Рівняння руху кузова

Узагальнені координати: y_c , ψ_c .

Узагальнені сили: F_{mk} , M_{mk} .

Рівняння руху для кузова L-візкового екіпажу

$$\ddot{y}_c = \frac{1}{m_c} \sum_{k=1}^L F_{mk}; \quad \ddot{\psi}_c = \frac{1}{J_c} \sum_{k=1}^L (F_{mk} D_k + M_{mk}). \quad (3.5)$$

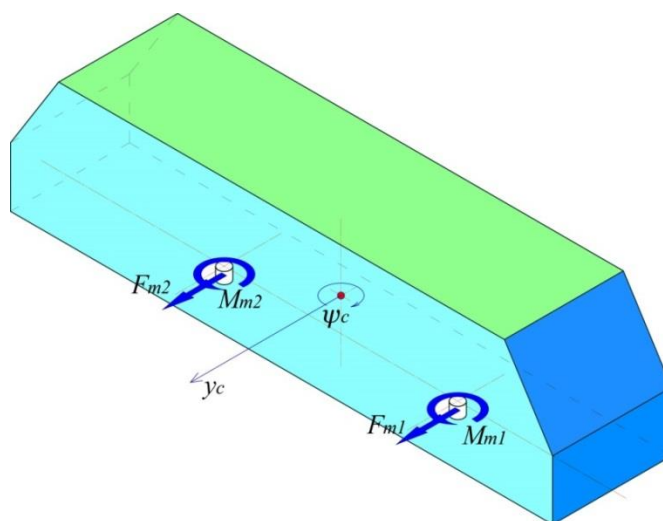


Рисунок 3.3 – Схема сил і моментів, що діють на кузов за узагальненими координатами y_c , ψ_c

3.3. Математичні моделі локомотивів

При виборі екіпажів, як об'єктів теоретичних досліджень, автори виходили з таких завдань.

По-перше, отримати характеристики кінематичного опору руху для більшості відомих типів рухомого складу, як це зроблено для основного опору руху, наприклад в «Правилах тягових розрахунків» [29].

По-друге, на підставі отриманих характеристик, зробити висновок про перевагу тих чи інших схем ходових частин щодо кінематичного опору руху.

По-третє, визначити найбільш раціональні схеми керованого спрямування екіпажів рейковою колією.

У зв'язку з цим була зроблена спроба охопити якомога більшу кількість типів рухомого складу, включаючи і сучасні і забуті конструктивні схеми, які з точки зору кінематики опору руху раніше не розглядалися.

За час, що минув з зародження залізничного транспорту, механічна частина рухомого складу, залишившись незмінною у своїй основі, зазнала складну еволюцію. Особливим розмаїттям відрізняються ходові частини тягових одиниць – локомотивів, удосконалення яких пов'язано зі складнощами поєднання суперечливих функцій колісних пар: спирання, спрямування та рушія.

З переходом від рамної схеми ходової частини до візкової проблем, що вимагають вирішення, значно додалося. Одне велике вирішене завдання, а саме – покращення вписування в криві, змінилося декількома дрібнішими.

Серед численних досліджень динаміки візкових локомотивів, які ведуться в багатьох країнах світу, особливої актуальності сьогодні набувають роботи, спрямовані на зменшення опору руху і зниження зносу коліс і рейок, особливо в кривих ділянках колії.

Відомо кілька напрямків вирішення цих проблем:

- оптимізація профілів поверхонь кочення коліс;
- оптимізація механічних характеристик матеріалу коліс і рейок;
- змащування контакту гребня колеса і рейки;
- радіальна установка колісних пар в кривих;
- застосування колісних пар з колесами, що незалежно обертаються;
- управління нахилом кузова в кривих тощо.

3.3.1. Математичні моделі рамних локомотивів

Рамними рейковими екіпажами прийнято називати екіпажі, у яких осі встановлені в одній жорсткій рамі кузова. Однак, частіше, вони містять додаткові поворотні колісні пари або візки, які відхиляються – одно або двовісні, які виконують роль спрямування або підтримки. Така конструкція характерна для паровозів, перших електровозів і тепловозів. Відома низка варіантів осьових формул рамних локомотивів, в тому числі з направляючими осями.

Моделювання руху рамних локомотивів наведено на прикладі паровозів ФД с осьовою формулою 1-5О-1 та п'ятивісного паровозу ЭМ.

Рівняння руху паровозу ФД

Система рівнянь руху паровозу ФД складається з пов'язаних підсистем кузова, спрямовуючих візків, основних і спрямовуючих колісних пар.

Рівняння руху кузова

$$\ddot{y}_c = \frac{1}{m_c} \left(\sum_{j=1}^5 F_{byj} + \sum_{k=1}^2 F_{mk} \right), \quad (3.5)$$

$$\ddot{\psi}_c = \frac{1}{J_c} \left[\sum_{k=1}^2 (F_{mk} D_k + M_{mk}) + \sum_{j=1}^5 F_{byj} C_j + A \sum_{j=1}^5 (F_{bx1j} - F_{bx2j}) \right].$$

Рівняння вилання і бокового віднесення спрямовуючих візків ($k=1, 2$)

$$\ddot{y}_{mk} = \frac{1}{m_{m\Box}} (F_{byk} - F_{mk}), \quad (3.6)$$

$$\ddot{\psi}_{mk} = \frac{1}{J_{m\Box}^*} [F_{byk} C_k + (F_{bx1k} - F_{bx2k}) B^* - M_{mk}].$$

Рівняння руху основних колісних пар ($j=1, \dots, 5$)

$$\ddot{y}_j = \frac{1}{m_j} \left[\sum_{i=1}^2 S_{yij} - F_{byj} \right],$$

$$\ddot{\psi}_j = \frac{1}{J_{zj}} \left[(S_{x1j}^* - S_{x2j}^*) A - (F_{x1j} - F_{x2j}) B \right], \quad (3.7)$$

$$\ddot{\phi}_j = \frac{1}{J_{yj}} \sum_{i=1}^2 (S_{xij} R_{ij}).$$

Рівняння для спрямовуючих колісних пар ($k=1, 2$)

$$\ddot{y}_k = \frac{1}{m} \left(\sum_{i=1}^2 F_{yik} - F_{ymk} \right),$$

$$\ddot{\psi}_k = \frac{1}{J_z} \left[(S_{x1k}^* - S_{x2k}^*) A - (F_{bx1k} - F_{bx2k}) B \right], \quad (3.8)$$

$$\ddot{\phi}_k = -\frac{1}{J_y} \sum_{i=1}^2 (S_{xik} R_{ik}).$$

Конструктивні особливості паровоза ФД визначають залежності відносних переміщень у вузлах, для яких вводяться зовнішні характеристики, наступними рівняннями зв'язків.

Деформації в буксових сполученнях основних колісних пар з кузовом

$$\Delta_{bx1j} = B(\psi_c - \psi_{1j});$$

$$\Delta_{bx2j} = B(\psi_{2j} - \psi_c); \quad (3.9)$$

$$\Delta_{by} = y_j - y_c - C_j \psi_c;$$

Переміщення в буксових сполученнях спрямовуючих колісних пар з візками-повідцями відсутні.

Відносні переміщення у зворотних апаратах спрямовуючих візків

$$\begin{aligned}\Delta_{myk} &= y_k - C_k \psi_k - y_c - D_k \psi_c; \\ \Delta_{m\psi k} &= \psi_k - \psi_c.\end{aligned}\tag{3.10}$$

Рівняння руху паровоза ЭМ

Система рівнянь руху паровоза ЭМ значно простіше через відсутність спрямовуючих візків.

Рівняння руху кузова

$$\begin{aligned}\ddot{y}_c &= \frac{1}{m_c} \sum_{j=1}^5 F_{byj}, \\ \ddot{\psi}_c &= \frac{1}{J_c} \sum_{j=1}^5 [F_{byj} C_j + A(F_{bx1j} - F_{bx2j})].\end{aligned}\tag{3.11}$$

Рівняння руху колісних пар (j=1,...,5)

$$\begin{aligned}\ddot{x}_j &= \frac{1}{m_j} \sum_{i=1}^2 (S_{xij} - F_{bxj}), \\ \ddot{y}_j &= \frac{1}{m_j} \left[\sum_{i=1}^2 (S_{yij} + H_{ij}) - F_{byj} \right], \\ \ddot{\psi}_j &= \frac{1}{J_{zj}} [(S_{x1j}^* - S_{x2j}^*) A - (F_{bx1j} - F_{bx2j}) B]; \\ \ddot{\phi}_j &= -\frac{1}{J_{y_j}} \sum_{i=1}^2 (S_{xij} R_{ij}).\end{aligned}\tag{3.12}$$

Рівняння зв'язків, що описують залежності відносних переміщень в буксових сполученнях пар з кузовом паровоза ЭМ від незалежних змінних, які мають вигляд

$$\Delta_{bx1j} = B(\psi_j - \psi_c);$$

$$\Delta_{bx\ 2j} = B(\psi_c - \psi_j); \quad (3.13)$$

$$\Delta_{by\ j} = y_j - y_c - C_j \psi_c.$$

3.3.2. Локомотиви із зчленованими візками

Перші візкові електровози випускались із зчленованими візками, що було необхідно для передачі через них сили тяги тому як зчіпні прибори первісно встановлювались на візках. Цей принцип був вперше застосований на електровозах *General Electric*.

Для них була характерна наявність двох зчленованих 3-вісних візків. Ця конструкція була використана в подальшому на електровозах ВЛ19, ВЛ22м, ВЛ23, ВЛ8. Відомий ряд конструкцій екіпажів на основі спряжень візків, але з передачею сили тяги через кузов, а також частково спряжених через пружні елементи, наприклад електровози ЧС-2, Ре 2/2 або «Хітачі».

Рівняння руху електровозів із зчленованими візками типу ВЛ19, ВЛ22м, ВЛ23

При допущенні про відсутність зазорів у шаровому шарнірі сполучення візків конструктивна конфігурація екіпажів цього типу описується наступними співвідношеннями

$$y_{m1} = y - D\psi_{m1}; \quad y_{m2} = y + D\psi_{m2};$$

$$y_c = y - \frac{D}{2}(\psi_{m1} - \psi_{m2}); \quad (3.14)$$

$$\psi_c = \frac{\psi_{m1} - \psi_{m2}}{2},$$

де y_{T1} , y_{T2} , ψ_{T1} , ψ_{T2} – поперечні переміщення і кути повороту в плані візків;

y – поперечне переміщення центру шарового шарніру сполучення візків;

y_c , ψ_c – поперечне переміщення і кут повороту в плані кузова.

Коливання поперечного віднесення і виляння екіпажу із врахуванням рівнянь (3.14) можуть бути описані трьома рівняннями відносно змінних y , ψ_{T1} , ψ_{T2} у вигляді

$$A \times \ddot{\vec{y}} = \vec{F}; \quad (3.15)$$

$$A = \begin{bmatrix} 2a & -a & a \\ -a & b & 0 \\ a & 0 & b \end{bmatrix}; \quad \ddot{\vec{y}} = \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\psi}_{m1} \\ \ddot{\psi}_{m2} \end{bmatrix}; \quad \vec{F} = \begin{bmatrix} F_y \\ F_{\psi 1} \\ F_{\psi 2} \end{bmatrix}; \quad (3.16)$$

$$a = \left(\frac{m_c}{2} + m_m \right) D; \quad b = m_c \frac{D^2}{4} + m_m D^2 + \frac{J_c}{2} + J_m; \quad (3.17)$$

$$F_y = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1,3} \sum_{k=1}^2 (S_{yijk} + H_{ijk}) + \sum_{k=1}^2 F_{by2k}; \quad (3.18)$$

$$F_{m(k=1,2)} = \sum_{j=1,3} (S_{ijk} + H_{ijk}) C_{jk} + F_{by2k} C_{2k} + \sum_{i=1}^2 (S_{x1jk} - S_{x2jk}) A - M_{ck},$$

де M_{ck} – обертальні моменти в опорно-зворотних пристроях, які залежать від кутів відносного повороту кузову і візка $\Delta\psi_k$.

$$\Delta_{\psi 1} = \frac{\psi_{m1} - \psi_{m2}}{2}; \quad \Delta_{\psi 2} = \frac{\psi_{m2} - \psi_{m1}}{2}. \quad (3.19)$$

Рівняння коливань бокового віднесення середніх колісних пар візків

$$\ddot{y}_{2k} = \frac{1}{m} (S_{yi2k} + H_{i2k}). \quad (3.20)$$

Рівняння коливань кутових швидкостей колісних пар

$$\ddot{\phi}_{jk} = -\frac{1}{J_y} \sum_{i=1}^2 (S_{xijk} R_{ijk}). \quad (3.21)$$

Рівняння руху для восьмивісного локомотива типу ВЛ8

На електровозах ВЛ8 зчленовані вже чотири 2-вісних візки. Зчленування візків здійснювалося через кульові шарніри.

З огляду на конструктивні особливості візків електровозів серії ВЛ8, прийняті допущення про відсутність поперечних зазорів в буксових вузлах, а подовжнє положення букс щодо рами візка залежить від напрямків буксових реакцій F_{bxijk} і від зазорів в щелепах рами візка Δ_{bxijk} .

Безззорне шарнірне зчленування візків описується наступними рівняннями зв'язку

$$y_{m1} = y - D(2\psi_{m2} - \psi_{m1}); \quad y_{m2} = y - D\psi_{m2};$$

$$y_{m3} = y + D\psi_{m3}; \quad y_{m4} = y + D(2\psi_{m3} + \psi_{m4});$$

$$y_{c1} = y - \frac{D}{2}(\psi_{m1} + 3\psi_{m2}); \quad (3.22)$$

$$y_{c1} = y - \frac{D}{2}(\psi_{m1} + 3\psi_{m2});$$

$$y_{c2} = y + \frac{D}{2}(3\psi_{m3} + \psi_{m4});$$

$$\psi_{c1} = \frac{\psi_{m1} - \psi_{m2}}{2}; \quad \psi_{c2} = \frac{\psi_{m3} + \psi_{m4}}{2}.$$

У (3.22):

$y_{c1}, y_{c2}, \psi_{c1}, \psi_{c2}$ – переміщення, відповідно, кузовів першої і другої секцій;

y – бокове переміщення другого (середнього) міжвізкового шарніру;

$y_{t1}, y_{t2}, y_{t3}, y_{t4}, \psi_{t1}, \psi_{t2}, \psi_{t3}, \psi_{t4}$ – відповідно бокові і кутові переміщення візків.

Рівняння коливань бічного віднесення і виляння локомотива

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} y \\ \psi_{m1} \\ \psi_{m2} \\ \psi_{m3} \\ \psi_{m4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_y \\ M_{m1} \\ M_{m2} \\ M_{m3} \\ M_{m4} \end{bmatrix}, \quad (3.23)$$

де

$$\begin{array}{lllll} a_{11} = 4T_1 & a_{12} = -DT_1 & a_{13} = -3DT_1 & a_{14} = 3DT_1 & a_{15} = DT_1 \\ a_{21} = -DT_1 & a_{22} = D^2T_2 + J_T & a_{23} = D^2T_3 & a_{24} = 0 & a_{25} = 0 \\ a_{31} = -3DT_1 & a_{32} = D^2T_3 & a_{33} = D^2T_4 + J_T & a_{34} = 0 & a_{35} = 0 \\ a_{41} = 3DT_1 & a_{42} = 0 & a_{43} = 0 & a_{44} = D^2T_4 + J_T & a_{45} = D^2T_3 \\ a_{51} = DT_1 & a_{52} = 0 & a_{53} = 0 & a_{54} = D^2T_3 & a_{55} = D^2T_2 + J_T \end{array}$$

$$m_1 = m_m + \frac{m_c}{2}; \quad m_2 = m_m + \frac{m_c}{4}; \quad m_3 = 2m_m + \frac{3}{4}m_c; \quad (3.24)$$

$$m_4 = 5m_m + \frac{9}{4}m_c; \quad F_y = \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^4 F_{byjk},$$

$$M_{mk} = \sum_{i=1}^2 (S_{yi2k} - S_{yi1k} - H_{i1k} + H_{i2k}) C_{jk} + \sum_{j=1}^2 (S_{x1jk} - S_{x2jk}) A.$$

Рівняння обертання і виляння колісних пар

$$\ddot{\phi}_{jk} = -\frac{1}{J_y} \sum_{i=1}^2 (S_{xijk} R_{ijk}), \quad (3.25)$$

$$\ddot{\psi}_{jk(j=1\dots 2; k=1\dots 4)} = \frac{1}{J_z} [(S_{x1jk} - S_{x2jk}) A - (F_{bx1jk} - F_{bx2jk}) B].$$

Рівняння руху шости-вісного двох-візкового локомотива з пружним міжвізковим з'єднанням типу ЧС2

Схематично екіпажна частина пасажирських електровозів фірми «Шкода»

ЧС2, ЧС2Т відрізняється від інших локомотивів наявністю пружного поперечного міжвізкового сполучення і пружного зв'язку кузова з візками в поперечному напрямку. Пружне розділення мас в поперечному і кутовому напрямку привело до простої системи диференціальних рівнянь руху екіпажу.

Рівняння горизонтальних коливань кузова

$$\ddot{y}_c = \frac{1}{m_c} \sum_{k=1}^2 F_{ck}; \quad \ddot{\psi}_c = \frac{1}{J_c} \sum_{k=1}^2 M_{ck}. \quad (3.26)$$

Рівняння горизонтальних коливань візка

$$\ddot{y}_{mk} = \frac{1}{m_m} \left(\sum_{j=1}^2 F_{byjk} - F_{pk} - F_{ck} \right), \quad (3.27)$$

$$\ddot{\psi}_{mk} = \frac{1}{J_m} \left\{ \sum_{j=1}^3 [F_{byjk} C_{jk} + (F_{bx1jk} - F_{bx2jk}) B] - F_{pk} D - M_{ck} \right\}. \quad (3.28)$$

де F_{pk} – реакції в пружному міжвізковому сполученні, що залежать від деформації зворотних пружин

$$\Delta_p = y_{m1} - y_{m2} + D(\psi_{m1} + \psi_{m2}), \quad (3.29)$$

F_{ck} , M_{ck} – реакції в опорно-зворотних пристроях візків, які залежать від відповідних поперечних і кутових переміщень візків і кузова

$$\Delta_{yk} = y_{mk} - y_c + \psi_c D_k; \quad \Delta_{\psi k} = \psi_c - \psi_{mk}. \quad (3.30)$$

Рівняння коливань бічного віднесення, вилання і обертання колісних пар

$$\ddot{y}_{jk} = \frac{1}{m} \left(\sum_{i=1}^2 S_{yijk} - F_{byjk} \right),$$

$$\psi_{jk} = \frac{1}{J} [(S_{x1jk} - S_{x2jk})A - (F_{bx1jk} - F_{bx2jk})B], \quad (3.31)$$

$$\ddot{\phi}_{jk} = -\frac{1}{J_y} \sum_{i=1}^2 (S_{xijk} R_{ijk}).$$

Рівняння руху шости-вісного трьох-візкового екіпажу з зчленуванням крайніх візків (Re 2/2)

Зчленування крайніх візків через важільно-торсіонну систему, як це зроблено на електровозі Re 2/2 дозволяє середньому візку відхилятися в поперечному напрямку відносно кузова незалежно від крайніх, що значно покращує характеристики вписування в криві ділянки колії. Рівняння, що зв'язують переміщення крайніх візків і кузова, мають наступний вигляд

$$y_c = \frac{y_{m1} + y_{m3}}{2}; \quad \psi_c = \frac{y_{m3} - y_{m1}}{4D}. \quad (3.32)$$

Рівняння бічних коливань візків

$$\ddot{y}_{m1} = \frac{F_{m1}a_1 - F_{m3}a_2}{a_1^2 - a_2^2};$$

$$\ddot{y}_{m2} = \frac{1}{m_m} \left[\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (S_{yij2} + H_{ij2}) - F_c \right]; \quad (3.33)$$

$$\ddot{y}_{m3} = \frac{F_{m1}a_2 - F_{m3}a_1}{a_2^2 - a_1^2},$$

де

$$a_1 = \frac{m_c}{2} + \frac{J_c}{16D^2} + m_m;$$

$$F_{m1} = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (S_{yij1} + H_{ij1}) - F_p; \quad (3.34)$$

$$a_2 = -\frac{J_c}{16D^2}; \quad F_{m3} = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 (S_{yij3} + H_{ij3}) + F_p.$$

Рівняння обертання колісних пар, що описують коливання кутової швидкості за координатами φ_{jk}

$$\ddot{\varphi}_{jk} = \frac{1}{J_y} \left[M_O - \sum_{i=1}^2 (S_{xijk} R_{ijk}) \right]. \quad (3.35)$$

3.3.3. Шости-вісні екіпажі з осьовою формулою 3о-3о

З кількості випущених локомотивів, найпоширенішою і численною є схема з осьовою формулою 3о – 3о. Залежно від особливостей конструктивного виконання зв'язку конкретних екіпажів, їх математичні моделі теж будуть відрізнятися. Найбільш простою і по конструкції і по математичному опису є ходова частина з візками типу ТЕ3: тепловози ТЕ10, 2ТЕ10Л, ТЕ40, М62 та ін.

Рівняння руху візків, що враховують наявність у буксових вузлах поздовжніх зазорів, мають такий вигляд

$$\begin{aligned} \ddot{y}_{m1} &= m_v \left[F_{m1} \left(\frac{m_c}{4} + \frac{J_c}{4D^2} + m_m \right) - F_{m2} \left(\frac{m_c}{4} - \frac{J_c}{4D^2} \right) \right]; \\ \ddot{y}_{m2} &= m_v \left[F_{m1} \left(\frac{m_c}{4} - \frac{J_c}{4D^2} \right) - F_{m2} \left(\frac{m_c}{4} + \frac{J_c}{4D^2} + m_m \right) \right]; \end{aligned} \quad (3.36)$$

$$\ddot{\psi}_{mk} = \frac{1}{J_m} \left[B \sum_{j=1}^3 (F_{bx1jk} - F_{bx2jk}) + \sum_{j=1,3} C_{jk} \sum_{i=1}^2 (S_{yijk} + H_{ijk}) + F_{by2k} C_{2k} - M_{ck} \right];$$

$$\text{де} \quad m_v = \frac{4D^2}{4D^2 m_m^2 + m_c J_c + 2D^2 m_m m_c + 2m_m J_c}; \quad (3.37)$$

$$F_{mk} = \sum_{i=1}^2 (S_{yijk} + H_{ijk}) + F_{by2k}.$$

Рівняння бокового віднесення для середніх колісних пар візків, що мають осьові зазори відносно букс

$$y_{2k} = \frac{1}{m} \left(\sum_{i=1}^2 S_{yi2k} - F_{by2k} \right). \quad (3.38)$$

Рівняння вилання і обертання колісних пар

$$\ddot{\psi}_{jk} = \frac{1}{J_z} [(S_{x1jk}^* - S_{x2jk}^*)A - (F_{bx1jk} - F_{bx2jk})B], \quad (3.39)$$

$$\ddot{\phi}_{jk} = -\frac{1}{J_y} \sum_{i=1}^2 (S_{xijk} R_{ijk}). \quad (3.40)$$

Шости-вісні секції з модернізованими візками

Візки тепловозів ТЕ10В, ТЕ10М, 2ТЕ116, ТЕ109, ТЕ120, V300, ТЕ114 та ін., при тій же осьовій формулі, зазнали значних конструктивних змін в порівнянні з візками ТЕЗ. Головними їх особливостями стало безщелепне буксове сполучення типу «Alstom» з пружними в поперечному і поздовжньому напрямках буксовими поводками. Також вказані тепловози мають ресорне підвішування у сполученні кузова з візками пружне у поперечному напрямку.

Візки тепловоза 2ТЕ121 безщелепні, зі збалансованим ресорним підвішуванням, що включає гвинтові пружини і ресорні балансири, і опорно-рамним тяговим приводом. У вторинному підвішування, як і в тепловозі 2ТЕ116, застосовані чотири опори з резино-металевими елементами.

Під впливом конструкторських ідей, застосованих на французьких електровозах серії Ф, ФП і СС7100 було створено візки для електровоза ВЛ60 і тепловозів ТЕП60, ТЕП75. На електровозі ВЛ60 застосовано пружний поперечний зв'язок кузова з візками через маятникові резино-металеві опори.

При поперечному розділенні мас кузова і візків, і пружному поздовжньому

і поперечному сполученні колісних пар з рамою візків, що характерно для великої групи локомотивів, наприклад, 2ТЕ10В, 2ТЕ10М, 2ТЕ116, ТЕ109, ТЕ130, В300, ТЕП60, ТЕП70, 2ТЕ121 та ін., конфігурація коливальної системи описується наступними рівняннями.

Рівняння коливання кузова:

$$\begin{aligned}\ddot{y}_c &= \frac{1}{m_c} (F_{yc1} + F_{yc2}); \\ \ddot{\psi}_c &= \frac{1}{J_c} \sum_{k=1}^2 (2D_k F_{yc k} + M_{ck}); \\ \ddot{y}_{mk(k=1\dots 2)} &= \frac{1}{m_{m \square j=1}} \sum_{j=1}^3 (F_{by jk} - F_{yc k}); \\ \ddot{\psi}_{mk(k=1\dots 2)} &= \frac{1}{J_m} \sum_{j=1}^3 [B(F_{bx1jk} - F_{bx2jk}) + C_{jk} F_{by jk} - M_{ck}]; \quad (3.41) \\ \ddot{x}_{jk(j=1\dots 3, k=1\dots 2)} &= \frac{1}{m} \sum_{i=1}^2 (S_{xijk} - F_{bxijk}); \\ \ddot{y}_{jk(j=1\dots 3, k=1\dots 2)} &= \frac{1}{m} \sum_{i=1}^2 (S_{yijk} + H_{ijk} - F_{by jk}); \\ \ddot{\psi}_{jk(j=1\dots 3, k=1\dots 2)} &= \frac{1}{J_z} [(S_{x1jk}^* - S_{x2jk}^*)A - (F_{bx1jk} - F_{bx2jk})B]; \\ \ddot{\phi}_{jk(j=1\dots 3, k=1\dots 2)} &= -\frac{1}{J_y} \sum_{i=1}^2 (F_{3\phi ijkx} R_{ijk}).\end{aligned}$$

Реакції в пружно-дисипативних зв'язках візків

$$F_{bxijk} = \mathcal{K}_{bx} \Delta_{bxijk} + \beta_{bx} \dot{\Delta}_{bxijk};$$

$$\Delta_{bxijk} = (\psi_{jk} - \psi_{mk}) B_i;$$

$$\dot{\Delta}_{bxijk} = (\dot{\psi}_{jk} - \dot{\psi}_{mk}) B_i;$$

$$F_{byjk(j=1,3;k=1\dots2)} = \mathcal{K}_{by} \Delta_{byjk} + \beta_{by} \dot{\Delta}_{byjk};$$

$$\Delta_{byjk(j=1,3;k=1\dots2)} = y_{mk} - y_c - \psi_{mk} C_{jk} + \psi_c (D_k + C_{jk}); \quad (3.42)$$

$$\dot{\Delta}_{byjk(j=1,3;k=1\dots2)} = \dot{y}_{mk} - \dot{y}_c - \dot{\psi}_{mk} C_{jk} + \dot{\psi}_c (D_k + C_{jk});$$

$$F_{c(k=1\dots2)} = \mathcal{K}_{cy} \Delta_{cyk} + \beta_{cy} \dot{\Delta}_{cyk};$$

$$\Delta_{cyk} = y_{mk} - y_c - \psi_c D_k;$$

$$\dot{\Delta}_{cyk} = \dot{y}_{mk} - \dot{y}_c - \dot{\psi}_c D_k.$$

3.3.4. Багато-вісні локомотиви на базі двовісних візків

Застосування двохосьових модульних візків дозволяє отримати низку багато-вісних локомотивів: чотиривісних (в одній секції) – ВЛ10, ВЛ80; шостивісних – ВЛ15, ВЛ85; восьми-вісних – ТЕ136 и ТЕМ7.

Рівняння руху для восьми-вісних електровозів типу ВЛ80

Восьми-вісні електровози ВЛ10, ВЛ80 мають чотиривісні секції на уніфікованих 2-вісних візках. Сили тяги і гальмування передаються через шкворневі пристрої з кульовим шарніром, буксові вузли – безщелепні.

Підвішування в першій ступені – комбіноване з ресорами і пружинами, пружний поперечний зв'язок кузова з візками.

Рівняння бічних коливань кузова

$$\begin{aligned}
m_c \ddot{y}_c + \beta_{cy}(2\dot{y}_c - \dot{y}_{m1} - \dot{y}_{m2}) + \mathcal{K}_{cy}(2y_c - y_{m1} - y_{m2}) &= 0; \\
J_c \ddot{\psi}_c + \beta_{cy}(2\dot{y}_c - \dot{y}_{m1} - \dot{y}_{m2})D^2 + \mathcal{K}_{cy}(2y_c - y_{m1} - y_{m2})D^2 + \\
+ \beta_{c\psi}(2\dot{\psi}_c - \dot{\psi}_{m1} - \dot{\psi}_{m2}) + \mathcal{K}_{c\psi}(2\psi_c - \psi_{m1} - \psi_{m2}) &= 0,
\end{aligned} \tag{3.43}$$

де $\mathcal{K}_{cy}$, β_{cy} , $\mathcal{K}_{c\psi}$, $\beta_{c\psi}$ – відповідно, поперечні і кутові жорсткості і коефіцієнт демпфірування опорно-зворотного пристрою сполучення кузова з візками.

Рівняння бічних коливань візків ($k=1,2$)

$$\begin{aligned}
m_{\bar{m}} \ddot{y}_{mk} + \beta_{cy}(\dot{y}_{\bar{m}k} - \dot{y}_c + \dot{\psi}_c D) + \mathcal{K}_{cy}(y_{\bar{m}k} - y_c + \psi_c D) + \\
+ \beta_{by}\left(y_{mk} - \sum_{j=1}^2 \dot{y}_{jk}\right) + \mathcal{K}_{by}\left(y_{mk} - \sum_{j=1}^2 y_{jk}\right) &= 0; \\
J_m \ddot{\psi}_{mk} + \beta_{c\psi}(\dot{\psi}_{\bar{m}k} - \dot{\psi}_c) + 2B^2 \beta_{bx}\left(2\dot{\psi}_{mk} - \sum_{j=1}^2 \dot{\psi}_{jk}\right) + \beta_{by}[2C^2 \dot{\psi}_{m\Box} + C(\dot{y}_{1k} - \dot{y}_{2k})] + \\
+ \mathcal{K}_{c\psi}(\psi_{mk} - \psi_k) + 2B^2 \mathcal{K}_{bx}\left(2\psi_{\bar{m}k} - \sum_{j=1}^2 \psi_{jk}\right) - \mathcal{K}_{by}[2C^2 \psi_{m\Box} + C(y_{1k} - y_{2k})] &= 0;
\end{aligned} \tag{3.44}$$

де $\mathcal{K}_{bx}$, β_{bx} , $\mathcal{K}_{by}$, β_{by} – відповідно, поздовжні і поперечні жорсткості і коефіцієнти демпфірування в зв'язках букси з рамою візка;

$\mathcal{K}_{cy}$, β_{cy} , $\mathcal{K}_{c\psi}$, $\beta_{c\psi}$ – відповідно, жорсткості і коефіцієнти демпфірування в поперечному і кутовому напрямку.

