

В. Ткаченко, С. Сапронова, Н. Брайковська, В. Твердомед
V. Tkachenko, S. Sapronova, N. Braikovska V. Tverdomed

**ДИНАМІЧНА ВЗАЄМОДІЯ РУХОМОГО СКЛАДУ І
КОЛІЇ НА ЛІНІЯХ ШВИДКІСНОГО РУХУ
СУМІЩЕНОГО З ВАНТАЖНИМ**

**DYNAMIC INTERACTION OF ROLLING STOCK AND
TRACK ON LINES OF SPEED MOTION
COMBINED WITH FREIGHT**



Вінниця – 2021
Vinnytsia – 2021

Міністерство освіти і науки України
Державний університет інфраструктури та технологій
Ministry of Education and Science of Ukraine
State University of Infrastructure and Technologies

В. Ткаченко, С. Сапронова, Н. Брайковська, В. Твердомед
V. Tkachenko, S. Sapronova, N. Braikovska, V. Tverdomed

**ДИНАМІЧНА ВЗАЄМОДІЯ РУХОМОГО СКЛАДУ І
КОЛІ НА ЛІНІЯХ ШВИДКІСНОГО РУХУ
СУМІЩЕНОГО З ВАНТАЖНИМ**

***DYNAMIC INTERACTION OF ROLLING STOCK AND
TRACK ON LINES OF SPEED MOTION
COMBINED WITH FREIGHT***

Монографія
Monograph

Вінниця – 2021
Vinnytsia – 2021

Рекомендовано Вченою радою
Державного університету інфраструктури та технологій
(протокол №4 від 14 грудня 2021р.)

Рецензенти:

Горобченко О.М. – д-р техн. наук, професор, декан факультету інфраструктури та рухомого складу залізниць Державного університету інфраструктури та технологій

Дьомін Р.Ю. – д-р техн. наук, в.о. генерального директора Дніпровського тепловозоремонтного заводу

Кара С.В. – канд. техн. наук, Начальник управління інжинірингу Науково-впроваджувального центру, Філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» АТ «Укрзалізниця»

Ткаченко В.

Т 48 Динамічна взаємодія рухомого складу і колії на лініях швидкісного руху суміщеного з вантажним : монографія / В. Ткаченко, С. Сапронова, Н. Брайковська, В. Твердомед. — Вінниця : ГО «Європейська наукова платформа», 2021. — 240 с.

ISBN 978-617-8037-58-1

DOI 10.36074/dvrsklshrsv-monograph.2021

Монографія є ще однією спробою визначити шляхи розвитку швидкісного пасажирського сполучення на українських залізницях. Проаналізовано декілька типових концепцій організації високошвидкісного руху на залізницях світу. Основними концепціями є: концепція відокремленої спеціальної системи високошвидкісного руху за прикладом Японії та Іспанії та концепція сумісного використання колій для швидкісного та вантажного руху за прикладом Німеччини, Італії, Польщі. Показано переваги та недоліки кожної з концепцій. Визначено закономірності деградаційних процесів у рейковій колії при експлуатації на лініях швидкісного руху вантажного рухомого складу з нормативними і наднормативними відхиленнями технічного стану. Досліджено вплив відхилень геометричних параметрів ходової частини вантажних вагонів на стан колії. Визначено деякі вимоги до конструкції колій, призначених для швидкісного пасажирського руху, суміщеного з вантажним.

The monograph is another attempt to identify ways to develop high-speed passenger services on Ukrainian railways. Several typical concepts of the organization of high-speed traffic on the world's railways are analyzed. The main concepts are: the concept of a separate special system of high-speed traffic on the example of Japan and Spain and the concept of joint use of tracks for high-speed and freight traffic on the example of Germany, Italy and Poland. The advantages and disadvantages of each of the concepts are shown. The regularities of degradation processes in the rail track during operation on the lines of high-speed movement of freight rolling stock with normative and excessive deviations of the technical condition are determined. The influence of deviations of geometrical parameters of running gear of freight cars on track condition is investigated. Some requirements for the design of tracks designed for high-speed passenger traffic combined with freight are defined.

УДК 625.1:629.4.015

© Ткаченко В., Сапронова С., Брайковська Н., Твердомед В., 2021
ISBN 978-617-8037-58-1 © ГО «Європейська наукова платформа», 2021

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1. СУЧАСНИЙ СТАН ТА КОНЦЕПЦІЇ ОРГАНІЗАЦІЇ ШВИДКІСНОГО ТА ВИСОКОШВИДКІСНОГО РУХУ ПОЇЗДІВ НА ЗАЛІЗНИЦЯХ СВІТУ	10
1.1. Сучасна мережа високошвидкісних залізниць світу	10
1.2. Концепції організації високошвидкісної мережі на залізницях світу	14
1.2.1. Японсько-іспанська концепція	15
1.2.2. Французька концепція.	16
1.2.3. Італійська і німецька концепції	18
1.3. Розвиток швидкісного руху в Україні.....	20
1.4. Аналіз статистичних даних і експлуатаційних показників швидкісного руху Укрзалізниці.....	25
2. ДЕГРАДАЦІЙНІ ПРОЦЕСИ В РЕЙКОВІЙ КОЛІЇ ПРИ ЗМІШАНОМУ РУСІ ШВИДКІСНИХ І ВАНТАЖНИХ ПОЇЗДІВ	28
2.1. Організація змішаного руху швидкісних і вантажних поїздів на українській залізниці	28
2.1.1. Типові відхилення верхньої будови колії в процесі її деградації. ...	32
2.2. Колія для швидкісного пасажирського руху суміщеного з вантажним .	33
2.2.1. Визначення і обґрунтування умов безпеки та комфорту руху швидкісного сполучення щодо граничних параметрів деградації колії.....	33
2.3. Визначення впливу рухомого складу на деградаційні процеси у рейковій колії.....	39
2.4. Поперечна стійкість рейко-шпальної решітки та рейкової колії при сучасних конструкціях рейкових скріплень	46
2.4.1. Розрахунки стійкості рейко-шпальної решітки проти бокового здвигу в горизонтальній площині	47
2.4.2. Забезпечення поперечної стійкості рейкової колії.	59
2.5. Розрахунки поздовжньої стійкості сучасних конструкцій верхньої будови колії при різних експлуатаційних умовах.....	65

2.5.1. Вплив уgonу рейок і температурних сил на поздовжню стійкість колії.....	65
2.5.2. Вхідні теоретичні положення при розрахунках поздовжньої стійкості колії.....	66
2.5.3. Визначення поздовжніх сил уgonу від дії вертикальних колісних навантажень і пружного вигину рейок.	69
2.5.4. Визначення поздовжніх сил уgonу від гальмування поїзда.....	73
2.5.5. Визначення поздовжніх температурних сил в рейкових нитках безстикової колії.....	76
2.5.6. Аналіз результатів розрахунків поздовжньої стійкості колії для прийнятих конструкцій колії.	95
2.6. Стабільність ширини рейкової колії при підкладковій та безпідкладковій конструкціях рейкового скріплення.....	100
3. ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛ КОНТАКТНОЇ ФРИКЦІЙНОЇ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІСНИХ ПАР РУХОМОГО СКЛАДУ І КОЛІЇ.....	108
3.1. Вертикальні сили між колесом і рейкою.....	108
3.2. Сили зчеплення в контактах коліс і рейок.....	108
3.2.1. Сили зчеплення.	108
3.2.2. Роль гребневих реакції у процесі спрямування колісних пар і деградації колії.....	109
4. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОГО ВПISУВАННЯ РУХОМОГО СКЛАДУ РІЗНИХ ТИПІВ У КРИВІ ДІЛЯНКИ КОЛІЇ.....	114
4.1. Математична модель вписування екіпажу в криву ділянку колії.....	116
4.1.1. Розрахункова схема вписування екіпажу в криву ділянку колії.....	116
4.1.2. Профілі поверхонь кочення коліс і рейок.	120
4.1.3. Швидкості проковзування у контактах коліс із рейками.....	124
4.1.4. Сили в контактах коліс із рейками.	124
4.1.5. Сили зчеплення в контактах.	126
4.1.6. Система рівнянь рівноваги візка в круговій кривій.	127
4.2. Результати розрахунку параметрів вписування візка 18-7055 в криву ..	129

4.2.1. Визначення полів чисельного експерименту	129
4.2.2. Залежність кутів набігання колісних пар від зазору колісних пар в рейковій колії, поперечного положення колісних пар відносно осі колії і радіусу кривої.....	130
4.2.3. Залежність кутів набігання колісних пар від відхилення установки колісних пар у візку від номінального положення.....	132
4.2.4. Залежність навантажень в гребневих контактах коліс із рейками від відхилення установки колісних пар у візку від номінального положення.....	137
5. ВПЛИВ ВАНТАЖНИХ ПОЇЗДІВ НА ПРОЦЕСИ ДЕГРАДАЦІЇ РЕЙКОВОЇ КОЛІЇ.....	138
5.1. Візки вантажних вагонів моделі 18-100 та їх модифікації	138
5.2. Динамічні показники вантажних вагонів, що впливають на процеси деградації рейкової колії.....	145
5.3. Удосконалення методики технічного діагностування пасажирських вагонів.....	146
6. ВИЗНАЧЕННЯ КРИТЕРІЇВ ОЦІНКИ КОМФОРТУ І БЕЗПЕКИ РУХУ ШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ УКРЗАЛІЗНИЦІ.....	153
6.1. Деякі норми проектування швидкісних ліній в країнах світу	153
6.2. Норми проектування ліній із змішаним рухом швидкісних і вантажних поїздів української залізниці	154
7. ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ ДИНАМІКИ ТА ПОКАЗНИКІВ ВПЛИВУ НА КОЛЮ РУХОМОГО СКЛАДУ З НОВІТНИМИ КОНСТРУКТИВНИМИ РІШЕННЯМИ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ ...	157
7.1. Дослідження впливу набутих відхилень технічного стану екіпажної частини рухомого складу на динамічне навантаження рейкової колії.....	157
7.1.1. Типові відхилення технічного стану екіпажної частини рухомого складу.....	157
7.1.2. Аналіз несправностей вантажних вагонів в експлуатації.....	158
7.1.3. Методи продовження терміну служби вантажних вагонів.....	166
7.2. Контрольні випробування.....	167

7.3. Неруйнівні методи контролю.....	169
7.4. Новітні конструктивні рішення ходової частини для ліній швидкісного руху суміщеного з вантажним	176
7.4.1. Екіпажі із радіальною установкою колісних пар в кривих.....	176
7.4.1.1. Радіальні візки фірми Swiss Locomotive & Machine Works.....	178
7.4.1.2. Локомотивні візки HTCR-II Trucks, розробки компанії Electro-Motive Diesel	179
7.4.1.3. Дослідний візок тепловоза 2TE25к.	180
7.4.1.4. Колісні блоки швидкісних іспанських електропоїздів Talgo	181
7.4.1.5. Розвиток конструкцій візків з радіальною установкою колісних пар.....	183
7.5. Системи нахилу кузова вагона при русі по кривих ділянках колії.....	192
7.5.1. Просування технології нахилу кузова	192
7.5.2. Pendolino.....	194
7.6. Визначення гранично-допустимих параметрів руху рухомого складу за критерієм комфорту пасажирів.....	198
7.7. Розробки пасажирських поїздів для швидкісного руху ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод»	204
7.7.1. Швидкісний електропоїзд ЕКр-1 «Тарпан»	204
7.7.2. Дизель-поїзд ДПКр-2	205
ПРИКІНЦЕВІ ПОЛОЖЕННЯ І ВИСНОВКИ	211
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	217
АВТОРИ	239

ВСТУП

Питання розширення мережі швидкісного залізничного руху та запровадження високошвидкісного руху на залізницях України тісно пов'язано із інтеграцією України у європейську транспортну мережу. Українська залізниця на сьогодні остаточно не визначилася із концепцією побудови майбутньої національної системи високошвидкісного руху. Національна транспортна стратегія України на період до 2030 р. [1] визначає загальні рамочні завдання розвитку, зокрема швидкісного та високошвидкісного руху і потребує додаткового вирішення питань економічного, соціального, технічного, технологічного і екологічного характеру. Першим і найголовнішим постає питання соціально-економічної доцільності створення системи високошвидкісного руху та масштабів її розширення.

Залізничний транспорт України є однією з основою транспортної системи України. Майбутнє залізничного транспорту України пов'язане з реалізацією стратегічних рішень, серед яких – реформування галузі та впровадження високошвидкісного руху пасажирських перевезень.

Не зважаючи на велику кількість досліджень і проєктів щодо побудови системи швидкісного пасажирського сполучення, на сьогодні «Укрзалізниця» не має затвердженої концепції щодо організації високошвидкісного руху, зокрема, до принципів проєктування та побудови швидкісних та високошвидкісних магістралей [2].

Високі темпи розвитку швидкісного і високошвидкісного сполучення у багатьох країнах світу обумовлені значним попитом на цей вид перевезень, його соціально-економічною ефективністю. З метою адаптації законодавства України до законодавства Європейського Союзу у сфері залізничного транспорту, за результатами спільної роботи Міністерства інфраструктури України, Комітету Верховної Ради України з питань транспорту та інфраструктури за участі бізнесу та АТ «Укрзалізниця» було розроблено законопроект «Про залізничний транспорт України», який 06.09.2019 зареєстровано за № 1196-1 у Верховній Раді

України за поданням групи народних депутатів України¹.

Після прийняття Закону напрацьовується нова нормативно-правова база щодо функціонування галузі, а саме: правила доступу до інфраструктури, нові процедури доступу до ринку – ліцензування, сертифікація безпеки, допуск машиністів локомотивів тощо.

Нині Міністерство інфраструктури України вже працює над розробленням відповідних проєктів актів: розроблено проєкт ліцензійних умов, триває розроблення методики визначення плати за доступ до залізничної інфраструктури, методичних рекомендацій для розроблення залізничними підприємствами систем управління безпекою, правил рівноправного доступу до залізничної інфраструктури. Крім того, проводиться вивчення досвіду з питань запровадження зобов'язань держави щодо замовлення суспільно важливих перевезень (Public Service Obligations). У рамках запровадження в окремих областях України (Дніпропетровська та Запорізька області) пілотного проєкту Європейський інвестиційний банк надає технічну допомогу з цього питання.

Крім того, триває співробітництво з Європейським залізничним агентством (ERA) з питань інтероперабельності залізничних колій (система простору 1520 мм), зокрема, утворено Контактну групу, якою проводиться робота щодо внесення показників колії простору 1520 до Технічних специфікацій інтероперабельності ЄС.

Проводиться робота щодо перегляду функцій державного та господарського управління залізничним транспортом.

Розпорядженням Кабінету Міністрів України від 30 травня 2018 р. № 430 схвалено Національну транспортну стратегію України на період до 2030 року [1]. Спільно з експертами проєкту технічної допомоги ЄС «Підтримка імплементації Угоди про асоціацію та Національної транспортної стратегії в Україні» [3] розроблено проєкт плану заходів з реалізації Національної транспортної стратегії України на період до 2030 р.

¹ http://w1.c1.rada.gov.ua/pls/zweb2/webproc4_1?pf3511=66498

Проект розпорядження Кабінету Міністрів України «Про затвердження плану заходів на 2019-2021 роки з реалізації Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року» опубліковано на офіційному веб-сайті Мінінфраструктури України [4] для проведення електронних консультацій з громадськістю.

Станом на 01.09.2019 Програма фінансування «Ukraine Indicative TEN-T Investment Action Plan Projects» охоплює 39 проєктів загальною вартістю 4378,9 млн євро. Більшість цих проєктів є довгостроковими (14 проєктів, 56% вартості) зі строком реалізації до 2030 р., ще три автомобільних і по два залізничних та авіаційних проєктів на 1,3 млрд євро (30%) наразі виконуються. До реалізації найближчим часом готуються 18 короткострокових проєктів (14% вартості інвестиційної програми TEN-T).

1. СУЧАСНИЙ СТАН ТА КОНЦЕПЦІЇ ОРГАНІЗАЦІЇ ШВИДКІСНОГО ТА ВИСОКОШВИДКІСНОГО РУХУ ПОЇЗДІВ НА ЗАЛІЗНИЦЯХ СВІТУ

1.1. Сучасна мережа високошвидкісних залізниць світу

Нова хвиля інтересу до пасажирських перевезень залізничним транспортом пов'язана з актуальними екологічними проблемами, до яких значною мірою причетний автомобільний транспорт. Його частка у забрудненні атмосфери в мегаполісах і великих містах може перевищувати 90%. Безліч негативних видів впливів, пов'язаних з перенасиченням для забудови територій автотранспортом (пробки, проблеми безпеки руху тощо), змушують звернути увагу на більш екологічний залізничний транспорт.

Останнім часом у всьому світі активізувався процес формування нової глобальної залізничної політики. У Європейському союзі велика увага приділяється підвищенню ролі залізничного транспорту як найбільш екологічного, масового і безпечного способу перевезень вантажів і пасажирів/ Так, в Європі поставлено завдання – переключити з автомобільного на залізничний і внутрішній водний транспорт до 2030 р. на 30% перевезень вантажів на відстань понад 300 км, а до 2050 р. – на 50% [5].

Високошвидкісні магістралі, що одержали широке поширення в багатьох країнах світу (Великобританії, Франції, Німеччини, Бельгії, Голландії, Іспанії, Італії, Японії, Китаї), успішно конкурують за багатьма характеристиками (швидкість, безпека, комфорт, екологічність, регулярність) не тільки з автомобільним, але й з авіаційним транспортом, особливо в сегменті дальності перевезень на 400–800 км.

Особливо бурхливим є розвиток високошвидкісного руху в Китаї. За протяжністю залізниць Китай знаходиться на третьому місці у світі. Загальна протяжність електрифікованих залізничних колій Китаю сьогодні перевищує 48 тис. км, що вивело його на перше місце в світі за цим показником [6]. З першого місця

Китай потіснив Росію, в якій протяжність електрифікованих залізниць становить близько 43 тис. км. У першу трійку зараз входить також Німеччина (понад 21 тис. км).