Рівняння виляння, поперечного віднесення і обертання колісних пар ($j=1,2$; $k=1,2$)

$$\begin{aligned}
m \ddot{y}_{jk} + \beta_{by}(\dot{y}_{jk} - \dot{y}_{mk} - C\dot{\psi}_{mk}) + \mathcal{K}_{by}(y_{jk} - y_{mk} - C\psi_{mk}) &= \sum_{i=1}^2 (S_{yijk} + H_{ijk}) \\
J \ddot{\psi}_{jk} + 2B^2 \beta_{bx}(\dot{\psi}_{jk} - \dot{\psi}_{mk}) + 2B^2 \mathcal{K}_{bx}(\psi_{jk} - \psi_{mk}) &= (S_{x1jk} - S_{x2jk})A;
\end{aligned} \tag{3.45}$$

$$J_y \ddot{\phi}_{jk} = M_{djk} - \sum_{i=1}^2 S_{xkx} R_{ijk}.$$

Рівняння руху для дванадцяти-вісних електровозів типу ВЛ85

Ходова частина 12-вісних 2-секційних електровозів ВЛ15, ВЛ85 складається з 2-вісних візків – по три візки в кожній секції кузова. Для поздовжнього зв'язку кузова з візками застосовані нахилені тяги, що сприяють вирівнюванню навантажень по колісних парах при реалізації сил тяги та гальмування. Для поліпшення умов вписування в криві передбачена можливість великих поперечних переміщень середнього візка відносно кузова. Крайні візки обладнані люльчаним підвішуванням аналогічним електровозам ВЛ80. Жорсткості і коефіцієнти демпфірування горизонтальних зв'язків крайніх і середнього візків з кузовом різні і позначені відповідно: $J_c, \beta_c, J_\psi, \beta_\psi, J_c^*, \beta_c^*, J_\psi^*, \beta_\psi^*$.

Рівняння поперечних коливань кузова мають вигляд

$$\begin{aligned} m_c \ddot{y}_c + (2\beta_c + \beta_c^*) \dot{y}_c - \beta_c (\dot{y}_{m1} + \dot{y}_{m3}) - \beta_c^* \dot{y}_{m2} + \\ + (2J_c + J_c^*) y_c - J_c (y_{m1} + y_{m3}) - J_c^* y_{m2} = 0; \\ J_c \ddot{\psi}_c + (2\beta_c D^2 + 2\beta_\psi + \beta_\psi^*) \dot{\psi}_c - \beta_\psi (\dot{\psi}_{m1} + \dot{\psi}_{m2}) - \beta_\psi^* \dot{\psi}_{m2} + \\ + (2J_c D^2 + 2J_\psi + J_\psi^*) \psi_c - J_\psi (\psi_{m1} + \psi_{m3}) - J_\psi^* \psi_{m2} = 0. \end{aligned} \quad (3.46)$$

Рівняння коливань візків

$$\begin{aligned} m_{m1} \ddot{y}_{m1} - \beta_k \dot{y}_k + (\beta_k + 2\beta_{by}) \dot{y}_{m1} + \beta_c D \dot{\psi}_c - \beta_{by} (\dot{y}_{11} + \dot{y}_{21}) - \\ - J_c y_c + (J_c + 2J_{by}) y_{m1} + J_c D \psi_c - J_{by} (y_{11} + y_{21}) = 0; \\ m_{m2} \ddot{y}_{m2} - \beta_c^* \dot{y}_c + (\beta_c^* + 2\beta_{by}) \dot{y}_{m2} - \beta_{by} (y_{12} + y_{22}) - \\ - J_c^* y_c + (J_c^* + 2J_{by}) y_{m2} - J_{by} (y_{12} + y_{22}) = 0; \\ m_{m3} \ddot{y}_{m3} - \beta_c \dot{y}_c + (\beta_c + 2\beta_{by}) \dot{y}_{m3} - \beta_c D \dot{\psi}_c - \beta_{by} (\dot{y}_{13} + \dot{y}_{23}) - \\ - J_c y_c + (J_c + 2J_{by}) y_{m3} - J_c D \psi_c - J_{by} (y_{13} + y_{23}) = 0. \end{aligned} \quad (3.47)$$

$$J_{m1} \ddot{\psi}_{m1} + (\beta_{\psi} + 4\beta_{bx} B^2 + 2\beta_{by} C^2) \dot{\psi}_{m1} - \beta_{\psi} \dot{\psi}_c - 2\beta_{bx} B^2 (\dot{\psi}_{11} + \dot{\psi}_{21}) - \\ - \beta_{by} C (\dot{y}_{11} - \dot{y}_{21}) + (\mathcal{K}_{\psi} + 4\mathcal{K}_{bx} B^2 + 2\mathcal{K}_{by} C^2) \psi_{m1} - \mathcal{K}_{\psi} \psi_c - \\ - 2\mathcal{K}_{bx} B^2 (\psi_{11} + \psi_{21}) - \mathcal{K}_{by} C (y_{11} - y_{21}) = 0;$$

$$J_{m2} \ddot{\psi}_{m2} + (\beta_{\psi}^* + 4\beta_{bx} B^2 + 2\beta_{by} C^2) \dot{\psi}_{m2} - \beta_{\psi}^* \dot{\psi}_c - 2\beta_{bx} B^2 (\dot{\psi}_{12} + \dot{\psi}_{22}) - \\ - \beta_{by} C (\dot{y}_{12} - \dot{y}_{22}) + (\mathcal{K}_{\psi}^* + 4\mathcal{K}_{bx} B^2 + 2\mathcal{K}_{by} C^2) \psi_{m2} - \mathcal{K}_{\psi}^* \psi_c - \\ - 2\mathcal{K}_{bx} B^2 (\psi_{12} + \psi_{22}) - \mathcal{K}_{by} C (y_{12} - y_{22}) = 0;$$

У буксових вузлах застосовані пружні повідці, що призводить до поділу мас колісно-моторних блоків і візків у напрямку розглянутих координат. Рівняння коливання колісних пар ($j=1...2$; $k=1...3$)

$$m \ddot{y}_{jk} - \beta_{by} \dot{y}_{mk} - \beta_{by} C \dot{\psi}_{mk} - \mathcal{K}_{by} y_{mk} - \mathcal{K}_{by} C \psi_{mk} = \\ = \sum_{i=1}^2 (S_{ijk} + H_{ijk}) \quad (3.48)$$

$$J \ddot{\psi}_{jk} + 2\beta_{bx} B^2 \dot{\psi}_{jk} - 2\beta_{bx} B^2 \dot{\psi}_{mk} + \mathcal{K}_{bx} B^2 \psi_{jk} - 2\mathcal{K}_{bx} B^2 \psi_{mk} = \\ = (S_{1jkx} - S_{2jkx}) A;$$

$$J_y \ddot{\phi}_{jk} = \sum_{i=1}^2 S_{ijkx} R_{ijk}.$$

Восьми-вісні секції з чотиривісними складеними візками типу TE136

Ходова частина тепловоза TE136 включає два чотиривісні візки, що складаються кожний з двох двовісних із зустрічним розташуванням двигунів на кожній осі. Двовісні візки зчленовані між собою через низько розташовану балку-балансир з гніздом для шкворневого вузла.

Конструкція восьми-вісного візка описується наступними рівняннями зв'язків

$$y_{mk} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 y_{jk}; \quad \psi_{mk} = \frac{1}{2C} (y_{2k} - y_{1k});$$

$$y_{31} = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^2 y_{jk}; \quad y_{32} = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^2 \sum_{k=3}^4 y_{jk}; \quad (3.49)$$

$$\psi_{31} = \frac{1}{4E} \sum_{j=1}^2 (y_{j2} - y_{j1}); \quad \psi_{32} = \frac{1}{4E} \sum_{j=1}^2 (y_{j4} - y_{j3});$$

$$y_c = \frac{1}{8} \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^4 y_{jk}; \quad \psi_c = \frac{1}{8D} \left(\sum_{j=1}^2 \sum_{k=3}^4 y_{jk} - \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^2 y_{jk} \right).$$

Система рівнянь руху складається з 24 диференціальних рівнянь другого порядку

$$A \times \ddot{\vec{y}} = \vec{Q}; \quad (3.50)$$

$$A = \left[\begin{array}{c|c|c} A_1(8 \times 8) & 0 & 0 \\ \hline 0 & A_2(8 \times 8) & 0 \\ \hline 0 & 0 & A_3(8 \times 8) \end{array} \right], \quad (3.51)$$

$$A_I = \begin{bmatrix} m_{np} & m_1 & m_2 & m_2 & m_3 & m_3 & m_3 & m_3 \\ m_1 & m_{np} & m_2 & m_2 & m_3 & m_3 & m_3 & m_3 \\ m_2 & m_2 & m_{np} & m_1 & m_3 & m_3 & m_3 & m_3 \\ m_2 & m_2 & m_1 & m_{np} & m_3 & m_3 & m_3 & m_3 \\ m_3 & m_3 & m_3 & m_3 & m_{np} & m_1 & m_2 & m_2 \\ m_3 & m_3 & m_3 & m_3 & m_1 & m_{np} & m_2 & m_2 \\ m_3 & m_3 & m_3 & m_3 & m_2 & m_2 & m_{np} & m_1 \\ m_3 & m_3 & m_3 & m_3 & m_2 & m_2 & m_1 & m_{np} \end{bmatrix}, \quad (3.52)$$

$$A_2 = \begin{vmatrix} J_z & 0 & \dots & 0 \\ 0 & J_z & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & J_z \end{vmatrix}; \quad A_3 = \begin{vmatrix} J_y & 0 & \dots & 0 \\ 0 & J_y & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & J_y \end{vmatrix};$$

$$m_{np} = \frac{m_c}{64} + \frac{m_B}{16} + \frac{m_m}{4} + \frac{J_c}{64D^2} + \frac{J_B}{16E^2} - \frac{J_m}{4C^2} + m;$$

$$\begin{aligned} m_1 &= \frac{m_c}{64} + \frac{m_B}{16} + \frac{m_m}{4} + \frac{J_c}{64D^2} + \frac{J_B}{16E^2} - \frac{J_m}{4C^2}; \\ m_2 &= \frac{m_c}{64} + \frac{m_B}{16} + \frac{J_c}{64D^2} - \frac{J_B}{16E^2}; \end{aligned} \quad (5.35)$$

$$m_3 = \frac{1}{64} \left(m_c - \frac{J_c}{D^2} \right).$$

$$\ddot{\mathbf{y}} = \begin{bmatrix} \ddot{y}_{11} \\ \dots \\ \ddot{y}_{24} \\ \ddot{\psi}_{11} \\ \dots \\ \ddot{\psi}_{24} \\ \ddot{\phi}_{11} \\ \dots \\ \ddot{\phi}_{24} \end{bmatrix}; \quad \bar{\mathbf{Q}} = \begin{bmatrix} F_{y11} \\ \dots \\ F_{y24} \\ M_{\psi 11} \\ \dots \\ M_{\psi 24} \\ M_{\phi 11} \\ \dots \\ M_{\phi 24} \end{bmatrix}; \quad \begin{aligned} F_{y(j=1\dots 2; k=1\dots 4)} &= \sum_{i=1}^2 (S_{yk} + H_{ijk}) + \\ &+ F_{byjk}; \\ M_{\psi(j=1\dots 2; k=1\dots 4)} &= (S_{x1jk} - S_{x2jk})A - \\ &- (F_{bx1jk} - F_{bx2jk})B; \\ M_{\phi(j=1\dots 2; k=1\dots 4)} &= M_{dj} - \sum_{i=1}^2 S_{xik} R_{ijk}. \end{aligned} \quad (3.54)$$

В (3.54) F_{byjk} – зведені буксові реакції від дії опорно-зворотних пристроїв в сполученні кузова з балансирами і балансирів з візками.

Введено наступні позначення:

M_{c1} , M_{c2} – зворотні моменти в сполученні кузова з балансирами;

M_{T1} , M_{T2} , M_{T3} , M_{T4} – зворотні моменти в сполученні балансирів з рамами візків.

Величини указаних моментів залежать від відносних переміщень и швидкостей сполучених елементів

$$M_{cj(j=1...2)} = M_c(\Delta_{\psi cj}, \dot{\Delta}_{\psi cj}); \quad M_{mj(j=1...4)} = M_m(\Delta_{\psi mj}, \dot{\Delta}_{\psi mj});$$

$$\Delta_{\psi cl} = \psi_{bl} - \psi_c; \quad \dot{\Delta}_{\psi cl} = \dot{\psi}_{bl} - \dot{\psi}_c;$$

$$\Delta_{\psi mk} = \psi_{mk} - \psi_{bl}; \quad \dot{\Delta}_{\psi k} = \dot{\psi}_{mk} - \dot{\psi}_{bl};$$

$$\psi_{bl} = \frac{1}{4E}(y_{12} + y_{22} - y_{11} - y_{21}); \quad (3.55)$$

$$\psi_{b2} = \frac{1}{4E}(y_{14} + y_{24} - y_{13} - y_{23});$$

$$\psi_c = \frac{1}{8D}(y_{13} + y_{23} + y_{14} + y_{24} - y_{11} - y_{21} - y_{12} - y_{22});$$

$$\psi_{mk(k=1...4)} = \frac{1}{2C}(y_{2k} - y_{1k}); \quad \dot{\psi}_{mk} = \frac{1}{2C}(\dot{y}_{2k} - \dot{y}_{1k});$$

$$\dot{\psi}_{bl} = \frac{1}{4E}(\dot{y}_{12} + \dot{y}_{22} - \dot{y}_{11} - \dot{y}_{21}); \quad \dot{\psi}_{b2} = \frac{1}{4E}(\dot{y}_{14} + \dot{y}_{24} - \dot{y}_{13} - \dot{y}_{23});$$

(3.56)

$$\dot{\psi}_c = \frac{1}{8D}(\dot{y}_{13} + \dot{y}_{23} + \dot{y}_{14} + \dot{y}_{24} - \dot{y}_{11} - \dot{y}_{21} - \dot{y}_{12} - \dot{y}_{22});$$

$$F_{by11} = F_{m1} + \frac{F_{cl}}{2} - \frac{F_{b1}}{2} - \frac{F_c}{4} - F_{b1};$$

$$F_{by21} = -F_{m1} + \frac{F_{cl}}{2} - \frac{F_{b1}}{2} - \frac{F_c}{4} + F_{b1};$$

$$F_{by12} = F_{m2} - \frac{F_{cl}}{2} + \frac{F_{b1}}{2} - \frac{F_c}{4} - F_{b2}; \quad (3.56)$$

$$\begin{aligned}
F_{by22} &= -F_{m2} - \frac{F_{c1}}{2} + \frac{F_{b1}}{2} - \frac{F_c}{4} + F_{b2}; \\
F_{by13} &= F_{m3} + \frac{F_{c2}}{2} - \frac{F_{b2}}{2} + \frac{F_c}{4} - F_{b3}; \\
F_{by23} &= -F_{m3} + \frac{F_{c2}}{2} - \frac{F_{b2}}{2} + \frac{F_c}{4} + F_{b3}; \\
F_{by14} &= F_{m4} - \frac{F_{c2}}{2} + \frac{F_{b2}}{2} + \frac{F_c}{4} - F_{b4}; \\
F_{by24} &= -F_{m4} - \frac{F_{c2}}{2} + \frac{F_{b2}}{2} + \frac{F_c}{4} + F_{b4};
\end{aligned} \tag{3.57}$$

$$F_{kl} \ (k=1...4) = \frac{M_{mk}}{C}; \quad F_{cl} \ (l=1...2) = \frac{M_{cl}}{E}; \quad F_c = \frac{M_{c1} + M_{c2}}{D};$$

$$F_{b1} = \frac{M_{m1} + M_{m2}}{E}; \quad F_{b2} = \frac{M_{m3} + M_{m4}}{E};$$

$$F_{bk \ (k=1...4)} = \frac{B}{2C} (F_{bx11k} + F_{bx12k} - F_{bx21k} - F_{bx22k}).$$

Локомотив з візками з проміжними рамами типу TEM7

Маневрово-вивозний тепловоз TEM7 має два чотиривісні візки, які складаються з двовісних безщелепних візків, з'єднаних з проміжними рамами маятниковими підвісками. Сили тяги від двовісних візків на проміжні рами передаються через шарнірно-важільні тягові механізми, що включають горизонтальні і нахилені тяги. Особливістю цього тепловоза є дуже маленький мінімальний радіус вписування – 80 м.

Переміщення кузова і проміжних рам візків зв'язані наступними співвідношеннями

$$y_c = \frac{y_{B1} + y_{B2}}{2}; \quad \psi_c = \frac{y_{B2} - y_{B1}}{2E}. \quad (3.58)$$

Рівняння для проміжних балок мають вигляд

$$\begin{aligned} \left(\frac{m_c}{4} + m_B + \frac{J_c}{4E^2} \right) \ddot{y}_{B1} + \left(\frac{m_c}{4} - \frac{J_c}{4E^2} \right) y_{B2} &= F_{c1} - F_{m1} - F_{m2}; \\ \left(\frac{m_c}{4} + m_B + \frac{J_k}{4E^2} \right) \ddot{y}_{B2} + \left(\frac{m_c}{4} - \frac{J_c}{4E^2} \right) y_{B1} &= F_{c2} - F_{m3} - F_{m4}. \end{aligned} \quad (3.59)$$

Реакції в сполученнях кузова з проміжними балками – F_{c1} , F_{c2} і балок з візками – $F_{m1} \dots F_{m4}$ залежать від взаємних переміщень і швидкостей переміщень сполучених елементів, а також характеристик відповідних зв'язків.

Рівняння руху візків ($k=1 \dots 4$)

$$m_m y_{mk} = F_{mk} - \sum_{j=1}^2 F_{byjk}; \quad (3.60)$$

$$J_{\bar{m}} \ddot{\psi}_{mk} = M_{mk} + (F_{by1k} - F_{by2k})C + (F_{bx1jk} - F_{bx2jk})A.$$

Рівняння руху колісних пар

$$m \ddot{y}_{jk} = \sum_{i=1}^2 (S_{yijk} + H_{ijk}) - F_{byjk};$$

$$J_y \ddot{\psi}_{jk} = (S_{x1jk} - S_{x2jk}) - (F_{bx1jk} - F_{bx2jk})A; \quad (3.61)$$

$$J_y \ddot{\phi}_{jk} = \sum_{i=1}^2 S_{xijk} R_{ijk}.$$

3.4. Моделі електро-поїздів і дизель-поїздів, пасажирських вагонів, трамваїв і вагонів метрополітену

Ходові частини вагонів, з одного боку значно простіше, через відсутність осьових двигунів, а з іншого, при їх конструюванні є більше можливостей для застосування різних удосконалень, спрямованих на поліпшення динамічних якостей рухомого складу. Наприклад, якщо для локомотивів радіально-встановлювані колісні пари є далекою перспективою, то для вагонів в багатьох країнах це серійна конструкція. Електропоїзди та дизель-поїзди займають в цьому відношенні проміжне місце.

Практично на всіх пасажирських вагонах, електропоїздів і дизель-поїздів використовуються в ходовій частині двовісні візки.

До сих пір в Україні експлуатувались приміські поїзди двох серій: дизель-поїзди ДР1 і електропоїзди серії ЕР.

В механічній частині ДР1 застосований ряд оригінальних технічних рішень, зокрема пружини кузовної ступені ресорного підвішування використовуються в ньому, як пружні елементи, не тільки вертикального, але і поперечного зв'язку кузова з візками. Раму візка опущено нижче буксових вузлів типу важеля.

Електропоїзди серії ЕР різних модифікацій мають багато спільного в конструкції ходової частини. Ресорне підвішування – двоступеневе з фрикційними гасителями в буксовій і гідравлічними в кузовній ступені. Зв'язок кузова з візками здійснюється люлечним механізмом. Найбільш досконалими є візки електропоїзда ЕР200.

Розвиток пасажирського руху за кордоном завжди йшов по шляху вдосконалення електропоїздів, спрямованого на підвищення максимальних швидкостей руху. У ряді країн (Франція, Японія, Німеччина) рух електропоїздів зі швидкостями до 250-300 км/год давно є звичайним. Досягненню регулярного сполучення з такими швидкостями передували тривалі дослідження конструкції візків і ресорного підвішування. Треба, однак, відзначити, що не меншу увагу за кордоном завжди приділяли конструкції, якості та стану рейкової колії. Для швидкісного пасажирського руху, як правило, створювалися спеціальні лінії. Без комплексного вирішення питань рухомого складу та колії досягти високих швидкостей руху вельми важко.

Конструкції візків зарубіжних швидкісних електро-поїздів мало відрізняються за принциповою схемою, проте мають і ряд індивідуальних особливостей.

Двовісний моторний візок електропоїзда TGV (Франція) характерний тим, що тягові електродвигуни разом з редуктором закріплені на кузові, а крутний момент до осей передається через муфти типу «Трипод», відомі своєю високою надійністю в експлуатації. Електропоїзду TGV належить рекорд швидкості на залізниці – 574,8 км/год, встановлений в 2007р. на лінії Париж-Ліон. Попередній рекорд також був встановлений французьким TGV фірми Alstom.

На електропоїздах Німеччини використовуються близькі за конструкцією візки L-GSG4 (поїзда BD4, RBDe4). Другий ступінь ресорного підвішування – гвинтові пружини і гумометалеві елементи; букси – одно-поводкові; опорно-рамне підвішування тягових електродвигунів з осьовими редукторами.

На електропоїздах приміських ліній Швейцарії встановлені візки L-GA2T.

Модернізовані візки L-AK-M встановлені також на голландських приміських електропоїздах.

На електропоїздах далекого сполучення Голландії ICM використовують візки типу L-GA2, на дизель-поїздах DH2 – візки L-S2G4.

На високошвидкісних пасажирських лініях Франції і Фінляндії використовують вагони з візками L-GSG2.

Ходова частина більшості пасажирських вагонів, має два двовісні візки.

На вагонах, що мають обіг в Україні, в основному використовують візки KB3-ЦНП, які уніфіковані для всіх пасажирських вагонів далекого і міжобласного сполучення, а також і для приміських електропоїздів. Ці візки мають двоступеневе ресорне підвішування. Центральне підвішування має люлечну конструкцію. Буксові підвішування виконано з гвинтових пружин і забезпечено клиновими гасниками коливань. Цей ступінь підвішування виконує не тільки призначення первинного підвішування, а й забезпечує пружний зв'язок колісної пари з рамою візка в горизонтальній площині.

Конструкції візків пасажирських вагонів в країнах Європи, Азії і Америки дуже різноманітні і істотно відрізняються в залежності від класу вагона або поїзда.

Німецький візок «Minden-Deutz» послужив у якості прототипу для типового візка вагонів далекого сполучення в Західній Європі. Він має подвійне під-

вішування. У буксовій безщелепній ступені зв'язок букс з рамою візка здійснюється через плоскі пружні сталеві буксові повідці. Розроблені конструкції візків уніфіковані для пасажирських вагонів і причіпних вагонів дизель-поїздів зі швидкостями руху до 200 км/год.

На пасажирських лініях Японії найбільш розповсюдженим є візок моделі *DT-200*, який призначений для руху зі швидкостями до 250 км/год. В буксовому вузлу використана повідцева конструкція зв'язку з рамою візка. Жорсткість першої ступені пневмопідвішування – 1,1 кН/мм; жорсткість центрального підвішування у вертикальному напрямку – 0,45 кН/мм, в поперечному – 0,36 кН/мм. Вага візка з тяговими двигунами – 10 т; база – 2,5 м; колія – 1,435 м.

У світовій практиці відомі ще два серійних візка з пневматичним підвішуванням «*Pioneer*» (США) для приміських вагонів і R28 – для магістральних залізних доріг Франції і Німеччини.

Одним з перспективних візків для пасажирських вагонів є візок ТСК-1, спроектований для поїзда РТ-200 для швидкістю руху до 250 км/год. Основними відмінностями від серійних конструкцій є пневматичне підвішування і вдосконалений поздовжній зв'язок колісних пар з рамою візка.

Конструкція візка, подібна візку МСЖД, використовується на вагонах метрополітену типу Е (Ем, Ема, Емх, Еж, Ежз) і І.

Практично всі трамваї що експлуатуються у світі використовують двовісні візки. Іноді вони встановлюються на 6-вісних зчленованих вагонах, наприклад Австрійські трамваї Е6 і С6, або німецькі «Трам 2000», але частіше це 4-вісні вагони, наприклад, типу CLRV (Канада), Вt або Ве 8/8.

Незважаючи на різноманітність конструктивних рішень ходових частин з осьюовою формулою 20-20 або 2-2, розрахункові схеми практично всіх пасажирських вагонів і електропоїздів та дизель-поїздів однакові і описуються одними рівняннями руху.

Рівняння бокових коливань кузова

$$m_c \ddot{y}_c = F_{c1} + F_{c2};$$

$$J_c \ddot{\varphi}_c = (F_{c2} - F_{c1})D + \sum_{k=1}^2 M_{ck} . \quad (3.62)$$

Величини реакцій в сполученні кузова з візками залежать від відносних переміщень (і швидкостей) кузова і візків і характеристик сполучення відповідно в поперечному і кутовому напрямку.

Рівняння бокових коливань візків ($k=1,2$)

$$m_m \ddot{y}_{mk} = \sum_{j=1}^2 F_{byjk} - F_{ck} ; \quad (3.63)$$

$$J_m \ddot{\psi}_{mk} = (F_{by2k} - F_{by1k})C - M_{ck} .$$

Рівняння вилання, поперечного віднесення і обертання колісних пар ($j=1,2$; $k=1,2$)

$$m \ddot{y}_{jk} = \sum_{i=1}^2 (S_{yk} + H_{ijk}) - F_{byjk} ;$$

$$J \ddot{\psi}_{jk} = (S_{x1jk} - S_{x2jk})A - (F_{bx1jk} - F_{bx2jk})B ; \quad (3.64)$$

$$J_y \ddot{\phi}_{jk} = \sum_{i=1}^2 S_{xijk} R_{ijk} .$$

3.5. Математичні моделі вантажних вагонів

Основним типом візків для вантажних вагонів, які експлуатуються на залізницях України, Росії і країн колишнього СНД є двовісний візок моделі 18-100 (ЦНИИ-ХЗ-О). Їх використовують для всіх чотиривісних магістральних вагонів, а також в чотиривісних візках восьми-вісних напів-вагонів і цистерн.

Модель чотиривісного вагона з візками типу 18-100 складається з 11 мас: кузов вагону, дві шкворневі балки, чотири боковини і чотири колісних пари.

У візку використовуються два пружинних комплекти, кожен з яких складається з сімох дворядних пружин.

Рівняння горизонтальних коливань кузова

$$m_c \ddot{y}_c = \sum_{k=1}^2 F_{ck} ; \quad (3.65)$$

$$J_c \ddot{\psi}_c = (F_{c2} - F_{c1})D + \sum_{k=1}^2 M_{ck} .$$

Рівняння горизонтальних коливань шкворневих балок візків (k=1,2)

$$m_{III} \ddot{y}_{III} = -F_{ck} + \sum_{l=1}^2 F_{Blky} ; \quad (3.66)$$

$$J_{III} \ddot{\psi}_{IIIk} = -M_{ck} + (F_{B1kx} - F_{B2kx})L + \sum_{l=1}^2 M_{Blk} .$$

Збірні рами візків мають порівняно низьку паралелограмну жорсткість і, відповідно, низький опір поздовжньому відносному переміщенню боковин. У той же час, вони мають велику міжосьову жорсткість при відносному повороті колісних пар в плані.

Рівняння горизонтальних коливань боковин рам візків (l=1,2; k=1,2) мають наступний вигляд

$$m_B \ddot{y}_{Blk} = -F_{Blky} + \sum_{j=1}^2 F_{byjk} ;$$

$$m_B \ddot{x}_{Blk} = -F_{Blkx} + \sum_{j=1}^2 F_{bxljk} ; \quad (3.67)$$

$$J_B \ddot{\psi}_{Blk} = -M_{Blk} + \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^2 M_{bijk} + (F_{by2k} - F_{by1k})C .$$

Рівняння горизонтальних коливань колісних пар (k=1,2; j=1,2)

$$m\ddot{y}_{jk} = F_{byjk} + \sum_{i=1}^2 (S_{yijk} + H_{ijk});$$

$$J\ddot{\psi}_{jk} = -M_{bijk} + (S_{x1jk} - S_{x2jk})A - (F_{bx1jk} - F_{bx2jk})B; \quad (3.68)$$

$$J_y\ddot{\phi}_{jk} = \sum_{i=1}^2 S_{xijk}R_{ijk}.$$

Для шости-вісних вантажних вагонів випускаються тривісні візки типу 18-102. Ці візки мають дві бічні напів-рами зчленованого типу, які забезпечують рівномірну передачу навантаження на всі три колісні пари.

Кожна бічна напів-рама спирається одним кінцем безпосередньо на корпус букси крайньої колісної пари, а іншим на дальній кінець балансира, що у свою чергу спирається на корпус букси середньої колісної пари.

Рівняння горизонтальних коливань кузова шости-вісного вантажного вагону мають наступний вигляд

$$m_c\ddot{y}_c = \sum_{k=1}^2 F_{ck}; \quad (3.69)$$

$$J_c\ddot{\psi}_c = (F_{c2} - F_{c1})D + \sum_{k=1}^2 M_{ck}.$$

Рівняння горизонтальних коливань шкворневих балок візків ($k=1,2$)

$$m_{III}\ddot{y}_{IIIk} = -F_{ck} + \sum_{l=1}^4 F_{Blky}; \quad (3.70)$$

$$J_{III}\ddot{\psi}_{IIIk} = -M_{ck} + (F_{B1kx} + F_{B3kx} - F_{B2kx} - F_{B4kx})L + \\ + (F_{B4k} + F_{B4k} - F_{B1k} - F_{B2k})E + \sum_{l=1}^4 M_{Blk}.$$

Рами візків 18-102, як і візків 18-100, мають рухливі боковини, що забезпечують низьку паралелограмну жорсткість, але велику міжосьову жорсткість при повороті колісних пар в плані. Рівняння горизонтальних коливань боковин рам візків ($l=1,2; k=1,2$)

$$m_B \ddot{y}_{Bk} = -F_{Bky} + \sum_{j=1}^3 F_{byjk} ;$$

$$m_B \ddot{x}_{Bk} = -F_{Bkx} + \sum_{j=1}^3 F_{bxjk} ; \quad (3.71)$$

$$J_B \ddot{\psi}_{Bk} = -M_{Bk} + \sum_{j=1}^3 \sum_{i=1}^2 M_{bij} + (F_{by3k} - F_{by1k}) C .$$

Рівняння горизонтальних коливань колісних пар ($k=1,2; j=1,3$)

$$m \ddot{y}_{jk} = -F_{byjk} + \sum_{i=1}^2 (S_{yijk} + H_{ijk}) ;$$

$$J \ddot{\psi}_{jk} = -M_{bij} + (S_{x1jk} - S_{x2jk}) A - (F_{bx1jk} - F_{bx2jk}) B ; \quad (3.72)$$

$$J_y \ddot{\phi}_{jk} = \sum_{i=1}^2 S_{xijk} R_{ijk} .$$

Восьми-вісні вантажні вагони випускаються з чотиривісними візками типу 18-101. Візки збираються з двох візків 18-100 і поздовжньої зв'язуючої балки.

Рівняння горизонтальних коливань кузова

$$m_c \ddot{y}_c = \sum_{k=1}^2 F_{ck} ; \quad (3.73)$$

$$J_c \ddot{\psi}_c = (F_{c2} - F_{c1}) D + \sum_{k=1}^2 M_{ck} .$$

Рівняння горизонтальних коливань поздовжніх балок візків

$$\begin{aligned}
m_{\Pi} \ddot{y}_{\Pi 1} &= -F_{c1} + \sum_{k=1}^2 F_{\Pi k y} ; \\
m_{\Pi} \ddot{y}_{\Pi 2} &= -F_{c2} + \sum_{k=3}^4 F_{\Pi k y} ;
\end{aligned} \tag{3.74}$$

$$J_{\Pi} \ddot{\psi}_{\Pi 1} = -M_{c1} + (F_{\Pi 2 y} - F_{\Pi 1 y})E + \sum_{k=1}^2 M_{\Pi k} ;$$

$$J_{\Pi} \ddot{\psi}_{\Pi 2} = -M_{c2} + (F_{\Pi 4 y} - F_{\Pi 3 y})E + \sum_{k=3}^4 M_{\Pi k} .$$

Рівняння горизонтальних коливань поперечних шкворневих балок візків (k=1,4)

$$m_{\Pi} \ddot{y}_{\Pi k} = -F_{\Pi k y} + \sum_{l=1}^2 F_{\Pi l k y} ; \tag{3.75}$$

$$J_{\Pi} \ddot{\psi}_{\Pi k} = -M_{ck} + (F_{\Pi 1 k x} - F_{\Pi 2 k x})L + \sum_{l=1}^2 M_{\Pi l k} .$$

Рівняння горизонтальних коливань боковин рам візків (l=1,2; k=1,4)

$$m_{\Pi} \ddot{y}_{\Pi k} = -F_{\Pi k y} + \sum_{j=1}^2 F_{\Pi j k y} ;$$

$$m_{\Pi} \ddot{x}_{\Pi k} = -F_{\Pi k x} + \sum_{j=1}^2 F_{\Pi j k x} ; \tag{3.76}$$

$$J_{\Pi} \ddot{\psi}_{\Pi k} = -M_{\Pi k} + \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^2 M_{\Pi i j k} + (F_{\Pi 2 k} - F_{\Pi 1 k})C .$$

Рівняння горизонтальних коливань колісних пар (k=1,4; j=1,2)

$$m\ddot{y}_{jk} = -F_{byjk} + \sum_{i=1}^2 (S_{yjk} + H_{ijk});$$

$$J\ddot{\psi}_{jk} = -M_{bijk} + (S_{x1jk} - S_{x2jk})A - (F_{bx1jk} - F_{bx2jk})B; \quad (3.77)$$

$$J_y\ddot{\phi}_{jk} = \sum_{i=1}^2 S_{xijk}R_{ijk}.$$

В країнах Західної Європи в парку вантажних вагонів переважають чотиривісні вагони. Основним типом візка на дорогах країн європейського союзу є модель R25C у декількох модифікаціях.

Рами візків мають жорстку замкнену конструкцію, яка складається з двох поздовжніх, однієї шкворневої і двох кінцевих поперечних балок.

На залізницях США і Канади використовуються візки, більшість з яких подібна візкам ЦНИИ-ХЗ-О.

3.6. Моделювання зв'язків між окремими частинами екіпажів

По принципу математичного описання характеристик зв'язків між окремими елементами екіпажу їх можна розділити на дві групи.

До першої групи відносяться зв'язки, які мають лінійні характеристики, що входять до рівняння Лагранжа у вигляді постійних коефіцієнтів при частинних похідних.

Лінійними, зазвичай, вважають поздовжні і поперечні зв'язки в буксових повідкових вузлах, які не мають поперечного розбігу. Ці зв'язки представлені жорсткістю з коефіцієнтами J_{bx} , J_{by} і коефіцієнтами демпфірування – β_{bx} , β_{by} .

Параметри інших зв'язків найчастіше – нелінійні. Відповідно до прийнятої системи координат будемо розглядати тільки поперечні і кутові в плані зв'язки кузова з візками.

Поперечний зв'язок кузова з візками має два варіанти виконання – жорсткий і пружний. Жорсткий зв'язок характерний для спирання кузова на візки через плоску циліндричну або сферичну п'яту або при наявності жорсткого

шворня.

Пружний зв'язок забезпечується різними засобами і має великий діапазон характеристик. Відомі такі конструктивні варіанти її виконання:

- маятникові опори з пружинним зворотним механізмом;
- люлечне підвішування;
- шворінь з пружним поперечним переміщенням;
- підвішування типу «Флексикойл»;
- пневматичні або гумо-металеві ресори.

Зв'язок з маятниковими опорами застосовано на локомотивах СС7100, ВВ1650, Ф, ФП, ВЛ60, ТЕП60. Він має характеристики з попередніми стисненням зворотних пружин. Жорсткість однієї маяткової опори в поперечному напрямку визначається за формулою

$$J_y = \frac{F_0}{y} + \frac{J_{pp}}{2} - \frac{P}{2\sqrt{l^2 - y^2}}, \quad (3.78)$$

де F_0 , J_{pp} – сила попереднього затягування і жорсткість пружини зворотного пристрою;

l – висота маяткової опори;

P – вага кузова.

Кутова в плані жорсткість маяткового механізму при двох опорах, встановлених на відстані C може бути визначена

$$J_\psi = 0,5J_y C^2. \quad (3.79)$$

Треба відзначити, що класичне маятникове підвішування, яке відрізнялося спочатку своєю простотою, піддалося значній модернізації, в основному, через слабе демпфірування коливань виляння, і ускладнилося установкою додаткових опор із ковзунами.

Конструктивне поєднання шворневого вузла з пружинним зворотним пристроєм в поперечному напрямку характерно для великої групи локомотивів: ВЛ10, ВЛ80, ТЕ10В, ТЕ10М, ТЕ116, ТЕ109, ТЕ120, ТЕ132.

Пружний зворотний пристрій може працювати паралельно з гумо-

металевими опорами, які мають високий в'язко-пружний опір, або ковзунами – з опором сухого тертя. Зворотний момент може створюватися також роликовими опорами з профільованими плитами.

На електропоїздах EP1 і вагонах метрополітену серій Г, Д, Е кузов спирається через центральну сферичну опору на проміжний люлечний брус, який через пружні елементи другого ступеня ресорного підвішування спирається на люльку. Квazіпружні зворотні сили люлечного механізму мають гравітаційну природу. Люлечне підвішування має недостатнє демпфірування коливань виляння, в зв'язку з чим з'явилося кілька удосконалених конструкцій люлечного підвішування, зокрема, застосовуються на електропоїздах EP2, EP9, EP22.

Найбільш простим конструктивним рішенням опорно-зворотного пристрою вважається пружинне підвішування типу «Флексикойл», де пружини працюють як у вертикальному, так і в поперечному напрямку. Таке підвішування застосовується на електровозах E151, E120, електропоїзді TGV, дизель-поїздах ДР1, ДР2, тепловозах ТГ16, ТЕП70.

Як зазначалось вище, характеристики зв'язків колісних пар з рамою візка при повідковій конструкції буксового вузла близькі до лінійних і, тому при моделюванні є можливість враховувати їх у вигляді постійних коефіцієнтів при частинних похідних рівнянь Лагранжа. Розглянемо нелінійні характеристики зв'язку з цим: для щелепної букси і для випадку установки колісної пари в буксі з осьовим зазором (поперечним розбігом).

Хоча, як при виготовленні, так і в експлуатації, поздовжній зазор в щелепах буксових вузлів прагнуть зробити близьким до нуля, на практиці він завжди є і досягає величин 0,5...2,5 мм, що, як відомо, значно впливає на звивистий рух колісних пар.

Якщо позначити сумарний поздовжній зазор в буксовому вузлі $2\Delta x_0$, характеристика подовжнього зв'язку колісної пари з буксами матиме вигляд

$$\begin{aligned} \text{при } \Delta x < -\Delta x_0, \quad F_{bx} &= J_{bx}(\Delta x + \Delta x_0); \\ \text{при } -\Delta x_0 < \Delta x < \Delta x_0, \quad F_{bx} &= 0; \\ \text{при } \Delta x > \Delta x_0, \quad F_{bx} &= J_{bx}(\Delta x - \Delta x_0), \end{aligned} \quad (3.80)$$

де J_{bx} – жорсткість контакту корпусу букси з направляючими щелеп;

Δx – поздовжнє переміщення середини шийки осі колісної пари щодо щелеп буксового вузла.

Для випадку наявності в сполученні колісної пари з корпусом букси осьового зазору введемо такі позначення:

δ_o – однобічний вільний осьовий зазор (розбіг) в буксовому вузлу;

$F_{тр}$ – сила тертя, яка перешкоджає осьовому переміщенню шийки осі колісної пари відносно корпусу букси;

$F_{п}$ – попередня затяжка пружин осьового упору;

J_{by} – жорсткість осьового упору буксового сполучення.

Реакції в буксах можуть бути описані наступними співвідношеннями

при: $\Delta y < -\Delta y_o$; $F_{by} = -(\Delta y + \delta_o)J_{by} - F_{п} - F_{тр} \text{sign}(\dot{\Delta}_y)$;

$$\Delta y_o < \Delta y < \Delta y_o ; \quad F_{by} = -F_{тр} \text{sign}(\dot{\Delta}_y); \quad (3.81)$$

$$\Delta y > \Delta y_o ; \quad F_{by} = (\Delta y + \delta_o)J_{by} + F_{п} - F_{тр} \text{sign}(\dot{\Delta}_y).$$

4. МОДЕЛЮВАННЯ ЗОВНІШНЬОГО КЕРУЮЧОГО ВПЛИВУ

4.1. Узагальнені контактні і буксові реакції

Силова контактна взаємодія колеса і рейки є складною для описання і в той же час дуже важливою для дослідження питань динаміки фрикційної взаємодії екіпажів та колії і управління екіпажів рейковою колією. У загальному випадку контактування колеса з рейкою відбувається по двох контактних площинах: на поверхні кочення і на гребні. Спрощено контакт розглядається, як двох-точковий. При цьому, головний вектор сил контактної взаємодії i -го колеса ($i=1$ – для лівого колеса, $i=2$ – для правого), j -тої колісної пари, k -того візка з рейкою має наступну структуру

$$\vec{F}_{ijk} = \vec{N}_{ijkI} + \vec{N}_{ijkII} + \vec{S}_{ijkI} + \vec{S}_{ijkII}, \quad (4.1)$$

де $\vec{N}_{ijkI}$, $\vec{N}_{ijkII}$, $\vec{S}_{ijkI}$, $\vec{S}_{ijkII}$ – головні вектори нормальних реакцій і сил зчеплення першого (основного) і другого (гребеневого) контактів

$$\vec{N}_{ijkI} = \vec{P}_{ijkI} + \vec{H}_{ijkI} ; \quad \vec{N}_{ijkII} = \vec{P}_{ijkII} + \vec{H}_{ijkII} ,$$

де $\vec{P}_{ijkI}$, $\vec{H}_{ijkI}$, $\vec{P}_{ijkII}$, $\vec{H}_{ijkII}$ – вертикальні і горизонтальні поперечні (гравітаційні) складові нормальних контактних реакцій, причому

$$H_{ijkI} = P_{ijkI} \cdot g_{ijkI}; \quad H_{ijkII} = P_{ijkII} \cdot g_{ijkII}, \quad (4.2)$$

де $g_{ijkI} = \text{tg}(\gamma_{ijkI})$, $g_{ijkII} = \text{tg}(\gamma_{ijkII})$ – умовні конусності профілів коліс у відповідних точках контактів;

γ_{ijkI} , γ_{ijkII} – кути нахилу до горизонту загальних дотичних у відповідних центрах контактів профілів колеса і рейки.

При статичному вертикальному навантаженні на колесо P_0

$$P_0 = P_{ijkI} + P_{ijkII}. \quad (4.3)$$

Сумарна гравітаційна складова H_{ijk} від двох контактів визначається як сума двох реакцій $\vec{H}_{ijkI}$ і $\vec{H}_{ijkII}$, причому

$$H_{ijk} = P_0 [k_{ijk} g_{ijkI} + (1 - k_{ijk}) g_{ijkII}]. \quad (4.4)$$

де k_{ijk} – коефіцієнт, який враховує розподіл вертикального навантаження між контактами I і II із значеннями від 0 до 1. При лінійному законі зміна навантажень від P_{ijkI} до P_{ijkII} при двох-точковому контактуванні $dy_I \leq dy_{jk} \leq dy_{II}$, отримаємо

$$P_{ijkI} = P_0 k_{ijk}; \quad P_{ijkII} = P_0 (k_{ijk} - 1), \quad (4.5)$$

де
$$k_{ijk} = \frac{dy_{jk} - dy_I}{dy_{II} - dy_I};$$

d_{yjk} – поперечне поточне переміщення профілю колеса відносно рейки;

d_{yI} , d_{yII} – поперечні зміщення профілю колеса відносно рейки в точках входу і виходу з двох-точкового контактування.

Значення d_{yI} і d_{yII} , які залежать від конкретних профілів поверхонь кочення колеса і рейки.

Контактні сили зчеплення мають просторову структуру

$$\begin{aligned} \vec{S}_{ijkI} &= \vec{S}_{xijk} + \vec{S}_{yijkI} + \vec{S}_{zijkI}; \\ \vec{S}_{ijkII} &= \vec{S}_{xijkII} + \vec{S}_{yijkII} + \vec{S}_{zijkII}, \end{aligned} \quad (4.6)$$

де $\vec{S}_{xijk}$, $\vec{S}_{yijk}$, $\vec{S}_{zijk}$ – поздовжні, поперечні і вертикальні складові у відповідних точках контактів.

Реакцію $\vec{S}_{zijkI}$ можна знехтувати, через те, що її величина пов'язана з попередженням торкання і тому для I-го контакту є незначною.

Значення інших складових визначаються з наступних рівнянь:

$$S_{xijkl} = N_{ijkl} \psi_0 K_x(\varepsilon_{xijkl}, \varepsilon_{yijkl}); \quad S_{xijkII} = N_{ijkII} \psi_0 K_x(\varepsilon_{xijkII}, \varepsilon_{yijkII});$$

$$S_{yijkl} = N_{ijkl} \psi_0 K_y(\varepsilon_{xijkl}, \varepsilon_{yijkl}); \quad S_{yijkII} = N_{ijkII} \psi_0 K_y(\varepsilon_{xijkII}, \varepsilon_{yijkII}); \quad (4.7)$$

$$S_{zijkII} = N_{ijkII} \psi_0 K_z(\varepsilon_{zijkII}),$$

де: ε_{xijkl} , ε_{yijkl} , ε_{xijkII} , ε_{yijkII} , ε_{zijkII} – поздовжні, поперечні і вертикальні складові відносних проковзувань у відповідних контактах;

N_{ijkl} , N_{ijkII} – нормальні реакції в I-х і II-х контактах;

ψ_0 – граничний (фізичний) коефіцієнт зчеплення;

$K_x(\varepsilon_{xijk}, \varepsilon_{yijk})$, $K_y(\varepsilon_{xijk}, \varepsilon_{yijk})$, $K_z(\varepsilon_{zijk})$ – експериментальні характеристики зчеплення.

Характеристики зчеплення вводяться як зовнішні функції. Методика і результати експериментальних досліджень характеристик зчеплення описані в [104].

Відносні ковзання в контактах (поздовжні, поперечні і вертикальні) визначаються за формулами

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xijkI} &= \frac{V_{sxijkI}^*}{\dot{\phi}_{jk} R_{ijkI}}; & \varepsilon_{yijkI} &= \frac{V_{syijkI}^*}{\dot{\phi}_{jk} R_{ijkI}}; & \varepsilon_{xijkII} &= \frac{V_{sxijkII}^*}{\dot{\phi}_{jk} R_{ijkII}}; \\ \varepsilon_{yijkII} &= \frac{V_{syijkII}^*}{\dot{\phi}_{jk} R_{ijkII}}; & \varepsilon_{zijkII} &= \frac{V_{szijkII}^*}{\dot{\phi}_{jk} R_{ijkII}}, \end{aligned} \quad (4.8)$$

де $\dot{\phi}_{jk}$ – кутова швидкість обертання колісної пари.

При виводі рівнянь для відносних ковзань введені такі позначення:

V_{sijkI} , V_{sijkII} – сумарні швидкості ковзань в контактах;

V_{sxijkI} , $V_{sxijkII}$, V_{syijkI} , $V_{syijkII}$, $V_{szijkII}$ – поздовжні, поперечні і вертикальні складові швидкостей ковзань в відповідних контактах в нерухомій системі координат XOY , зв'язаної з рейковою колією;

V_{sxijkI}^* , $V_{sxijkII}^*$, V_{syijkI}^* , $V_{syijkII}^*$, $V_{szijkII}^*$ – поздовжні, поперечні і вертикальні складові швидкостей ковзань в рухомих системах координат X_jOY_j , пов'язаних

з колесами;

V_{jk} – абсолютна швидкість руху геометричного центру колісної пари.

За позитивний напрямок швидкості ковзання прийнято напрямок, що відповідає позитивному значенню відповідної сили зчеплення.

$$\bar{V}_{sijkI} = \bar{V}_{sxijkI}^* + \bar{V}_{syijkI}^*;$$

$$V_{sx1jkI}^* = \dot{\phi}_{jk} R_{1jkI} - \dot{x}_{jk} - (\dot{y}_{jk} - \dot{y}_{p1jk}) \psi_{jk} - A \dot{\psi}_{jk};$$

$$V_{sx2jkI}^* = \dot{\phi}_{jk} R_{2jkI} - \dot{x}_{jk} - (\dot{y}_{jk} - \dot{y}_{p2jk}) \psi_{jk} + A \dot{\psi}_{jk};$$

$$V_{sy1jkI}^* = \dot{x}_{jk} \sin \psi_{jk} - \dot{y}_{jk} + \dot{y}_{p1jk};$$

$$V_{sy2jkI}^* = \dot{x}_{jk} \sin \psi_{jk} - \dot{y}_{jk} + \dot{y}_{p2jk},$$

$$\bar{V}_{sijkII} = \bar{V}_{sxijkII}^* + \bar{V}_{syijkII}^* + \bar{V}_{szijkII}^*, \quad (4.9)$$

$$V_{sx1jkII}^* = \dot{\phi}_{jk} R_{jkII}^* \cos \chi_{1jk} - \dot{x}_{jk} - (\dot{y}_{jk} - \dot{y}_{p1jk}) \psi_{jk} - A \dot{\psi}_{jk};$$

$$V_{sx2jkII}^* = \dot{\phi}_{jk} R_{2jkII}^* \cos \chi_{2jk} - \dot{x}_{jk} - (\dot{y}_{jk} - \dot{y}_{p2jk}) \psi_{jk} + A \dot{\psi}_{jk};$$

$$V_{sy1jkII}^* = \dot{x}_{jk} \psi_{jk} - \dot{y}_{jk} + \dot{y}_{p1jk};$$

$$V_{sy2jkII}^* = \dot{x}_{jk} \psi_{jk} - \dot{y}_{jk} + \dot{y}_{p2jk};$$

$$V_{sz1jkII}^* = \dot{\phi} R_{1jkII}^* \sin \chi_{1jk};$$

$$V_{sz2jkII}^* = \dot{\phi} R_{2jkII}^* \sin \chi_{2jk},$$

де R_{1jkI} , R_{2jkI} – радіуси поверхонь кочення 1-го і 2-го коліс в I-х контактах;

$R_{ijk\Pi}^*$ – еквівалентні радіуси Π -х контактів;

$\chi_{ijk\Pi}$ – кути передування торкання (рис.4.1.);

ψ_{jk} – кути набігання колісних пар;

$\dot{x}_{jk}, \dot{y}_{jk}$ – проекції абсолютної швидкості центра колісної пари на осі X-Y нерухомої системи координат XOY;

$\dot{y}_{rijk}$ – швидкості поперечних переміщень ділянок рейок, що контактують з відповідними колесами.

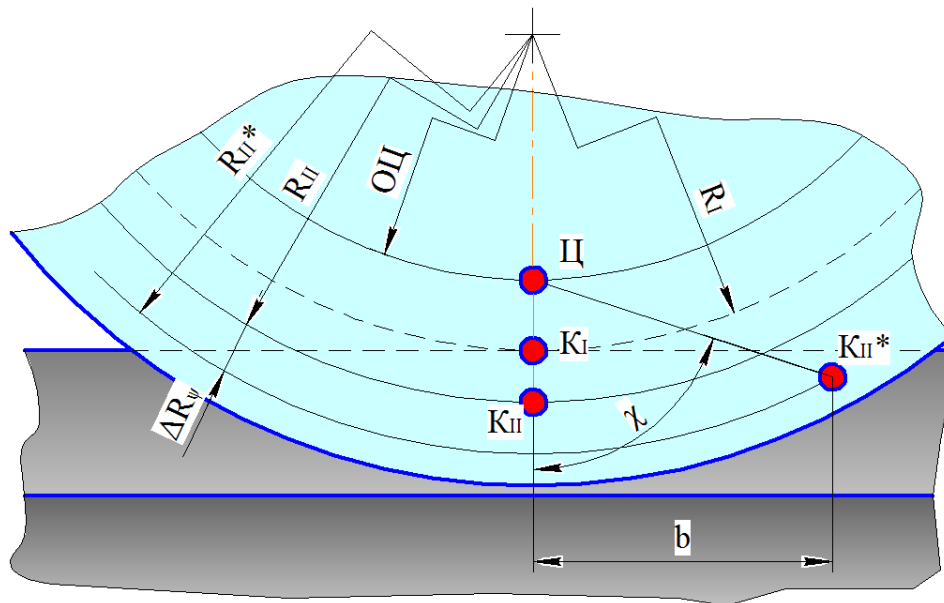


Рисунок 4.1 – Розташування центрів контактів при двох-точковому контактуванні і набіганні колеса на рейку

Величини $R_{ijk\Pi}^*$ і $\chi_{ijk\Pi}$ можуть бути визначені з рівнянь

$$R_{ijk\Pi}^* = \sqrt{b_{ijk}^2 + (R_{ijk\Pi} - \Delta R_{\psi ijk})^2};$$

$$\text{tg} \chi_{ijk\Pi} = \frac{b_{ijk}}{R_{ijk\Pi} - \Delta R_{\psi ijk}}, \quad (4.10)$$

де $R_{ijk\Pi}$ – радіуси поверхонь кочення коліс в Π -х контактах при відсутності кута набігання;

$b_{ijk}, \Delta R_{\psi ijk}$ – передування торкання і збільшення радіусів за рахунок кутів

набігання колісної пари

$$\Delta R_{\psi_{ijk}} = 1,235 \frac{\psi_{jk}^2}{g_{II}^{1,82}}; \quad b_{ijk} = \frac{\psi_{jk}}{0,15\psi_{jk}^2 + 3,6 \cdot 10^{-4} g_{II}}. \quad (4.11)$$

Нормальні навантаження в контактах можуть бути визначені за формулами

$$N_{ijkI} = \frac{P_{ijkI}}{\cos(\arctg(g_I))}; \quad N_{ijkII} = \frac{P_{ijkII}}{\cos(\arctg(g_{II}))}. \quad (4.12)$$

Поздовжні і поперечні буксові реакції в загальному вигляді залежать від зазорів або деформацій в буксових вузлах

$$F_{bxijk} = F_{bx}(\Delta_{bxijk}); \quad F_{byijk} = F_{by}(\Delta_{byijk}). \quad (4.13)$$

Реакції в буксових вузлах можуть бути описані наступними співвідношеннями:

поздовжні реакції в буксах: $F_{mxijk} = -F_{bxijk}$;

$$\text{при} \begin{cases} \delta_{ox} \geq \Delta_{bxijk} \geq -\delta_{ox}; \\ \Delta_{bxijk} > \delta_{ox}; \\ \Delta_{bxijk} < -\delta_{ox}; \end{cases} \quad \begin{cases} F_{bxijk} = 0; \\ F_{bxijk} = (\Delta_{bxijk} - \delta_{ox})Ж_{bx}; \\ F_{bxijk} = (\Delta_{bxijk} + \delta_{ox})Ж_{bx}; \end{cases} \quad (4.14)$$

поперечні реакції в буксах: $F_{myijk} = -F_{byijk}$

$$\text{при} \begin{cases} \delta_o \geq \Delta_{byjk} \geq -\delta_{oy}; \\ \Delta_{byjk} > \delta_{oy}; \\ \Delta_{byjk} < -\delta_{oy}; \end{cases} \quad \begin{cases} F_{byjk} = 0; \quad F_{myjk} = 0; \\ F_{byjk} = (\Delta_{byjk} - \delta_{oy})Ж_{by} - F_n; \\ F_{byjk} = (\Delta_{byjk} + \delta_{oy})Ж_{by} - F_n; \end{cases} \quad (4.15)$$

$$\Delta_{bxijk} = x_{bijk} - x_{ijk}; \quad \Delta_{byjky} = y_{bjk} - y_{jk},$$

де x_{bijk} , y_{bjk} , x_{ijk} , y_{jk} – поздовжні і поперечні періщення елементів візків і ко-

лісних пар в буксових сполученнях;

δ_{ox}, δ_{oy} – повздовжній і поперечний односторонні зазори в буксовими сполученні;

J_{bx}, J_{by} – поздовжня і поперечна жорсткості буксового сполучення;

$F_{bx\ ijk}, F_{mx\ ijk}, F_{by\ jk}, F_{my\ jk}$ – реакції в буксовому сполученні, прикладені в поздовжньому напрямку до корпусу букси, в поперечному напрямку – до торця осі колісної пари і обох напрямках – до рами візка;

F_n – попереднє стиснення заневоленого пружного елемента в осьовому упорі.

4.2. Аналіз керуючих силових факторів

Силові фактори, що діють в системі «екіпаж-колія» щодо процесу управління рейковою колією можна розділити на напрямні фактори і фактори опору. Ознакою напрямного фактору є позитивний напрямок моменту, який створює розглянутий фактор по відношенню до напрямку руху. Ознакою фактору опору є його негативне значення.

Однак, цей поділ умовний, тому що однакові за походженням сили або моменти можуть в різних режимах руху або навіть на різних колісних парах мати характер напрямних або опору.

4.2.1. Структура силових факторів, що діють на колісні пари.

Головні вектори поперечних зовнішніх сил, що діють на колісні пари в абсолютній системі координат XOY

$$F_{yjk} = \sum_{i=1}^2 (S_{xijkI} + S_{xijkII}) \cdot \sin(\psi_{jk} - \psi_{mk}) + \sum_{i=1}^2 (S_{yijkI} + S_{yijkII}) \cdot \cos(\psi_{jk} - \psi_{mk}) + \sum_{i=1}^2 (H_{ijkI} + H_{ijkII}) - F_{byjk}; \quad (4.16)$$

Головні моменти зовнішніх сил, що діють на колісні пари

$$M_{jk} = S_{x1jkl} A_{Il} - S_{x2jkl} A_{I2} + S_{x1jkII} A_{III} - S_{x2jkII} A_{II2} + (F_{bx2jk} - F_{bx1jk}) B. \quad (4.17)$$

В рівняннях (4.16)-(4.17):

ψ_{jk}, ψ_{tk} – кути повороту відповідно колісних пар і візків в абсолютній системі координат XOY , причому $\psi_{jk} = \psi_{rjk} + \psi'_{jk}$;

ψ_{rjk} – кутове положення радіальної прямої, що проходить через центр ваги колісної пари;

ψ'_{jk} – кут положення радіальної прямої, яка проходить через центр ваги колісної пари;

A_{Ii}, A_{III} – відстані від центра колісної пари до відповідних центрів контактів;

i – номер колеса в колісній парі;

j – номер колісної пари;

k – номер візка.

Рівняння рівноваги N -вісних візків

$$F_{mk} = \sum_{j=1}^N F_{byjk} - F_{cyk} + \frac{M_{ck}}{D_k} = 0; \quad (4.18)$$

$$M_{mk} = \sum_{j=1}^N (F_{bx1jk} - F_{bx2jk}) B - \sum_{j=1}^N F_{byjk} C_{jk} - M_{ck} = 0.$$

Рівняння рівноваги кузова L -візкового екіпажу

$$F_c = \sum_{k=1}^L F_{ck} = 0; \quad M_c = \sum_{k=1}^L M_{ck} = 0. \quad (4.19)$$

Рівняння (4.16)-(4.19) являють собою стаціонарні моделі вписування в криві ділянки колії.

Розглянуті силові фактори, як було зазначено, не можуть бути однозначно віднесені до керуючих факторів або факторів опору. Конкретні значення і напрямки сил і моментів залежать від розміщення колісних пар в рейкової колії.

4.2.2. Значущість кожного з силових факторів взаємодії колісних пар з колією щодо управління екіпажів

Поздовжні складові сил зчеплення утворюють спрямовуючий момент, що діє на колісну пару. Позитивне значення моменту буде збільшуватися при бічному зміщенні колісної пари в зовнішню сторону кривої. Парціальні поздовжні ковзання в контактах коліс з рейками викликані цими зміщеннями залежать від профілів поверхонь кочення коліс, поперечних зміщень колісних пар відносно осі колії δ_{jk} і радіуса кривої – ρ :

$$\begin{aligned}\varepsilon_{1jkl} &= 1 - \frac{R_0}{R_{1jkl}} \left(1 + \frac{s}{\rho} \right); & \varepsilon_{2jkl} &= 1 - \frac{R_0}{R_{2jkl}} \left(1 - \frac{s}{\rho} \right); \\ \varepsilon_{1jkII} &= 1 - \frac{R_0}{R_{1jkII}} \left(1 + \frac{s}{\rho} \right); & \varepsilon_{2jkII} &= 1 - \frac{R_0}{R_{2jkII}} \left(1 - \frac{s}{\rho} \right),\end{aligned}\tag{4.20}$$

де $2s$ – ширина колії;

R_0, R_{ijkl}, R_{ijkII} – відповідно середній радіус поверхні кочення колеса і радіуси в I і II точках контактів.