За останні два десятиліття років КНР побудувала найбільшу в світі мережу швидкісних і високошвидкісних залізниць, яка за протяжністю вже перевершує японську і європейську разом узяті [7]. Перша програма розвитку високошвидкісних залізниць в КНР, за даними Сінхуа, була представлена в 2004 р. Через 10 років транспортна мережа вже охопила 28 провінцій, автономних районів і міст центрального підпорядкування на материковому Китаї. В основу державної програми з будівництва високошвидкісних залізниць на 2006-2016 рр. лягла формула «чотири + чотири». Формула демонструє принцип побудови магістралей, що будуються. Через всю країну побудовано вісім нових магістралей: чотири – у напрямку «північ - південь» і чотири – у напрямку «схід–захід» [8].

Залізницю від Пекіна до північно-китайського мегаполісу Харбіна побудували всього за 7 років (2007–2014). Високошвидкісну магістраль майже в 1,5 тисячі кілометрів між Пекіном і Шанхаєм – за 4 роки (2008–2012). Так званий вертикальний коридор з Пекіна до Гонконгу (через Гуанчжоу і Шеньчжень) побудовано за 10 років [9].

В результаті загальна протяжність високошвидкісних магістралей (ВШМ) в Китаї цього дня досягла в країні перевищила 38 тис. км., що перевищує протяжність ВШМ усіх інших країн світу взятих разом. Загальна протяжності залізниць Китаю складає 145 тис. км. [10, 11]. Високошвидкісний залізничний транспорт Китаю стабільно займає лідируючі позиції у світі за швидкістю руху поїздів, кількістю введених в експлуатацію ліній, інтенсивності руху поїздів, пасажиропотоку, стійкості та комфорту, безпеки та надійності, ставши яскравою візитною картою країни на світовій арені [12].

Французька національна залізниця є світовим рекордсменом зі швидкості із зареєстрованою швидкістю 575 км/год на показовому пробігу електропоїзда TGV-V150 [13] по лінії LGV-Est у 2007 р. між Парижем та Страсбургом. Високошвидкісні лінії LGV використовуються лише для денних перевезень

швидкісними пасажирськими поїздами з відносно низьким навантаженням на вісь. Рух поїздів вночі відсутній. На високошвидкісних лініях зазвичай немає вантажних перевезень. Але є поодинокі випадки легких, наприклад поштових вантажних перевезень, які створюють навантаження на вісь сумісне з пасажирськими потягами, і дозволяється на цих залізницях.

Світовий досвід розвитку високошвидкісного руху заснований поетапному підвищення швидкості руху поїздів [14]. На першому етапі під швидкісний рух реконструюються існуючі залізничні магістралі. При цьому максимальна швидкість руху поїздів не перевищує 160–200 км/год. А вже на другому етапі, при наявності певних умов створюються спеціалізовані високошвидкісні залізничні магістралі для швидкості руху понад 200 км/год.

Як правило реалізацію швидкісного руху розглядають як перший етап до організації високошвидкісного руху. Однак після спорудження високошвидкісної магістралі всі швидкісні і високошвидкісні пасажирські поїзди прямуватимуть по новій магістралі, а на існуючій будуть сконцентровані в основному вантажні перевезення.

Україна має досить розвинену мережу залізничних магістралей. З її загальної експлуатаційної протяжності – 19,8 тис. км – 67,5 % становлять одноколіїні ділянки, 32,5 % – двоколіїні і триколіїні [15]. Українська залізниця посідає 6-е місце в Європі і 12-е місце у світі за загальної протяжністю колій. Електрифікованими є 9,9 тис. км, або 47,2 % загальної протяжності.

Розвинена залізнична інфраструктура – одна з небагатьох переваг, якими володіє Україна. Згідно зі звітом про глобальну конкурентоспроможність (The Global Competitiveness Report 2020 [16]), за критерієм оцінки залізничної інфраструктури наша країна займає 25-те місце в світі, випереджаючи сусідню Росію (31-ше) і Польщу (70-те). Але хронічна нестача грошей на модернізацію з кожним роком робить вітчизняні залізничні перевезення все менш конкурентоспроможними.

Значного підвищення конкурентоспроможності залізничного транспорту можна досягти через впровадження та розвиток так званого прискореного руху

(до 160 км/год) на базі наявних загального користування [17].

Залізнична інфраструктура залишається одним з найбільш інвестиційно привабливих сегментів у транспортній галузі. Вважається, що залізничний транспорт вже в найближчому майбутньому стане лідируючим видом транспорту за економічною ефективністю, якістю послуг та екологічною безпекою, зокрема для пасажирських перевезень.

Аналізуючи глобальні шляхи розвитку залізничного транспорту, розрізняють три моделі організації залізничного ринку, згідно з якими має проходити реформування залізничного транспорту в країнах, які є кандидатами на вступ до Європейського Союзу: Модель розділення; Інтеграційна модель; Холдингова модель [18].

В «Моделі розділення» – інституційно розділяються оператори інфраструктури і компанії, що здійснюють залізничні перевезення.

«Інтеграційна модель», або модель вертикальної інтеграції, – за даної моделі сфери діяльності (крім управління перевезеннями та управління інфраструктурою) управляються з різних центрів прийняття рішень та мають власні баланси, проте вони не є самостійними юридичними особами.

«Холдингова модель» – модель при якій всі підприємства галузі трансформуються в єдиний холдинг, суб'єкти діяльності холдингу є юридично незалежними та з окремими балансами, проте стратегія їхньої роботи визначається управлінням холдингу.

Україна вибрала інтеграційну модель управління залізничним транспортом. Дана модель уже почала впроваджуватися в життя. Так, на верхньому рівні вже існує чітка картина, яку структуру матиме розподіл роботи по окремих департаментах, проте досі не до кінця є зрозумілою організаційна структура діяльності філій, дирекцій та інших структурних підрозділів.

Існує ще одна модель організації залізничного ринку – північноамериканська [19]. Основний принцип функціонування північноамериканської моделі полягає в домінуванні приватних інтегрованих компаній, яким належать шляхи та об'єкти інфраструктури, парк вантажних вагонів і локомотивів, мережа

Динамічна взаємодія рухомого складу і колії на лініях швидкісного руху суміщеного з вантажним вантажних станцій і депо, тобто всі основні активи. Згідно північноамериканської моделі залізничних перевезень конкурентна боротьба здійснюється між як мінімум двома незалежними інфраструктурами, які здатні надавати якісні альтернативні послуги.

У табл. 1.1 представлено сьогоdnішній стан високошвидкісної залізничної мережі за протяжністю [31].

Таблиця 1.1 – Протяжність високошвидкісних магістралей у країнах світу

Місце	Країна	Протяжність ВШМ в експлуатації, км	
1	Китай	37 900	
2	Іспанія	3 900	Разом у Японії і Європі 20 600
3	Японія	3 170	
4	Франція	3 050	
5	Німеччина	2 900	
6	Турція	1 850	
7	Південна Корея	1 360	
8	Італія	1 020	
9	США	710	
10	Австрія	510	
11	Саудівська Аравія	415	
12	Бельгія	330	
13	Тайвань	320	
14	Великобританія	315	
15	Польща	300	
16	Нідерланди	160	
17	Норвегія	110	
18	Швейцарія	105	
19	Данія	60	
		Разом у світі 58 500	

1.2. Концепції організації високошвидкісної мережі на залізницях світу

Швидкісний залізничний рух визнано перспективним в усіх провідних країнах світу, переважно через його екологічність та розвиток технологій в частині підвищення швидкості поїздів та перевізної спроможності. Розвиток

швидкісного руху у світі є пріоритетом державної політики у сфері транспорту, та його розвиток здійснюється за державної підтримки, як організаційної так і фінансово-економічної. Широкого застосування дістало державно-приватне партнерство у сфері розвитку швидкісних залізничних магістралей. Важливою складовою розвитку швидкісних залізничних магістралей є те, що пріоритетом є будівництво магістралей, які поєднують між собою національні транспортні мережі і дозволяють здійснювати міжнародне сполучення [32].

Досвід країн Західної Європи, Китаю і Японії довів, що надійного сполучення зі швидкостями більшими за 250 км/год можна досягти виключно на відокремлених високошвидкісних магістралях [20–22].

Як відомо, їх будівництво вимагає великих капіталовкладень – у мільярди доларів. Як початкових варіант, найчастіше розглядається організація швидкісного руху на лініях зі змішаним рухом високошвидкісних, звичайних пасажирських поїздів на швидкостях до 140 (поїзди InterCity) і до 160 км/год (поїзди InterCity+), а часто і вантажних поїздів.

У деяких випадках реалізацію швидкісного руху пропонують розглядати як перший етап перед організацією високошвидкісного руху на одному і тому ж напрямку. Однак, після спорудження високошвидкісної магістралі всі швидкісні і високошвидкісні пасажирські поїзди слідуватимуть по знову спорудженій магістралі, а на існуючій будуть сконцентровані в основному вантажні перевезення.

1.2.1. Японсько-іспанська концепція

Умовно існують чотири концептуальних підходів до побудови мережі високошвидкісного руху.

Як відомо, перша в світі високошвидкісна мережа залізничного сполучення, побудована в 1964 р. в Японії – Сінкансен – була з самого початку призначена для руху спеціального пасажирського високошвидкісного рухомого складу. Вона має колію (1435 мм) на відміну від стандартної колії японської залізниці (1067 мм). Запровадження на Сінкансен європейської колії мало дві мети: по-перше, – забезпечення більш високої усталеності руху, що має кращі умови на

більш широкій колії. По-друге, – сподівання на майбутню можливість продавати рухомий склад для найбільш розвинутої мережі залізниць 1435 мм. До речі, ці сподівання підтвердилися. Сьогодні група японських компаній на чолі із концерном Hitachi, а також Kawasaki Heavy Industries і Nippon Sharyo, входить до десятки лідерів – виробників електропоїздів світу [23].

Мережа Сінкансен є прикладом спеціальної відокремленої високошвидкісної магістралі, де колійна система повністю ізольована від загальної залізничної мережі (рис. 1.1а).

В Іспанії рейкова система високошвидкісних магістралей нормальної колії 1435 мм також відокремлена від загальної мережі залізниць (колії з шириною 1668 мм).

Відмінністю ситуації в Іспанії загальній при схожості концепції створення високошвидкісних магістралей є те, що на них виходять високошвидкісні поїзди типу Talgo, вагони яких мають пристрій колісних пар, що дозволяє рухатися по колії з різною шириною колії (1668 і 1435 мм).

У Японії та Іспанії на високошвидкісних магістралях побудовано спеціальні станції. Але в ряді випадків їх колії підведені до платформ існуючих залізничних вокзалів.

Особливість іспанської мережі – це наявність двох стандартів ширини колії – 1668 мм на звичайних лініях і 1435 мм нові лінії ВШМ. Високошвидкісні лінії в Іспанії призначені тільки для високошвидкісних поїздів, однак у разі використання поїздів Talgo з розсувними колісними парами з'являється можливість руху по цих лініях і звичайних пасажирських поїздів.

1.2.2. Французька концепція

Французька концепція високошвидкісної мережі передбачає будівництво нових високошвидкісних магістралей, які входять до загального складу залізничної мережі. При цьому вони призначені винятково для високошвидкісного рухомого складу (рис. 1.1б). У Франції для високошвидкісного руху побудовано спеціальні магістралі. Оскільки високошвидкісна магістраль і мережа звичайних

залізниць мають ту саму колію шириною 1435 мм, високошвидкісні поїзди можуть виходити на звичайні лінії, що збільшує зону обслуговування.

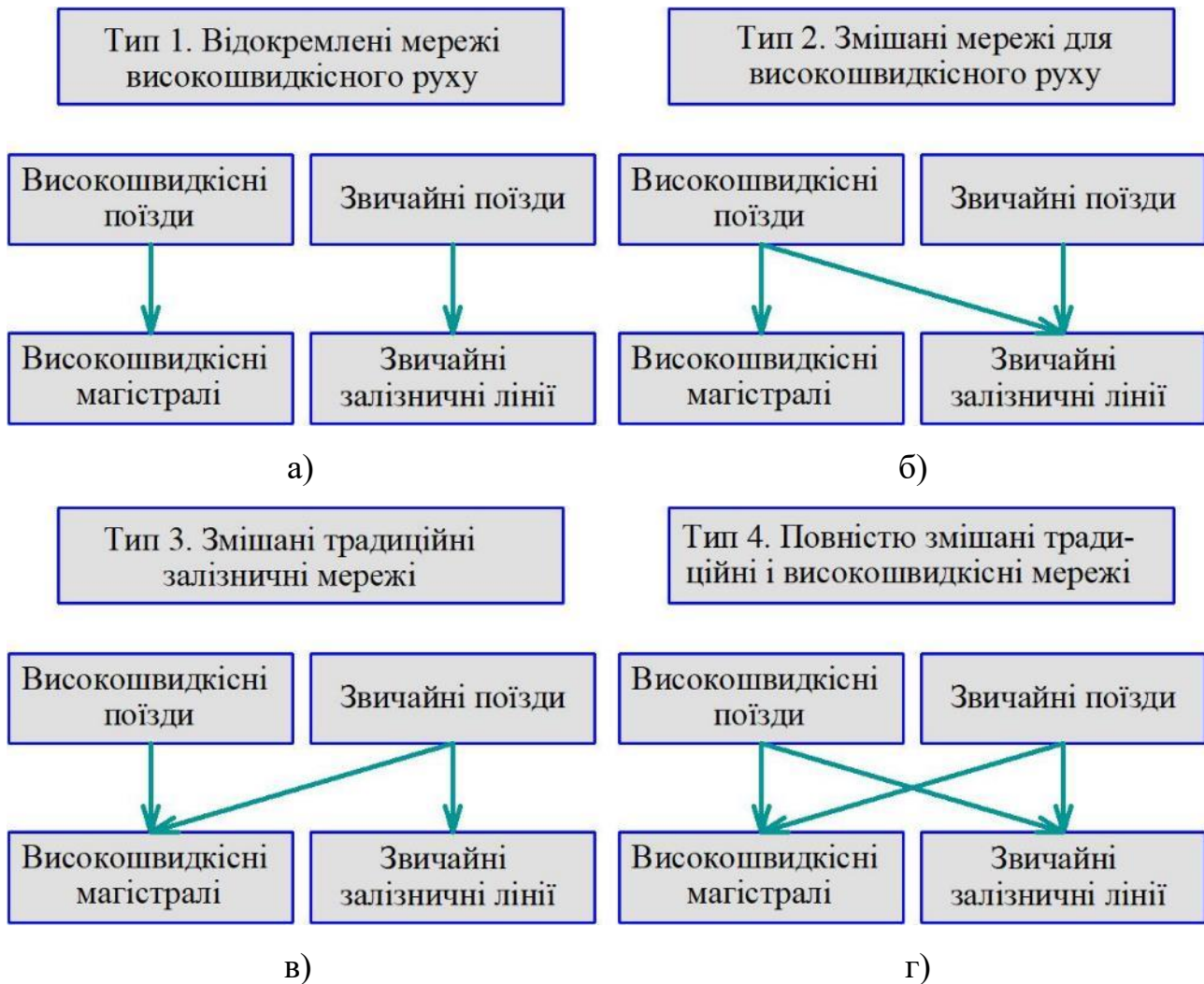


Рисунок 1.1 – Концепції побудови високошвидкісних залізниць світу

Однак рухомий склад звичайних залізниць ніколи не заходить на високошвидкісні лінії.

Французька національна залізниця (SNCF) вважається ідеологом високошвидкісних залізничних систем в Європі. SNCF першою в Європі розробила концепцію високошвидкісного руху. На основі отриманих результатів у 1976 році був розроблений проект першої французької ВШМ «Південь–Схід» Париж–Ліон (410 км), який ґрунтувався на таких трьох основних принципах: нова лінія призначена тільки для пасажирського руху; сумісність з існуючою мережею;

експлуатація базується на великій частоті поїздів й зменшенні кількості пересадок. Проектування системи TGV велося таким чином, щоб поїзди могли курсувати по новій лінії зі швидкістю 270 км/год і переходити на звичайну залізничну мережу. У вересні 1981 року був відкритий рух високошвидкісного поїзда TGV. В даний час поїзди TGV південно-східного напрямку обслуговують понад 50 населених пунктів, в яких проживає 56% населення країни. Різко зросла маршрутна швидкість руху. У сполученні Париж – Ліон вона становила 213 км/год, а час у дорозі між цими містами скоротився до 2-х годин.

Базуючись на перших успіхах, уряд прийняв рішення про будівництво нової високошвидкісної лінії TGV-Атлантик. Для атлантичної лінії створено нове покоління високошвидкісних поїздів TGV - Атлантик, максимальна швидкість яких при експлуатації на новозбудованих ділянках становить 300, а на звичайних залізничних лініях – 220 км/год [25].

1.2.3. Італійська і німецька концепції

Італійська та німецька концепції полягають у комплексній реконструкції залізничних напрямків, при якій здійснюється будівництво окремих високошвидкісних ділянок і модернізація існуючих ліній, випрямлення головних колій з метою організації швидкісного й високошвидкісного руху.

В Італії та Німеччині на реконструйованих залізничних напрямках здійснюється змішана експлуатація високошвидкісних і звичайних пасажирських поїздів, а також прискорених вантажних поїздів. Відповідно до класифікації Міжнародного союзу залізниць (UIC) італійсько-німецька концепція поділяється на два типи: коли дозволяється вихід звичайних поїздів на лінії високошвидкісного руху (рис. 1.1в); коли дозволяється взаємний вихід поїздів – звичайних поїздів на лінії високошвидкісного руху та швидкісних поїздів – на звичайні магістралі (рис. 1.1г).

Перші проекти створення високошвидкісної залізничної мережі в Німеччині запропоновані німецьким вченим Августом Шерлі ще на початку ХХ століття. Перші ВШМ Мангейм–Штутгарт (99 км) і Ганновер–Варцбург (326 км) були

введені в експлуатацію в 1991 р. У 1998 р. розпочато рух на лінії Ганновер–Берлін (265 км), на якій функціонує високошвидкісна ділянка (170 км).

Сьогодні німецькі високошвидкісні лінії в нічний час використовуються також і для вантажного руху. Винятком є лінія Кельн–Франкфурт-на-Майні, що через круті уклони (до 40‰) використовується лише для високошвидкісного пасажирського руху.

Географія Німеччини така, що великі агломерації часто знаходяться на невеликій відстані. Зони заселення сильно відрізняються від французьких, і високошвидкісні поїзди в Німеччині зупиняються набагато частіше. За протяжністю залізничної мережі (42 тис. км) Німеччина посідає перше місце в Західній Європі (6 місце в світі). По густоті мережі залізниць у Німеччині – перше місце в світі (117 км на 1000 км²).

План розвитку високошвидкісного залізничного руху в Італії, затверджений у 1962 р., передбачав спорудження між Римом і Флоренцією лінії «Нова Диреттисима», розрахованої на максимальну швидкість руху 250 км/год.

Перша ділянка довжиною 122 км була здана в експлуатацію в 1976 році. Будівництво решти шляху довжиною 115 км до міста Флоренції тривало близько 16 років і повністю магістраль була введена в експлуатацію лише в 1992 р. Лінія розрахована на швидкість 250 км/год і призначена для руху пасажирських і вантажних поїздів. Другою чергою будівництва швидкісних магістралей були лінії Рим–Неаполь (277 км) та Рим–Мілан–Турин–Венеція, Флоренція–Болонья–Мілан. На нових ВШМ передбачено рух поїздів зі швидкістю до 300 км/год.

Ще одним прикладом змішаної системи високошвидкісного руху є залізниця Великобританії. Половину обсягу руху по тунелю через Ла-Манш складають рейси пасажирських поїздів французьких і британських залізниць. З французької сторони це поїзда TGV, які рухаються зі швидкістю до 300 км/год. Однак при проходженні тунелю максимальна швидкість обмежена до 160 км/год. Другу половину потоку складають спеціальні вантажні поїзди, в яких перевозяться легкові і вантажні автомобілі. Передбачається, що в годину пік розміри руху будуть доведені до 10 пар пасажирських поїздів на год. і 6 пар вантажних.

Прикладом впровадження італійсько-німецької концепції можна вважати польські залізниці. На коліях загального використання у змішаному русі вантажних і швидкісних пасажирських поїздів вдалося досягнути швидкостей у регулярному русі до 200 км/год. На випробуваннях було досягнуто швидкості 291 км/год [94]. Це стало можливим завдяки використанню вагонів з нахилом кузова типу «Pendolino» [95].

1.3. Розвиток швидкісного руху в Україні

Аналіз перспектив розвитку швидкісного залізничного руху в Україні добре представлено в роботі [26]. Відмічається, що особливістю української залізниці є відсутність чітких стратегічних планів розвитку швидкісного і високошвидкісного руху.

Доцільність і необхідність формування в Україні мережі денних швидкісних маршрутів поїздів стала очевидною вже в 2002 році з урахуванням запуску в постійну експлуатацію денних пасажирських поїздів під брендом «Столичний експрес», які успішно експлуатувалися до травня 2012 року. Це був перший і успішний етап впровадження в Україні мережі швидкісного денного залізничного сполучення.

Україна давно прийняла концепцію пасажирських перевезень, що базується на мережі денних швидкісних маршрутів поїздів. Першим етапом реалізації цієї концепції був запуск в постійну експлуатацію поїздів «Столичний експрес» на маршрутах Київ-Харків і Київ-Дніпропетровськ (2002 р.).

Подальший розвиток денних пасажирських перевезень планувався на базі міжрегіональних швидкісних електропоїздів. З урахуванням горизонтального профілю залізниць України, а саме – великої частки кривих малого і середнього радіусів, розглядалися варіанти рухомого складу з нахилом кузова. Це обіцяло збільшити швидкості руху в кривих на 20-30% без суттєвої реконструкції колійної мережі. Пророблялася можливість використанням електропоїздів із

системою активного нахилу кузова (X2000 – Bombardier [27], Pendolino – ALSTOM [28]), а також із пасивним нахилом кузова в кривих (Talго series 7 [29], Talго-350 [31]). Проте, через низку причин у цей період співробітництво між «Укрзалізницею» та зарубіжними компаніями було призупинено.

Новий етап впровадження прискореного руху поїздів почався у 2007 р., після того, як Україна отримала право на проведення заключної частини чемпіонату Європи з футболу Євро-2012. У цей період під час відвідування урядовою делегацією України Парижа було заявлено про бажання реалізувати проєкт із постачання в Україну рухомого складу компанії «ALSTOM», а саме – 7 поїздів з примусовим нахилом кузова в кривих типу Pendolino. Цей проєкт також не було реалізовано.

У 2010 р. «УЗ» активізувала роботу з вибору партнера для виробництва і постачання двосистемних швидкісних електропоїздів. В якості потенційних виробників розглядалися п'ять компаній: «Skoda Transportation» (Чехія), ХК «Луганськтепловоз» (Україна), «Hyundai Rotem – HRCS2» (Південна Корея), АТ «ПЕСА» (Польща) і ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» (Україна).

Через досі незрозумілих причин, як відомо, вибір пав на компанію «Hyundai Rotem».

Не зважаючи на це, ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» на свій ризик, завдяки активній роботі створили двосистемний електропоїзд ЕКр1 «Тарпан». При проєктуванні було реалізовано перевірену концепцію поїздів з двома головними приводними вагонами і сімома проміжними причіпними за аналогією з поїздами TGV французької компанії «Alstom» та Talго іспанської компанії «Patentes Talго». Проєкт був також аналогічним до запропонованого корейською компанією «Hyundai Rotem», однак, на відміну від поїзда HRCS2, для якого передбачено максимальну швидкість 160 км/год, «Тарпан» у спеціальній модифікації був розрахований на швидкість до 250 км/год.

З грудня 2011 по січень 2012 р. було проведено випробування електропоїздів HRCS2 в Кореї, а у березні–травні 2012 р. – в Україні. Під час випробувань було виявлено досить велику кількість конструктивних недоліків і відмов, було

надано дозвіл на тимчасову їх експлуатацію з пасажирами спочатку на період в три місяці.

Щодо «Тарпана», значну частину сертифікаційних випробувань було вже проведено до березня 2012 р., а незначні недоліки було усунуто. Повний цикл випробувань електропоїзда було завершено в листопаді 2012 р. До квітня 2013 р. заходи щодо вдосконалення електропоїзда виконані в повному обсязі і два поїзди «Тарпан» – ЕКр1 №001 і 002 – отримали дозвіл на експлуатацію з пасажирами, а ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» – право на виготовлення дослідної партії електропоїздів «Тарпан» в кількості 10 одиниць.

Однак, через низку далеко не технічних, а скоріше політичних причин, електропоїзди «Тарпан» були введені в експлуатацію тільки у червні 2014 р.

Сьогодні в Україні сформовано основну мережу швидкісних маршрутів «InterCity+», комплексну систему сервісного обслуговування та ремонту міжрегіональних двосистемних електропоїздів. Десять міжрегіональних електропоїздів HRCS2 виробництва компанії «Hyundai Rotem» та два міжрегіональні електропоїзди ЕКр1 «Тарпан» виробництва ПАТ «КВБЗ» знаходяться в постійній, стійкій експлуатації з пробігом кожного по 3 млн км. Річний пробіг кожного електропоїзда становить від 300 до 350 тис. км. Багаторічна успішна експлуатація міжрегіональних двосистемних електропоїздів підвищеної комфортності довела свою ефективність і затребуваність у пасажирів.

Вітчизняна галузь пасажирського вагонобудування (понад 160 підприємств і організацій) готова забезпечити потреби «Укрзалізниці» в такому рухомому складі.

В Україні склалися умови, коли міжрегіональні швидкісні електропоїзди і вантажні вагони, парк яких критично зношений, і які практично розбивають верхню будову колії, експлуатуються на одних і тих же ділянках залізниць. Крім того, профіль колії на маршрутах ІнтерСіті+ скрізь має велику кількість кривих і ділянок з обмеженням швидкості. Це вже сьогодні призвело до того, що подальше її підвищення для міжрегіональних електропоїздів з урахуванням забезпечення необхідних умов безпеки неможливо. У результаті другий етап

впровадження в Україні денних швидкісних пасажирських перевезень уже сьогодні багато в чому вичерпав свій потенціал для перспективного розвитку. Дана ситуація вимагає активного здійснення робіт із підготовки до третього, найбільш витратного, але і найбільш ефективного етапу вдосконалення швидкісних перевезень.

В статті [26] констатується, що «третьій етап впровадження швидкісних пасажирських перевезень зі значним скороченням часу в дорозі на маршрутах «InterCity+» вимагає використання рухомого складу з експлуатаційними швидкостями 200 км/год і вище з одночасним вдосконаленням залізничної інфраструктури верхньої будови колії та системи електрифікації з виділенням окремих ліній для швидкісного пасажирського сполучення і вантажного руху».

Як визначається у статті [26], українська залізниця, досі була орієнтована на розвиток швидкісного пасажирського сполучення на маршрутах InterCity+ за рахунок закупки імпортного залізничного рухомого складу, що купується на кредитні кошти за значно завищеними не конкурентними цінами.

За незалежними оцінками за різними критеріями (надійність, вартість проїзду, можливість збільшення експлуатаційної швидкості, рівень і вартість сервісного обслуговування та ремонту, забезпечення запасними частинами, якість діагностики тощо) склався наступний рейтинг міжрегіональних двосистемних електропоїздів, що експлуатуються в Україні вже біля 10 років:

- 1-е місце – ЕКр1 «Тарпан» (ПАТ «КВБЗ»);
- 2-е місце – HRCS2 («Hyundai Rotem»);
- 3-е місце – EJ 675 («Skoda»).

Міністерство інфраструктури на сторінці «Новини» своєму офіційного сайті 22 лютого 2021р. розмістило повідомлення [227] про старт проекту високошвидкісного залізничного сполучення в Україні. Проект передбачатиме на першому етапі будівництво залізничної лінії зі швидкістю руху до 250 км/год та сучасної інфраструктури для обслуговування InterCity та контейнерних перевезень у напрямку ЄС.

Для реалізації проекту були обрані наступні напрямки: Київ–Львів–Медика

(держкордон із Польщею); Київ–Одеса, Київ–Харків, Київ–Дніпро–Запоріжжя (рис. 1.2).

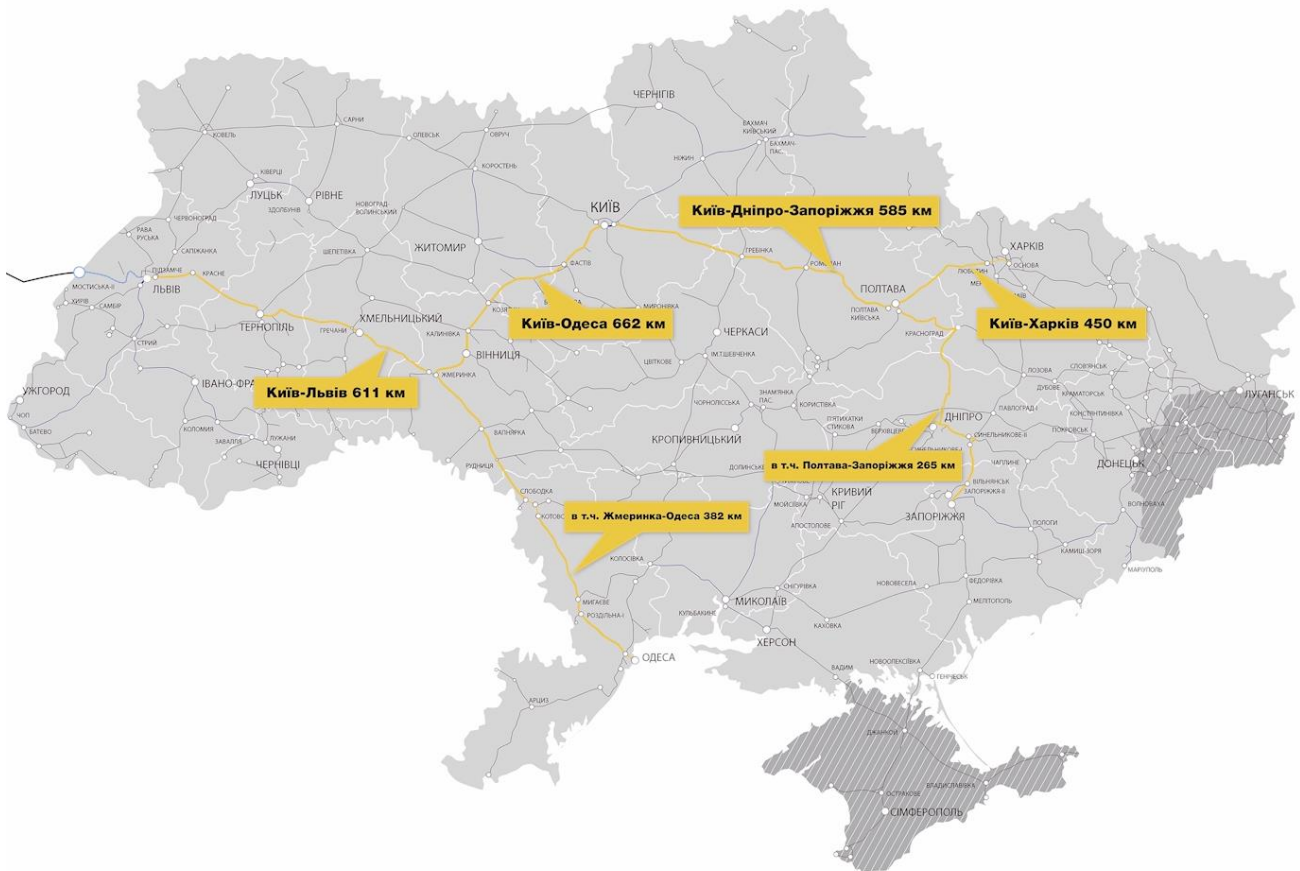


Рисунок 1.2 – Проект розвитку високошвидкісних ліній України

Планується, що перша залізнична лінія зі швидкістю руху до 250 км/год з’єднає державний кордон з Польщею та місто Львів (станція Скнилів) з можливістю продовження лінії до Києва і подальшою розбудовою по Транс’європейській транспортній мережі TENT-T. Проект передбачає будівництво інфраструктури для обслуговування поїздів типу InterCity та контейнерних перевезень у напрямку Європейського Союзу. За проектом передбачається будівництво ліній колії 1435 мм. Зрозуміло, що проектування відокремлених спеціальних високошвидкісних ліній буде здійснюватися за нормами, які будуть базуватися на таких для Європейського Союзу, але, які ще потрібно буде розробляти.

Лінії ж загального призначення для змішаного руху швидкісних і вантажних поїздів експлуатуються сьогодні і будуть експлуатуватися ще довго.

1.4. Аналіз статистичних даних і експлуатаційних показників швидкісного руху Укрзалізниці

Залізничний транспорт є провідною галуззю України, яка забезпечує майже 82% вантажних і 36% пасажирських перевезень від обсягів, що здійснюються всіма видами транспорту. Експлуатаційна мережа залізниць України складає майже 19,8 тис. км (без урахування окупованих територій, мережа яких на сьогодні не експлуатується), з яких понад 47,2% електрифіковано [15]. За обсягами вантажних перевезень залізниці України займають четверте місце на Євразійському континенті, поступаючись лише залізницям Китаю, Росії та Індії. Вантажо-напруженість українських залізниць (річний обсяг перевезень на 1 км) в 3–5 разів перевищує відповідний показник розвинених європейських країн.

Важливість залізничного транспорту в системі транспортних комунікацій України посилюється і тим, що через територію держави пролягають основні транспортні транс'європейські коридори: Схід – Захід, Балтика – Чорне море.

Українські залізниці безпосередньо межують і взаємодіють із залізницями Росії, Білорусі, Молдови, Польщі, Румунії, Словаччини, Угорщини й забезпечують роботу із сорока міжнародними залізничними переходами, а також обслуговують 18 українських морських портів Чорноморсько-Азовського басейну

Територією України проходять 3 залізничних транспортних коридори – № 3, 5, 9. Через українські порти Ізмаїл і Рені здійснюється взаємодія з пан'європейським коридором № 7, який проходить річкою Дунай. Сьогодні довжина національної мережі залізничних транзитних коридорів в Україні складає 3162 км. Це головним чином двоколійні електрифіковані, обладнані автоблокуванням магістралі, що характеризуються високим рівнем використання технічних засобів. Окрім того, розвиваються перевезення по міжнародному транспортному коридору ТРАСЕКА (Європа – Кавказ – Азія).

Найбільшим підприємством галузі є Укрзалізниця (Акціонерне товариство "Українська залізниця"), яка здійснює централізоване управління процесом перевезень у внутрішньому й міждержавному сполученнях та регулює виробничо-

господарську діяльність залізниць.

До сфери Укрзалізниці входять Донецька, Львівська, Одеська, Південна, Південно-Західна та Придніпровська залізниці, а також інші підприємства та організації єдиного виробничо-технологічного комплексу, що забезпечують перевезення вантажів і пасажирів.

Інвентарний парк пасажирських вагонів основних перевезень становить 4,3 тис. одиниць, в тому числі робочий парк – 3,1 тис. вагонів. Також в наявності швидкісні електропоїзди «Hyundai» - 10 од.; швидкісні електропоїзди «Тарпан» - 2 од.; міжрегіональні поїзди локомотивної тяги – 2 од. (по 5 пас. вагонів).