При конусності поверхні кочення 1:20 максимальні значення проковзувань, що відповідають руху в прямих без торкання гребня, досягають не більше 0,1%. В кривих радіусом менше 1000 м поздовжні складові сил зчеплення стають опором. Таким чином, поздовжні складові сил зчеплення, як силовий фактор, є керуючим тільки в прямих і кривих з радіусом більше 1000 м. У середніх і малих кривих поздовжні складові сил зчеплення являють собою сили опору руху.

Поперечні складові сил зчеплення обумовлені поперечними ковзаннями (4.8), які залежать від кутів набігання колісних пар на рейки ψ_{jk} .

В залежності від установки колісних пар максимальні, середні і мінімальні значення ковзань можуть бути визначені за рівняннями

$$\varepsilon_{yjk}^{\max} = \sin \left[\frac{\pi}{2} - 2 \frac{\rho \delta_{jk} + C_k^2}{C_k^2 (\rho + \delta_{jk})} \right];$$

$$\varepsilon_{y j k y}^{\text{mid}} = \frac{C_k}{\rho + \delta_{jk}}; \quad (4.21)$$

$$\varepsilon_{y j k}^{\text{min}} = \sin \left[\frac{\pi}{2} - 2 \frac{\rho \delta_{jk} - C_k^2}{C_k (\rho - \delta_{jk}) \rho - \delta_{jk}} \right].$$

На рис. 4.2, у вигляді контурних діаграм, показані залежності максимальних і мінімальних відносних ковзань крайньої колісної пари ε_{yjk} від бази візка C_k і радіусу кривої ρ .

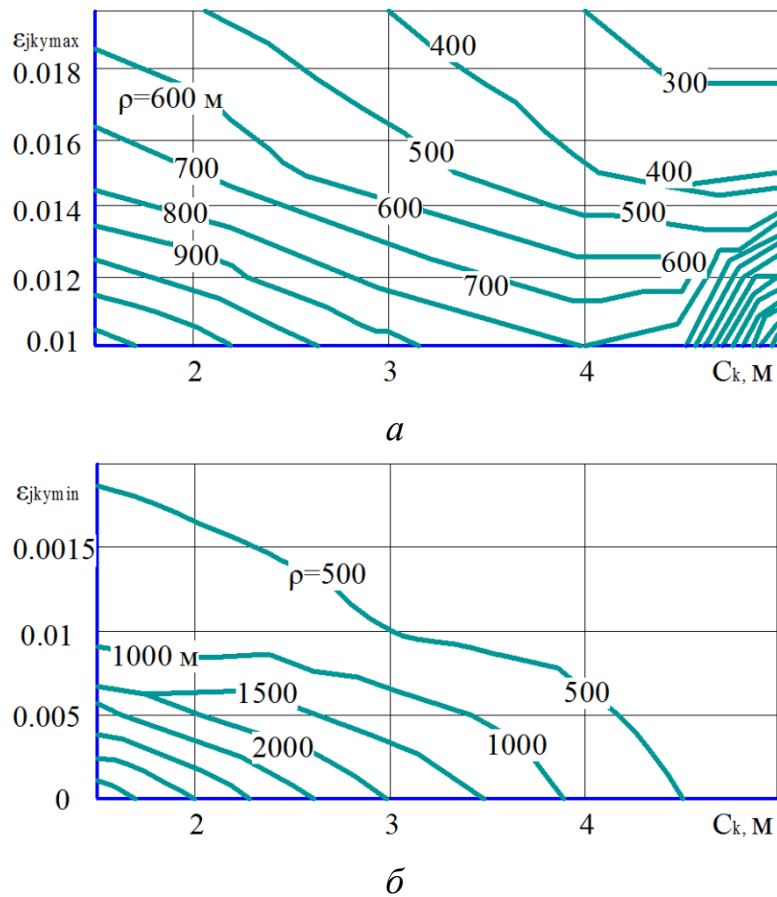


Рисунок 4.2 – Залежності максимальних (а) і мінімальних (б) відносних ковзань колісної пари, що набігає, (ε_{yjk}) від бази візка (C_k) і радіуса кривої (ρ)

Аналіз наведених співвідношень показує, що поперечні складові сил зчеплення можуть виконувати роль керуючого фактору тільки при установці візка з

перекосом і з набіганням першої колісної пари на внутрішню рейку.

При інших установках розглянутий фактор чинить опір вписуванню.

Рівень моментів опору високий, тому що значення поперечних ковзань знаходяться в зоні критичних і позакритичних.

Крім того, характер залежності моменту опору від кута набігання, а саме збільшення моменту опору при збільшенні кута набігання, вносить в процес вписування певну нестійкість.

Особливо яскраво це проявляється при використанні направляючих колісних пар, встановлених на водилі попереду візка.

Експериментальні дані по тепловозу 2ТЕ126 показали, що для усунення її односторонньої установки навіть в прямих ділянках колії потрібен великий момент в опорно-зворотному пристрої.

Гравітаційні складові нормальних реакцій при однакових ефективних конусностях поверхонь кочення коліс однієї колісної пари відповідно до рівнянь (4.3) і (4.4) є рівними між собою, але протилежно спрямованими.

При поперечному зміщенні колісної пари до моменту торкання гребня о головку рейки різниця конусностей для більшості профілів достатньо мала, що практично не впливає на процес вписування.

При гребневому контактуванні спрямовуюча роль гравітаційних складових може бути дуже великою в залежності від перерозподілу нормальних навантажень між I і II контактами двох-точкового контакту колеса із рейкою.

Наприклад, гребенева гравітаційна складова при вертикальному навантаженні на колесо 115 кН може досягати для гребеневого конуса $\gamma = 60^\circ$ – 196 кН, а для $\gamma = 70^\circ$ – 325 кН.

На рис. 4.3 показано залежності гравітаційних складових сил зчеплення від положення візка типу ТЕ116 в рейковій колії.

Зворотний момент у зв'язку кузова з візками, є внутрішнім моментом, який побічно через описані вище силові фактори, зазвичай створює опір руху.

Прийнято вважати, що в кривих ділянках колії зворотний момент повинен бути мінімальним або навіть негативним, що дозволило б поліпшити характеристики керованості за рахунок примусової установки візків відносно осі колії.

На рис. 4.4. наведено контурні діаграми залежностей головного вектору $\vec{F}$ і головного моменту $\vec{M}$ зовнішніх сил від установки візків.

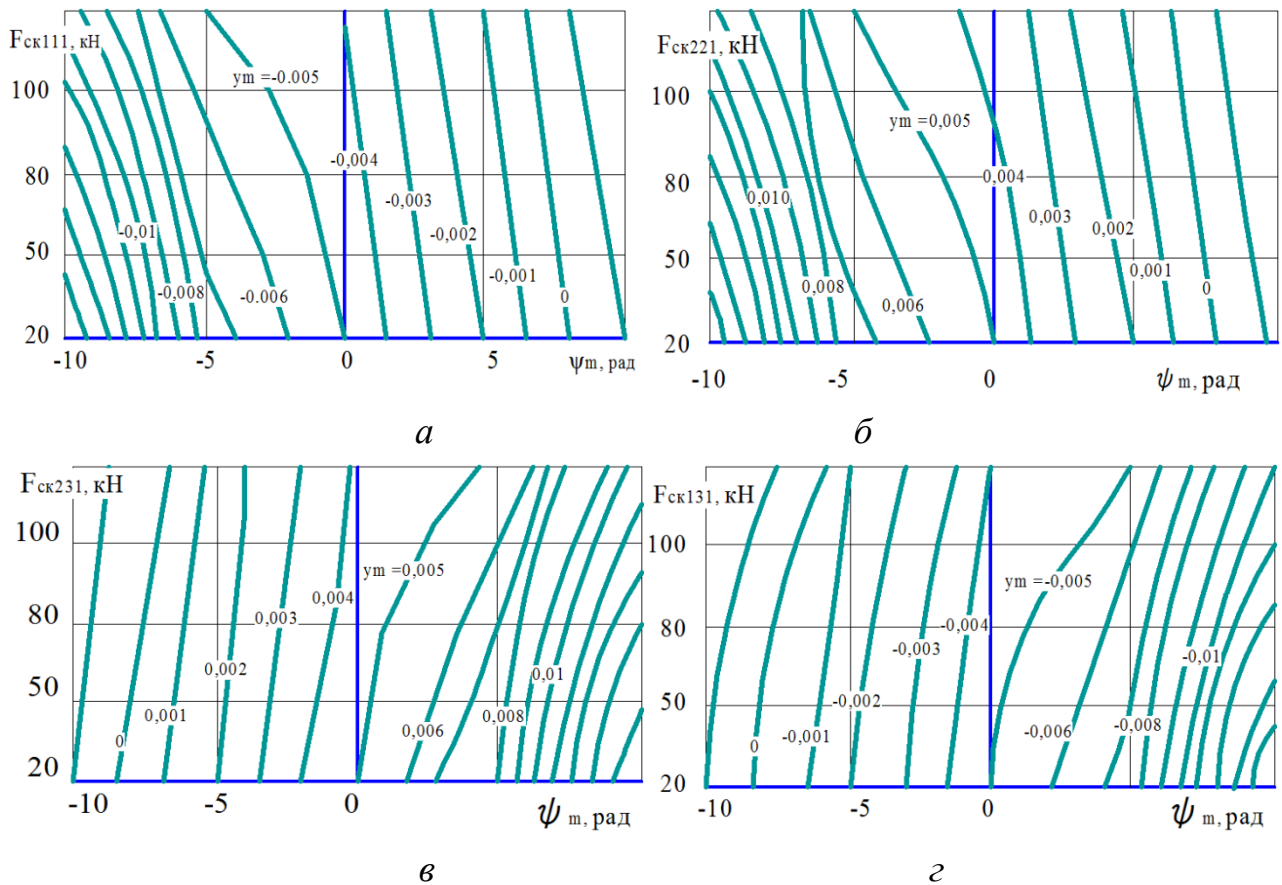


Рисунок 4.3 – Залежності гравітаційних складових нормальних навантажень в контактах коліс із рейками для візка ТЕ116 від його установки в кривій радісом 900 м

На рис.4.5 показано залежність положення рівноваги візків від радіусу кривої і обмеження щодо сходу з рейок у вигляді блокуючого контуру.

Розрахунки показують, що для будь-якого радіусу кривої, візки встановлюються з негативним перекосом. В кривих радіусом більше 900м можливе кінематичне вписування. При радіусах кривих в межах 900...470 м має місце одно-бічний гребеневе контактування першої колісної пари і зовнішньої рейки. В кривих радіусом менше 470 м завжди має місце двобічне гребеневе контактування: першої колісної пари – зовнішньої рейки, третьої колісної пари – внутрішньої рейки. Поздовжні і поперечні ковзання, як набігаючих, так і вільних колісних пар, викликають опір руху, і долаються напрямними зусиллями.

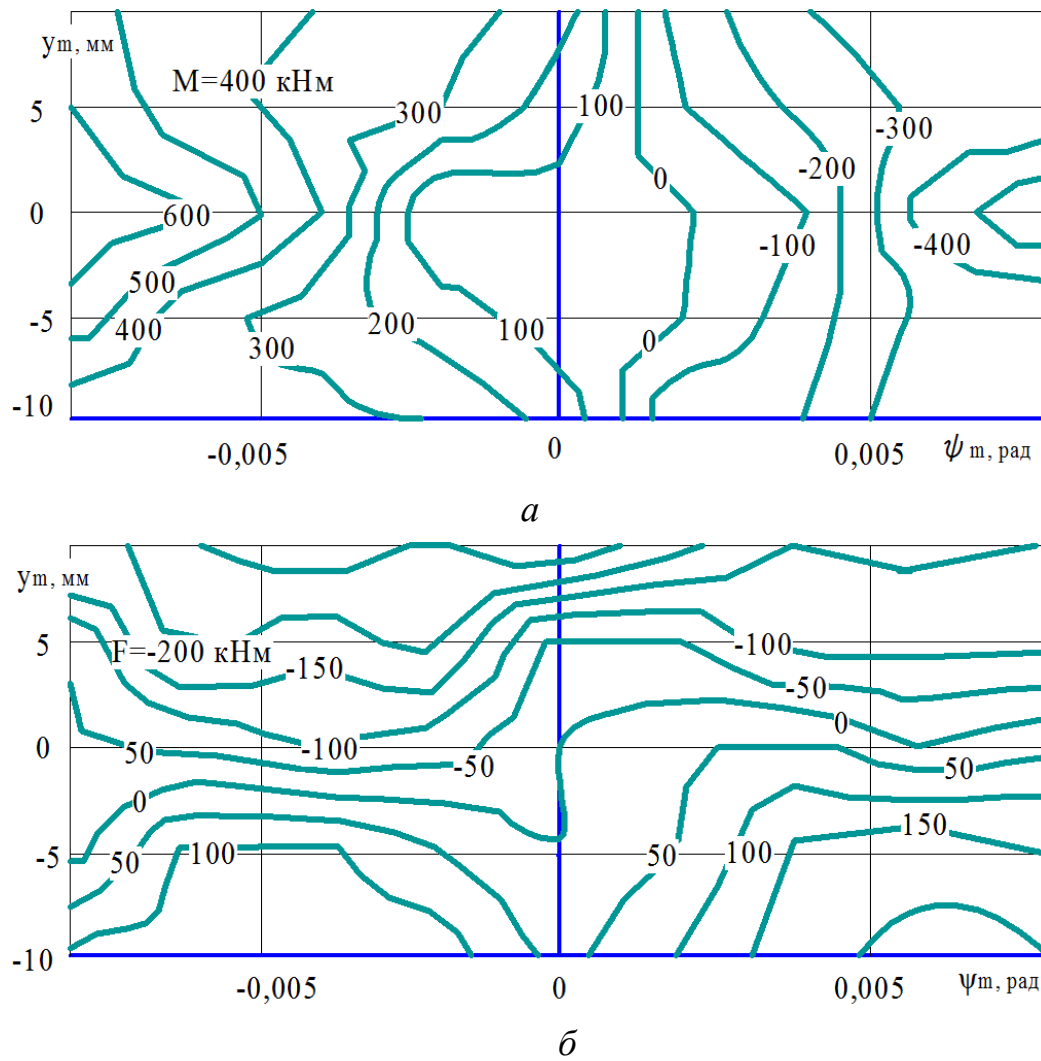


Рисунок 4.4 – Залежність головного вектору (а) і головного моменту (б) бічних контактних сил від установки візка тепловоза 2ТЕ116 в кривій 900м

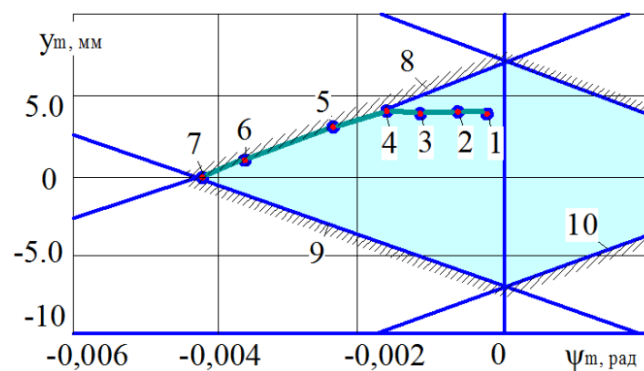


Рисунок 4.5 – Блокуючий контур установки візка тепловоза 2ТЕ116 в кривих різного радіусу: 1– 4000м; 2 – 2000м; 3 – 900м; 4 – 700м; 5 – 500м; 6 – 400м; 7 – 250м

5. МОДЕЛЮВАННЯ КІНЕМАТИЧНОГО ОПОРУ РУХУ

У цьому розділі наводяться основні положення методики дослідження кінематичного опору руху рейкових екіпажів, заснованої на теорії замкнених силових контурів. Теорія пояснює деякі явища, пов'язані із кінематикою і динамікою фрикційної взаємодії екіпажів і колії, управлінням колісних пар рейковою колією і опором руху, як окремої колісної пари, так і групи колісних пар, об'єднаних загальним приводом.

5.1. Природа опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією

Протягом багатьох десятиліть на стадії проектування нових типів рухомого складу характеристики опору руху не аналізувалися. Удосконалення ходових частин локомотивів і вагонів часто призводили до погіршення характеристик опору руху. Непрямим підтвердженням цього є дані про підвищення зносу поверхонь кочення коліс при експлуатації нових типів багатовісних локомотивів. Особливо слід відзначити інтенсивний підріз гребнів і бічний знос головок рейок, які є результатом роботи сил опору руху.

Природа опору руху, пов'язаного із спрямуванням екіпажів колією. Однією з причин підвищеного зносу коліс і рейок є недостатня дослідженість природи опору руху, пов'язаного із спрямуванням екіпажів колією, або кінематичного опору руху. Джерелом кінематичного опору руху є замкнуті силові контури у системі спрямування рейкових екіпажів. Кінематичний опір руху виникає через паразитні проковзування у вузлах замкнутих силових контурів. Відповідно до теорії замкнутих силових контурів, контакти коліс з рейками являють собою розв'язуючі вузлові точки фрикційного типу.

Причиною виникнення кінематичного опору руху екіпажу є кінематична невідповідність геометричних параметрів поверхонь кочення коліс і кінематичних параметрів руху, що викликає паразитарні проковзування.

Кінематичний опір має дві складові:

- диференційну (w_d)
- циркуляційну (w_u).

Перша проявляється при контактуванні кожного окремого колеса з рейкою

через просторову геометрію контакту.

Друга – є результатом групової взаємодії системи коліс або колісних пар з рейковою колією в процесі спрямованого руху в рейкової колії за рахунок циркуляції паразитної потужності в межах однієї колісної пари або групи колісних пар, об'єднаних рамою візка. Величина цього опору залежить від розподілу відносних швидкостей ковзань в контактах коліс з рейками, на які впливають, як конструктивні параметри екіпажу, так і режим його руху. Втрати енергії на подолання тертя, пов'язаного з диференційними і циркуляційними проковзуваннями, обумовлюють кінематичний опір руху.

Як показано в роботі [75], гребеневий контакт колеса с рейкою характеризується виникненням додаткового диференційного проковзування, яке веде до збільшення опору коченню. Картина розподілу диференційних проковзувань залежить від кута набігання колеса на рейку. При установці колісної пари перпендикулярно осі колії, обидві точки контакту колеса при двох-точковому контакті лежать в осьовій площині колісної пари, а в разі появи кута набігання, гребеневий контакт зміщується вперед на величину попередження торкання b і доверху на величину ΔR_{ψ} [75].

Природа опору, що досліджується, пов'язана із паразитними проковзуваннями у замкнутих силових контурах, що утворюються в системі спрямування колісних пар рейковою колією. Дослідження побудовано на основі енергетичної гіпотези про те, що механічна енергія подолання тертя паразитних проковзувань є енергією опору руху.

Пропонується називати складову опору руху, пов'язану із спрямуванням колісних пар рейковою колією, кінематичним опором руху. Відповідно до прийнятої класифікації, кінематичний опір руху має ознаки і основного, і додаткового опору. Тому, умовно, при русі в прямих ділянках колії його слід розглядати як частину основного, а при русі в кривих – як частину додаткового опору руху.

У системи спрямування візків залізничних екіпажів рейковою колією можна виділити декілька замкнутих силових контурів.

При двох-точковому контакті колеса з рейкою утворюється замкнутий силовий контур з двома вузловими точками у основному і гребеневому контактах. У цьому контурі виникає диференційне проковзування, яке може бути причиною додаткового кінематичного опору руху через збільшення опору коченню.

На рис. 5.1 для прикладу показано схему можливого розподілу нормальних реакцій (N_1, N_2) і сил зчеплення (S_1, S_2) у двох-точковому гребеновому контакті колеса з рейкою.

F_t – зовнішня повздовжня реакція на колесо з боку візка. Реакція F_t є силою опору руху, яку необхідно подолати для перекочування колеса.

Розподіл між нормальними реакціями N_1, N_2 залежить від багатьох чинників:

- швидкості руху
- радіусу кривої
- підвищення зовнішньої рейки
- положення колісної пари в колії
- конструкції візка
- профілю поверхні кочення колеса тощо.

На основі рис. 5.1 можна записати наступну систему рівнянь рівноваги:

$$\begin{cases} \sum M = S_1 R_1 - S_2 R_2 = 0; \\ \sum F = S_2 - S_1 + F_t = 0. \end{cases} \quad (5.1)$$

З рівнянь (5.1) можна отримати величину кінематичного опору руху W_k

$$W_k = F_t = S_1 \left(1 - \frac{R_1}{R_2} \right). \quad (5.2)$$

На основі (5.2) можна зробити важливий висновок: сила опору руху $W_k = F_t$ у будь-якому випадку не може дорівнювати нулю при наявності гребенового контакту колеса з рейкою.

За різних умов різниця між радіусами основного і гребенового контактів досягає 15–30 мм. Тому кінематичний опір руху може складати до 6 % від сили зчеплення S_1 .

Колісні пари разом із рейковою колією також утворюють замкнуті силові контури. Відсутність повздовжніх проковзувань в контактах коліс із рейками можлива тільки в ідеальному випадку. Ідеальним є випадок, коли одиночна колісна пара повільно перекочується без гребенового торкання з рейками. У реальних умовах руху колісної пари у складі візка у контактах колісних пар з рей-

ками обов'язково виникають проковзування. Ці проковзування є паразитними і створюють додатковий кінематичний опір руху, як у прямих, так і у кривих ділянках колії.

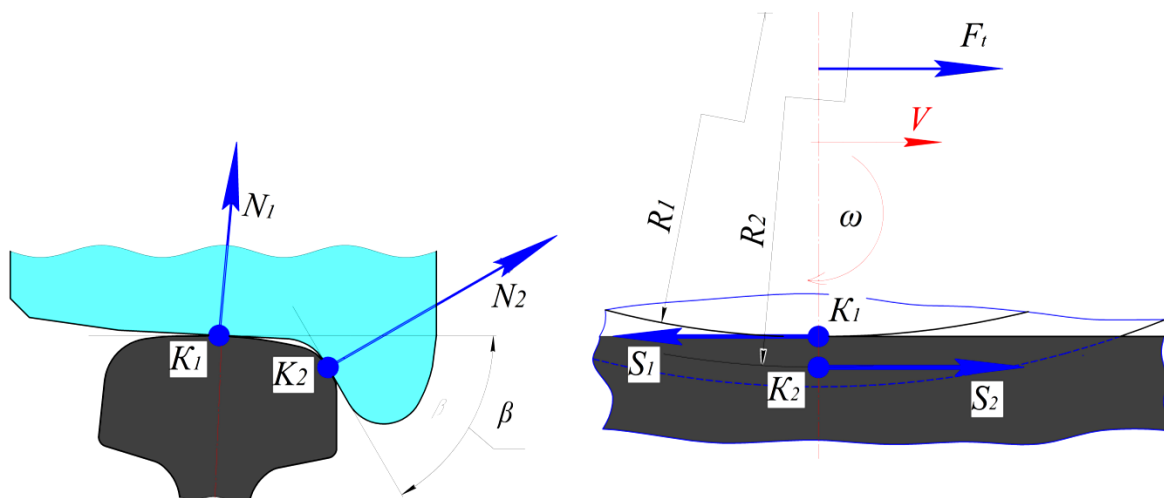


Рисунок 5.1 – Схема розподілу нормальних реакцій (N_1 , N_2) і сил зчеплення (S_1 , S_2) при двох-точковому гребневому контакті колеса з рейкою:

K_1 , K_2 – відповідно, основний і гребневий контакт; R_1 , R_2 – радіуси кочення в основному і гребневому контакті

На рис. 5.2 показано спрощену схему сил зчеплення S_{k1} , S_{k2} і буксових реакцій F_{b1} , F_{b2} , що діють на колісну пару. Моделюється випадок, коли колісна пара встановлена з поперечним зміщенням Δy відносно осі колії і примусово кочиться по рейках по прямій. При цьому впливання стримується буксовими реакціями F_{b1} , F_{b2} .

За рис. 5.2 можна скласти наступні рівняння рівноваги

$$\begin{cases} (S_{k1} + S_{k2})A - (F_{b1} + F_{b2})B = 0; \\ S_{k1}R_1 - S_{k2}R_2 = 0; \\ F_{b1} - F_{b2} - S_{k1} + S_{k2} = 0. \end{cases} \quad (5.3)$$

З рівнянь (5.3) можна отримати значення для кінематичного опору руху

$$W_k = S_{b1} - S_{b2} = S_{k1} \left(1 - \frac{R_1}{R_2} \right). \quad (5.4)$$

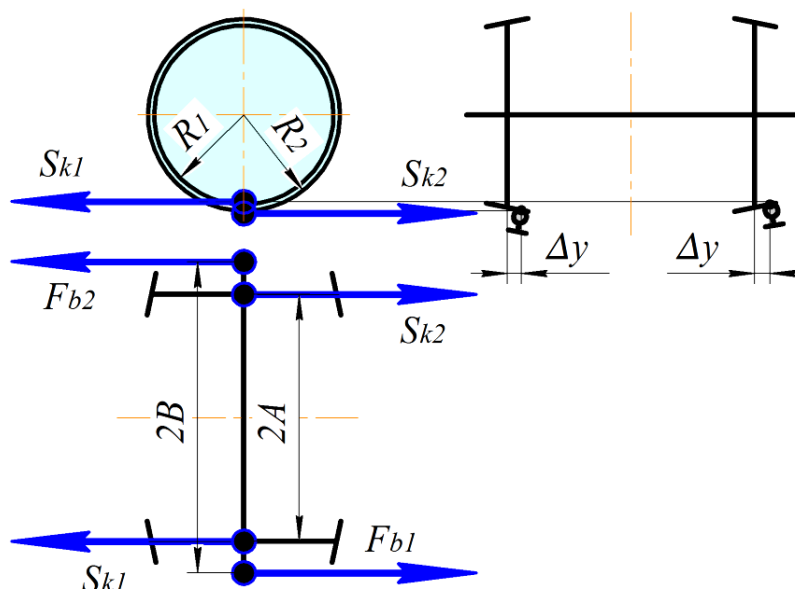


Рисунок 5.2 – Спрощена схема сил зчеплення S_{k1} , S_{k2} і буксових реакцій F_{b1} , F_{b2} , що діють на колісну пару

Формули (5.2) і (5.4) розкривають природу виникнення кінематичного опору руху. Кінематичний опір руху виникає у процесі спрямування колісних пар рейковою колією за рахунок паразитних проковзувань у вузлах замкнутих силових контурів. Такими вузлами є контакти коліс з рейками.

5. 2. Математичне моделювання процесу спрямування колією екіпажу в кривій

5. 2. 1. Розрахункова схема вписування візка в криву ділянку колії

Розглядається усталений рух двовісного візка вагона в круговій кривій при відсутності зовнішнього впливу окрім рейкової колії.

На рис. 5.3 показано розрахункову схему вписування двовісного візка вагона при вільній установці в колії.

На рис. 5.3 використано наступні позначення:

δ – повний зазор колісної пари у рейковій колії;

δ_{jk} – зазори у гребневих контактах відповідних коліс ($j=1, 2$) відповідних колісних пар ($k=1, 2$);

α – кут між поперечною віссю симетрії візка і радіусом кривої, що прохо-

дить через шворінь візка;

ψ_k – кути набігання відповідних колісних пар на рейки ($k=1, 2$);

$2C$ – база візка;

ρ, ρ_1, ρ_2 – радіуси лінії симетрії кривої та внутрішньої та зовнішньої рейок;

G – точка обертання візка відносно вертикальної осі – шворінь візка;

V – напрям руху візка, перпендикулярний радіальній прямій, що проходить через шворінь візка;

OXY – абсолютна система координат;

$O_k X_k Y_k$ – системи координат, пов'язані із відповідними колісними парами.

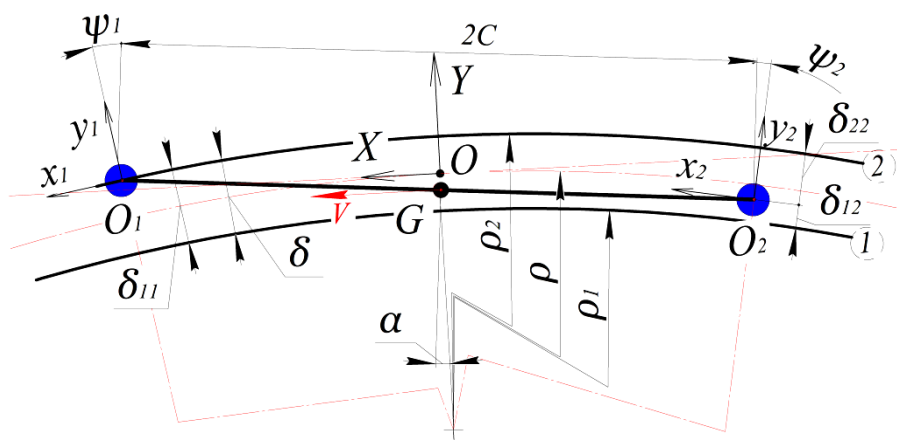


Рисунок 5.3 – Розрахункову схему вписування двовісного візка вагона при вільній установці в колії

Напрями осей y_k співпадають з радіальними прямими, що проходять через центри відповідних колісних пар.

Перша колісна пара є направляючою і рухається з притисненням до зовнішньої рейки гребнем, а друга – заходиться у вільному положенні. Фактичне положення другої колісної пари визначається у процесі розрахунку.

На рис. 5.4 наведено схему контактних сил для коліс колісних пар:

a – вертикальні поперечні перетини в контактних площинах;

b – горизонтальні проекції контактних сил.

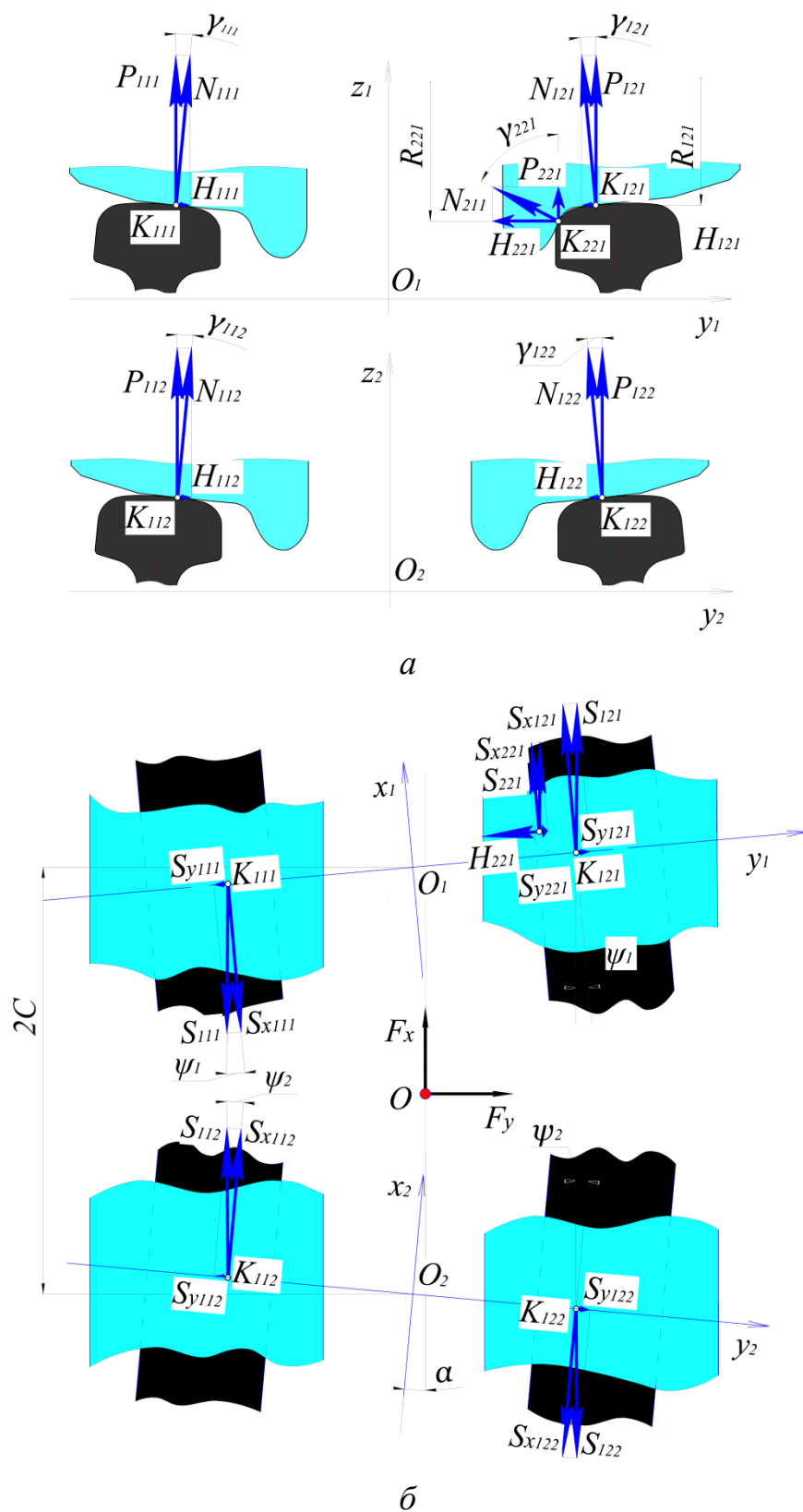


Рисунок 5.4 – Схема контактних сил для коліс колісних пар
a – вертикальні поперечні перетини в контактних площинах; *б* – горизонтальні
 проєкції контактних сил

Використано наступні позначення:

K_{ijk} – позначення відповідних контактів коліс із рейками: i – номер контакту за типом (основні контакти – $i = 1$, гребеневі контакти – $i = 2$); j – позначення контактів за номером колеса (ліві колеса – $j = 1$, праві колеса $j = 2$); k – позначення контактів за номером колісної пари (перша колісна пара – $k = 1$, друга колісна пара – $k = 2$);

N_{ijk} – нормальні навантаження в контактах;

P_{ijk} – вертикальні складові нормальних навантажень в контактах;

H_{ijk} – горизонтальні поперечні складові нормальних навантажень в контактах у системах координат $O_k Y_k Z_k$;

S_{ijk} , S_{xijk} , S_{yijk} – сили зчеплення та їх повздовжні і поперечні складові у відповідних контактах у системах координат $O_k X_k Y_k$;

F_x – повздовжня зовнішня сила, що діє на візок з боку кузова і моделює силу тяги, необхідну для подолання додаткового опору руху в кривій. Сила F_x прикладена до шворня візка і перпендикулярна до радіусу кривої, що проходить через шворінь;

F_y – поперечна сила, що діє на візок з боку кузова і моделює непогашену доцентрову силу інерції.

Сила F_y прикладена до шворня візка і направлена вздовж радіусу кривої, що проходить через шворінь.

Для досліджень впливу параметрів візка і колії на опір руху, пов'язаний із спрямуванням візка рейковою колією, використано принцип квазістатичної динаміки. Екіпаж розглядається при русі в круговій кривій під дією контактних колійних сил (у тому числі сил опору руху), сили тяги від локомотива і непогашеної сили інерції від кругового руху.

5.2.2. Система рівнянь рівноваги візка при вписуванні в криву

Головні вектори зовнішнього силового впливу на колісні пари, а саме головний вектор сил ($\vec{F}$) і головний вектор моментів горизонтальних сил ($\vec{M}_G$), дорівнюють нулю

$$\vec{F} = \vec{F}_k + \vec{F}_x + \vec{F}_y; \quad \vec{M}_G = 0, \quad (5.5)$$

Де $\vec{F}_k$ – головний вектор горизонтальних складових сил в контактах коліс з рейками.

Спираючись на рис. 5.3, 5.4, можна записати низку співвідношень.

$$\delta_{11} + \delta_{21} = \delta_{12} + \delta_{22} = \delta;$$

$$\alpha = \arccos(\tau) - \arcsin\left(\frac{C}{\rho_2}\right) + \arcsin\left(\frac{\rho_2 \sqrt{1 - d^2}}{2C}\right); \quad (5.6)$$

$$\psi_1 = \frac{\pi}{2} - \arcsin\left[(\rho_2 - \delta_{22}) \frac{\sqrt{1 - d^2}}{2C}\right];$$

$$\psi_2 = \frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\frac{\rho_2 \sqrt{1 - d^2}}{2C}\right);$$

У формулах (5.6):

$$d = \frac{2\rho_2(\rho_2 - \delta_{22}) - 4C^2 + \delta_{22}^2}{2\rho_2(\rho_2 - \delta_{22})}. \quad (5.7)$$

Сили зчеплення у контактах K_{ijk} розраховувалися за методикою, викладеною у [75].

Головний вектор горизонтальних складових сил в контактах коліс з рейками

$$\vec{F}_k = \sum_{i,j,k=1}^2 (\vec{H}_{ijk} + \vec{S}_{xijk} + \vec{S}_{yijk}). \quad (5.8)$$

Головний вектор моментів горизонтальних сил відносно вертикальної осі, що проходить через шворінь візка (точка G):

$$\vec{M}_G = \sum_{i,j,k=1}^2 (\vec{H}_{ijk} l_{Hijk} + \vec{S}_{xijk} l_{Sxijk} + \vec{S}_{yijk} l_{Syijk}), \quad (5.9)$$

де l_{Hijk} , l_{Sxijk} , l_{Syijk} – плечі відповідних сил для розрахунку моментів відносно точки G.

На основі (5.5)–(5.9) можна скласти систему рівнянь рівноваги.

$$\begin{cases} \sum_{i,j,k=1}^2 (\vec{H}_{ijk} + \vec{S}_{xijk} + \vec{S}_{yijk}) = 0; \\ \sum_{i,j,k=1}^2 (\vec{H}_{ijk} l_{Hijk} + \vec{S}_{xijk} l_{Sxijk} + \vec{S}_{yijk} l_{Syijk}) = 0. \end{cases} \quad (5.10)$$

5.2.3. Результати розрахунку опору руху, пов'язаного із спрямуванням колісних пар рейковою колією для візка типу 18-100

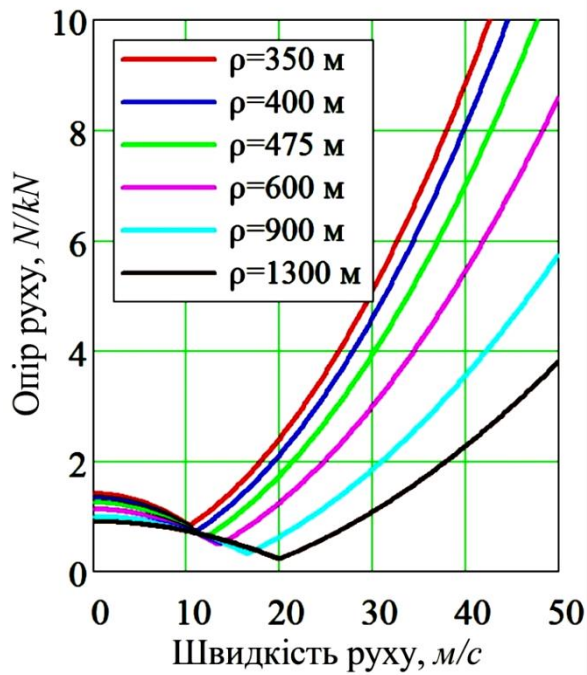
У результаті розв'язання системи рівнянь (5.5) отримано залежності додаткового опору руху, пов'язаного із спрямуванням вагона рейковою колією у кривій.

У якості вхідних параметрів розрахунків було прийнято: швидкість руху, радіус кривої, піднесення зовнішньої рейки, зазор колісної пари у колії, завантаження вагону.

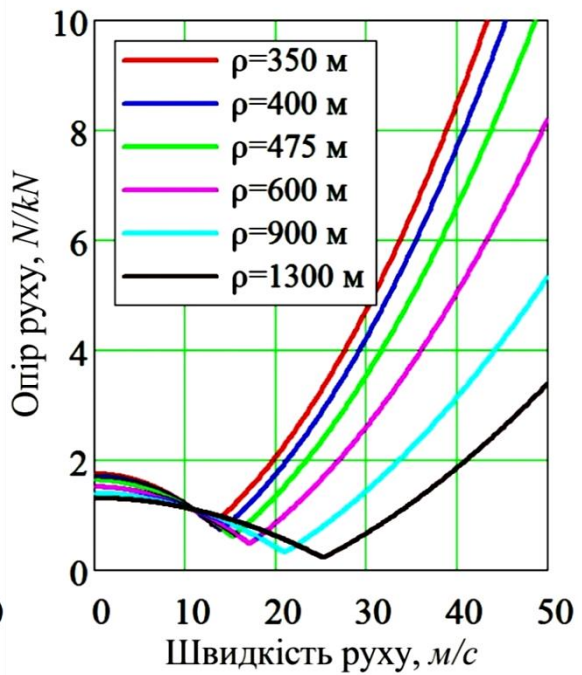
Вихідними даними розрахунків були залежності опору руху від вказаних параметрів.

На рис. 5.5 показано розрахункові залежності питомого опору руху в кривій ω_r від швидкості руху V , радіусу кривої ρ і піднесення зовнішньої рейки h . На рис. 5.6 у вигляді ліній рівня показано розрахункові залежності питомого опору руху в кривій ω_r від бази візка $2C$ і радіусу кривої ρ для фіксованих значень швидкості руху $V=30$ м/с, відносного піднесення зовнішньої рейки $h=120$ мм і двох варіантів значень зазору колісної пари в рейковій колії – $\delta=20$ мм і 40 мм.

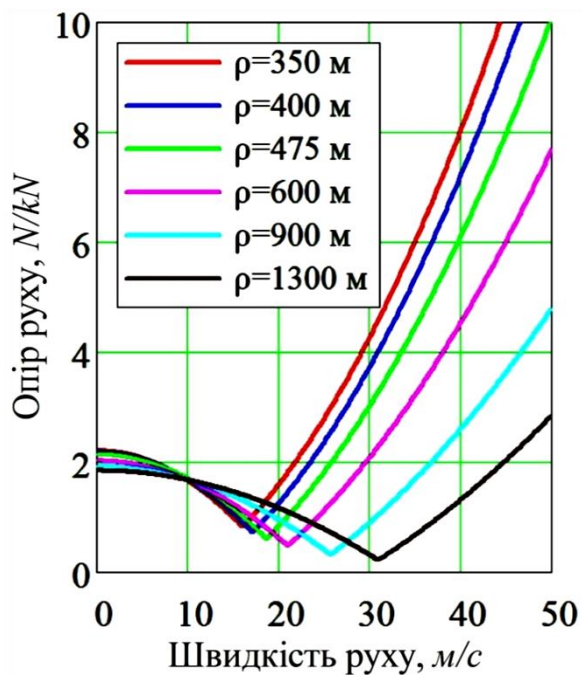
Представлені на рис. 5.6 залежності ілюструють залежність опору руху екіпажів від бази візка і зазору колісних пар в рейковій колії. Отримані результати можуть бути обґрунтуванням вибору раціональних параметрів візків при їх проектуванні. Також результати можуть бути використані при виборі допустимих параметрів бічного зносу рейок.



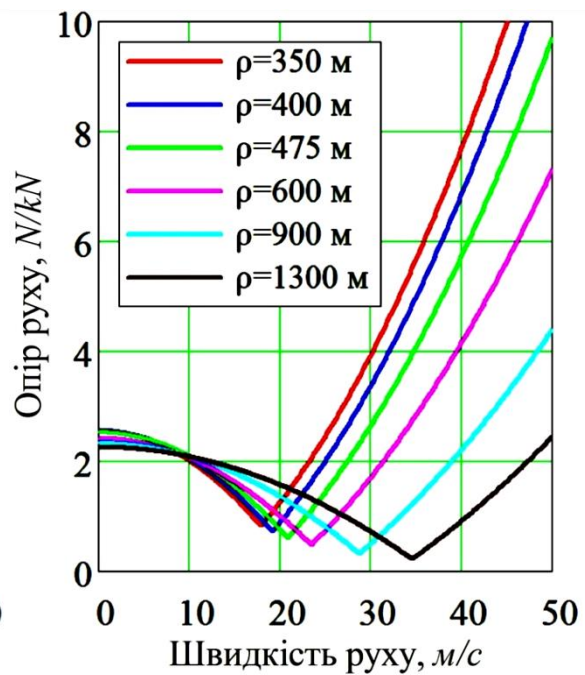
а



б



в



г

Рисунок 5.5 – Розрахункові залежності питомого опору руху в кривій ω_r (N/kN) від швидкості руху V (м/с), радіуса кривої ρ (м) і піднесення зовнішньої рейки h (мм): а – $h=50$ мм; б – $h=80$ мм; в – $h=120$ мм; г – $h=150$ мм

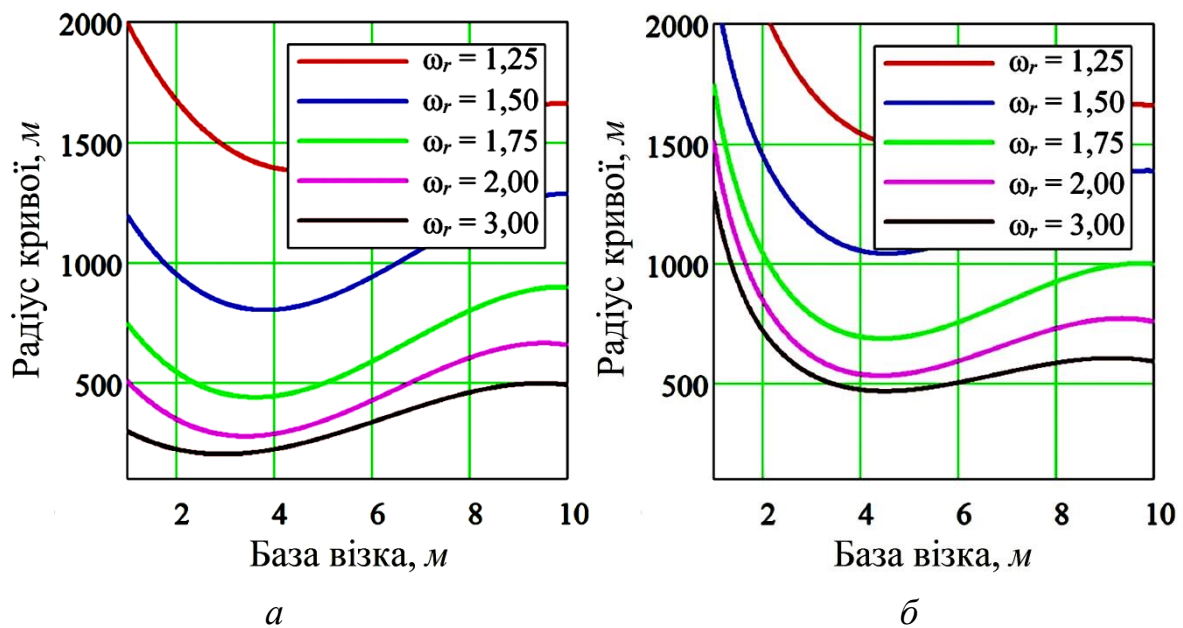


Рисунок 5.6 – Розрахункові залежності питомого опору руху в кривій ω_r (N/kN) від бази візка і радіусу кривої ρ , м для двох варіантів зазорів колісної пари в рейковій колії: а – $\delta=20$ мм; б – $\delta=40$ мм (швидкість руху $V=30$ м/с; піднесення зовнішньої рейки $h=120$ мм)

Метод математичного моделювання процесу спрямування колією екіпажу в кривій заснований на принципах квазістатичної динаміки. Моделюється установлений рух екіпажу в круговій кривій з постійною швидкістю під дією контактних колійних сил, сили тяги від локомотива і непогашеної сили інерції. Система контактних сил розглядається особливо детально. Моделювання сил зчеплення виконано за методикою, викладеною у [75]. Візок знаходиться у вільній установці в колі. Його фактичне положення визначається зазорами колісних пар в колії. Значення зазорів з'ясовується в процесі розв'язання системи рівнянь рівноваги. Кінематичний опір руху визначається як сила, що повинна бути прикладена до шворня візка для врівноваження всіх інших сил.

Математична модель і методика оцінки опору руху дозволяють отримати розрахункові залежності опору руху від наступних параметрів:

- швидкість руху;
- параметри колії: піднесення зовнішньої рейки, радіус колії, відхилення ширини колії, що впливає на зазор колісних пар в колії;
- параметри візка: база візка, діаметр і профіль коліс, порушення геометрії положення колісних пар в рамі візка.

Результати розрахунків підтвердили наявність яскраво вираженого мінімуму залежності опору руху від швидкості (рис. 5.5). Однак цей мінімум не відповідає рівноважній швидкості в кривій. Швидкість мінімуму, у середньому, на 15–20 % менша за розрахункову рівноважну.

Отримано ще один важливий результат: найменший опір руху мають візки з базою від 2,5 до 6,0 м (рис. 5.6). Таким чином, параметри бази візка 18–100 щодо опору руху, не є найкращими.

Цікавим є висновок про те, що збільшення зазору колісних пар в колії з 20 до 40 мм підвищує опір руху в кривій на величину до 25 % (рис. 5.6).

З'ясування природи опору руху, пов'язаного із спрямуванням рухомого складу рейковою колією, відкриває певні перспективи щодо зменшення кінематичного опору руху за рахунок конструктивних параметрів екіпажів і колії. Кінематичний опір руху може бути додатковим критерієм оптимального вибору характеристик механічної частини екіпажів. Теж саме відноситься і до допустимих відхилень параметрів рухомого складу і колії.

Як свідчить аналіз публікацій, переважна більшість досліджень опору руху рухомого складу були експериментальними. Метою експериментів було отримання формул тягових розрахунків. По своїй суті, вони були пасивними, такими, що констатують закономірності, пов'язані із опором руху. Представлені результати є активними, бо підтверджують можливість впливати на опір руху рейкових екіпажів через конструктивні параметри ходової частини і колії.

Отримані результати показують, що складова опору руху, пов'язана із спрямуванням колією, набуває суттєвої величини лише в кривих з радіусом меншим за 350 м. Через це, результати дослідження можуть дати максимальний ефект тільки на залізницях з наявністю кривих малого радіусу. Також дослідження будуть корисні при розробці та модернізації рухомого складу міського рейкового транспорту.

Дослідження є спробою підтвердження перспективності зменшення опору руху на основі аналізу впливу на нього конструктивних параметрів екіпажів. Дослідження можуть розвиватися, як мінімум, у трьох напрямках. Перший, пов'язаний з вибором оптимальних конструктивних параметрів екіпажів на основі традиційних схем. Другий – дослідження перспективних конструкцій ходової частини, на основі, так званого, керованого руху колісних пар. Третій – дослідження впливу на опір руху допустимих відхилень параметрів рухомого

складу і колії. Це, насамперед, перекося та забіги колісних пар у візках, відхилення діаметрів коліс колісних пар тощо.

Перші два з означених напрямків, пов'язані із необхідністю змін, іноді суттєвих, у конструкції колісних пар і візків. Це може бути досить проблематичним з огляду на економічну ефективність модернізації. Більш перспективним виглядає третій напрямок, що обмежується технологічними вимогами до технічного обслуговування рухомого складу.

5.3. Методика розрахунку кінематичного опору руху

Поперечне переміщення колісної пари відносно осі колії визначає радіуси поверхонь кочення коліс. Різниця радіусів коліс, у свою чергу, визначає миттєвий радіус повороту, при якому колісна пара може перекочуватися без проковзування в контактах коліс з рейками. Такий рух колісної пари буде називатися кінематичним рухом по так званій рівноважній траєкторії.

Однак, внаслідок взаємодії між колісними парами через раму візка, фактична траєкторія кочення колісних пар відрізняється від рівноважної. Досить жорсткий зв'язок між колесами призводить до циркуляції потужності в контурах «рейкова колія – колісна пара», перерозподілу силового потоку між колесами і, як наслідок, підвищенню опору руху. У випадку локомотивів це призводить ще й до погіршення зчіпних якостей. У разі групового приводу колісних пар, силовий контур має кілька розгалужувальних ланцюгів. Енергія циркуляції силового контуру поглинається, в основному, в контактах коліс з рейками, і частково, в дисипативних зв'язках візків. Нерівномірність перерозподілу силового потоку між колесами залежить від кількох факторів:

- жорсткості характеристик зчеплення;
- жорсткості осі, тобто параметрів зв'язку коліс;
- геометричних характеристик колісної пари, включаючи конусність і діаметр поверхонь кочення, ширину колії і базу візка;
- параметрів поздовжніх і поперечних буксових зв'язків колісної пари з рамою візка;
- радіусу кривої ділянки колії.

Як було вказано, циркуляційний опір є наслідком циркуляції силових по-

токів в замкнених контурах. Контакти коліс з рейками виконують роль розв'язуючих вузлових точок. Рівень циркулюючої потужності обмежується граничними значеннями сил зчеплення в контактах, завдяки повним або псевдо-проковзуванням. Тому опір руху рухомого складу при поганих умовах зчеплення коліс з рейками нижчий, ніж при хороших.

5.3.1. Приведення сил і моментів опору руху

Розрахунок кінематичного опору руху заснований на приведенні горизонтальних контактних реакцій, або їх моментів, до центру тяжіння екіпажу. У методі приведення використовується положення про рівність суми робіт, що здійснюються кожною з розглянутих контактних сил на можливих переміщеннях, і роботи сумарної сили опору

$$A_W = \sum_{i=1}^N A_{F_i}, \quad (5.11)$$

де A_{F_i} – робота i -тої сили на можливому переміщенні;

A_W – робота приведеної сили кінематичного опору руху;

N – кількість приведених сил.

Поточне значення приведеного відносного опору руху може бути визначено за формулою

$$w_k = \frac{\sum_{i=1}^N F_i V_i \cos(\vec{F}_i, \vec{V}_i)}{V_C Q}. \quad (5.12)$$

де F_i – контактні сили;

V_i – абсолютна швидкість точки прикладення відповідної сили F_i ;

V_C – абсолютна швидкість руху центра тяжіння екіпажу;

Q – вага екіпажу.

Враховуючи структуру контактних сил (4.1) і використовуючи вирази (4.7)-(4.9), отримаємо вираз для чисельника рівняння (5.12), яке являє собою

суму потужностей контактних сил

$$F_i V_i \cos(\vec{F}_i, \vec{V}_i) = \sum_{i=1}^2 [S_{xijkI} V_{sijkI}^* + S_{xijkII} V_{sijkII}^* + (S_{yijkI} + S_{yijkII} + H_{ijk})(V_{yijkI}^* - \dot{y}_{pijk}) + S_{zijkII} V_{sijkII}^*]. \quad (5.13)$$

5.3.2. Вплив параметрів ходової частини екіпажів на кінематичний опір руху

Дослідження серійних локомотивів і вагонів дозволили виявити основні фактори, що впливають на кінематичний опір руху: база візка, профілі поверхонь кочення коліс, жорсткість в пружних зв'язках колісних пар з рамою візка і зазори в щелепних буксових вузлах.

В даному розділі на прикладі чотиривісного двох-візкового екіпажу досліджується вплив названих чинників на опір руху в кривих ділянках колії.

На рис. 5.7 показано залежності кутів набігання направляючої колісної пари на рейку від бази візка і радіусу кривої для зазору в рейковій колії $\delta = 30$ і 40 мм. Як видно з отриманих результатів, при зазорі в рейковій колії більше 30 мм і базі візка менше 3 м кути набігання досягають значних величин (до 0,025 рад), причому, мало залежать від радіусу кривої.

На рис. 5.8 зображені контурні діаграми рівного рівня кінематичного опору руху в залежності від тих самих величин: бази візка, радіусу кривої і зазору в рейковій колії. Штриховими лініями показано мінімальні рівні кінематичного опору. Найменші значення кінематичного опору відповідають базі візка 2,5...8,0 м. Збільшення зазору в колії від 20 до 80 мм призводить до збільшення опору в кривій на 25%.

Дослідження на математичних моделях руху локомотивів і вагонів з різними профілями коліс показали значний вплив форми поверхонь кочення на кінематику і динаміку фрикційної взаємодії екіпажів та колії.

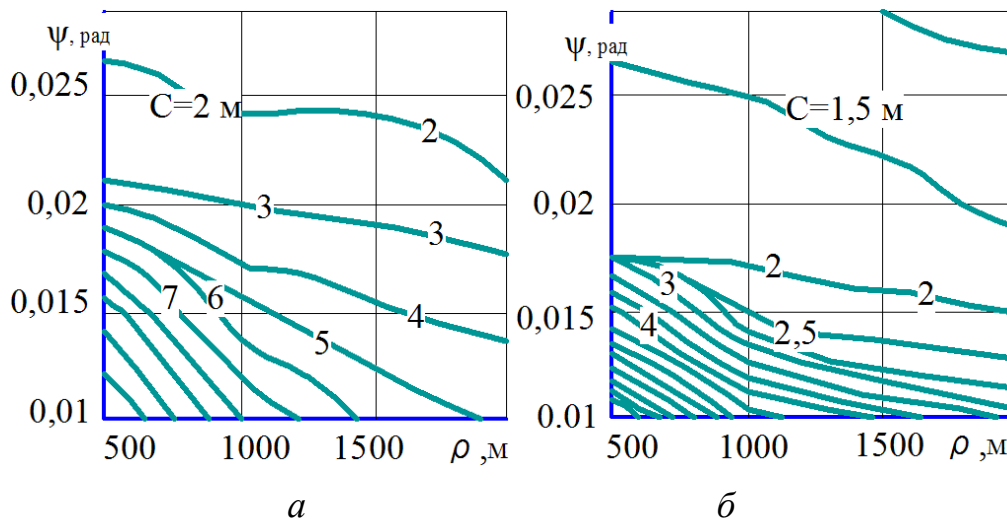


Рисунок 5.7 – Залежності кутів набігання на рейку спрямовуючої колісної пари від бази візка і радіуса кривої: *а* – $\delta = 30$ мм; *б* – $\delta = 40$ мм

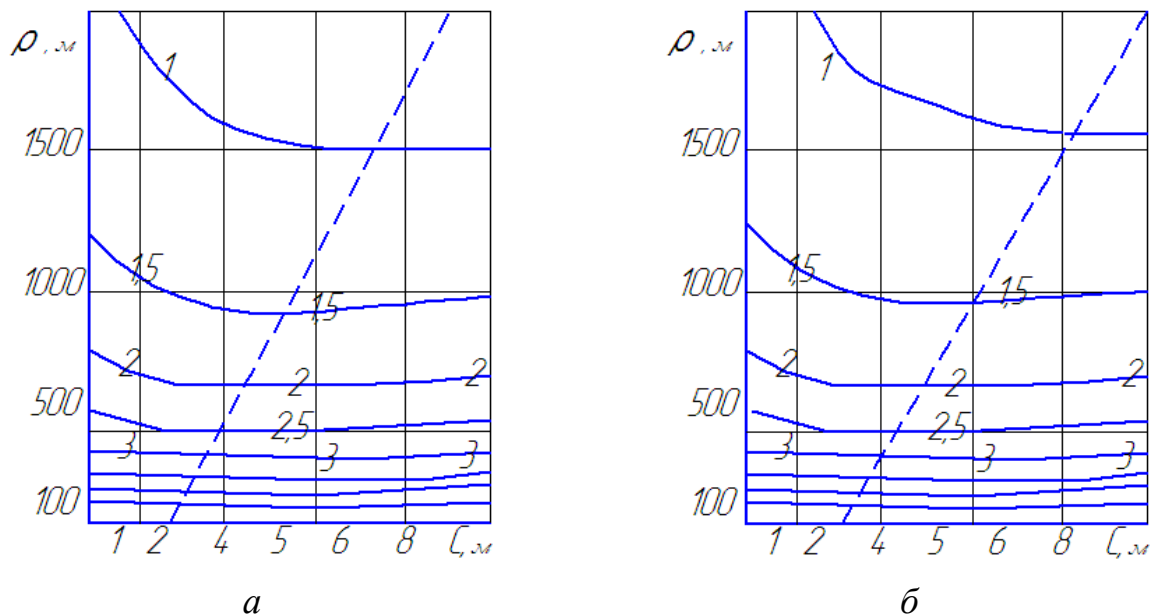


Рисунок 5.8 – Залежність кінематичного опору руху від бази візка (*C*), радіусу кривої (ρ) і зазору в рейковій колії (δ): *а* – $\delta = 30$ мм; *б* – $\delta = 40$ мм

На рис. 5.9 представлено гістограма результатів розрахунку кінематичного опору руху екіпажу 2ТЕ116 з різними профілями коліс для швидкістю 30 м/с в кривій 1000м з піднесенням зовнішньої рейки 120 мм.

Складно однозначно відповісти на питання, що саме має вирішальний вплив на показники цієї взаємодії – форма поверхні кочення колеса або форма гребня. Проте можна сказати точно, що більш високі значення кінематичного опору руху характерні для профілів з великим кутом конусності.