Загальний парк вантажних вагонів становить в Україні складає 174 тис., це власність залізниці і приватні. Більшість – 95 тисяч – вже давно вичерпали нормативний термін служби. У середньому українським вагонам – до 40 років, хоча термін експлуатації – 20, максимум 30 років [38].

Інвентарний парк локомотивів становить 3589 од., в тому числі: електровозів – 1628 од.; тепловозів – 1961 од.

Залізниці України до останнього часу забезпечували потреби економіки і населення у перевезеннях. Досягалось це, в основному, завдяки надлишку технічних потужностей, створених за часів СРСР за рахунок централізованого бюджетного фінансування. За останні більш ніж 25 років капіталовкладення в оновлення основних засобів відбувались виключно за рахунок власних коштів залізниць, які не дозволяють забезпечити навіть нормальне відтворення основних засобів, особливо їх активної частини – рухомого складу. На сьогодні технічний ресурс залізниць практично вичерпано. Існує загроза незабезпечення залізничним транспортом у подальшому потреб економіки України у перевезеннях.

У період 1992-2019 років темпи зростання цін на споживану продукцію перевищували зростання тарифів на перевезення, що не дозволяло оновлювати рухомий склад та інфраструктуру за рахунок власних коштів залізниць. Передбачені Законом України «Про залізничний транспорт» (постанова Верховної Ради України № 274/96-ВР від 04.07.96) кошти з бюджету на будівництво і модернізацію магістральних ліній та придбання рухомого складу для пасажирських

перевезень не виділялись. Практично не виділялись кошти з місцевих бюджетів на придбання електро- та дизель-поїздів для перевезень пасажирів у приміському сполученні, збитки від соціально-необхідних приміських пасажирських перевезень повністю не відшкодовувались.

Пропускна спроможність окремих дільниць та напрямків залізниць знаходиться на критичній межі. З метою ліквідації «вузьких місць» на мережі залізниць України, покращення техніко-експлуатаційних можливостей об'єктів інфраструктури необхідно провести їх технічне переоснащення та модернізацію.

Таблиця 1.2 – Статистичні показники АТ «Укрзалізниця»

Статистичний показник	Значення
Експлуатаційна довжина головних колій	19,8 тис. км
Електрифікованих колій	9,3 тис. км
Кількість залізничних станцій	1402 од.
Кількість переїздів на головних і станційних	4198 од.
Інвентарний парк вантажних вагонів	85,2 тис. од.
Інвентарний парк пасажирських вагонів	4,32 тис. од.
Інвентарний парк тепловозів	1944 од.
Інвентарний парк електровозів	1627 од.
Інвентарний парк дизель-поїздів	301 секція
Середня кількість працівників	266,3 тис. осіб
Відправлено пасажирів за 2019 рік	149,6 млн пас.
Перевезено вантажів за 2019 рік	312,4 млн тон

* Дані наведено крім тимчасово окупованої території Автономної республіки Крим, м. Севастополь та Донбасу

Через катастрофічну зношеність рухомого складу, невідповідність між придбанням і списанням вантажних вагонів та локомотивів існує загроза незабезпечення потреб промислових галузей економіки у перевезеннях вантажів, з відповідними витратами для держбюджету, зниженням показників економічного розвитку країни.

2. ДЕГРАДАЦІЙНІ ПРОЦЕСИ В РЕЙКОВІЙ КОЛІЇ ПРИ ЗМІШАНОМУ РУСІ ШВИДКІСНИХ І ВАНТАЖНИХ ПОЇЗДІВ

2.1. Організація змішаного руху швидкісних і вантажних поїздів на українській залізниці

Особливість України полягає в тому, що, на відміну від багатьох держав, що мають швидкісний залізничний транспорт, в Україні паралельно були введені в експлуатацію електропоїзди трьох виробників – корейські «Hyundai Rotem–HRCS2», чеські компанії «Skoda–EJ 675» і українські «Тарпан». Перші роки експлуатації електропоїздів дозволили зробити певні висновки про переваги того чи іншого електропоїзда з точки зору його надійності та ремонтпридатності в експлуатації, оскільки весь набутий рухомий склад до цього часу пробіг не менше 1 млн км і був підданий різним видам регламентних ремонтів.

Перші місяці експлуатації поїздів Українською залізничною швидкісною компанією (УЗШК) показали, що корейські «Hyundai Rotem–HRCS2» мають низьку конструктивних недоліків, а окремі системи і вузли потребують суттєвого доопрацювання. Зокрема, було встановлено, що значення один із основних показників надійності – середній наробіток на відмову електропоїзда HRCS2 не відповідають вимогам технічного завдання. Найнижчий рівень надійності мають наступні системи: гальмівна система; система управління пантографом; система опалення та кондиціонування кабіни машиніста; система очищення лобового скла кабіни машиніста; система водопостачання вагонів тощо.

Електропоїзди EJ675 чеської компанії «Skoda» були введені в експлуатацію в Україні в травні 2012 року. За результатами експлуатації їх було виявлено, що тяговий електродвигун, головний вимикач, інвертор додаткового приводу, блок кондиціонування, агрегат компресора за своєю надійністю також не відповідають встановленим вимогам

Що стосується електропоїздів ЕКр1 «Тарпан» експлуатація показала, що

рівень їх надійності відповідає вимогам технічного завдання і нормативної документації. На початку їх експлуатації було виявлено незначні проблеми, пов'язані із надійністю електрообладнання для автоматичного переходу з одного виду струму на інший. Цю проблему вдалося успішно розв'язати. Здійснено оптимізацію параметрів системи рекуперації енергії в перехідних електродинамічних процесах, що дозволило підвищити ефективність гальмування і мінімізувати

Відзначається, електропоїзди «Тарпан» експлуатують на найбільш складних із точки зору впливу інфраструктури маршрутах в напрямках Запоріжжя та Одеси (значна кількість кривих і постійні суттєві коливання напруги тягової мережі відповідно).

Два електропоїзди EJ 675 поставлено на капітальний ремонт.

Основні зауваження в експлуатації поїздів HRCS2:

- збої в роботі систем перемикання виду струму;
- масовий вихід з ладу компресорного устаткування. Було здійснено комплектну заміну компресорного устаткування, у зв'язку з виходом із ладу і недостатнім повітря-продукуванням;
 - ненадійна робота гальмівного обладнання (обмерзання елементів системи);
 - несправності дахового високовольтного обладнання;
 - збої в роботі дверей;
 - попадання вологи в електричні роз'єми автозчіплювальних пристроїв і розетки міжвагонних з'єднань, що призводило до замикання електричних ланцюгів;
 - неефективна робота системи опалення вагонів;
 - замерзання піску в вагонних бункерах для піску;
 - відмови тягового обладнання;
 - масові руйнування кронштейнів кріплення струмоприймачів (пантографів) зі зривом металевої обшивки даху через конструктивні особливості вагонів: відсутність системи автоматичного опускання пантографів при ударі; меншої довжини полоза струмоприймача; малої товщини обшивки даху; кріплення кронштейнів струмоприймача безпосередньо до обшивки даху поза зоною

розташування поздовжніх і поперечних підсилюючих елементів даху.

Найбільш серйозним дефектом стало виявлення на основних кузовних частинах рами вагона в районі шкворневих вузлів, об'язки кузова, елементах хребтової балки в лютому 2014 р. втомних тріщин.

Усунення даного дефекту вимагало призупинення експлуатації всіх десяти корейських електропоїздів з лютого 2014 р. на термін від 4-х до 6-ти місяців. Крім видимих тріщин у шкворневої балці, були виявлені мікротріщини в хребтової балці вагонів. Причому будь-які заходи щодо модернізації вагонів в цій частині не здійснювалися. У 2012–2016 рр. на корейських поїздах були виконані роботи з модернізації низки вузлів і систем. Усього було виконано 23 модернізації. Із них 11 визнані фахівцями «УЗШК» ефективними, 10 – частково ефективними, 1 – неефективною і по одній позиції потрібен нагляд через втомні тріщини на елементах ходової частини.

Визнано також, що головною причиною пошкоджень ходової частини (появи тріщин) є невідповідний стан рейкової колії у змішаному русі швидкісних пасажирських і звичайних вантажних поїздів [35, 36]. Проблема накопичення розладів колії тісно пов'язана із станом вантажного рухомого складу. Більше 50%, а це – 95 тис. вагонів вичерпали нормативний термін служби. У середньому українським вагонам – до 40 років, хоча термін експлуатації – 20, максимум 30 років [38]. Більшість ліній, в тому числі і ті, що використовуються сьогодні для швидкісного руху, проектувалися із розрахунку на інші умови експлуатації.

Високі динамічні навантаження, що виникають від пропуску на великих швидкостях поїздів з вагонів з великими осьовими навантаженнями, мають значну інтенсивність і короткочасний ударний характер, що залежить від параметрів коливань коліс і рейок, а також від динамічних характеристик земляного полотна. Часто це викликає надмірну деформацію та деградацію елементів колії.

Залізнична колія та її конструктивні елементи функціонують у складних умовах впливу факторів природно-кліматичного середовища та динамічних навантажень від великовагових поїздів. Перелічені фактори можуть змінювати стан ґрунтового матеріалу конструкційних шарів та впливати на рівень

надійності земляного полотна, особливо в умовах інтенсивного руху, при якому амплітуда та частота циклів навантаження дуже високі.

Ступінь деградації верхньої будови колії під навантаженням великовагового поїзда багато в чому визначається характеристиками ґрунтів земляного полотна, які відрізняються великою різноманітністю і мають тенденцію до швидкої зміни з часом.

При тривалій експлуатації земляне полотно схильне до несприятливих впливів навколишнього середовища (температура, вода та ін.), в результаті яких згодом відбуваються зміни та перетворення властивостей ґрунтів (фізико-механічних: вологості, щільності) і, як наслідок, змінюється напружено-деформований стан земляного полотна загалом. Водночас залізнична колія, яка була стабільною протягом тривалого часу, може почати деформуватися після пропуску вантажних поїздів підвищеної маси та довжини, що, безсумнівно, спричинить виникнення збоїв у забезпеченні необхідного вантажообігу та швидкості руху.

На сьогоднішній день досягнуто великого прогресу в дослідженнях, спрямованих на розуміння процесів, що відбуваються в ґрунтах під впливом вібродинамічного навантаження від важких поїздів. Отримано великий теоретичний та експериментальний матеріал, що вимагає узагальнення та систематизації.

Навантаження, що виникають на лініях змішаного високошвидкісного та великовагового руху, розподіляються на всі конструкційні шари залізничної колії та її основу. Традиційна конструкція залізничної колії не здатна забезпечити відповідну надійність функціонування в умовах впливу підвищених осьових навантажень та швидкостей руху поїздів [40] через виникнення дефектів та деформацій елементів верхньої та нижньої будови колії. Зростання осьових навантажень веде до більш інтенсивного зносу верхньої будови колії та земляного полотна, а також більш швидкого формування відхилень у конструкції всього залізничної колії. В результаті виникають додаткові ризики порушення рівня безпеки руху, а також підвищення вартості утримання залізничної колії. Проблеми динамічного впливу великовагового рухомого складу на елементи верхньої будови колії та земляне полотно були висвітлені у роботах [40–42].

2.1.1. Типові відхилення верхньої будови колії в процесі її деградації

Як відомо, нерівності рейкових ниток є основними відхиленнями верхньої будови колії під дією динамічних та фрикційних навантажень важкого рухомого складу. В той же час вони є джерелами вимушених коливань надресорної будови локомотивів і вагонів та динамічних навантажень на їх елементи. У роботі [233] описано методику оцінки стану рейкової колії при відступах від норм утримання рейкової колії, які впливають на плавність і безпеку руху поїздів. В основу оцінки геометричного положення рейкової колії покладено вплив відступів на динамічні показники взаємодії колії і рухомого складу. Кожне відхилення має свою ступінь впливу на динамічні характеристики взаємодії колії і рухомого складу та інтенсивність накопичень залишкових деградаційних деформацій колії. Автори [233] пропонують класифікацію деградаційних змін параметрів колії у вигляді п'яти ступенів, залежно від їхньої величини і довжини (табл. 7.1) з оцінкою ступеню відхилення у балах.

Відхилення I ступеня знаходяться в межах допусків, при яких забезпечуються безпека і плавність руху поїздів. При таких відступах встановлені швидкості руху поїздів не зменшуються та не вимагається виконання робіт щодо усунення відхилень колії.

До відхилень II ступеня належать відступи які не вимагають зменшення встановленої швидкості і не загрожують безпеці руху поїздів, але впливають на плавність руху поїздів. Вони є підставою для призначення та проведення планово-запобіжних робіт.

Таблиця 7.1 – Швидкість руху поїздів залежно від відхилення за рівнем

Ступінь відхилення	Плавні відхилення, мм	Перекіс на довжині до 20 м, мм	Допустима швидкість, км/год.
I	0–6	0–8	встановлена
II	6–12	8–12	
III	12–20	12–16	
IV	20–25	16–20	120/80
V	25–30	20–30	60
	30–35	30–40	40
	35–50	40–50	15
	> 50	> 50	рух закривається

До поодиноких відхилень III ступеня належать відступи які не вимагають зменшення встановленої швидкості і не загрожують безпеці руху поїздів, але впливають на плавність руху поїздів та інтенсивність накопичення залишкових деформацій колії. Вони є підставою для призначення та проведення планово-запобіжних робіт.

До IV ступеня належать відхилення, за наявності яких при встановлених швидкостях погіршується плавність руху поїздів, що призводить до інтенсивного накопичення залишкових деформацій колії. Ці відступи усуваються в першочерговому порядку.

До V ступеня відносяться відхилення, що викликають зростання сил взаємодії колії з рухомим складом до критичних значень і при несприятливих поєднаннях з відхиленнями в утриманні і стані рухомого складу, порушеннями режиму водіння поїзда та іншими умовами, можуть призвести до швидкого накопичення деградаційних деформацій і до виникнення загрози безпеці руху поїздів.

2.2. Колія для швидкісного пасажирського руху суміщеного з вантажним

2.2.1. Визначення і обґрунтування умов безпеки та комфорту руху швидкісного сполучення щодо граничних параметрів деградації колії

Основна конструкція залізничної колії на залізницях України – безстикова колія температурно-напруженого типу без сезонної розрядки температурних напружень. На рис. 2.1 наведено співвідношення протяжності безстикової та ланкової конструкції колії на маршрутах швидкісного пасажирського руху в Україні. Одним із основних напрямків модернізації колійного господарства з часу заснування Укрзалізниці полягає в розширенні полігону експлуатації безстикової колії, яка є більш прогресивною порівняно з ланковою. Але як видно з рис. 2.1 ланкова конструкція колії на даний час експлуатується на четвертій частині розгорнутої довжини головних колій і складає 6,5 тис. км.

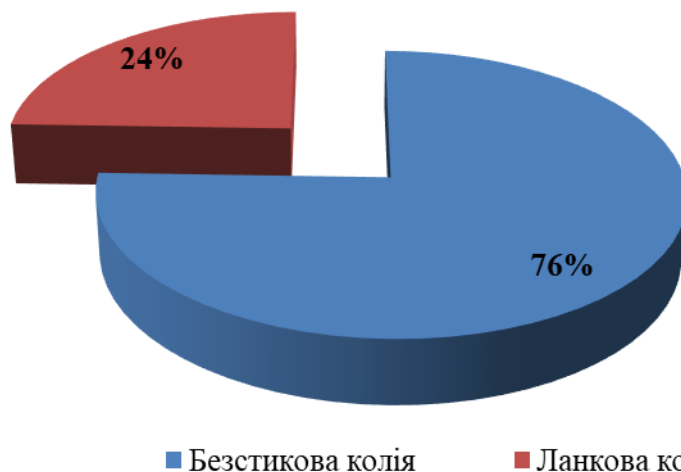


Рисунок 2.1 – Співвідношення протяжності безстикової та ланкової колії на маршрутах швидкісного пасажирського руху

Як відомо, одним із шляхів забезпечення найкращої взаємодії колії та рухомого екіпажу є зменшення кількості рейкових стиків. Тому наступний напрямок модернізації колійного господарства пов'язаний з розширенням полігону експлуатації безстикової колії з рейковими плітями довжиною в блок-ділянку чи перегін. На рис. 2.2 наведено процентне співвідношення застосування різних довжин безстикових плітей. Як видно з рис. 2.2 переважає конструкція безстикової колії з довжинами безстикових плітей меншу за довжину блок-ділянки.



Рисунок 2.2 – Розподіл безстикових плітей за відносною довжиною

Основними типами рейок, що виготовляються та укладаються в колію залізниць України, є рейки вітчизняного стандарту ДСТУ 4344:2004, типів Р65, Р50, 60Е1 (UIC60). На окремих вантажонапружених ділянках експлуатуються рейки типу Р75. На ділянках залізничної колії з малою вантажонапруженістю та швидкостями руху поїздів експлуатуються рейки типу Р43 до заміни на більш важкі типи. Загальна інформація про експлуатацію зазначених типів рейок на головних коліях України наведена на рис 2.3.

Як видно з рис. 2.3, основний тип рейки що експлуатується на залізницях України Р65 з погонною вагою 65 кг/м. В меншій мірі експлуатується рейка типу Р50 з погонною вагою 50 кг/м.

Збільшення швидкостей руху поїздів не можливе без впровадження пружних рейкових скріплень які пружно сприймають та переробляють динамічні сили від рухомого екіпажу. Тому проводячи модернізацію колійного господарства особлива увага приділяється впровадженню нових конструкцій пружних рейкових скріплень.