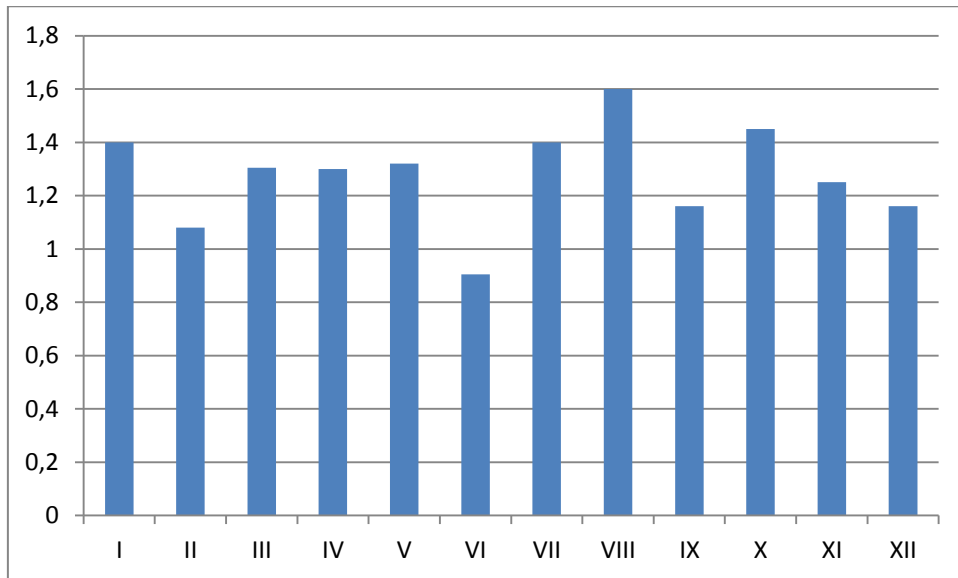


Рисунок 5.9 – Значення кінематичного опору руху екіпажу ТЕ116 (Н/кН) з різними профілями коліс для швидкості 30 м/с в кривій 1000м з підвищенням зовнішньої рейки 120мм: профілі: I – «Хейман-Лоттер»; II – станд. Німеччина до 1953р.; III – DBII (Німеччина); IV – типу I (Німеччина); V – типу II (Німеччина); VI, VII – типу R2, R6 (Англія); VIII – станд. (Японія); IX, X – станд. і дослідн. типу Uni-Point (США); XI – типу Sc (Франція); XII – станд. вагонний (Україна)

Наприклад, для профілів з гребневим конусом 70° характерні більше високі значення опору – 1,30...1,46 Н/кН, а для профілів з гребневим конусом 60° – нижчі – 0,85...1,08 Н/кН. Вплив жорсткості поздовжньої зв'язку колісних пар з рамою візка на показники опору руху досліджувався в діапазоні поздовжньої жорсткості буксових повідців $J_{bx} = 1,00 \dots 20,0$ кН/мм.

На рис. 5.10 у вигляді контурних ізодіаграм показано залежності кінематичного опору руху від радіуса кривої (200...1000 м) і швидкостях руху при жорсткості $J_{bx} = 1, 5, 10$ і 20 кН/мм. Результати розрахунків також показують, що для швидкостей більше 15 м/с збільшення жорсткості понад 5 кН/мм практично не впливає на показники опору руху, особливо в кривих малого радіусу.

В межах зміни поздовжньої жорсткості буксових повідців від 5 до 1 кН/мм спостерігається підвищення опору в 1,5...1,7 рази. Мінімальні значення опору руху мають місце при поєднаннях швидкостей і радіусів кривої, близьких до рівноважного режиму руху:

$$\rho = \frac{163}{h} \cdot V^2, \text{ або при } h = 120 \text{ мм : } \rho = 1,36 \cdot V^2. \quad (5.14)$$

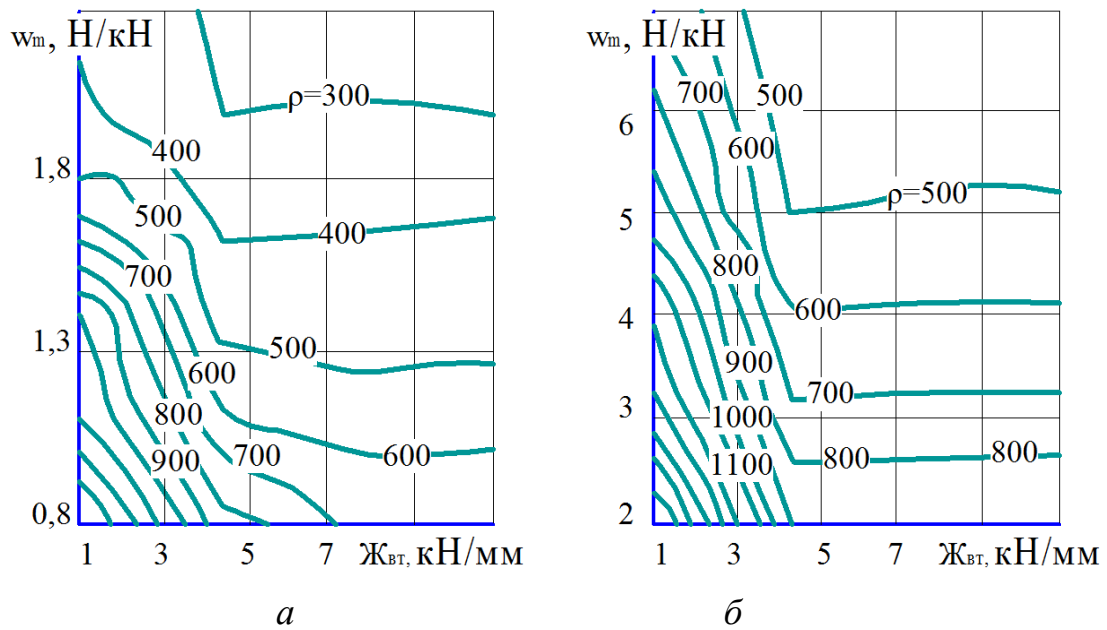


Рисунок 5.10 – Залежність кінематичного опору руху екіпажу ТЕ116 від подовжньої жорсткості буксових повідців ($Ж_{бх}$) і радіуса кривої (ρ):

$a - V = 5$ м/с; $б - V = 50$ м/с

Різке падіння опору руху в районі рівноважної кривої пов'язано з близькими до мінімальних абсолютних значень кутів набігання спрямовуючих колісних пар. Крива 2 ($\rho = 0,675 \cdot V^2$) на рис. 5.14 відповідає поєднанням швидкості і радіуса кривої для гранично-допустимого за нормами комфорту непогашеного доцентрового прискорення $a = 0,75$ м/с². Однак, оптимальне значення жорсткості подовжнього зв'язку в буксових вузлах назвати складно. На кінематичний опір руху в координатах ρ (V) суттєво впливає швидкість руху. Для рівноважного режиму руху в якості оптимального можна було б назвати значення $Ж_{бх} = 4,2 \dots 7,5$ кН/мм. Для зони комфорту це значення – $Ж_{бх} = 3,6 \dots 6,8$ кН/мм. Для руху із швидкостями вищими швидкості комфорту – $Ж_{бх} = 8,0 \dots 12,0$ кН/мм.

6. ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ КЕРОВАНOSTІ І ЗМЕНШЕННЯ ОПОРУ РУХУ РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ

Аналіз структури опору руху екіпажів показує, що він залежить від чинників, значну частину яких зараз важко змінити.

Перш за все, це стан рейкової колії, що вимагає великих капітальних витрат на підтримку і ремонт. Також не представляється можливим суттєвого зменшення опору руху за рахунок параметрів контактування колеса з рейкою. Навпаки, при існуючій тенденції збільшення діаметра коліс з одночасним підвищенням осьових навантажень треба очікувати збільшення опору руху кочення.

Для швидкісного рухомого складу визначальним стає аеродинамічний опір, щодо якого є великі можливості його зменшення.

Це підтверджується, зокрема, тим, що до 90% публікацій з опору руху протягом останніх 40 років були присвячені дослідженням аеродинаміки рухомого складу. На жаль, для українських залізниць, тим більше для міського рейкового транспорту, цей напрямок поки не є актуальним.

Великий резерв зниження опору шляхом заміни на рухомому складі буксових підшипників ковзання на підшипники кочення вже використаний і подальші їх дослідження з точки зору опору руху не перспективні.

Дослідження компонентів опору руху рейкових екіпажів дозволяють зробити висновок про наявність певних перспектив його зниження, за рахунок зменшення кінематичного опору, обумовленого груповою взаємодією динамічної системи колісних пар з рейковою колією у процесі спрямування екіпажів колією. Однак, в рамках цього напрямку необхідні комплексні дослідження фрикційної взаємодії екіпажів та колії і пошук на їх основі нових технічних рішень конструктивного виконання ходових частин, що дозволяють керувати кінематикою і динамікою фрикційної взаємодії коліс з рейками.

Це, перш за все, відноситься до дослідження горизонтальних сил в контактах коліс з рейками, що виникають при спрямуванні екіпажів рейковою колією.

Розвиток конструкцій ходових частин рухомого складу рейкового транспорту пов'язаний із двома основними проблемами.

Перша з них – стійкість і рівень горизонтального впливу на колію для високошвидкісного руху.

Друга – опір вписування в криві ділянки колії малого радіусу для міського рейкового транспорту. Обидві проблеми об'єднуються спільною проблемою поперечної керованості екіпажів.

При рамній конструкції екіпажної частини, через паралельність всіх осей колісних пар і порівняно невеликі зазори в рейковій колії, можливість проходження кривих малого радіусу була вельми обмежена. Перехід до візкових конструкцій став першим кроком конструкторів до здійснення принципу керованого руху екіпажів. Радіус кривих для візкових екіпажів, як правило, в 6...8 разів менший, ніж для рамних.

6.1. Розвиток конструкцій зчленованих візків

На багатьох серійних рейкових екіпажах застосовується зчленування візків. Спочатку це було вимушеним технічним рішенням, тому що поздовжні зусилля передавалися через зчепні прилади, розташовані на рамах візків, наприклад, на електровозах ВЛ8, ВЛ22, ВЛ23 та ін. Недоліком жорстких поздовжніх міжвізкових з'єднань є підвищення моменту інерції при повороті в плані групи пов'язаних візків і, як наслідок, збільшення бічного впливу на колію. Однак, поряд з недоліками зчленовані візки мають низку переваг, пов'язаних з поліпшенням проходження кривих ділянок колії. У зв'язку з цим, в останні роки стали знову застосовуватися міжвізкові з'єднання, найчастіше пружні, які передають горизонтальні поперечні сили від одного візка до іншого.

Різновидів конструкцій пружних міжвізкових з'єднань існує багато, але більшість з них мають одно- або двох-пружинні апарати з горизонтально розташованими пружинами.

Наприклад, у електровозів серії К (*Siemens-Schuckertwerke i Krupp*) (рис. 6.1) пружинний апарат з'єднаний з одним візком, а його шток, що проходить між пружинами, і корпус кульового вкладиша з'єднані з іншим візком. Залежно від напрямку відносного переміщення візків, стискається права чи ліва пружина, передаючи зворотні горизонтальні зусилля від одного візка до іншого.

У електровозів ВЛ80 застосований однопружинний апарат з таким же принципом роботи. Пружні міжвізкові з'єднання застосовуються на електровозах ЧС2, Ре 2/2 та ін.

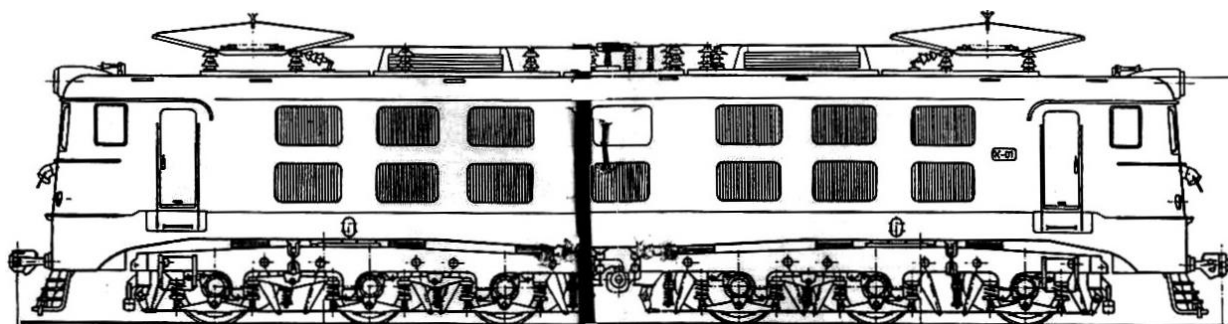


Рисунок 6.1 – Схема електровоза серії К («Kaiser») виробництва *Siemens-Schuckertwerke i Krupp*

Вважається, що пружний міжвізковий зв'язок, значно знижує напрямні зусилля в кривих малого радіусу як переднього, так і заднього візків, хоча при русі в кривих радіусом більше 600 м і в прямих ділянках колії вона малоефективна, а іноді й шкідлива. Тому, в пружному зв'язку зазвичай робиться поперечний зазор, що виключає взаємодію візків при їх малих взаємних відхиленнях.

6.2. Візки з радіальною установкою колісних пар

Перевагою традиційних колісних пар, вважається їх здатність самовстановлюватись щодо осі колії і до досягнення певних швидкостей руху рухатися без торкання гребнів до рейок. Однією з умов чистого кочення колісної пари в кривій, тобто її руху без проковзувань коліс відносно рейок, є її радіальна установка в колії.

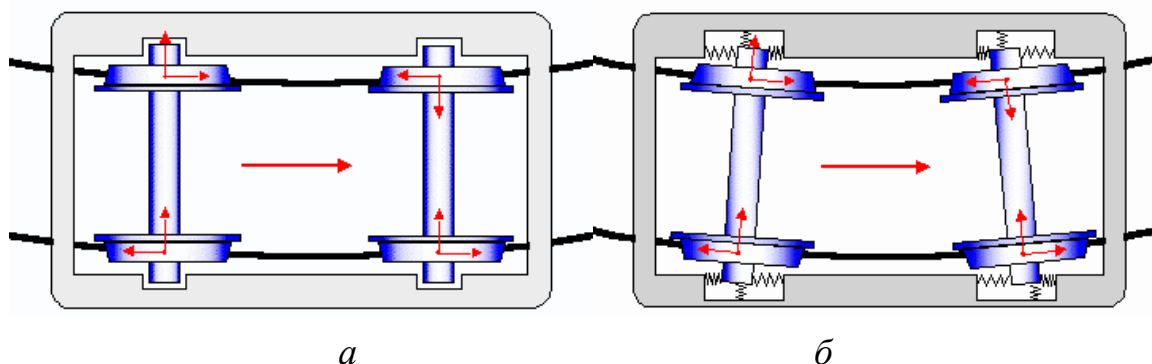


Рисунок 6.2 – Схеми візків традиційної конструкції (а) і з радіальними колісними парами (б) [146]

За загальноприйнятою думкою візки із колісними парами, що встановлюються в кривих радіально, мають низку переваг перед візками із звичайними «жорсткими» колісними парами. Останні створюють помітно більше навантаження на рейки.

Багаточисленними теоретичними і експериментальними дослідженнями доведено, що радіальна установка колісних пар дозволяє суттєво зменшити паразитні проковзування у контактах, навантаження на гребеневі контакти і, як наслідок, зменшити знос гребнів та опір руху.

Колісні пари традиційних візків не мають механізму керування поворотом осей в плані. Всупереч поширеній думці, в ідеальному випадку, гребні коліс не повинні торкатися рейок. Гребні повинні бути запобіжним засобом щодо сходу коліс з рейок. Колісні пари, як правило, мають доволі жорсткий зв'язок з рамами візків щодо повороту в горизонтальній площині.

Ідея застосування поворотних в плані колісних пар і їх установки в візку по радіусах осі рейкової колії прийшла на залізничний транспорт, звичайно ж, з автомобіля. Можливість управляти траєкторією руху в межах зазору в колії і рухатися на будь-яких режимах без торкання гребнів і рейок виявилася дуже привабливою. Це дало б можливість значно зменшити бічні ковзання та знос у контактах і знизити опір руху.

Радіальна установка колісних пар у рамі візка приводить до зменшення контактних сил у гребневих контактах коліс з рейками. Наслідком цього є зменшення зносу коліс і рейок, зменшення опору руху та підвищення якості керованості екіпажів у кривих ділянках колії.

6.2.1. Локомотивні візки HTCR-II Trucks, розробки компанії *Electro-Motive Diesel*

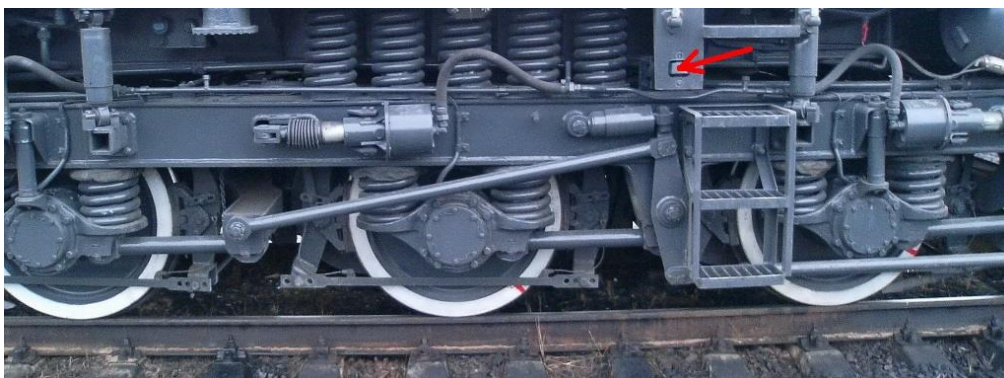
Однією з сучасних розробок рухомого складу з керованим спрямуванням візків рейковою колією можна вважати тривісні локомотивні візки *HTCR-II Trucks*, розробки компанії *Electro-Motive Diesel* (рис. 6.3). Літера R у індексації візка вказує на модифікацію з радіальною установкою колісних пар в кривій.



Рисунок 6.3 – Тривісний локомотивний візок *HTCR-II Trucks* (компанія *Electro-Motive Diesel*) з радіальною установкою колісних пар

6.2.2. Дослідний візок тепловоза 2ТЕ25к

Ще один приклад візка з радіальною установкою колісних пар – дослідний візок тепловоза 2ТЕ25к, розроблений ВНКДТІ (*Всероссийский научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт*) і побудований на БМЗ (*Брянский машиностроительный завод*) (рис. 6.4).



8

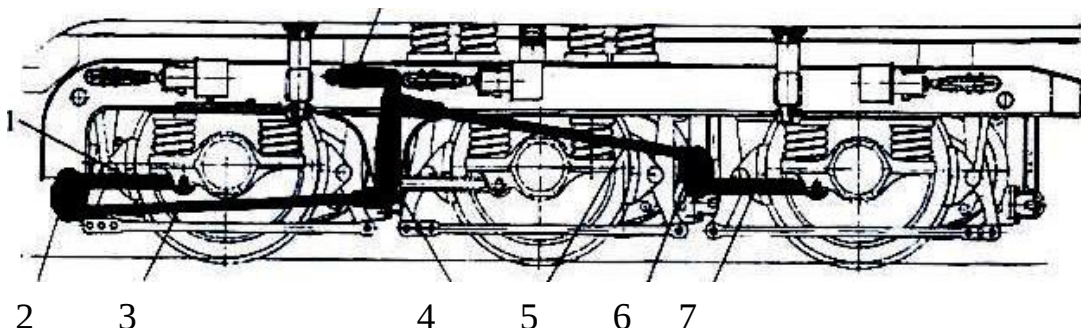


Рисунок 6.4 – Конструкція візка тепловоза 2ТЕ25к з керованим положенням колісних пар в кривих

Механізм радіальної установки колісних пар включає: повідці 1 і 7 крайніх букс з'єднані з поперечними балансирами 2 і 6. До кінців балансирів шарнірно приєднані тяги 3 і 5, які іншими кінцями пов'язані з вертикальним двоплечим важелем 4. До подовження верхнього кінця важеля приєднано гідравлічний гаситель коливань 8. Візки з радіальною установкою колісних пар мають значно менший опір руху і менший знос гребнів в кривих ділянках колії.

Однак, не зважаючи на переваги, візки з радіальною установкою колісних пар досі не знайшли широкого впровадження через складність механізму управління положенням колісних пар і, як наслідок, їх велику вартість.

6.2.3. Колісні блоки швидкісних іспанських електропоїздів *Talgo*

Найбільш прогресивною реалізацію принципу радіальної установки колісних пар можна вважати колісні блоки швидкісних іспанських електропоїздів *Talgo* (рис. 6.5). Застосування в поїздах *Talgo* системи маятникового нахилу кузова разом із радіальною установкою колісних пар дозволяє підвищити швидкість руху поїзда в кривих ділянках колії.

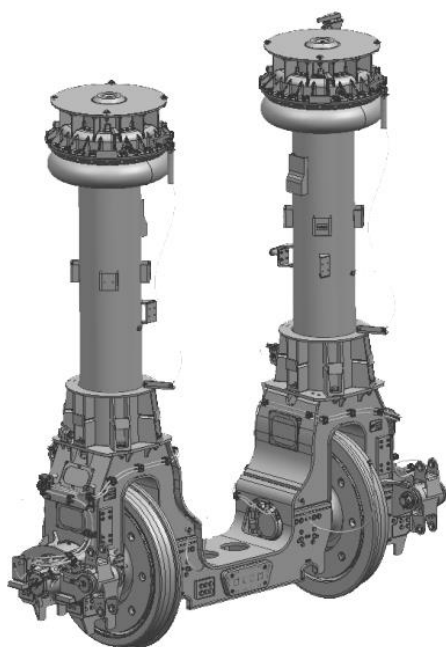


Рисунок 6.5 – Колісний блок іспанського швидкісного електропоїзда *Talgo*

При цьому знижується негативний вплив відцентрового непогашеного прискорення на комфорт проїзду пасажирів.

При цьому особливо важливим є те, що нахил кузова відбувається автоматично під дією сили тяжіння і відцентрової сили і не вимагає використання складного сервоприводу з електронним управлінням, бортових гіроскопів, як це відбувається у систем примусового нахилу кузова рухомого складу.

Ходова частина пасажирських вагонів *Talgo* побудована без застосування класичної вагонної візки і колісної пари. Дане технічне рішення ґрунтується на колісному блоці конструкції

Talgo. Жорстка сталева рама колісного блоку виконана в формі ярма, в якому закріплено колісні вузли. При цьому колеса, не з'єднані один з одним жорсткою віссю, можуть обертатися з різною кутовою швидкістю, що запобігає прослизання коліс при русі в кривій, як це зазвичай відбувається при традиційній конструкції колісних пар. Застосування системи «радіальної установки колісного блоку» в кривих ділянках колії дозволяє підвищити ресурс роботи елементів ходової частини поїзда при зниженні зносу колійної інфраструктури.

Система «радіальної установки колісного блоку» встановлюється на всіх колісних блоках (крім кінцевих вагонів) і складається з системи поздовжніх і поперечних тяг і балансирів, що забезпечують автоматичну радіальну установку колісного блоку при вході в криву. Застосування пневмо-підвішування в сукупності з системами маятникового нахилу кузова і «радіальної установки колісного блоку» в кривих дозволяє забезпечити високу ступінь плавності ходу і, в наслідок чого, значно підвищити рівень комфорту проїзду пасажирів.

6.2.4. Технічні рішення щодо конструкції візків з радіальною установкою колісних пар

Існує велика кількість технічних рішень щодо управління положенням колісних пар у візках. Деякі з них здійснено у реальних конструкціях, більшість же залишаються на папері. За принципом дії виконавчих механізмів повороту колісних пар їх можна розділити на три групи. До першої групи належать візки, у яких установка колісних пар, в положення, близьке до радіального, досягається за рахунок спрямовуючих сил, що виникають в контактах коліс з рейками.

До другої групи належать конструкції, засновані на керуючій дії інерційних сил. В конструкціях третьої групи використовується принцип примусового повороту колісних пар, з метою поліпшення вписування в криві ділянки колії.

Візки, у яких радіальна установка колісних пар досягається за рахунок спрямовуючих сил в контактах коліс з рейками.

Прикладом візків із колісними парами, що само-встановлюються за рахунок спрямовуючих сил, можуть служити візки електропоїздів Re4/4-46.

Схожа схема описана у патенті [152] «Двовісний візок» (рис. 6.6). Двовісний само-встановлювальний візок містить раму 1 кронштейни 2 і тягові двигу-

ни 4. Кожен двигун 4 пов'язаний з рамою 1 чотирма пружними тягами 3, що встановлені під нахилом в сторону центру мас візка. Причому, тяги 3 утворюють шарнірну усічену піраміду, симетричну до цього центру мас.

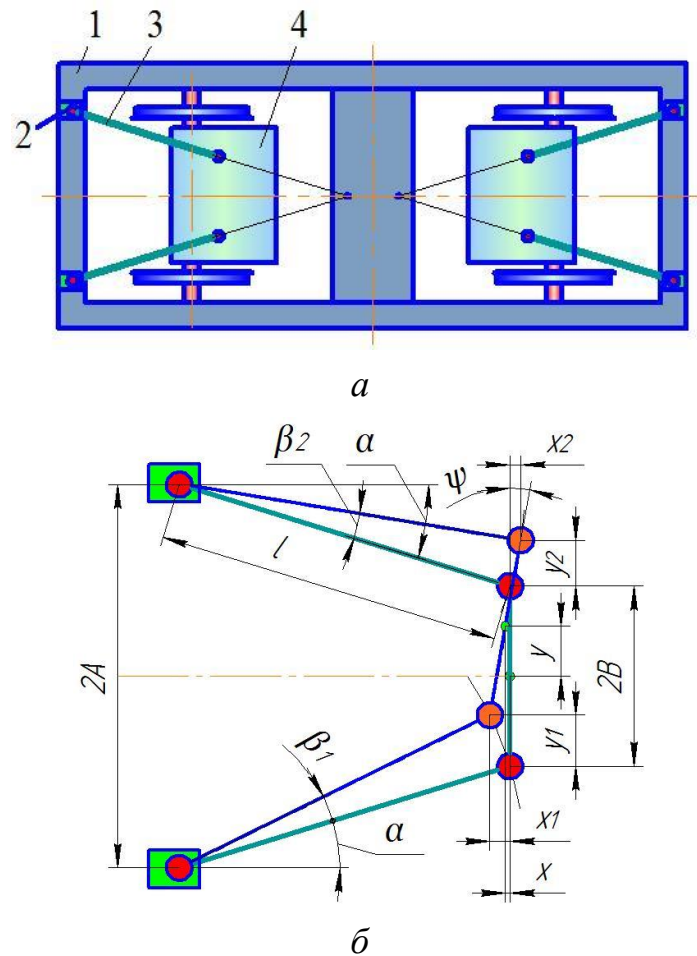


Рисунок 6.6 – Двовісний візок за а.с. 1206153 [152]

Під час руху візка, тяги и переміщуються під дією поперечних спрямовуючих сил, що діють на колісні пари. При цьому центр мас колісно-моторного блоку переміщується по y поперечному напрямку, що виключає перекіс колісних пар. При русі в кривій, колісна пара, в результаті дії контактних сил і сил інерції елементів екіпажу, встановлюється в положення, близьке до радіального.

Поперечні переміщення колісної пари – y , кутовий поворот в плані – ψ і поздовжнє переміщення – x зв'язані наступними співвідношеннями:

$$y_1 = l(\sin\alpha + \beta_1) - A + B; \quad y_2 = A - B - l \cdot \sin(\alpha - \beta_2);$$

$$x_1 = l[\cos\alpha - \cos(\alpha + \beta_1)]; \quad x_2 = l[\cos(\alpha - \beta_2) - \cos\alpha]; \quad (6.1)$$

$$\psi = \frac{x_1 + x_2}{2B + y_1 - y_2}.$$

Найбільш простим варіантом пружного сполучення колісних пар з рамою візка можна вважати самоустановлювальну колісну пару, наприклад, показану на рис.6.7. Своїми ресорними комплектами 1 колісна пара 2 так пов'язана з рамою 3. Утворюється коліскове підвішування з осями підвісок 4, що перетинаються вище осі колісної пари.

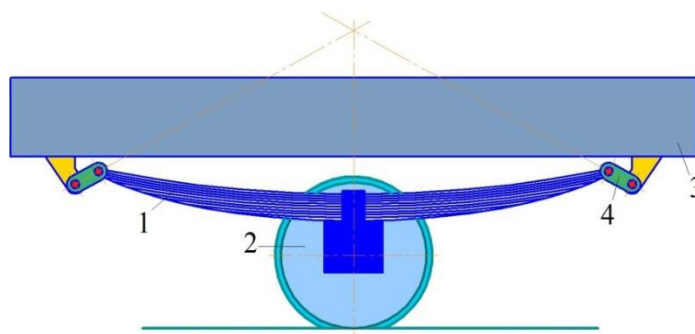


Рисунок 6.7 – Само-встановлювальна колісна пара на основі ресор

До цієї ж групи належить конструкція візка Ліхті (рис.6.8). Колісні пари 1 є такими, що відхиляються разом з керуючими водилами 2. Водила а можуть повертатися щодо рами візка 7 навколо шворнів 3. Обидва водили 7 сполучаються в середній точці 4 за допомогою кутового важеля 5 з кронштейном 6 кузова 8.

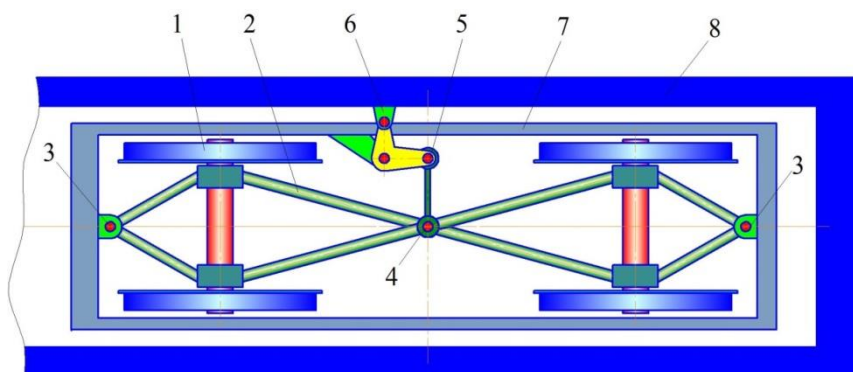


Рисунок 6.8 – Схема візка Ліхті

Двовісний візок з радіально регульованими колісними партами з перехреснім зчепленням (European patent application EP 2157007 A1) [147]. Двовісний

візок для залізничного транспортного засобу з радіально регульованими колісними партами з перехресним зчепленням, що складається з двох перехресних дротиків, які діагонально з'єднують обидва колісні пари візка, містить L-образні розмірні адаптери 3 (рис. 6.10), які з'єднані двома схрещеними тягами 4 і 7, які міцно з'єднані з осьовим ящиком 1 через носій коробок осей 2, за допомогою чого розмірні адаптерні кронштейни 3 не лежать в одній площині, а тому розмірний адаптер 3 містить щонайменше ще один вигин, через який його точки з'єднання з носієм коробки осі 2 та тягою 4 та / або 7 потрапляють у потрібне положення.

Керований залізничний візок (патент US 8276522 B2)[148].

Візок для залізничного транспортного засобу включає в себе раму, дві, або більше колісних пар та рульові зв'язки, що з'єднують колісні партії для підтримання керування рухом (рис. 6.10).