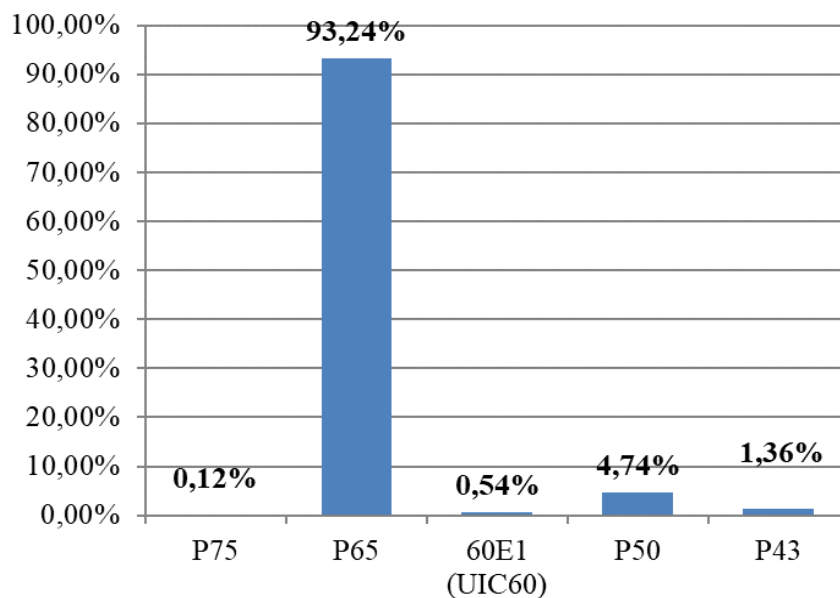


Рисунок 2.3 – Розподіл відносної довжини рейок різних типів

На даний час на залізницях України застосовуються такі типи безпідкладковий конструкцій скріплень: КПП, СБ-3, ІМЕТ-1, Фоссло, Пандрол, КП-22, БП.

На рис. 2.4 наведено співвідношення застосування рейкових скріплень різного конструктивного улаштування. Незважаючи на досить стрімке впровадження в експлуатацію пружних безпідкладкових рейкових скріплень, все ще залишається досить велика протяжність головних колій із класичною підкладковою конструкцією рейкового скріплення типу КБ із жорсткою клемою.

Найкращі пружні властивості, з точки зору взаємодії з рухомим екіпажем, має колія на дерев'яній підрейковій основі. Але конструкція колії із дерев'яними шпалами має основний конструктивний недолік – невеликий ресурс роботи із-за швидкого гниття деревини та механічних деформацій особливо на вантажонапружених та кривих ділянках колії. Застосування дерев'яних шпал в якості підрейкової основи потребує проведення вирубки великих площ лісів, що суперечить загальносвітовій тенденції збереження зеленої зони планети.



Рисунок 2.4 – Розподіл відносної кількості рейкових скріплень різних типів

Враховуючи зазначені недоліки застосування дерев'яної підрейкової основи Укрзалізниця починаючи з минулого століття проводить модернізацію колійного господарства замінюючи дерев'яну підрейкову основу на залізобетонну. На рис. 2.5 наведена інформація про співвідношення застосування дерев'яної та

залізобетонної підрейкової основи. Як видно з графіка на даний час на головних коліях експлуатується 10% дерев'яної підрейкової основи, що становить 2509,9 км. Це переважно криві ділянки колії радіусів менше 350 м та ділянки колії з «хворим» земляним полотном.

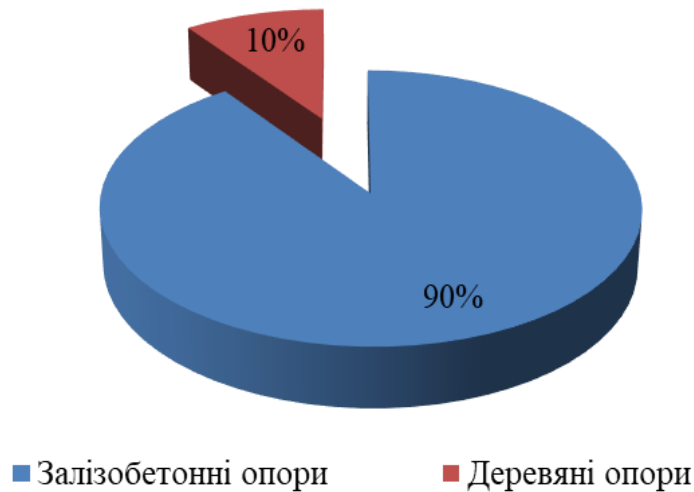


Рисунок 2.5 – Розподіл відносної кількості підрейкової основи різних типів

Залежно від вантажонапруженості і максимальних установлених швидкостей руху поїздів залізничні колії поділяються на 7 категорій. Для кожної категорії колії проводиться диференціація використання нових і старопридатних матеріалів верхньої будови колії. На рис. 2.6 наведено відсоткове співвідношення кожної категорії колії. Найбільшу протяжність – 5300 км (20%) – мають колії IV категорії.

Колії IV категорії мають наступні експлуатаційні характеристики: вантажонапруженість від 5 до 30 млн. т*км брутто/км за рік; швидкість руху пасажирських поїздів від 60 до 100 км/год; швидкість руху вантажних поїздів від 6 до 80 км/год.

Найменшу протяжність займають колії I категорії. Вони мають такі експлуатаційні характеристики: вантажонапруженість більше 5 млн. т*км брутто/км за рік; швидкість руху пасажирських поїздів від 120 до 160 км/год; швидкість руху вантажних поїздів більше 60 км/год.

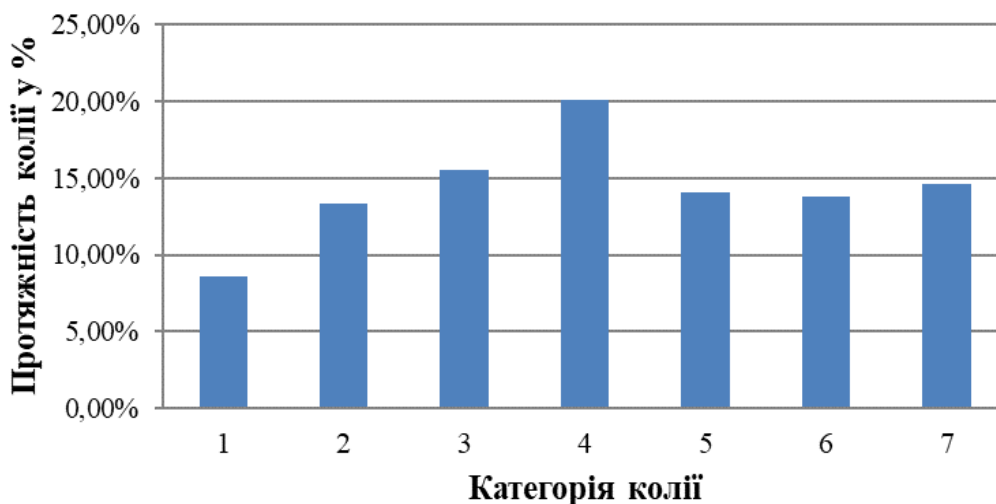


Рисунок 2.6 – Розподіл відносної протяжності головних колій за категоріями

Для забезпечення перетину залізничних колій автомобільними дорогами в одній площині на території України на головних і станційних коліях влаштовано 4150 залізничних переїздів.

Залежно від інтенсивності руху поїздів та транспортних засобів залізничні переїзди поділяються на чотири категорії. На рис. 2.7 наведено процентне співвідношення переїздів різних категорій. Як видно з наведеного графіка 70 % (2920 шт.) переїздів, що експлуатується, мають 4 категорію, тобто не мають шлагбаумів і світлофорів. Встановлюється тільки залізничні та автомобільні знаки.

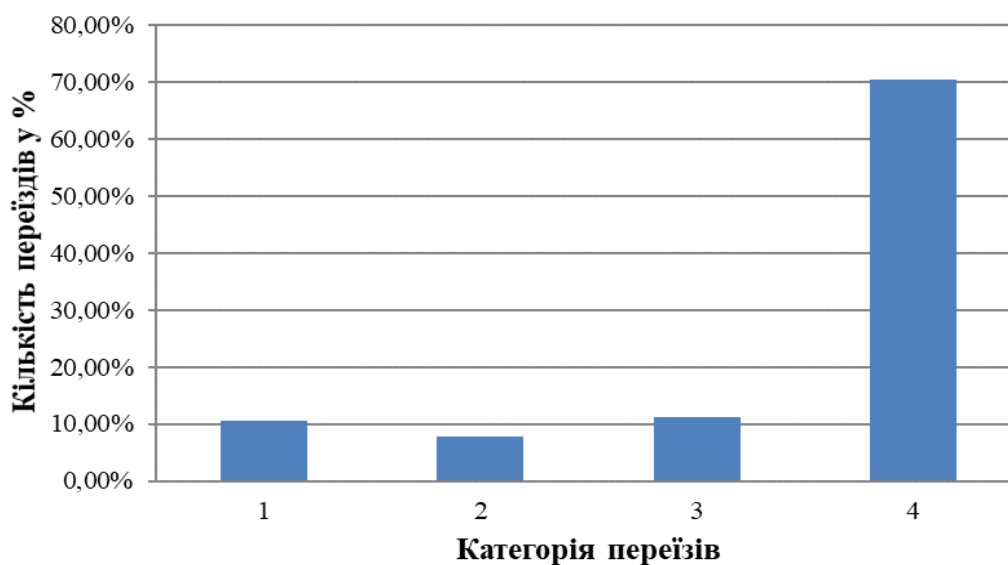


Рисунок 2.7 – Розподіл відносної кількості залізничних переїздів за категоріями

2.3. Визначення впливу рухомого складу на деградаційні процеси у рейковій колії

Рухомий склад залізниці відносяться до підгрупи наземних транспортних засобів, які керуються завдяки бічному спрямуванню рейками. Питання керованості рейкових екіпажів розглянуто у серії наукових робіт авторів даного дослідження [49–62].

Залізничний транспортний засіб реагує на топологію колії, щоб слідувати траєкторією заздалегідь визначеною колією. Рейка забезпечує не тільки вертикальну підтримку, але й бічне спрямування коліс транспортного засобу. Ефективна взаємодія між транспортним засобом і колією може витримувати дуже велике навантаження на вісь. З іншого боку, великі значення сил взаємодії в системі «колесо–рейка» можуть призвести до швидкої деградації компонентів колійної системи.

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-змашувачів; 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 інші, 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.

Графоаналітичний метод Х. Хеймана оснований на мінімізації моментів опору обертання екіпажу в кривій, не отримав розповсюдження в практиці розрахунків через його складність [68]. 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 [69].

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 підвищення зовнішньої рейки [70].

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 [71].

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 [72].

Докладний аналіз відомих систем керованого руху рейкових екіпажів, виконаний В.М. Кашніковим [73–75], 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 [76];
- радіальна установка осей візка за допомогою механізму, який

використовує непогашені відцентрові сили [77];

- 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 вона 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 сил. Термін обертальність аналогічний вписуванню за Цеглинським і Королевим [78, 79].

Автори даної роботи 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 на колію. Слід розрізнити два

режими криволінійного руху під час керування екіпажу рейковою колією:

- 1) режим кінематичного вписування, при якому жодна з колісних пар екіпажу не має гребеневого контакту коліс з рейками;
- 2) режим силового вписування, для якого характерним є спрямування колісних пар з гребневим 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 практиці 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 замкнених 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.

Авторами даної роботи запропоновано доповнення до теорії замкнених силових контурів на прикладі спрямування екіпажів рейковою колією [80].

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.

Метою цього розділу є опис силових механізмів, що діють між рейкою і колесом, і вплив конструкції транспортного засобу на ці механізми.

Залізнична колісна пара традиційно складається з двох сталевих коліс, які жорстко закріплені на загальній осі (рис. 2.8).

Колісні пари з колесами, що обертаються незалежно, використовуються обмеженою мірою на деяких пасажирських залізничних транспортних засобах, але не у важких перевезеннях.

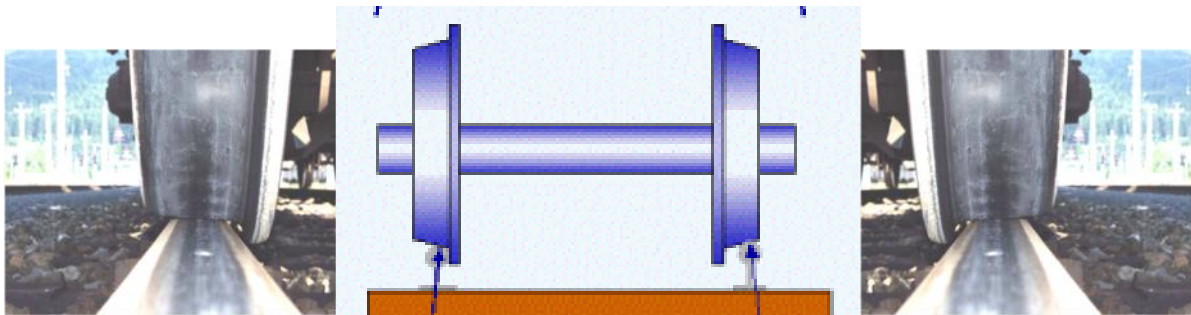


Рисунок 2.8 – Колісна пара

Між гребнями коліс і головками рейок завжди є зазор (рис. 2.9). Якщо б його не було, колісна пара заклинювалася б між рейками.

Зазор колісної пари в колії є сумою зазорів між гребнями і рейками правого і лівого колеса, тому часто його називають сумарним зазором колісної пари в колії.

Зазор колісної пари в колії вимірюється між точками на поверхнях кочення коліс (бандажів) і рейок на висоті 13 мм від поверхні рейки. Величина зазору залежить від норм і допусків розмірів колісної пари і рейкової колії та їх зносу.

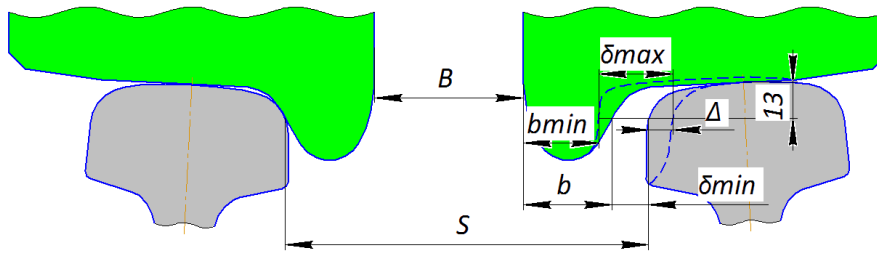


Рисунок 2.9 – Положення колісної пари в рейковій колії

Максимальний зазор колісної пари в колії. Максимальний можливий сумарний зазор колісної пари в колії: $\delta_{max} = S_{max} - B_{min} - 2b_{min} + 2[\Delta] + [\vartheta]$,

де S_{max} – максимальна дозволена ширина колії (у прямій) з урахуванням допуску (+ 6 мм), відповідно до «Інструкції із укладки та утримання колії залізниць України» (ЦП-0269) [63]: $S_{max} = 1520 + 8 = 1528$ мм;

B_{min} – мінімальна міжбандажна відстань з урахуванням допуску (- 3 мм):

$$B_{min} = 1440 - 3 = 1437 \text{ мм};$$

b_{min} – мінімальна дозволена товщина гребня за «Інструкцією з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць колії 1520 мм» (ВНД 32.0.007.001-2001) [64]: $b_{min} = 25$ мм;

$[\Delta]$ – максимальний дозволений боковий знос головки рейки;

$[\vartheta]$ – максимальне дозволене динамічне віджаття рейки.

Відповідно до «Інструкції із укладки та утримання колії залізниць України» (ЦП-0269):

$$[\Delta] = 15 \text{ мм}; \quad [\vartheta] = 7 \text{ мм}.$$

Мінімальний зазор колісної пари в колії. Мінімальний можливий сумарний зазор колісної пари в колії: $\delta_{min} = S_{min} - B_{max} - 2b$,

де S_{min} – мінімальна дозволена ширина колії (у прямій) з урахуванням допуску (- 4 мм), відповідно до «Інструкції із укладки та утримання колії залізниць України» (ЦП-0269): $S_{min} = 1520 - 4 = 1516$ мм;

B_{max} – максимальна міжбандажна відстань, з урахуванням допуску (+ 3

мм): $B_{min} = 1440 + 3 = 1443$ мм;

b – номінальна товщина гребня нового бандажа:

для профілю ГОСТ 11018 – $b = 31,8$ мм; для профілю ДмеПІ – $b = 29$ мм.

З урахуванням вище наведених формул:

$\delta_{max} = 76$ мм; $\delta_{min} = 9,4 \dots 15$ мм.

Поточне значення зазору колісної пари в колії. Поточне значення сумарного зазору колісної пари в колії в експлуатації може знаходитися у межах: $\delta_{min} \leq \delta \leq \delta_{max}$

Визначити поточне значення сумарного зазору колісної пари в колії можна за формулою: $\delta = S - B - b_1 - b_2 + \Delta_1 + \Delta_2 + \partial_1 + \partial_2$,

де S – поточне значення ширини колії;

B – поточне значення міжбандажної відстані колісної пари;

b_1, b_2 – поточні значення товщини гребенів правого і лівого коліс;

Δ_1, Δ_2 – поточне значення боковий знос головок лівої і правої рейки;

∂_1, ∂_2 – фактичне віджаття лівої і правої рейки.

З урахуванням вище наведених формул поточне значення зазору колісної пари в рейковій колії може бути у межах від 9,4 до 76 мм.

2.4. Поперечна стійкість рейко-шпальної решітки та рейкової колії при сучасних конструкціях рейкових скріплень

Поперечні сили, які передаються під час руху вантажних поїздів від гребнів коліс на рейки, можуть досягати достатньо великих значень та призводити до досить інтенсивного накопичення залишкових деформацій колії в плані та по ширині, тобто бути причиною її деградації [100]. В деяких випадках ці сили можуть призводити до втрати стійкості рейко-шпальної решітки. Врахування дії поперечних сил є особливо актуальним при розрахунку стійкості безстикової колії та розпирання рейкової колії [101].

Питання стійкості рейкових екіпажів від сходу з рейок та поперечні

навантаження колії від сил спрямування вагонів рейковою колією досліджувалися у роботах авторів даного дослідження [52, 55, 57–59, 11, 177, 179, 181, 182, 185, 189, 194, 196, 202].