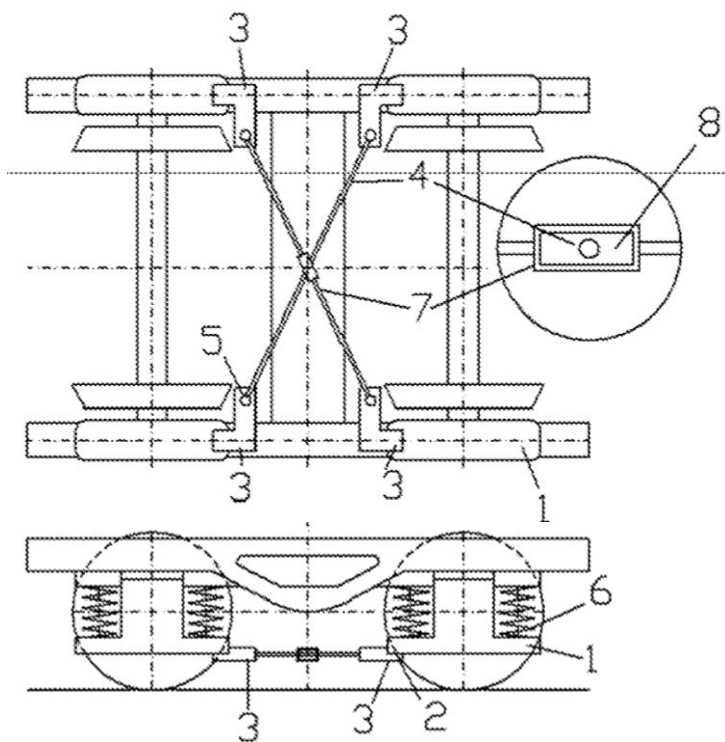


Рисунок 6.10 – Візок з радіальною установкою осей за патентом EP 2157007 A1[147]

Візок має датчики контролю кута повороту та швидкості руху. Вихідний сигнал датчика обробляється для визначення кривизни колії і визначення швидкості руху поїздів і швидкості руху кузова.

Процесор запускає вирівнювальні бари, щоб відрегулювати положення тіла відносно рами у відповідь на кривизну колії та поточну позицію рами, щоб збільшити стійкість колісних пар.

На рис. 6.11 показано варіант конструкції двошарової з'єднання візка з кузовом 10, що має раму 11 та колісні пари 12 і

13. Передня колісна пара 12 і задня колісна пара 13 включають осі 15, конічні колеса 16 і колісні букси 18. Передня колісна пара 12 з'єднана із поворотною рамкою 21, через букси 18.

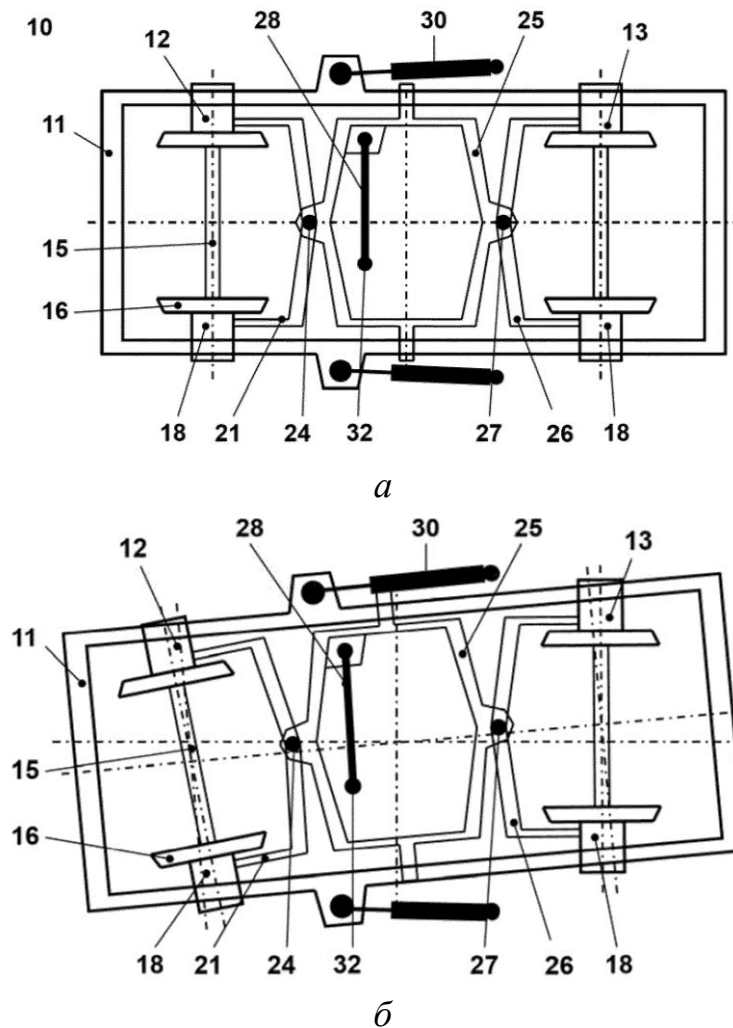


Рисунок 6.11 – Візок з радіальною установкою колісних пар в кривій за патентом US 8276522 B2) [148] – варіант 1

Поворотна рамка 21 з'єднується через поворотний елемент 24 з середньою рамкою 25. Середня рамка 25 є, по суті, прямокутною і також з'єднується другою поворотною рамкою 26 через обертаючий елемент 27. Поворотна рамка 26 приєднується до бус 18 другої колісної пари 13. Середня рамка 25 з'єднана з кузовом транспортного засобу з'єднанням 28.

Таким чином, колісні пари 12, 13 сполучаються таким чином, що орієнтація передньої колісної пари 12 впливає на орієнтацію задньої колісної пари 13.

Коли візок 10 рухається по кривій колії, колісні партії 12, 13 рухаються так що колеса 16 колісних пар 12, 13 торкаються гребнів в однакових положеннях. Коли передня колісна пара 12 рухається разом із рамкою 21, це призводить до того, що середня рамка 25 обертається і в свою чергу, призводить до того, що

рамка 26 обертається і орієнтує другу колісну пару 13 у положенні, який є, симетричним до положення першої колісної пари 12 відносно поперечної осі рами 11. Середня рамка 25 відхиляється поперечно через з'єднання з кузовом 28, коли передня колісна пара 12 слідує по кривій ділянці колії.

Крім того візок 10 має тяги 30, що з'єднують раму візка 11 з кузовом. Тяги 30 розташовані поздовжньо на протилежних сторонах рами 11. Тяги 30 можуть включати пневматичний, гідравлічний або електричний привід, що реагує на вихідні сигнали датчиків положення візка у кривій.

Коли візок 10 входить в криву ділянку колії, процесор обробляє вихідний сигнал датчика згідно з програмою і запускає роботу тяг 30 таким чином, що опори для балансира 30 співпадають, щоб зменшити проковзування на колесах 16. Коли візок 10 рухається по кривій, внутрішня тяга 30 скорочується, а зовнішня подовжується. Конструкція дозволяє здійснювати спрямування коліс 16 колією при мінімальних рівнях зносу коліс і рейок і опору руху.

Тяги 30 візка реагують на оцінку кривизни колії. Використання тяг 30 у цьому режимі є напів-активним методом управління рухом колісних пар.

На рис. 6.12 показано варіант 2 конструкції тривісного візка за патентом US 8276522 B2) [148].

Як альтернатива, тяги 30 можуть бути приведені в дію з входу положення поїзду та базу даних про відому кривизну колії, відцентровий сигнал та різницю відхилень візків 10. Дані про кривизну колії можуть надходити з приймача GPS оброблена з базою даних кривизни колії. Тяги 30 реагують на розрахункове відхилення візка 10 відповідно до кривизни колії. Цей режим роботи є повним активним методом управління і може використовуватися для керування рухом візків 10 у кривій. Візок 50 має раму 51 і колісні пари 52, 53, 54. Візок 50 зв'язаний з кузовом через тяги 70. Колісні пари 52, 53, 54 мають осі 56, конічні колеса 57 і буксові вузли 58. Передня колісна частина 51 має рухому рамку 61, з'єднану поворотним механізмом 62 з середньою рамкою 63. Середня рамка 63 приєднується до другої поворотної рамки 65. Рухома рамки 61, середня рамка 63 і друга рухома рамка 65 з'єднуються між собою шарнірними з'єднаннями 62.

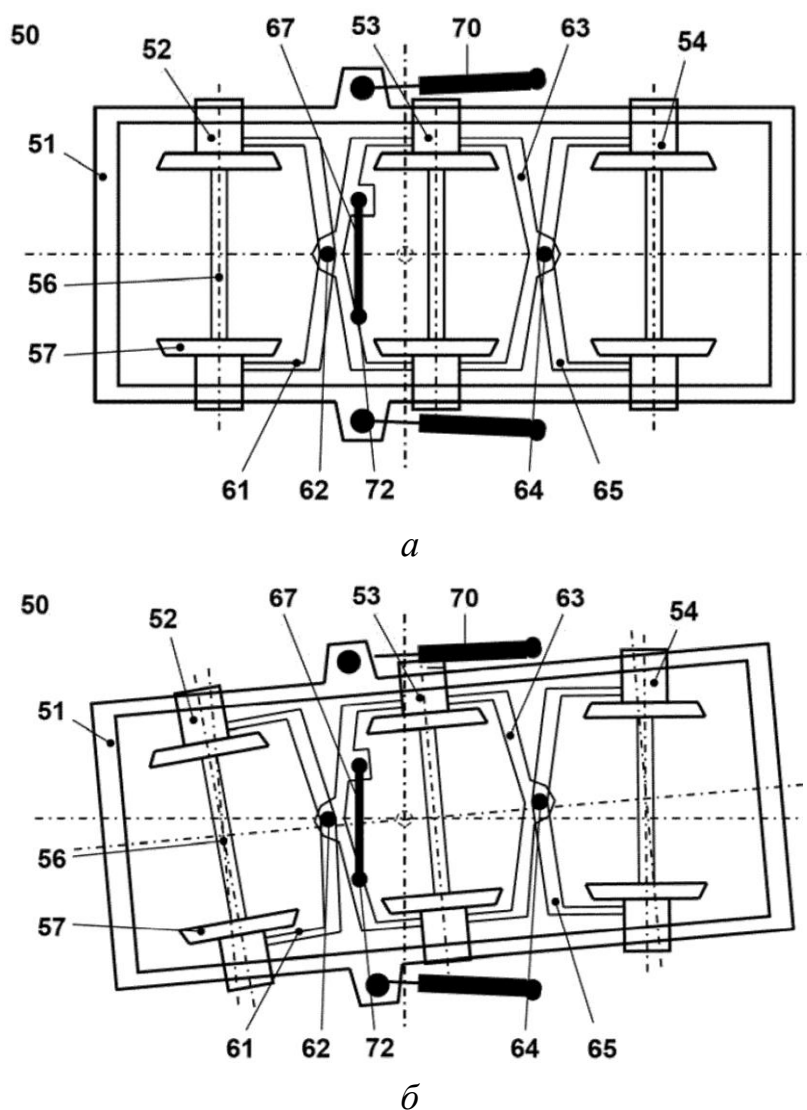


Рисунок 6.12 – Візок з радіальною установкою колісних пар в кривій за патентом US 8276522 B2) [148] – варіант 2

Візок залізничного транспортного засобу з радіальним управлінням колісних пар (патент US5375533 А).

У американському патенті US5375533 А [149] запропоновано технічне рішення для тривісного візка з можливістю радіальної установки колісних пар. Крайні колісні пари встановлюють у радіальне положення за допомогою поздовжніх направляючих стрижнів, розташованих з нахилом до поздовжнього напрямку транспортного засобу. Середня колісна пара зміщується у поперечному напрямку внаслідок відцентрової сили в кривій. Похиле розташування поздовжнього направляючого стержня забезпечує поздовжнє зміщення буксового вузла, який знаходиться в протилежних напрямках ліворуч і праворуч. Проте в цьому процесі середня колісна пара не входить в управління. Вона окремо

спрямована в поперечному напрямку незалежно від крайніх колісних пар. Більш того, така конструкція діє в сенсі радіальної орієнтації колісних пар тільки в тих випадках, коли спостерігається помітна надлишку відцентрової сили. При низьких швидкостях руху помітний ефект буде відсутній.

На рис. 6.13 зображено два варіанти схем ходової частини тривісного візка за патентом патенту US5375533 А [149]. Коли візок входить у криву, середня колісна пара 3 зміщується у поперечному. Важелі 4 середніх обертається навколо опор 6, закріплених на рамі ходової частини. При цьому крайні колісні пари встановлюються під кутом 1 до поперечної осі візка, а їх геометричні осі орієнтуються приблизно у напрямку до центру кривої. Під час пересування при відносно високих швидкостях і, таким чином, відносно високому поперечному прискоренні, відцентрова сила призводить до того, що рамка ходової частини відчуває силу зсуву, орієнтовану на зовнішню сторону кривої.

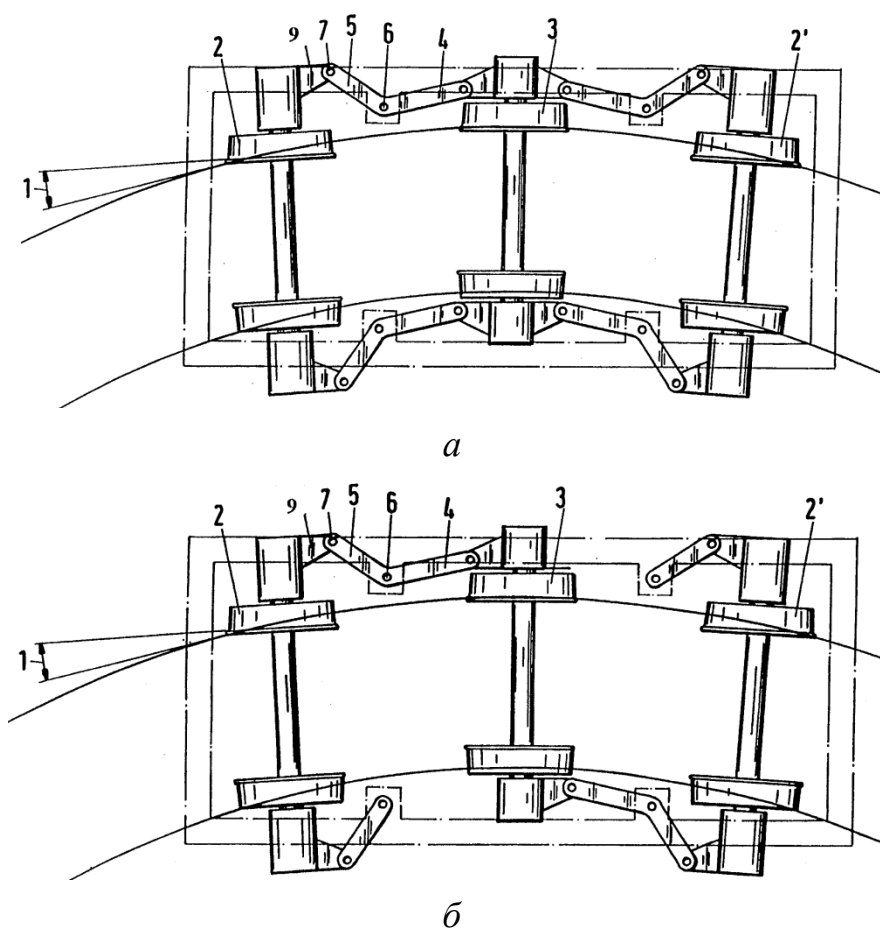


Рисунок 6.13 – Схема тривісного візка з радіальною установкою колісних пар за патентом US5375533 А [149]

Візок залізничного транспортного засобу (патент EP 0161729 A1) [150]. У

візку за патентом EP 0161729 A1 для того, щоб керувати коливаннями виляння колісних пар у прямих ділянках колії колісні пари взаємно зв'язані через два кріплення, кожен з яких сполучений з механізмом взаємозв'язку. Візок 1 залізничного вагону містить раму 2 та дві колісні пари 3.

Колісні пари обертаються в підшипниках 4. Колеса 5 колісних пар 3 рухаються по рейках 6. Кожна бара 4 має поворотний кронштейн 7, який за допомогою сферичної осі 8 з'єднується з центральною частиною 9 вертикального важеля 10.

Верхній кінець важеля 10 шарнірно призупинений до горловини 13 каркасу 2 за допомогою сферичного стержня 12. Горловини 13 спираються через пружинний пакет 14 на буксові вузли 4. Нижній кінець 15 кожного важеля 10 з'єднаний за допомогою сферичного осіння 16 із поперечними стержнями 17.

Стержни 17 перетинають один з одним і з'єднують важелі 10, розташовані по діагоналі навпроти один одного.

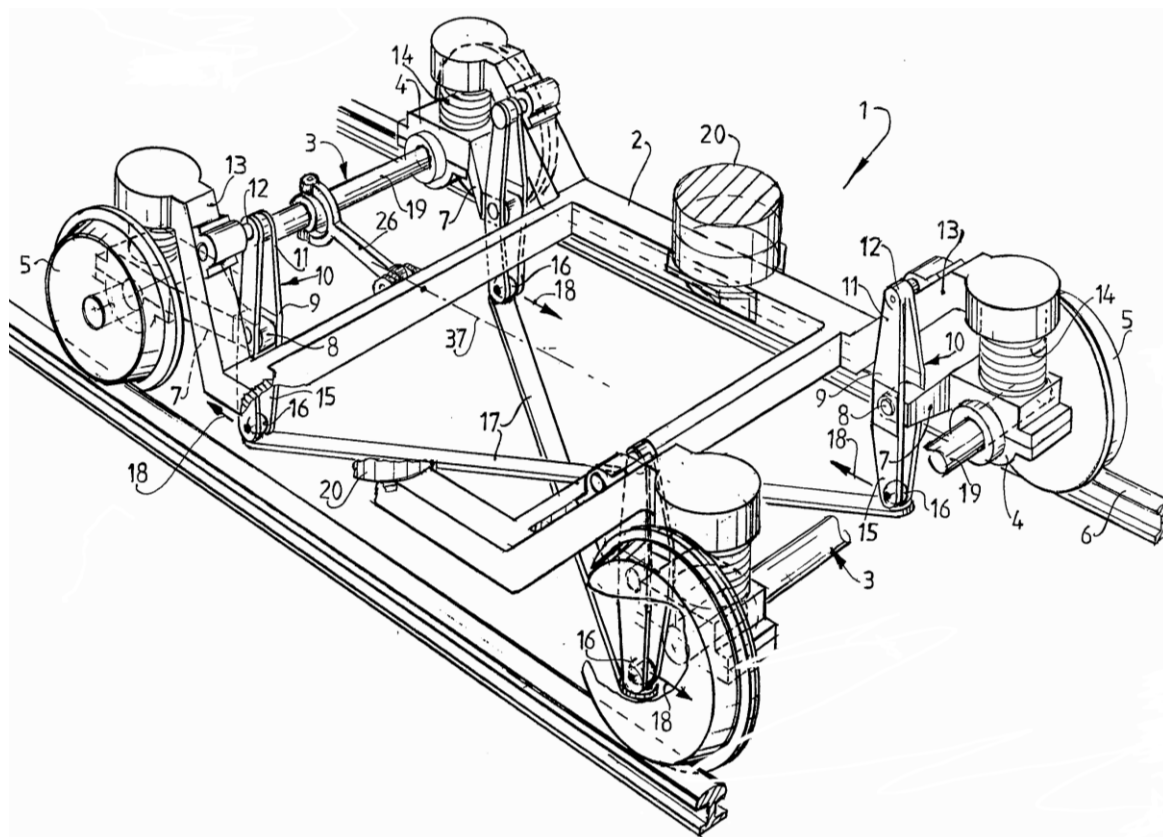


Рисунок 6.14 – Візок залізничного транспортного засобу з керованим положенням осей за патентом EP 0161729 A1 [150]

Таким чином вони утворюють, так званий, перехресний якір. Сферичні осі 16 можуть витіснити один одного у напрямку стрілок 18. Таким чином, отримують стійкий поворот колісних пар 3 у горизонтальній площині. Хрестовини 17 розташовані на низькому рівні принаймні на значно нижчому рівні, ніж рівень осей 19 колісних пар 3.

Залізничний візок, що містить раму та дві керовані осі (патент EP 0387744 A2) [151].

Візок на рис. 6.15 складається з рами 10 та двох керованих осей 20, кожна з яких встановлений на рамці 30. Кожна вісь встановлена в пару осьових коробок-букс 25, з'єднаних з рамою через первинні пружини підвіски 40 та вертикальний з'єднувальний стрижень 50.

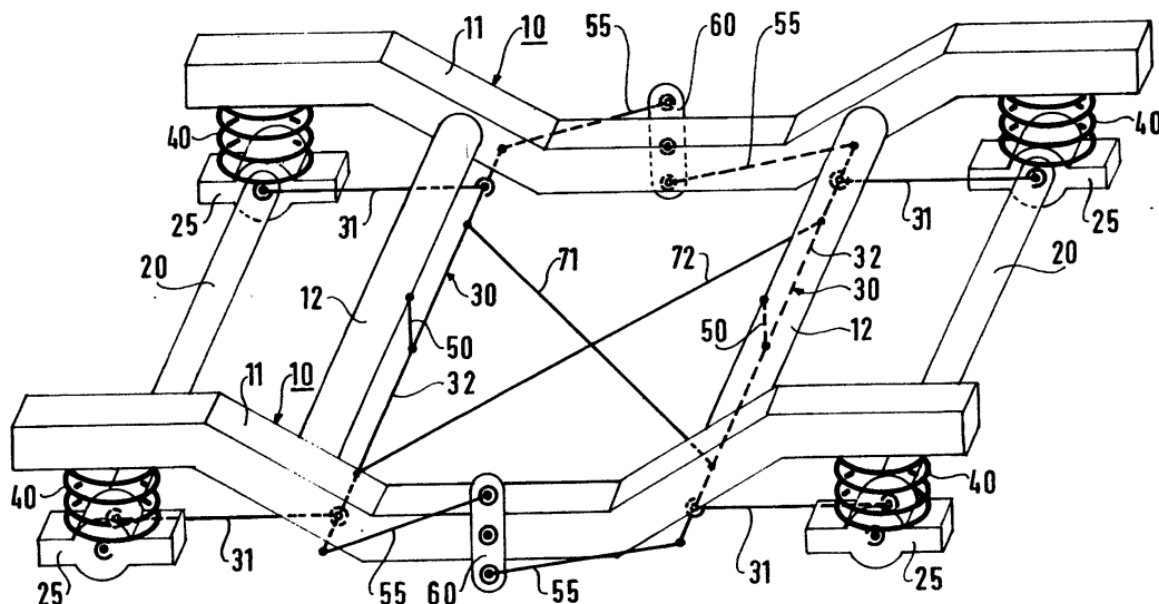


Рисунок 6.15 – Залізничний візок з керованим положенням осей за патентом EP 0387744 A2 [151]

Обидві рами з'єднані двома діагональними стержнями 71, 72. Поперечні штанги 32 з'єднуються парою ланок 55 центральними важелями 60. Важелі 60 шарнірно встановлені на рамі 11. При повороті важелів 60 досягається відносний поворот колісних пар в горизонтальній площині для їх радіальної установки в колії.

ВИСНОВКИ

Представлені результати досліджень, спрямовані на зниження опору руху рухомого складу, пов'язаного із спрямуванням залізничних екіпажів рейковою колією, дозволили зробити наступні висновки.

1. Обґрунтовано існування складової опору руху рейкових екіпажів, обумовленої спрямуванням колісних пар рейковою колією. Автори назвали цей опір кінематичним опором руху.

З'ясовано природу виникнення кінематичного опору руху. Кінематичний опір руху обумовлений груповою взаємодією багато-вісної колісної системи екіпажів з рейковою колією. Природа виникнення цього опору полягає в невідповідності геометричних і кінематичних параметрів контактування кожного з коліс і кінематичних параметрів руху всього екіпажу. Кінематичний опір руху пов'язаний з циркуляційними процесами в замкнутих силових контурах, утворених елементами екіпажної частини і колії.

2. Запропоновано методику аналізу замкнутих силових контурів в механічних передачах потужності стосовно до рейкового рухомого складу. Кінематичні схеми приводу і спрямування колісних пар включають замкнуті силові контури, утворені колісними парами і колійною підсистемою. Характерною є істотна нерівномірність розподілу потоків потужності по гілках контурів і циркуляція потоків в межах контурів.

Паразитні силові потоки є причиною збільшення механічних втрат і зниження коефіцієнта корисної дії багато-вісного колісного рушія. Рівень механічних втрат залежить від характеристик кінематичних пар. Для оцінки рівня втрат в замкнутих контурах введено коефіцієнт циркуляції. Основними циркуляційними потоками, що визначають рівень кінематичного опору руху рейкових екіпажів, є потоки в осьових і міжосьових замкнутих силових контурах. Енергія циркуляції поглинається у розв'язуючих вузлах, насамперед у контактах коліс з рейками. При цьому контакти коліс із рейками виконують роль фрикційних демпферів з високим рівнем розсіювання.

Коефіцієнти циркуляції в зазначених контурах, мають найбільші значення при русі екіпажів в кривих середнього і малого радіусів і досягають значень 0,85 ... 1,0.

3. Розроблено методику математичного моделювання двох-точкового ко-

нтакту колеса з рейкою, як статично невизначеної системи спирання, з урахуванням контактної пружності матеріалу і просторової геометрії профілів поверхонь кочення. Отримано закони розподілу вертикальних і нормальних навантажень, поздовжніх і поперечних сил і швидкостей ковзань в контактах, як функцій взаємного положення колеса і рейки в просторовій системі координат. Процес перекладки основного і гребеневого контактів представлено у вигляді лінійної залежності вертикального навантаження від відносного поперечного зміщення колеса і рейки в межах зони двох-точкового контакту.

Порівняльний аналіз результатів інтегрування рівнянь руху екіпажів з різними варіантами опису контактної взаємодії показав доцільність врахування двох-точкового контактування при моделюванні руху екіпажів в режимі гребеневого торкання коліс і рейок.

4. На основі аналізу замкнутих силових контурів і геометричних характеристик контактування коліс із рейками розроблена методика моделювання кінематичного опору руху. Розроблено математичні моделі для більшості конструктивних схем серійного рухомого складу: паровозів, електровозів, тепловозів, електро- та дизель-поїздів, пасажирських і вантажних вагонів.

5. Уточнено опис фрикційної взаємодії коліс з рейками на основі урахування особливостей двох-точкового контактування. Це дозволило отримати задовільний рівень достовірності математичного моделювання та оцінки кінематичного опору руху екіпажів, а також оцінити вплив на нього конструктивних факторів. В якості основного критерію достовірності моделювання прийнято кінематичний опір руху, який може бути оцінений за експериментальними характеристиками, як додатковий опір руху в кривих. В якості додаткових критеріїв прийнято параметри траєкторії руху екіпажу за результатами дослідження горизонтальної динаміки в відомих роботах.

6. В результаті досліджень на математичних моделях отримані характеристики кінематичного опору руху для серійного рухомого складу.

Отримано наступні результати:

- кінематичний опір руху більшості одиниць рухомого складу в магістральних кривих, в залежності від швидкості і параметрів колії, становить 20 ... 50%, а в кривих радіусом 30 ... 80 м, характерних для міського рейкового транспорту, до 80% повного опору руху;
- формули для розрахунку опору руху в кривих, що застосовуються

при тягових розрахунках, не відображають залежності питомого опору руху від конструктивних особливостей і режимів руху рухомого складу і дають похибку в 1,5 ... 2,5 рази;

- при традиційній візковій компоновці екіпажі з двовісними візками мають питомий кінематичний опір руху на 15 ... 30% нижчий, ніж екіпажі з тривісними візками;
- для профілів поверхонь кочення коліс з більшим кутом конусності характерні більш високі значення опору руху. Зокрема, при рівних інших умовах, при куті гребеневого конусу коліс – 60° опір руху чотирівісного екіпажу в 1,3..1,6 рази нижче, ніж при куті гребеневого конусу 70° .

7. Аналіз напрямних силових факторів вписування екіпажів в криві ділянки колії показав, що керованість екіпажів рейкової колією має жорстку характеристику, пов'язану з поперечною пружністю рейкових ниток. Поздовжні сили зчеплення грають роль напрямних тільки в кривих радіусом понад 1000 ... 1250 м. В кривих середнього і малого радіусу вони напроти викликають опір руху. Поперечні складові сил зчеплення можуть виконувати роль керуючого фактору тільки при установці колісних пар з перекосом при набіганні першої колісної пари на внутрішню рейку. При інших установках цей фактор викликає момент опору вписуванню. При цьому, залежність моменту опору від кута набігання носить нестійкий характер, що виражається в схильності колісної пари, що набігає, до заклинювання.

8. З огляду на високий рівень поперечних проковзувань і жорсткості характеристик поперечних сил зчеплення, ці сили є головним чинником опору у всьому діапазоні радіусів кривих. Єдиним, реально діючим напрямним фактором, є гребеневі гравітаційні сили.

9. При русі екіпажів в кривих спостерігається приблизно лінійний зв'язок між напрямними силами і кінематичним опором руху. З'ясовано, що екіпаж, який має менший опір руху, створює менший горизонтальний вплив на рейки. Таким чином, зменшення впливу на колію можна досягнути за рахунок використання в якості інтегрального критерію якості управління вписуванням – кінематичного опору руху.

10. Запропоновано принципи проектування ходових частин рейкового рухомого складу з низьким опором руху, засновані на зниженні коефіцієнту цир-

куляції в осьових і міжосьових замкнутих силових контурах. До певних меж зменшення рівня циркуляції потужності можна досягнути за рахунок зниження жорсткості контуру. Однак, при псевдо стаціонарних режимах роботи контуру, наприклад, при русі в кривих, обмеження контурних потоків може бути здійснено тільки шляхом введення в кінематичні ланцюга приводу і спрямування колісних пар конструктивних розв'язуючих вузлових точок.