2.4.1. Розрахунки стійкості рейко-шпальної решітки проти бокового здвигу в горизонтальній площині

Поперечна стійкість колії залежить від конструкції верхньої будови колії, її стану, величини співвідношення силової взаємодії у вертикальній та горизонтальній площині та опору рейко-шпальної решітки поперечному здвигу. Опір решітки зсуву залежить від характеристик та стану поверхонь підрейкових опор, ступеня ущільненості і роду баласту, характеру передачі навантаження на опори. Експериментальними дослідженнями [102] встановлено, що опір одиночної не завантаженої шпали її переміщенню на 1 см поперек колії складає 2–6 кН. Опір рейко-шпальної решітки на залізобетонних шпалах на 25-30 % більший порівняно з дерев'яними.

Суттєвий вплив на формування сумарного опору поперечного зсуву рейко-шпальної решітки впливає бокова жорсткість повороту рейки у вузлі рейкового скріплення.

При визначенні опору рейко-шпальної решітки під впливом на колію поїзного колісного навантаження слід враховувати, як початковий опір шпал поперечним зміщенням W_0 , так і сили тертя шпал по баласту під впливом вертикального осьового навантаження $2P$. Граничний опір переміщенню групи шпал в баласті $W_{ш}$, що знаходяться під впливом горизонтальної рамної сили Y_p і вертикального осьового навантаження можна визначити [103] з формули:

$$W_{ш} = W_0 + f_{ш} 2P_{ос}, \quad (2.2)$$

де $2P_{ос}$ – значення осьового вертикального навантаження, яке слід брати рівним статичному навантаженню (збільшення опору за рахунок сил тертя від

динамічних добавок від вертикальних сил можна не враховувати для запасу стійкості рейко-шпальної решітки);

$f_{ш}$ – коефіцієнт тертя шпал по баласту, що залежить від стану поверхонь які труться, матеріалу баласту, його щільності, вологості, засміченості. Приймається для колії зі щебеним баластом $f_{ш} = 0,3-0,5$, для колії з піщано-гравійним баластом $f_{ш} = 0,3-0,45$;

W_0 – початковий опір групи переміщуваних шпал, без врахування вертикального навантаження. Розрахунки і експериментальні дослідження показують, що в звичайних умовах при дії бокових сил від колісного навантаження в роботі активно беруть участь тільки 6-7 суміжних шпал, які знаходяться під цим навантаженням. На основі рекомендацій Бюро експериментальних досліджень Міжнародного союзу залізниць (МСЗ) можна приймати $W_0 = 10$ кН для колії з дерев'яними шпалами і $W_0 = 15$ кН для колії з залізобетонними шпалами.

Згідно [102], умова забезпечення стійкості рейко-шпальної решітки буде виконуватись в тому випадку, коли максимальна рамна сила, Y_p^{\max} , що передається від колісної пари на рейки не буде перевищувати граничного опору рейко-шпальної решітки поперечному зсуву $W_{ш}$, тобто повинна виконуватись нерівність:

$$Y_p^{\max} < W_{ш} \cdot [\varepsilon], \quad (2.3)$$

де $[\varepsilon]$ – коефіцієнт, що передбачає можливі зниження опору поперечному зсуву зміщенню рейко-шпальної решітки безпосередньо після ремонту колії. Звичайно приймають $[\varepsilon] = 0,85$ з урахуванням того, що після ремонту опір зрушенню зменшується до величини, що складає 70-80% від початкового і він відновлюється тільки після пропуску 1,0-1,5 млн. т вантажу бруто.

Силова взаємодія екіпажу і колії в горизонтальній площині при русі в кривих ділянках колії залежить від схеми вписування екіпажу в криву. При динамічному вписуванні слід розрізняти три принципово різні схеми вписування екіпажів в

кривій: вільне, перекисне і хордове (рис. 4.3), що дають різноманітні схеми силової взаємодії. Величини горизонтальних поперечних, діючих на колію сил, можна визначити з розгляду кожної конкретної схеми вписування, при цьому значення їх в усіх випадках залежить від положення центру повороту екіпажу і відстані від нього до розглядуваної осі, від величини вертикального осьового навантаження та коефіцієнта тертя коліс по рейці. Всі перераховані фактори, які впливають на характеристику силової взаємодії колії та рухомого екіпажу враховуються при визначенні бокових сил.

Для ілюстрації практичних розрахунків розглянемо приблизну схему перекисного вписування екіпажу в криву на рис. 2.10 і схему розподілення сил на колісній парі на рис. 2.11. (Відмітимо при цьому, що в кожному окремому випадку потрібно розглядати конкретну схему вписування і визначення сил взаємодії весті виходячи з неї).

Поперечні сил, що передаються на зовнішню рейку через зовнішнє колесо передньої по ходу осі для різноманітних екіпажів можна визначити за наближеними формулами [104].

Для визначення максимальних динамічних сил з урахуванням інерційної дії коливання частин рухомого екіпажу слід використовувати коефіцієнти бокової динаміки, які можна визначити за методикою проф. Корольова [105] і дають достатню збіжність з експериментальними даними. При цьому максимальні значення динамічних бокових і рамних сил розраховуються за формулами:

$$\begin{aligned}
 Y_{\bar{b}.дин} &= (1 + \alpha'V) \cdot Y_{\bar{b}}, \\
 Y_{p.дин} &= (1 + \alpha_p V) \cdot Y_p,
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

де $Y_{\bar{b}}$ і Y_p – відповідно бокова та рамна сили;

α' і α_p – коефіцієнти бокової динаміки для розрахунку бокових і рамних сил. Значення цих коефіцієнтів наведені в табл. 2.1 (при V , м/с).

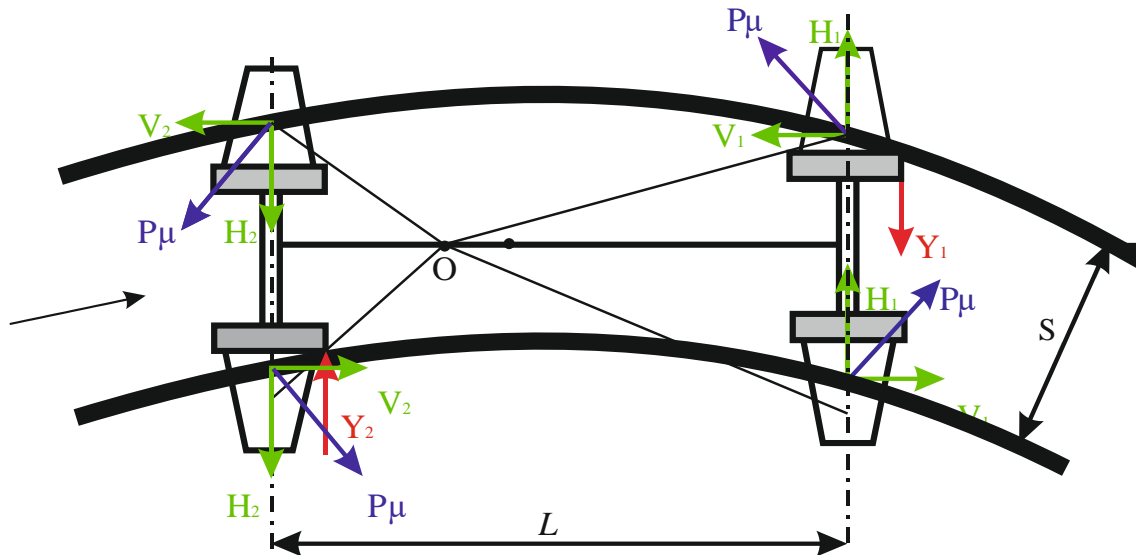


Рисунок 2.10 – Схема перекісного вписування 2-вісного візка в криву

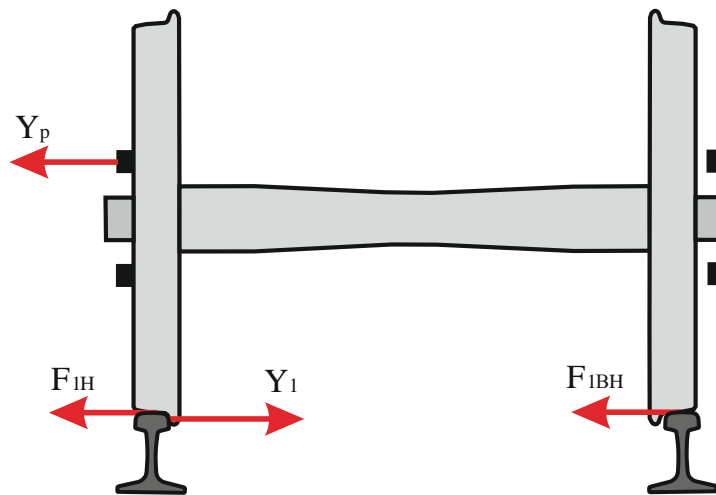


Рисунок 2.11 – Схема розподілення поперечних сил на колісній парі при русі в кривій

Разом із перерахованими поперечними горизонтальними силами взаємодії колії та рухомого екіпажу виникають додаткові поперечні сили.

Додаткові поперечні сили виникають при русі поїзда за рахунок розтягувань та стискань поїзда на прямих та кривих ділянках. Причини виникнення цих сил пов'язані з наявністю ексцентриситету закріплення хвостовика автозчеплення в горизонтальній та вертикальній площині (рис 2.12). Значення ексцентриситету обумовлене відхиленням від нормального (проектного) положення хвостовика автозчеплення при виготовленні екіпажу на заводі, завантаженням вагону, зносом коліс, стисканням поїзда.

Таблиця 2.1 – Коефіцієнти бокової динаміки

Тип рухомого складу	α'	Тип рухомого складу	α'
Електровоз ВЛ80	0,011-0,014* ¹	Дизель поїзд Д	0,014-0,022* ⁴
ВЛ41	0,018* ¹	ДР	0,007-0,014* ¹
ЧС2	0,014-0,018	Чотиривісний вантажний вагон на візках ЦНП ХЗ-О	0,011-0,013
ВЛ60	0,011		
ЧС4	0,011-0,014		
Електропоїзд			
ЕР1, ЕР2	0,011	Шестивісний вантажний вагон УВЗ-9М	0,013
ЕР22	0,011		
Тепловоз ТЕП60	0,011-0,014* ²	Пасажи́рський вагон на візках КВЗ-ЦНП	0,011
ТЕ7	0,011-0,018* ³		
ТЕ3, ТЕ1	0,022		

*¹При V більше 1,11 м/с (40 км/год).

*²Перше значення при V більше 19,4 м/с (70 км/год), друге при V менше 19,4 м/с.

*³При наявності пружних упорів в буксах перше значення при V більше, а друге – при V менше 27,7 м/с (100 км/год).

*⁴Перше значення при радіусі кривої більше 600 м, а друге – при радіусі менше 600 м.

Дослідженнями встановлено: значення α_p можна приймати $\alpha_p = (0,7-0,8) \alpha'$.

При квазістатичному стисканні поїзда його ланки L та $2a$ (рис. 2.12) під час руху намагаються перекоситися. Утримують їх в основному положенні поперечні зв'язки, роль яких відіграють візки з ресорами та колісними парами.

Із збільшенням квазістатичного стискання поїзда показані перекоси збільшуються, викликаючи збільшення бокової та вертикальної групової дії коліс візка на колію.

Ці додаткові поперечні сили прикладені до візка та утворюють в горизонтальному напрямку додаткові бокові взаємодії коліс візка на колію.

При цьому колеса суміжних візків діють на різні рейкові нитки, намагаючи розтиснути колію чи здвинути її суміжними візками в різні сторони.

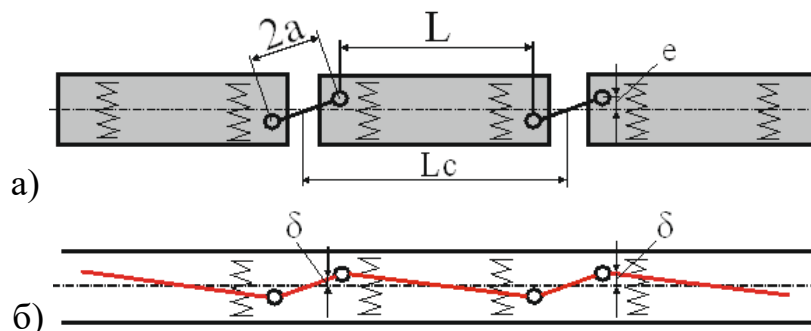


Рисунок 2.12 – Схеми розміщення екіпажу на прямій ділянці колії:

а) – при горизонтальному ексцентриситеті закріплення хвостовика автозчеплення;

б) – в стиснутому поїзді при перекосі екіпажу по схемі «ялинка»

В кривих ділянках колії горизонтальна складова H_R групової бокової дії коліс на колію (рис. 2.13) при розтягуванні поїзда квазістатичною силою F залежить від цієї сили, радіуса кривої, довжини екіпажу між осями щеплення автосцеплень та згідно [106] визначається формулою:

$$H_R = F_{роз} \cdot \sin \frac{90^\circ(L + 2a)}{\pi \cdot R}, \quad (2.5)$$

де $F_{роз}$ – квазістатична розтягуюча сила в поїзді;

L – відстань між хвостами автосцепок рухомої одиниці;

a – довжина автосцепки.

Як видно з рис. 2.13, сила H_R направлена в середину кривої при розтягуючих силах F . З формули (2.5) слідує, що в прямих при $R = \infty$ – $H_R = 0$.

В кривих ділянках колії буде тим більша додаткова групова бокова взаємодія коліс візка на колію обумовлена квазістатичною розтягуючою силою в поїзді, чим менший радіус кривої R та чим більша відстань між хвостовиками автосцеплення.

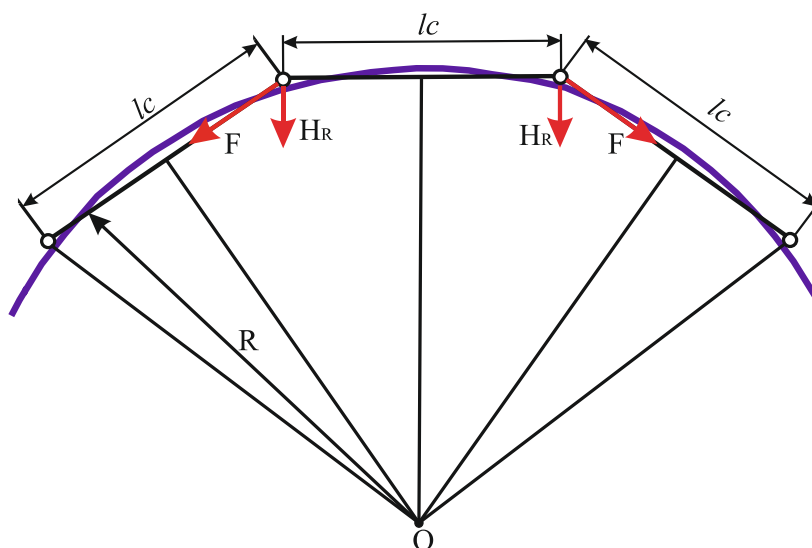


Рисунок 2.13 – Схема розміщення екіпажу в кривій

При квазістатичному стисканні рухомого поїзда силою F на прямих ділянках колії виникає групова бокова дія коліс візка на колію H_e , обумовлена

ексцентриситетом e закріплення хвостовиків автозчеплення (рис. 2.12а), та групової бокової взаємодії на колію H_δ , обумовлене горизонтальним поперечним переміщенням δ кузова в зоні візка із-за перекосів по схемі «ялинка» (рис. 2.12б). Вказані сили визначається за наступними формулами:

$$H_e = \frac{e \cdot F_{стис} \cdot L}{a \cdot l}, \quad (2.6)$$

$$H_\delta = \frac{\delta \cdot F_{стис}}{a} \cdot \left(\frac{L}{l}\right)^2. \quad (2.7)$$

Відмітимо, що сили H_e і H_δ направлені в сторону зовнішньої рейки кривої, що важливо при розрахунках стійкості колії в кривих.

У формулах (2.6) та (2.7) позначено:

l – довжина кузова між центрами повороту (шворнями) візків;

e – ексцентриситет кріплення автозчеплення;

δ – поперечне переміщення кузова в зоні візка із-за перекосу по схемі «ялинка»;

$F_{стис}$ – квазістатична стискаюча сила в поїзді. Максимально можлива квазістатична стискаюча сила в автозчепленні, з'єднуюча локомотив з поїздом, при русі по прямій площадці дорівнює силі щеплення локомотивних коліс з рейками та визначається за формулою:

$$F_{сц.о} = n \cdot P_{ол} \cdot f_{сц}, \quad (2.8)$$

де n – кількість осей в локомотиві;

$P_{ол}$ – вертикальне навантаження в

ід колісної пари локомотива на рейки;

$f_{сц}$ – коефіцієнт щеплення коліс колісної пари з рейками при гальмуванні 0,22-0,25.

При русі поїзда по ухилу та в кривій, максимальна квазістатична сила стискування в автозчепленні, з'єднуюча локомотив з поїздом визначається за формулою:

$$F_{cy.o} = n \cdot P_{ол} \cdot f_{cy} \pm \Delta F_i + \Delta F_R, \quad (2.9)$$

де ΔF_i – додаткова гравітаційна складова поздовжній квазістатичній силі в автозчепленні для екіпажів їдучих по ухилу i ;

ΔF_R – додаткова складова поздовжній квазістатичній силі в автозчепленні екіпажу їдучого по кривій.

Поздовжня квазістатична сила в автозчепленні для екіпажів, їдучих по ухилу i розраховується формулою:

$$\Delta F_i = Q_l \cdot \varpi_i + Q_n \cdot \varpi_i, \quad (2.10)$$

де Q_l – маса локомотива;

Q_n – вага поїзда;

ϖ_i – питомий опір руху по кривій, розраховується формулою:

$$\varpi_i = i \cdot g, \quad (2.11)$$

де i – ухил колії;

g – прискорення сили тяжіння.

Поздовжня квазістатична сила в автозчепленні екіпажу їдучого по кривій розраховується формулою:

$$\Delta F_R = Q_l \cdot \varpi_r + Q_n \cdot \varpi_r, \quad (2.12)$$

де ϖ_r – питомий опір руху від кривизни за дослідженнями ВНІЖТа

визначається за формулами:

- якщо довжина поїзда рівна або менша довжини кривої:

$$\varpi_r = 3,5 \frac{\alpha^0}{S_{кр}} + 1,5 \cdot a \quad (2.13)$$

- якщо довжина поїзда більша довжині кривої:

$$\varpi_r = (3,5 \cdot \frac{\alpha^0}{S_{кр}} + 1,5 \cdot a) \cdot \frac{S_{кр}}{l_n}; \quad (2.14)$$

де $S_{кр}$ – довжина кривої,

α^0 – кут повороту кривої в радіанах,

a – діюча величина непогашеного відцентрового прискорення в кривій, визначається формулою.

Формули (2.6) та (2.7) можна об'єднати:

$$H_{\delta e} = \frac{F_{стис} \cdot L \cdot (\delta \cdot L + e \cdot l)}{a \cdot l^2}. \quad (2.15)$$

Найгірші умови при розрахунках поперечної стійкості рейко-шпальної решітки будуть виникати при різкому гальмуванні поїзда в кривій ділянці колії, так як з'являється додаткова групова бокова дія коліс екіпажу на колію від стискаючої поздовжньої квазістатичної сили [107].

Ця сила буде діяти за межами локомотива у поїзді і направлена в зовнішню сторону кривої. Значення додаткової бокової групової сили, розрахованої за формулою (2.15) вантажного та пасажирського поїзда, приводиться в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Додаткові бокові сили від дії повздовжньої стискаючої квазістатичної сили

Сили Поїзд	R = 300 м				R = 600 м				R = 1000 м			
	ΔF_{r_1} , кН	ΔF_{i_1} , кН	$F_{стис}$, кН	$H_{\delta e}$, кН	ΔF_{r_1} , кН	ΔF_{i_1} , кН	$F_{стис}$, кН	$H_{\delta e}$, кН	ΔF_{r_1} , кН	ΔF_{i_1} , кН	$F_{стис}$, кН	$H_{\delta e}$, кН
Локомотив ВЛ80, вантажні вагони на візках ЦНП-ХЗ, маса поїзда 4500 т	50	90	620	27	35250	90	605	26	29	90	600	26
Локомотив ВЛ80, вантажні вагони на візках ЦНП-ХЗ, маса поїзда 2500 т	28	50	558	24	19583	50	550	24	16	50	546	24
Локомотив ЧС-8, вантажні вагони на візках КВЗ-ЦНП, маса поїзда 1600 т	27	32	489	18	22133	32	485	18	20	32	482	18

Поперечна стійкості рейко-шпальної решітки проти бокового здвигу в горизонтальній площині за межами локомотиву в поїзді буде визначатися формулою:

$$Y_p^{\max} + H_{\delta e} < W_{ш} \cdot [\varepsilon]. \quad (2.16)$$

Поперечну стійкість рейко-шпальної решітки можна оцінити коефіцієнтом стійкості формулою:

$$K_{ст}^{p-ш} = \frac{W_{ш} \cdot [\varepsilon]}{Y_p^{\max} + H_{\delta e}}, \quad (2.17)$$

де $K_{ст}^{p-ш}$ – коефіцієнт стійкості рейко-шпальної решітки, який повинен бути більше одиниці.

За наведеною методикою, були проведені розрахунки поперечної стійкості в горизонтальній площині рейко-шпальної решітки проти поперечного зсуву в

кривій ділянці колії радіусів: 300 м, 600 м, 1000 м.

В розрахунках приймалась підкладкова конструкція колії з типовими скріпленнями КБ та безпідкладкова конструкція колії з пружними скріпленнями КПП-5. Результати розрахунку коефіцієнтів стійкості наводяться в табл. 2.2.

При визначенні рамних сил приймалася величина непогашеного прискорення для вантажного поїзда $0,3 \text{ м/с}^2$, для пасажирського $0,7 \text{ м/с}^2$. Залежність поперечної стійкості рейко-шпальної решітки в горизонтальній площині від конструкції верхньої будови колії та кривизни кривої показано на рис. 2.14 – 2.17.

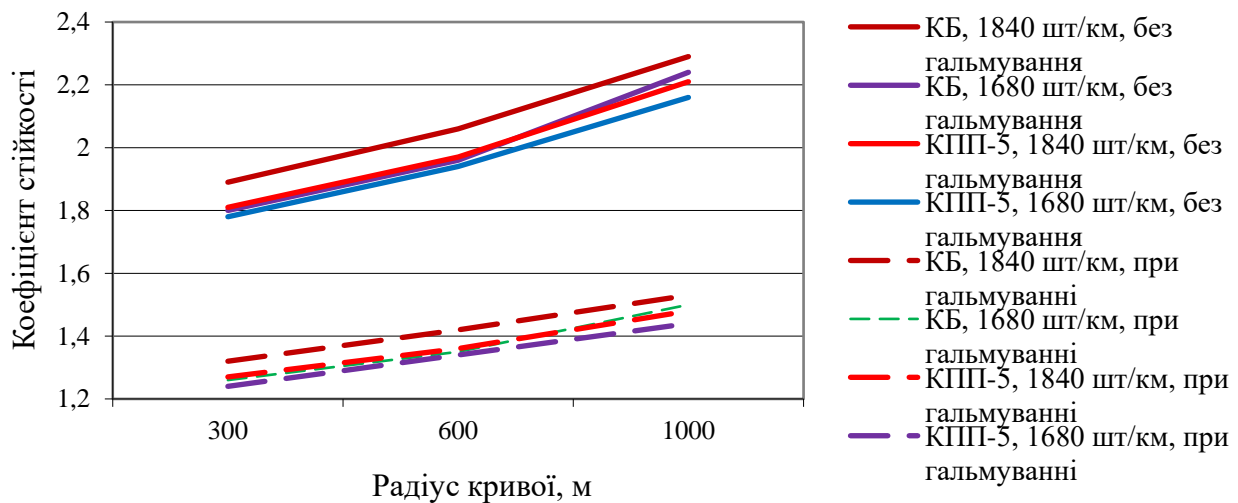


Рисунок 2.14 – Забезпечення поперечної стійкості рейко-шпальної решітки від поперечної силової дії вантажного вагона на візках моделі ЦНП-Х3

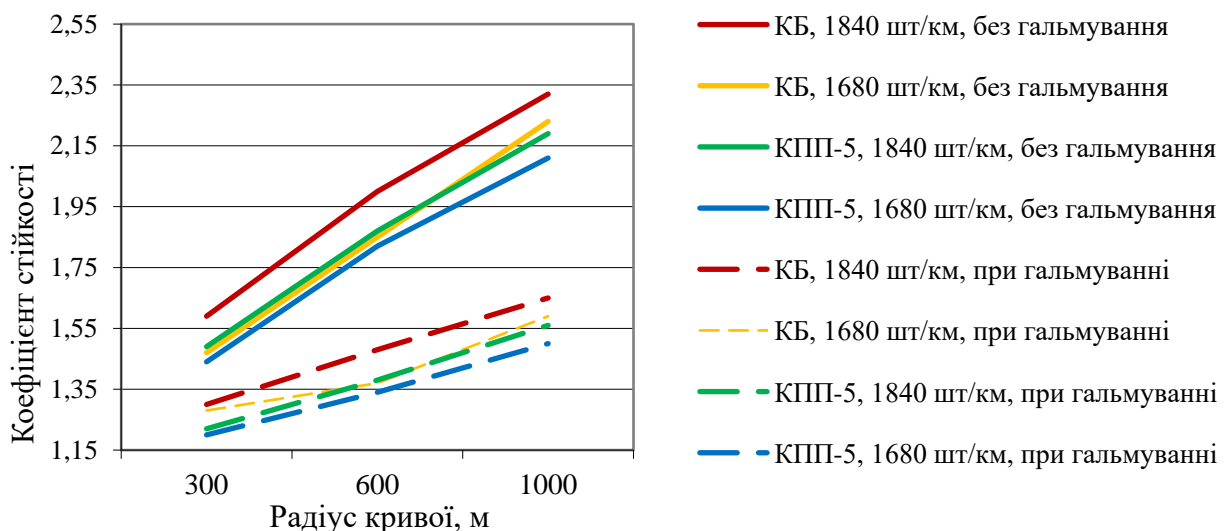


Рисунок 2.15 – Забезпечення поперечної стійкості рейко-шпальної решітки від поперечної силової дії пасажирського вагона на візках моделі 68-7013

Таблиця 2.3 – Коефіцієнти поперечної стійкості рейко-шпальної решітки

Радіус кривої, м	КБ, еюра 1840 шт/км	КБ, еюра 1680 шт/км	КПП-5, еюра 1840 шт/км	КПП-5, еюра 1680 шт/км
Електровоз ВЛ 80				
300	2,26	2,16	2,17	2,13
600	2,41	2,3	2,31	2,33
1000	2,62	2,56	2,53	2,47
Вантажний вагон на 4-х вісних візках моделі ЦНІІ-ХЗ (без врахування поперечної сили від гальмування)				
300	1,89	1,8	1,81	1,78
600	2,06	1,96	1,97	1,94
1000	2,29	2,24	2,21	2,16
Вантажний вагон на 4-х вісних візках моделі ЦНІІ-ХЗ (з врахування поперечної сили від гальмування)				
300	1,32	1,26	1,27	1,24
600	1,42	1,35	1,36	1,34
1000	1,53	1,5	1,48	1,44
Електровоз ЧС8				
300	1,43	1,36	1,37	1,34
600	1,51	1,43	1,44	1,42
1000	1,54	1,5	1,48	1,44
Пасажирський вагон на візках моделі 68-7013 (без врахування поперечної сили від гальмування)				
300	1,59	1,47	1,49	1,44
600	2	1,85	1,87	1,82
1000	2,32	2,23	2,19	2,11
Пасажирський вагон на візках моделі 68-7013 (з врахування поперечної сили від гальмування)				
300	1,3	1,28	1,22	1,2
600	1,48	1,37	1,38	1,34
1000	1,65	1,59	1,56	1,5

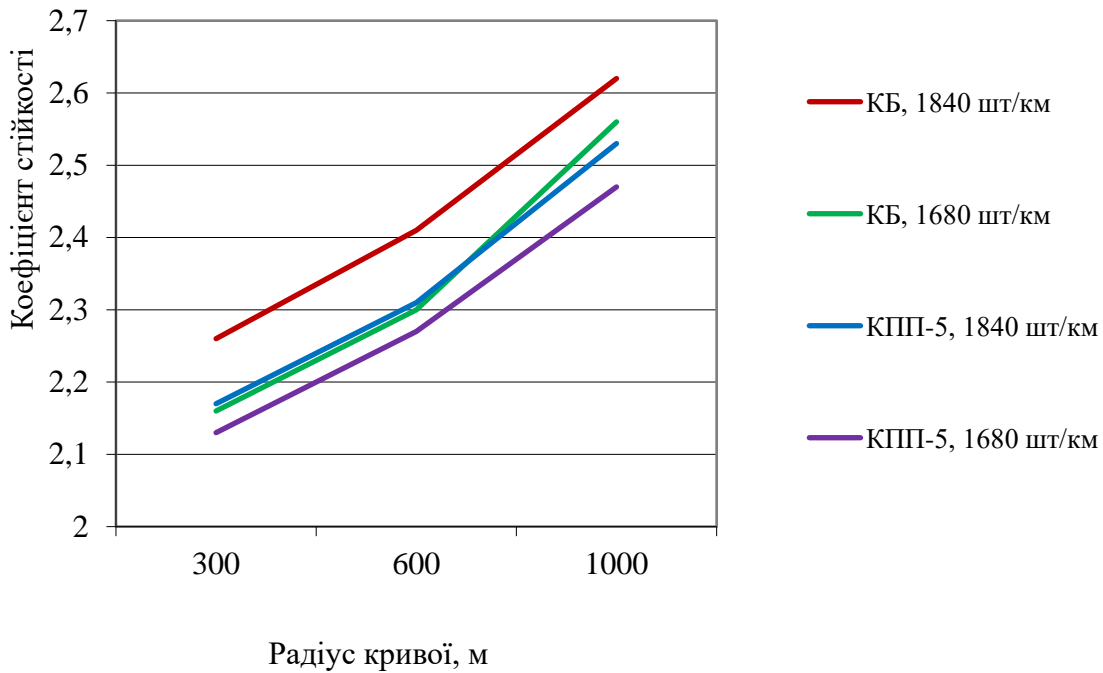


Рис. 2.16 – Забезпечення поперечної стійкості рейко-шпальної решітки від поперечної силової дії локомотива ВЛ80

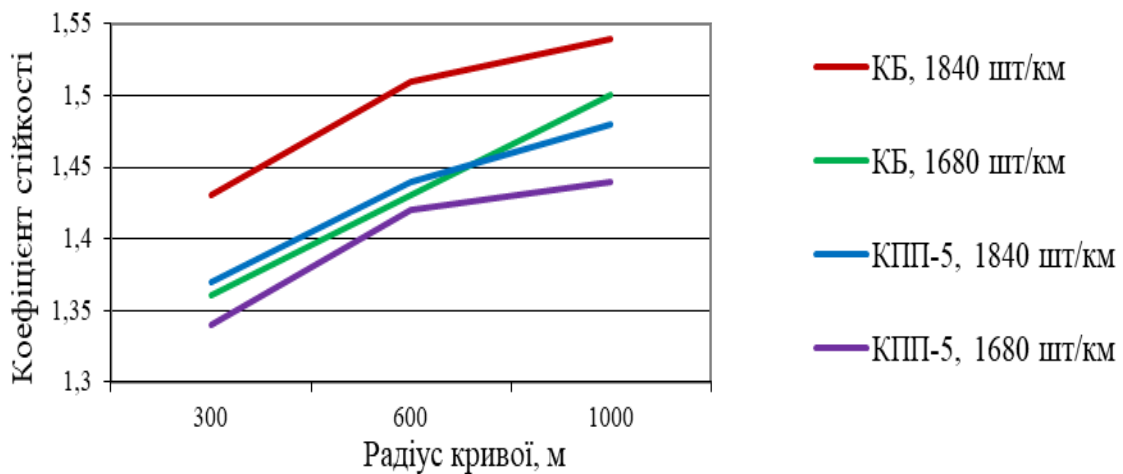


Рисунок 2.17 – Забезпечення поперечної стійкості рейко-шпальної решітки від поперечної силової дії локомотива ЧС-8

2.4.2. Забезпечення поперечної стійкості рейкової колії

Для оцінки поперечної стійкості рейкової колії [108], необхідно розглянути розрахункову схему рис. 2.18. Умова недопущення залишкових зсувів рейкової нитки під впливом горизонтальних поперечних сил, тобто умова забезпечення поперечної стійкості рейкової колії (згідно досліджень проф. М.Ф. Вериги [109]) буде виконуватись при виконанні нерівності:

$$\frac{H_{z-nid}^{\max}}{\bar{Q}_{\text{верт}}} \leq [\alpha_1], \quad (2.18)$$

де H_{z-nid}^{\max} – найбільша горизонтальне бокове навантаження, що передається від підшви рейки через шпалу;

\bar{Q}_e – середнє значення вертикального динамічного навантаження, що передається від рейки на шпалу. Визначається за формулою [109]:

$$\bar{Q}_e = \frac{k_e \cdot l_{ш}}{2} \cdot P, \quad (2.19)$$

де P – статичне навантаження від колеса на рейку;

$l_{ш}$ – відстань між осями шпал;

k_e – коефіцієнт відносної жорсткості підрейкової основи та рейки в вертикальній площині, визначається за формулою:

$$k_e = 4 \sqrt{\frac{U_z}{4EI_e}}, \quad (2.20)$$

де U_z – модуль пружності підшпальної основи у вертикальній площині;

I_e – момент інерції рейки у вертикальній площині;

E – модуль пружності рейкової сталі, $2,1 \cdot 10^5$ МПа.

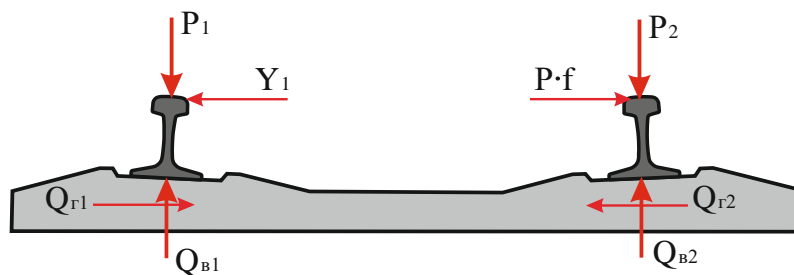


Рисунок 2.18 – Розрахункова схема для поперечної стійкості рейкової колії

$[\alpha_1]$ – слід приймати: для колії на щебеновому баласті при звичайних швидкостях руху ($V \leq 120$ км/год) $[\alpha_1] = 1,4$; при $V \leq 160$ км/год $[\alpha_1] = 1,1$; при $V \leq 200$ км/год $[\alpha_1] = 1,05$; для колії на піщано-гравійному баласті при $V \leq 120$ км/год $[\alpha_1] = 1,1$.

Якщо у відповідності з методикою [109] виразити H_{z-nid}^{\max} через бокову силу, яка передається на головку рейки, то отримаємо:

$$H_{z-nid}^{\max} \approx 0,5Y_{бок} - 2,0. \quad (2.21)$$

$Y_{бок}$ – бокова сила, що передається від колеса на рейку, визначається за методикою наведеною [110, 111].