Ці методи дозволяють знизити кінематичний опір руху на 15 ... 60%, що відповідає зниженню загального опору руху на 8 ... 20% і економії палива і електроенергії на тягу поїздів на 5 ... 12%.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1.Добронравов, А.Г. Общая теория паровых машин и теория паровозов [Текст] / А.Г. Добронравов. – Санкт-Петербург, 1858.
- 2.Лопушинский, В.И. Сопротивление паровоза и вагона движению и действию паровой машины паровоза [Текст] / Санкт-Петербург, 1880.
- 3.Єрмаков, Л.А. Дані і розрахунки, що відносяться до вживання паровозів (1809-1959). [Текст] / Л.А. Єрмаков. – Москва: Московский институт инженеров железнодорожного транспорта, 1960.
- 4.Бородин, А.П. Службы подвижного состава Юго-Западных железных дорог в период десятилетия 1880 - 1889 гг. [Текст] / Л.А. Єрмаков. – Киев, 1893.
- 5.Петров, Н.П. О наивыгоднейшей скорости товарных поездов [Текст] / Петров, Н.П. – Санкт-Петербург, 1892.
- 6.Петров, Н.П. Паровозы. [Текст] / Петров, Н.П. – Санкт-Петербург.1879.
7. Петров, Н.П. Сопротивление поездов на железных дорогах [Текст] / Петров, Н.П. – Санкт-Петербург, 1898.
8. Романов, А.Д. Паровозы [Текст] / Романов, А.Д. – Санкт-Петербург. 1893.
- 9.Смирнов, С.И. Курс подвижного состава и тяги [Текст] / С.И. Смирнов. – Санкт-Петербург, 1895.
10. Ломоносов, Ю.В. Тяговые расчеты и приложения к ним графических методов [Текст] / Ю.В. Ломоносов. – Санкт-Петербург, 1912.
11. Davis, W.J. Train resistance. *The Street railway journal*. New York: McGraw Publishing. 1904. Vol. 24. No. 23. P. 1000-1003.
12. Schmidt, E.C., Dunn, H.H. Passenger train resistance. *University of Illinois bulletin*. Urbana: University of Illinois. Engineering Experiment Station. 1918. No 110. 44 p.
13. Schmidt, E.C. Freight Train Resistance: Its Relation to Car Weight. *Bulletin* 43. 1910. 144 p.
14. Schmidt, E.C., Marquis, F.W. The Effects of Cold Weather upon Train Resistance and Tonnage Rating. *Bulletin* 59. 1912. 25 p.

15. Dunn, H.H. The Tractive Resistance of a 28-ton Electric Car. *Bulletin* 74. 1914. 45 p.
16. Schmidt, E.C., Dunn, H.H. The Tractive Resistance on Curves of a 28-ton Electric Car. *Bulletin* 92. *Of the Engineering Experiment Station of the University of Illinois*. 1916. 54 p.
17. Schmidt, E. Freight train curve resistance on a one-degree curve and on a three-degree curve. *University of Illinois bulletin*. 1927. Vol. XXIV. July 12. No. 45.
18. Rochard, B., Schmid, F. A review of methods to measure and calculate train resistances. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2000. Vol. 214. No. 4. pp. 185-199.
19. Armstrong, A. Electric Traction. In: *Standard Handbook for Electrical Engineers. Section 13*. 1910. p. 947-1085.
20. Davis, W. J. The tractive resistance of electric locomotives and cars. *Gen. Electr. Rev.* 1926. 29 p.
21. Ломоносов, Ю.В. Тяговые расчеты: 2-изд. [Текст] / Ю.В. Ломоносов. – Одесса, 1915.
22. Карачан, Б. Расчет дополнительного сопротивления движению от кривых [Текст] / Б. Карачан. – М.: Железнодорожный транспорт, 1958. – №4.
23. Гурский, П. Сопротивление движению четырехосных цистерн [Текст] / П. Гурский. – М.: Железнодорожный транспорт, 1944. – №12.
24. Астахов, П. Основное сопротивление товарных вагонов в среднезимних условиях [Текст] / П. Астахов // Техника железных дорог. – 1948. – №9.
25. Веденисов, Б. Повышение скорости движения, мощности и эффективности тяговых средств транспорта [Текст] / Б. Веденисов, А. Комаров, С. Надежин. – Москва: Изд. АН СССР, 1950. – Вып. 1.
26. Шаронин, В. Исследование сопротивления движению грузовых и пассажирских вагонов на роликовых подшипниках [Текст] / В. Шаронин, Ю. Проскурин, В. Пинн / Труды ЦНИИ. – Москва: Трансжелдориздат, 1961. – Вып. 221.
27. Гурский, П. Сопротивление движению пассажирских вагонов на больших скоростях [Текст] / П. Гурский // Вестник ВНИИЖТ. – 1956. – №3.

28. Баранов, А. Основное сопротивление вагонов на роликовых подшипниках. [Текст] / А. Баранов // Вестник ВНИИЖТ. – 1963. – №4.
29. Правила тяговых расчетов для поездной работы [Текст] . – М.: Транспорт, 1985. – 287 с.
30. Schmidt, E. Freight train curve resistance on a one-degree curve and on a three-degree curve. *University of Illinois bulletin*. Vol. 1927. XXIV. July 12, No. 45.
31. Амелин, С.В. Устройство и эксплуатация пути. Учебное пособие [Текст] / С.В. Амелин, Г.Е. Андреев. – М.: Транспорт, 1986. – 238 с.
32. Armstrong, A. H. Electric Traction. *Standard Handbook for Electrical Engineers. Section 13*. 1910. p. 947-1085.
33. Астахов, П.Н. Определение основного сопротивления движению подвижного состава на экспериментальном кольце [Текст] / П.Н. Астахов, П.П. Стромски // Вестник ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1962. – № 6. – С. 60-78.
34. Rochard, B.P., Schmid, F. A review of methods to measure and calculate train resistances. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F. Journal of Rail and Rapid Transit*. 2000. Vol.214. No.4. P.185–199.
35. *Practical Guide to Railway Engineering. Chapter 2. Railway Industry Overview*. Available at: <https://www.arena.org/publications/pgre/PracticalGuide/PGChapter2.pdf>
36. Fayet, P. *Modélisation des réseaux électriques ferroviaires alimentés en courant alternatif*. PhD thesis. Ecully: Ecole centrale de Lyon. 2008.
37. Mlinarić T.J., Ponikvar K. Energy efficiency of railway lines PROMET. *Traffic & Transportation*. 2011. T. 23. №. 3. P. 187-193.
38. Economics of Railway Engineering and Operation. AREMA Manual for Railway Engineering. *American Railway Engineering and Maintenance-of-Way Association*. 1999. 232 p.
39. Астахов, П.Н. Сопротивление движению железнодорожного подвижного состава [Текст] / П.Н. Астахов // Труды ЦНИИ МПС. – М.: Транспорт, 1966. – Вып. 311. – 179 с.
40. Armstrong, D.S., Swift, P.H. Lower energy technology. *Identification of energy use in multiple units. Report MR VS 077. Part A*. 20 July. Derby: British Rail Research. 1990.

41. Radosavljevic. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. *Journal of Rail and Rapid Transit. Part F*. 2006. Vol. 220. P. 283-291. First Published May 1.
42. Лысюк, В.С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов [Текст] / В.С. Лысюк. – М.: Транспорт, 2002. – 216 с.
43. Марков, Д.П. Задир боковых поверхностей рельсов и гребней колес [Текст] / Д.П. Марков // Вестник ВНИИЖТ. – 2003. – № 3. – С.30-35.
44. Марков, Д.П. Типы катастрофического изнашивания, возникающие на колесно-рельсовых сталях. [Текст] / Д.П. Марков // Вестник ВНИИЖТ. – 2004. – №2. – С.30-35.
45. Boschetti, G., Mariscotti, A. The parameters of motion mechanical equations as a source of uncertainty for traction systems simulation. In: *XX IMEKO World Congress Metrology for Green Growth September 9-14*. Busan. Republic of Korea. 2012.
46. Боуден, Ф.П. Трение и смазка твердых тел [Текст] / Ф.П. Боуден, Д. Тейбор. – М.: Машиностроение, 1968. – 543с.
47. Морозов, А.М. Упрощенная методика определения основного удельного сопротивления движению локомотива как повозки [Текст] / А.М. Морозов, П.Ю. Крамаренко // Труды ВНИТИ. – 1975. – Вып.42. – С.86-91.
48. Ишлинский, А.Ю. Рассмотрение вопросов об устойчивости равновесия упругих тел с точки зрения математической теории упругости [Текст] / А.Ю. Ишлинский // Український математичний журнал. – 1954. – Т.6. – № 2. – С.140-146.
49. Palmgren, A. Ball and Roller Bearing Engineering / A. Palmgren. – Philadelphia, SKF Industries Inc., 1945. – 431 p.
50. Tabor, D. The Mechanism of «Free» Rolling Friction / D. Tabor // J. Amer. Soc. Lubricat. Engrs. – 1956. – № 6. – P. 379–386.
51. Tomlinson, J. A. A Molecular theory of friction / J. A. Tomlinson // Philos. Mag. Ser. 7. – 1929. – No 198. – P. 905–939.
52. Пинегин, С.В. Контактная прочность и сопротивление качению. [Текст] / С.В. Пинегин. – М.: Машиностроение, 1969. – 243с.
53. Пинегин, С.В. Трение качения в машинах и приборах [Текст] / С.В. Пинегин. – М.: Машиностроение, 1976. – 264с.
54. Ахматов, А.С. Молекулярная физика граничного трения. [Текст] /

А.С. Ахматов. – М.: Физматгиз, 1963. – 482с.

55. Дерягин, Б.В. Адгезия твердых тел [Текст] / Б.В. Дерягин, Н.А. Коротова, В.П. Смигла. – М.: Наука, 1973. – 280с.

56. Блохин, Ю.Н. Исследование сопротивления качению деталей машин в широком диапазоне скоростей / Автореф.дисс.канд.техн. наук. - М.: Ин-т машиноведения АН СССР, 1973. – 17с.

57. Блохин, Ю.Н. Коэффициенты трения качения гладких цилиндров при предельной несущей способности масляного слоя [Текст] / Ю.Н. Блохин. – М.: Машиноведение, 1972. – №3. – С.85-89.

58. Drutovski R.C. The Roll of Microslip for Freely Rolling on Bodies / J.Bsic.Trans.ASME. –1965. – S.D. – V.87. – P.724-728.

59. Johnson K.L. Tangential Traction and Microslip in Rolling Contact Phenomend. – Amsterdam: Ed.by Bidwell Elsevier publishing Company, 1962. – P.6-28.

60. Королев, Н.А. Изменение поверхностного слоя стальных деталей при обкатывании под нагрузкой [Текст] / Н.А. Королев // Машиноведение. – 1965. – №3. – С.66-75.

61. Tadao Ohyama, Seigo Uchida. Behavoir of traction force between wheel and rail from Microslip to Gross Sliding : Some Experiments under Water Lubrication with Static and Dynamic Contact Loads”, Trans. Jpn. Soc. Mech.Eng., Vol.60, No.574, pp.207–212 (1994-6)

62. Drutovski, R.C. The Roll of Microslip for Freely Rolling on Bodies / J.Bsic.Trans.ASME. –1965. –S.D.-V.87. – P.724-728.

63. Конвисаров, Д.В. К теории качения [Текст] / Д.В. Конвисаров // Докл. АН СССР, т.XXXIII: Механика, 1952, №3.

64. Конвисаров, Д.В. Влияние радиусов кривизны цилиндрических тел на их сопротивление перекатыванию при различных нагрузках [Текст] / Д.В. Конвисаров, А. А. Покровская // Тр.Сибирск.физ.техн.инст-та. - 1955. – Вып. 43.

65. Горячева, И.Г. Контактная задача качения вязкоупругого цилиндра по основанию из того же материала [Текст] / Горячева И.Г. // Прикладная матем. и мех. – 1973. – Т.37. – Вып.5. – С.925-933.

66. Галин, Л.А., Горячева И.Г. Контактные задачи теории упругости при наличии износа [Текст] / Л.А. Галин // Теория трения, износа и

проблемы стандартизации. – Брянск, 1978. – С.251-265.

67. Галин, Л.А., Горячева И.Г. Контактные задачи и их приложение к теории трения и износа [Текст] / Л.А. Галин, И.Г. Горячева // Трение и износ. – 1980. – Т.1. – №1. – С.105-119.

68. Reynolds, O. On Rolling friction // Philos. Trans. Roy. Soc. – 1876. – Vol. 166. – P. 155-175.

69. Хейман, Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеей [Текст] / Х. Хейман. – М.: Трансжелдориздат, 1957. – 415 с.

70. Pieringer, A., Baeza, L., Kropp, W. Modelling of railway curve squeal including effects of wheel rotation // Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems. – Springer, Berlin, Heidelberg, 2015. – P.417-424.

71. Dusza, M. The wheel-rail contact friction influence on high speed vehicle model stability // Transport Problems. – 2015. – Т.10. – №.3. – P.74-86.

72. Zeng, J., Wei, L., Wu, P. Safety evaluation for railway vehicles using an improved indirect measurement method of wheel-rail forces // Journal of Modern Transportation. – 2016. – Т.24. – №.2. – P.114-123.

73. Tkachenko, V.P. Studying the structure of railway rolling stock resistance [Text] / V.P.Tkachenko, S.Y.Sapronova, S.V.Maliuk, I.I. Kulbovskyi // Scientific and Technical Journal «Metallurgical and Mining Industry». – Dnipro, 2016. - № 11. – P. 30-36.

74. Tkachenko, V. Refinement of the structure the resistance to movement of railway vehicles [Text] / V. Tkachenko, S. Sapronova // IX International Scientific Conference «Transport Problems». Katowice-Sulejów: Politechnika Śląska. P. 216-222.

75. Golubenko, A. Kinematics of point-to-point contact of wheels with a rails [Text] / A. Golubenko, S. Sapronova, V. Tkachenko // Transport Problems. – 2007. – Т.2. – №.3. – С.57-61.

76. Tkachenko, V. Steerability of railway vehicles [Text] / V. Tkachenko, S. Sapronova // Transport Problems. – 2007. – Т.2. – С.9-16.

77. Heathcote, H. L. The Boll Bearing in making, under test and service [Text] / H. L. Heathcote // Proc. Inst. Auto-Engineers. – 1921. – Vol. 15. – P. 569–622.

78. Ткаченко, В.П. До оптимізації системи нормативно-допускових параметрів зносу гребенів бандажів локомотивів [Текст] / В.П. Ткаченко //

Залізничний транспорт України. – Київ. – 2009. – №.1. – С.37-39.

79. Куценко, С.М. Математическая модель железнодорожного экипажа, движущегося по прямому участку пути с учетом взаимодействия гребней колес с рельсами [Текст] / С.М. Куценко, В.А. Слащев // Тр. ВНИТИ. – Коломна, 1968. – Вып.31. – С.83–91.

80. Ершков, О.П. Расчеты поперечных горизонтальных сил в кривых [Текст] / О.П. Ершков // Труды Всесоюз. науч.исслед.ин-та ж.-д. трансп. – М.: Транспорт, 1966. – Вып.301. – 235с.

81. Минов, Д.К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей [Текст] / Д.К. Минов. – М.: Транспорт, 1965. – 267с.

82. Кравченко, А.И. Об управляемом направлении железнодорожных экипажей при движении в кривых [Текст] / А.И. Кравченко // Материалы сетевой н.-т.конф. «Повышение эксплуатационной надежности локомотивов в условиях дорог Урала и Сибири». – Омск, 1973. – С.224-228.

83. Кашников, В.Н. Определение функции управления железнодорожным экипажем при входе в кривую [Текст] / В.Н. Кашников // Вопросы конструкции и динамики локомотивов и повышение надежности тормозов. – Ростов-на-Дону: Труды РИИЖТа, 1975. – Вып.115. – С.3-10.

84. Кашников, В.Н. Основы теории управляемого движения локомотивов в рельсовой колее [Текст] / В.Н. Кашников. – Ростов-на-Дону, 1982. – 30с.

85. Кашников, В.Н. Управление движением железнодорожных экипажей в кривых участках рельсовой колее [Текст] : дисс...д-ра техн. наук. – Ростов-на-Дону, 1983. – 394с.

86. Пат. №2090406, Россия, МКИ В61 F 5/38. Устройство для самоустановки колесных пар рельсового транспортного средства / Гриневич В.П., Дмитриев А.С. - опубл.20.9.07; бюл. №26.

87. General Motors Three-Axle Radial Stiring Boque for Heavy Haul Locomotives // Pap. 10th Int. Wheelset Congr. "Sharing Lates Wheelset Technol. Order Reduce Coats and Improve Railway Prod". Sidney, 27 Sept. - 10 Oct., 1992. Nat. Conf. Publ. – 1992. – № 92/10. – С.97-100.

88. Шеффель, Х. Радиально устанавливающиеся колесные пары электровозов [Текст] / Х. Шеффель // Железные дороги мира. – 1989. – №2. – С.

74–76.

89. Kobayashi, H. The new bogies for diesel - trans Japan railways [Text] / H. Kobayashi // Quarterly Report of RTRI. – 2000. – No 1. – P. 16 – 20.

90. Upadhyay, R. Reduced wear wheels and rails [Text] / R. Upadhyay // International Railway Journal. – 2000. – No7. – P.33–34.

91. Чупраков, Е.В. Снижение износа колес и рельсов за счёт дифференциального вращения колесных пар нетягового подвижного состава при движении в кривых участках пути: дисс... канд. техн. наук. – Иркутск: ИрГУПС, 2016. – 225с.

92. Цеглинский, К.Ю. Курс железных дорог. Общие сведения о железных дорогах. Подвижной состав и условия прохождения его по рельсовой колее. Проектирование железнодорожной линии [Текст] / К.Ю. Цеглинский. – М.: Типо-литография Т-ва Владимир Чичерин, 1913. – Т.1. – Вып.1. – 260 с.

93. Королев, К.П. Вписывание паровозов в кривые участки пути [Текст] / К.П. Королев. – М.: Трансжелдориздат, 1950. – 224с.

94. Carter, F. On the action of a locomotive driving wheel, Proc. R. Soc. London 112 (1926) 151–157.

95. Johnson, K. L. The effect of a tangential force upon the rolling motion of an elastic sphere upon a plane [Text] / K.L. Johnson // J.Appl.mec. – 1964. – V.31. – №2. – P.339-340.

96. Halling, J. Microslip between a rolling element and its track arising from geometric conformity [Text] / J. Halling // J.Mech.Engnr.science. – 1964. – V.6. – №1. – P.64-73.

97. Hainess, D.J. Kontakt stress Distributions on Elliptical Contact Surfaces Subjected to Radial and Tangential Forces [Text] / D.J. Hainess, E. Olerton // Proc.Inst. Mech.Engnr. – 1963. – V.177. – №4.

98. Kalker, I.I. On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction: Doct.Thesis // Delft University. - 1967. – 160p.

99. Kalker, J.J. Simplified theory of rolling contact [Text] / J.J. Kalker // Mechanical and aeronautical engineering and shipbuilding. Delft Progr. Rep. – 1973. – 1P. – S.C. – P.1-10.

100. Barwell, F.T. Einige Ergebnisse Uber Reibung und Verschreib unter besonderer Bezugnahme Auf die Reibzahlzwischen Raben und Schiene [Text] / F.T. Barwell // Glasers Annalen. – 1957. – №1. – P.1-3.

101. Mariama, H. Reibung bei Rollen berrührung [Text] / H. Mariama, T. Ohyama // Berührung zwischen einen Rad und einer. – 1998.
102. Chap, J. Modelove visetreni sklurovich charakteristik selesnicho dvio-koli, pri zhenach a jejich frekvence [Text] / J. Chap // SbornikVUD VSD. – 1973. – N.54. – S.57.
103. А.с. 1444636, СССР, МКИ G01 М 17/00. Стенд для испытаний элементов рельсового транспортного средства / Ткаченко В.П., Горбунов Н.И., Михайлов Е.В. – №4112929; заявлено 25.08.86; опубл. 15.12.88, Бюл. №46.
104. Голубенко, А.Л. Экспериментальные исследования характеристик сцепления колеса с рельсом на стендовой установке [Текст] / А.Л. Голубенко, В.П. Ткаченко // Конструирование и пр-во трансп. машин. – Харьков: Вища школа, 1984. – Вып.16. – С.20-22.
105. Ling, L. Lateral impact derailment mechanisms, simulation and analysis [Text] / L. Ling, M. Dhanasekar, D.P. Thambiratnam, Y.Q. Sun // International Journal of Impact Engineering. – 2016. – Т.94. – P.36–49.
106. Leishman, E. M. Canadian main track derailment trends 2001 to 2014 [Electronic resource] / E.M. Leishman, M.T. Hendry, C.D. Martin // Canadian Journal of Civil Engineering. Available at: <https://doi.org/10.1139/cjce-2017-0076>.
- Eurostat Statistics Explained. Railway safety statistics [Electronic resource]. Available at: http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Railway_safety_statistics.**
107. Liu X. Statistical temporal analysis of freight train derailment rates in the United States: 2000 to 2012 [Text] / X. Liu //Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board. – 2015. – №. 2476. – P. 119–125.
108. Liu, X. Statistical causal analysis of freight-train derailments in the United States [Text] / X. Liu // Journal of transportation engineering, Part A: Systems. – 2017. – Т.143. – №.2. – P. 4-16.
109. Nadal, M.J. Theorie de la Stabilité des locomotives, Part II: mouvement de lacet [Text] / M.J. Nadal // Annales des Mines. – 1896. – V.1. – P. 232-245.
110. Ishida, H. Safety criteria for evaluation of railway vehicle derailment [Text] / H. Ishida, M. Matsuo // Quarterly Report of RTRI. – 1999. – Т.40. – №.1. – P.18–25.

111. Ishida, H. Safety Assessment for Flange Climb Derailment of Trains Running at Low Speeds on Sharp Curves [Text] / H. Ishida, T. Miyamoto, E. Maebashi, H. Doi, K. Iida, A. Furukawa // Quarterly Report of Railway Technical Research Institute. – 2006. – V.47. – № 2. – P.65–71.
112. Ткаченко, В.П. Оцінка стійкості залізничних екіпажів від сходу з рейок [Текст] / В.П. Ткаченко, С.Ю. Сапронова // Вісник ЧУ ім. В.Даля. – Сєверодонецьк: Вид-во ЧУ ім. В.Даля, 2015. – №1[218]. – С.266–271.
113. Shabana, A. A. Nadal's formula and high speed rail derailments [Text] / A.A. Shabana // Journal of Computational and Nonlinear Dynamics. – 2012. – Т. 7. – № 4. – P.41-93.
114. Dukkipati, R. Vehicle Dynamics [Text] / R. Dukkipati // Narosa Publishing House. – 2000. – P.227–228.
115. Santamaria, J. Influence of creep forces on the risk of derailment of railway vehicles [Text] / J. Santamaria, E. Vadillo, J. Gomez // Vehicle System Dynamics. International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. – 2009. – V. 47. – №6. – P.721–752.
116. Marquis, B. Application of Nadal limit in the prediction of wheel climb derailment [Text] / B. Marquis, R. Grief // Proceedings of the ASME/ASCE/IEEE 2011 Joint Rail Conference, Pueblo, CO. – 2011. – JRC2011-56064. – P. 273–280.
117. Ohno, K. Research and development for eliminating wheelclimb derailment accidents [Text] / K. Ohno // JR East Technical Review. – 2003. – № 2. – P.46–50.
118. Bibel, G. Train Wreck – the Forensics of Rail Disasters [Text] / G. Bibel // Baltimore: Hopkins University Press. – 2012. – 368 p.
119. Uchida, M. Derailment Safety Evaluation by Analytic Equations [Text] / M. Uchida, H. Takai, H. Muramatsu, H. Ishida // Quarterly Report of Railway Technical Research Institute. – 2002. – V.43. – № 3. – P.119–124.
120. Сокол, Э. Вкатывание гребня колеса на острие острьяка стрелочного перевода [Текст] / Э. Сокол // Залізничний транспорт України. – 2010. – №5. – P.26–30.
121. Kardas-Cinal, E. // Comparative study of running safety and ride comfort of railway vehicle [Text] / E. Kardas-Cinal // Prace naukowe politechniki warszawskiej. – 2009. – Z.71. – P.75–84.

122. Iijima, H. A Study on the Prevention of Wheel-Climb Derailment at Low Speed Ranges [Text] / H. Iijima, H. Yoshida, K. Suzuki, Y. Yasuda // Quarterly Report of Railway Technical Research Institute. – 2014. – №30. – P.21–24.
123. Zeng, J. Safety evaluation for railway vehicles using an improved indirect measurement method of wheel-rail forces [Text] / J. Zeng, L. Wei, P. Wu // Journal of Modern Transportation. – 2016. – V.24. – №2. – P.114–123.
124. Myamlin, S. Determination of the dynamic characteristics of freight wagons with various bogie [Text] / S. Myamlin, L. Lingaitis, S. Dailydka, G. Vaičiūnas, M. Bogdevičius, B. Bureika // Journal Transport. – 2015. – V.30(1). – P. 88–92. <http://www.tandfonline.com/toc/tran20/30/1>
125. Miyamoto, M. Mechanism of derailment phenomena of railway vehicles. Railway [Text] / M. Miyamoto // Technical Research Institute, Quarterly Reports. – 1996. – V. 37. – № 3. – P.147–155.
126. Molatefi, H. On the investigation of wheel flange climb derailment mechanism and methods to control it [Text] / H. Molatefi, A. Mazraeh // Journal of theoretical and applied mechanics. – 2016. – №2. – P.541–550.
127. Kardas-Cinal, E. Selected problems in railway vehicle dynamics related to running safety [Text] / E. Kardas-Cinal // The archives of transport. – 2014. – V. 31. – № 3. – P.37–45.
128. A technical guide on derailments. Government of India ministry of railways [Text] / Maharajpur, Gwalior // Centre for Advanced Maintenance Technology. – 1998. – 133p.
129. Burgelman, N. Effect of the longitudinal contact location on vehicle dynamics simulation: Electronic resource [Text] / N. Burgelman, Z. Li, R. Dollevoet // Mathematical Problems in Engineering. – 2016. Available at: https://www.researchgate.net/publication/292185450_Effect_of_the_Longitudinal_Contact_Location_on_Vehicle_Dynamics_Simulation.
130. Costea, D-M. Considerations On Tribological Phenomenons At The Wheel-Rail Contact Level, Specific To The Br 189 Class Locomotives [Text] / D-M. Costea, M-N. Gaman, G. Dumitru // Annals of the Faculty of Engineering Hunedoara. – 2013. – T. 11. – №4. – P.181–188.
131. Pombo, J. Application of a wheel-rail contact model to railway dynamics in small radius curved tracks [Text] / J. Pombo, J. Ambrósio // Multibody System Dynamics. – 2008. – T. 19, № 1. – P. 91–114.

132. Golubenko, A. Kinematics of point-to-point contact of wheels with a rails [Text] / A. Golubenko, S. Sapronova, V. Tkachenko // Transport Problems. – 2007. – T. 2. – №3. – P.57–61.
133. Sapronova, S. Regularities of shaping of a wheel profile as a result of deterioration of the rolling surface in exploitation [Text] / S. Sapronova, V. Tkachenko, N. Kramar, A. Voron'ko // Transport Problems – 2008. – V.3. – № 4 – P.47–57.
134. Fomin, O. Experimental confirmation of the theory of implementation of the coupled design of center girder of the hopper wagons for iron ore pellets [Text] / O. Fomin, I. Kulbovskiy, E. Sorochinska, S. Sapronova, O. Bambura // Eastern-European journal of enterprise technologies. – Kharkiv: PC «Technology center», 2017. – 5/1(89). – P. 11-18 (DOI: 10.15587/1729-4061.2017.109588).
135. Tkachenko, V., Research into resistance to the motion of railroad undercarriages related to directing the wheelsets by a rail track [Text] / V. Tkachenko, S. Sapronova, I. Kulbovskiy, A. Fomin // Eastern-European journal of enterprise technologies. – Kharkiv: PC «Technology center», 2017. – N5/7 (89). – P. 65-72 (DOI: 10.15587/1729-4061.2017.109791).
136. Татуревич, А. А. Теоретические исследования устойчивости подвижного состава против схода от вкатывания гребня колеса на рельс [Текст] / А. А. Татуревич // Вісник ДНУЗТ. – 2003. – №.2. – С.133–137.
137. Martland, C. Risk and train control: A framework for analysis [Text] / C. Martland, Y. Zhu, Lahrech, J. Sussman // Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board. – 2001. – №.1742. – P.25–33.
138. Amos P., Bullock D., Sondhi J. High-speed rail: The fast track to economic development [Text] // The World Bank. – 2010. – С.1-28.
139. Tkachenko V.P. Кинематическое сопротивление движению у его место в обшчей классификации сопротивлений движению рельсовых экипажей [Text] // Vostochnoukr.hos.un-t.-Luhansk, Dep.v HNTB Ukrainy h. – 1996. – 6s. – №1947-Uk96.
140. Baek, K.S. An experimental investigation of transient traction characteristics in rolling-sliding wheel/rail contacts under dry-wet conditions [Text] / K.S. aek, K. Kyogoku, T. Nakahara, K.S. Baek, K. Kyogoku, T. Nakahara // Wear. – 2007. – T.263. – №.1. – С.169-179.
141. Tkachenko, V. Vehicle railway vibration influence on the train traction

resistance [Text] / V. Tkachenko // Vibrations in physical systems: XVIth symposium-Poznan. – 1994. – P.160.

142. Ткаченко, В.П. Управляемость рельсовых экипажей [Текст] / В.П. Ткаченко // Залізничний транспорт України. – Київ, 1998. – №2-3. – С.37-41.

143. Ткаченко, В.П. Кинематическое сопротивление движению рельсовых экипажей: Монография / В.П. Ткаченко. – Луганск: ВУГУ, 1996. – 200с.

144. Горбунов, Н.И. Повышение тяговых качеств тепловозов за счет совершенствования упругих связей тележек [Текст]: автореф. дис...канд. техн. Наук / ДИИТ. – Днепропетровск, 1987. – 19с.

145. Yayati Jadhav. Why don't the wheels of a train skid while carrying so much weight, even though the rail-wheel friction is low? [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <https://www.quora.com/why-dont-the-wheels-of-a-train-skid-while-carrying-so-much-weight-even-though-the-rail-wheel-friction-is-low/>

146. Патент EP 2157007 A1. Two-axle bogie for railway vehicle with radially adjustable wheelsets with cross coupling [Text] / Valigursky J., Meltzer I., Moravcik M., Rydlo P.; заявник і патентовласник Tatravagónka, a.s. – № EP20090475002; заявл. 11.05.2009; опубл. 24.02.2010.

147. Патент US 8276522 B2. Steering railway bogie [Text] / Simson S.; заявник і патентовласник CentralQueensland University. - № US 12/527,899; заявл. 21.02.2008; опубл. 2.10.2012

148. Грант US5375533 A. Running gear for rail vehicles with radial control of the wheelsets [Text] / Schwendt L.; заявник і патентовласник Abbhenschel Lokomotiven GmbH. - №US 08/213,372; заявл. 14.03.1994; опубл. 27.12.1994.

149. Патент EP0161729 A1. Bogie for a rail vehicle [Text] / Steur Wolfgang De; заявник і патентовласник RMO-Werkspoor Services B.V. - № EP19850200769; заявл. 14.05.1985; опубл. 21.11.1985.

150. Патент EP 0387744 A2. Railway bogie comprising a frame and two steerable axles [Text] / Gec Alsthom Sa.; заявник і патентовласник Roland 5 Résidence du Clos d'Orléans Joly. - № EP19900104617; заявл. 12.03.1990; опубл. 19.09.1990.

151. А.с. 1206153, СССР, МКИ В61 F 5/00. Двухосная тележка железнодорожного транспортного средства [Текст] / Горбунов Н.И., Михайлов

Е.В., Коняев А.Н., Голубенко А.Л., Ткаченко В.П., Крамарь Н.М.; №3728393;
заявл.13.04.84; опубл.23.01.86, бюл. №3. – 2с.