Підставляючи співвідношення H_{z-nid}^{\max} у формулу (2.18) отримаємо:

$$\frac{0,5Y_{бок}^{\max} - 2,0}{0,5k \cdot l_{ш} \cdot P} \leq [\alpha_1]. \quad (2.22)$$

Умову забезпечення поперечної стійкості рейкових ниток із урахуванням сили $H_{\delta e}$, можна виразити формулою:

$$\frac{0,5(Y_{бок}^{\max} + H_{\delta e}) - 2,0}{0,5k \cdot l_{ш} \cdot P} \leq [\alpha_1]. \quad (2.23)$$

Поперечну стійкість рейкових ниток можна оцінювати коефіцієнтом стійкості формулою:

$$K_{ст}^{рейк} = \frac{[\alpha_1]}{\alpha_{роз}}, \quad (2.24)$$

$\alpha_{роз}$ – розрахований коефіцієнт за формулою (2.24).

За наведеною методикою, були проведені розрахунки поперечної стійкості в горизонтальній площині рейкових ниток в кривій ділянці колії радіусів: 300 м, 600 м, 1000 м.

В розрахунках приймалась підкладкова конструкція колії з типовими скріпленнями КБ та безпідкладкова конструкція колії з пружними скріпленнями КПП-5. Результати розрахунку коефіцієнтів стійкості – в табл. 2.4.

При визначенні бокових сил приймалася величина непогашеного прискорення для вантажного поїзда $0,3 \text{ м/с}^2$, для пасажирського – $0,7 \text{ м/с}^2$.

Залежність поперечної стійкості рейкових ниток в горизонтальній площині від конструкції верхньої будови колії та кривизни кривої показано на рис. 2.19 – 2.21.

Таблиця 2.4 –Значення коефіцієнтів поперечної стійкості рейкових ниток

Радіус кривої, м	КБ, епюра 1840 шт/км	КПП-5, епюра 1840 шт/км
Електровоз ВЛ 80 без счленування візків		
300	1,5	1,36
600	1,7	1,55
1000	1,91	1,76
Вантажний вагон на візках моделі ЦНИИ-ХЗ (без врахування поперечної сили від гальмування)		
300	1,4	1,27
600	1,6	1,46
1000	1,86	1,67
Вантажний вагон на візках моделі ЦНИИ-ХЗ (з врахування поперечної сили від гальмування)		
300	1,22	1,1
600	1,43	1,28
1000	1,64	1,5
Електровоз ЧС8		
300	1,31	1,22
600	1,4	1,33
1000	1,52	1,4
Пасажирський вагон на візках моделі 68-7013 (без врахування поперечної сили від гальмування)		
300	1,45	1,28
600	1,6	1,46
1000	1,79	1,66
Пасажирський вагон на візках моделі 68-7013 (з врахування поперечної сили від гальмування)		
300	1,2	1,08
600	1,42	1,26
1000	1,63	1,48

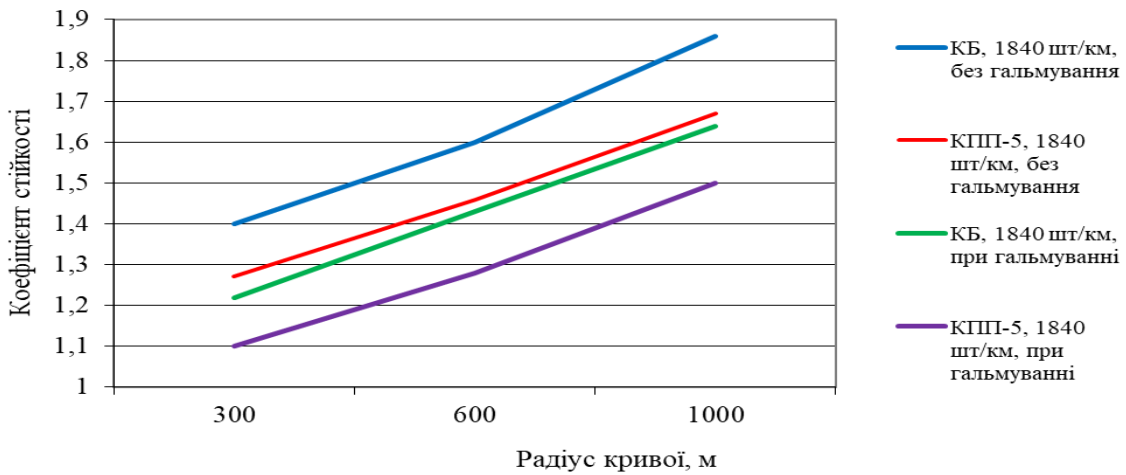


Рисунок 2.19 – Забезпечення поперечної стійкості рейкових ниток від поперечної силової дії вантажного вагона на візках моделі ЦНП-ХЗ

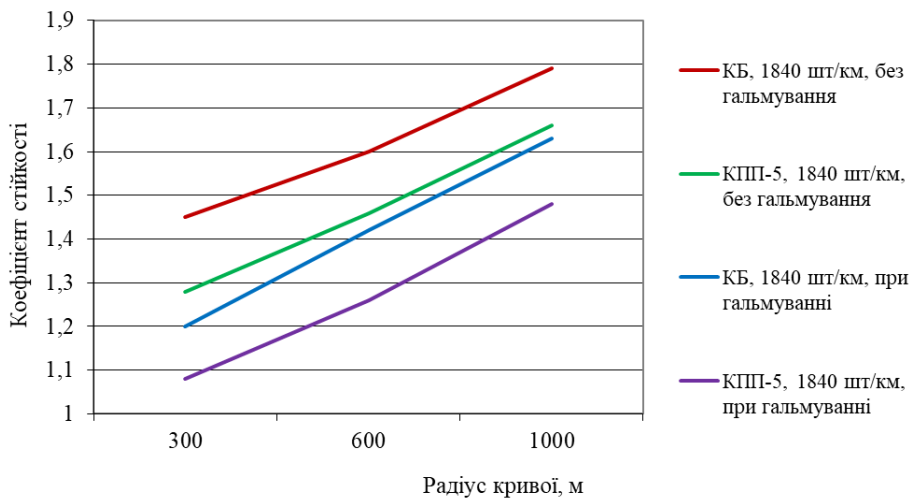


Рисунок 2.20 – Забезпечення поперечної стійкості рейкових ниток від поперечної силової дії вантажного вагона на візках моделі 68-7013

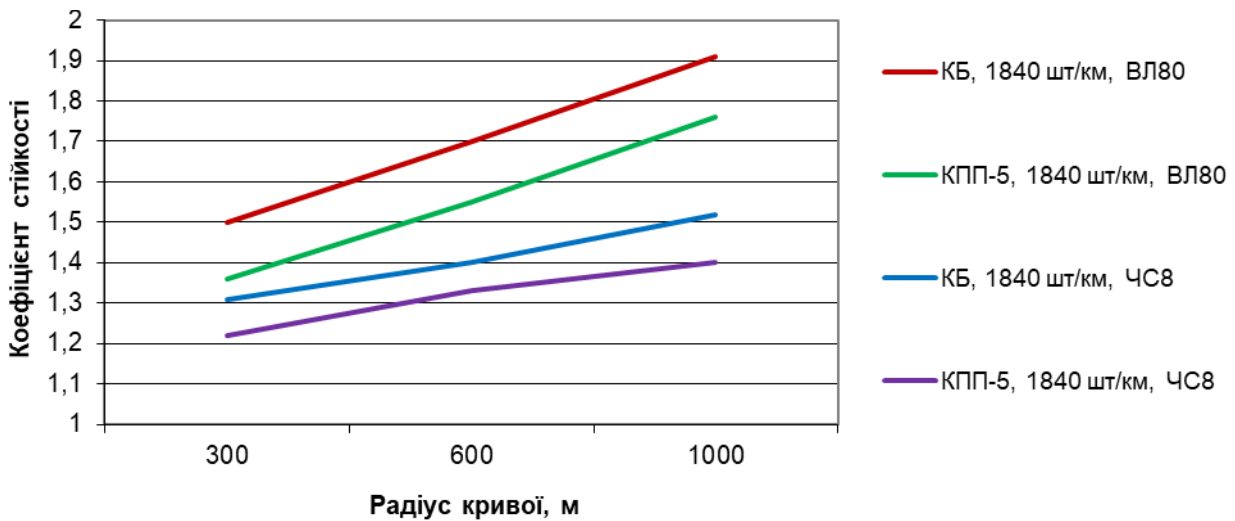


Рис. 2.21. Забезпечення поперечної стійкості рейкових ниток від поперечної силової дії локомотива ВЛ80

На основі проведених теоретичних розрахунків поперечної стійкості підкладкової конструкції колії з типовими скріпленнями КБ та без підкладковою конструкції з пружними скріпленнями КПП-5, можна зробити наступні висновки:

1. Поперечна стійкість рейко-шпальної решітки, яка не пропустила 1,0–1,5 млн. т. вантажу брутто, тобто після ремонту, забезпечується з рейковими скріпленнями КБ та КПП-5 при епюрі укладання шпал 1840 шт/км та 1680 шт/км в кривих ділянках колії радіусів 300 м, 600 м, 1000 м.

2. Найкращі показники поперечної стійкості рейко-шпальної решітки має підкладкова конструкція колії на залізобетонних шпалах з типовими скріпленнями КБ. Безпідкладкова конструкція колії на залізобетонних шпалах із рейковим скріпленнями КПП-5 має на 8 % меншу поперечну стійкість рейко-шпальної решітки порівняно із скріпленням КБ.

3. В кривих ділянках колії із зменшенням радіусу кривої зменшується поперечна стійкість рейко-шпальної решітки. При русі вантажного вагону на візках моделі ЦНП-ХЗ по колії з рейковим скріпленням КПП-5 при епюрі укладання шпал 1840 шт/км в кривій радіуса 300 м, поперечна стійкість рейко-шпальної решітки зменшується на 10 % порівняно з кривою радіуса 600 м та на 20 % порівняно з кривою радіуса 1000 м.

4. Додаткова дія поперечної горизонтальної сили, яка виникає при різкому гальмуванні поїзда, зменшує поперечну стійкість колії в цілому на 30%.

При цьому, при різкому гальмуванні вантажного поїзда поперечна стійкість рейко-шпальної решітки буде забезпечена:

- при підкладковій конструкції колії з типовим скріпленням КБ на 128%;
- при безпідкладковій конструкції колії з сучасним пружним скріпленням КПП-5 на 120%.

5. Поперечна стійкість рейкової колії з урахуванням дії поперечної сили, виникаючої від гальмування поїзда, буде забезпечена:

- при підкладковій конструкції колії з типовим скріпленням КБ на 120%;

- при безпідкладковій конструкції колії з сучасним пружним скріпленням КПП-5 на 108%.

2.5. Розрахунки поздовжньої стійкості сучасних конструкцій верхньої будови колії при різних експлуатаційних умовах

2.5.1. Вплив угону рейок і температурних сил на повздовжню стійкість колії

Угон рейок або рейкових ниток викликає суттєві порушення нормальної роботи залізничної колії, а саме – виникнення в стиках одного кінця ділянки колії нульових зазорів, а в стиках іншого – максимально розтягнутих. На тих ділянках колії, де зазори відсутні, в літній період при високій температурі в рейках з'являються великі повздовжні стискаючі зусилля, які можуть призвести до порушення стійкості рейкових ниток або рейко-шпальної решітки. В зоні максимально розтягнутих зазорів у зимовий період (при низькій температурі) в рейках з'являються значні розтягуючі зусилля, наслідком чого можуть бути: зрізи стикових болтів та роз'єднання стиків, зсуви і перекося шпал, послаблення клем рейкових скріплень тощо.

Зсув шпал зі своїх ущільнених постелей призводить до просідання колії. Особливо суттєві наслідки для рейкової колії з'являються після зсувів зі своїх місць стикових шпал, так як в стиках динамічна дія коліс рухомого складу на колію значно більше. Перекося шпал, які виникають при неоднаковому переміщенні кожної з рейкових ниток викликають звуження колії. На ділянках безстикової колії послаблення клем проміжних скріплень призводить до повздовжнього переміщення окремих відрізків довгої зварної пліти (там де ці клеми ослаблені) з утворенням попереду даної ділянки зони високого стискання рейок (що при значній температурі може викликати «викид колії»), а позаду утворення розтягнутої зони, на якій взимку не виключається розрив рейок.

Якщо клеми ослаблені по всій пліті, то внаслідок угону, крім появи зон стискання та розтягнення виникає повздовжнє переміщення всій пліті з порушеннями стану колії в зонах зрівнювальних прольотів.

На гальмівних ділянках поздовжнього профілю виникають додаткові сили від тертя гальмування. При натисканні колодок на обід колеса, а також у випадку електричного гальмування виникає пружне проковзування коліс по рейкам, у зв'язку з чим по поверхням контактних площадок між колесами та рейками виникають підвищені поздовжні сили, направлені в сторону руху поїзда. Більш складні умови експлуатації по забезпеченню поздовжньої стійкості колії прослідковуються на ділянках з рухом великовагових поїздів із застосуванням рекуперативного гальмування де поздовжня сила зосереджується на малій довжині. Такі умови експлуатації потребували прийняти додаткових мір для недопущення уgonу колії.

Застосування температурно-напруженої конструкції безстикової колії призводить до утворення великих поздовжніх температурних сил при зміні температури рейок відносно температури закріплення, які мають основний вплив на поздовжню стійкість колії. Тому умові забезпечення поздовжньої стійкості особлива увага приділяється на безстиковій конструкції колії та більш суворі вимоги висуваються до конструкції вузла рейкового скріплення.

При проектуванні чи виборі умов застосування проміжних рейкових скріплень на залізницях в першу чергу необхідно знати величини діючих уганяючих сил для заданих умов експлуатації. Очевидно, що від того, наскільки точно можуть бути визначені сили уgonу в рейкових плітях безстикової колії, яка є однією із складових усієї суми поздовжніх сил, що виникають в конструкціях колії, залежить точність визначення їх стійкості, тобто точність визначення параметрів, що забезпечують безпеку руху поїздів.

2.5.2. Вхідні теоретичні положення при розрахунках поздовжньої стійкості колії

Для забезпечення поздовжньої стійкості верхньої будови колії згідно [112] необхідне виконання наступних умов: 1) щоб діючі на рейкову пліть поздовжні сили не перевищували сил опору переміщенню шпал в баласті; 2) щоб ті ж сили не перевищували сил опору, що забезпечуються рейковими скріпленнями.

Тобто поздовжня стійкість колії буде забезпечена, якщо не буде відбуватися спільне поздовжнє переміщення рейок з опорами і не буде мати місце поздовжнє проковзування підшви рейки по опорах.

Перша умова (поздовжня стійкість рейко-шпальної решітки) буде забезпечена в тому випадку, якщо пружна поздовжня реакція кожної опори не буде перевищувати допустимого опору переміщенню цієї опори вздовж колії, тобто повинна виконуватись нерівність:

$$\max(p_{зг}^{np} + p_{гальм}^{cp}) \cdot l_{ш} + p_t^{роз} \cdot l_{ш} \leq \frac{[W_0^{np}]}{K_3}, \quad (2.25)$$

де $p_{зг}^{np}$ – погонна поздовжня сила від пружного згину рейки, кН/м;

$p_{гальм}^{cp}$ – розподілена гальмівна сила, яка передається від коліс рухомого потяга на рейкову нитку, кН/м;

$l_{ш}$ – відстань між осями шпал, (ширина 1-го шпального прольоту) м;

$p_t^{роз}$ – розподілена поздовжня температурна сила, що діє на рейку (при ланковій колії) або на рейкову пліть (при безстиковій колі), кН/м;

$[W_0^{np}]$ – допустимий опір переміщенню шпали вздовж колії (віднесений до однієї рейкової нитки), кН;

K_3 – коефіцієнт запасу на поздовжню стійкість (приймається $K_3=1,15$).

Величини допустимого опору переміщенню не завантаженої шпали вздовж колії $[W_0^{np}]$, віднесеного до однієї рейкової нитки приймається по даним [109], і наведені в табл. 2.5.

Друга умова (поздовжня стійкість рейкової колії) буде виконуватися в тому випадку, якщо сумарні поздовжні сили угону рейки (разом з температурними поздовжніми силами) не будуть перевищувати сили опору поздовжньому переміщенню, яка забезпечуються рейковими скріпленнями:

$$\sum P_{угон+темп} = \max(p_{зг}^{np} + p_{гальм}^{cp}) + p_t^{роз} \leq [r_{скр}^{ног}] + \frac{2 \cdot R_n'}{K_3 \cdot l_{он}}, \quad (2.26)$$

де $[r_{скр}^{ног}] = \frac{r}{K_3}$ – допустимий погонний опір рейкової нитки, що забезпечується скріпленням (кН/м).

Таблиця 2.5 – Допустимий опір повздовжньому переміщенню ненавантаженої шпали

Тип шпал і рід баласту		$[W_0^{np}]$, кн.
При дерев'яних шпалах	баласт піщаний	6-6,5
	баласт щебеневий нормальної щільності	7,0
	баласт щебеневий злежаний	8-9
При залізобетонних шпалах	баласт щебеневий нормальної щільності	13-14
	баласт щебеневий злежаний	15-16

Величини r – розрахункового погонного опору поздовжньому переміщенню підошви рейки по основі для сучасних типів скріплень приведені в табл. 2.6 (за даними експериментальних досліджень).

$$R'_n = 8,24 \cdot 10^{-1} \cdot n \cdot \psi \cdot A \cdot M_{кc}, \quad (2.27)$$

де $M_{кc}$ – крутильний момент, прикладений до гайки стикового болта, Н·м;

n – число болтів на даному кінці рейки;

ψ - коефіцієнт тертя накладки по рейці ($\psi = 0,2$);

A – коефіцієнт, який залежить від конструкції болтового з'єднання, приймається для Р50 $A=1,7$; для Р65, Р75 $A=1,4$;

$l_{он}$ – довжина безстикової пліти, м;

R'_n – величина опору поздовжньому переміщенню рейкової пліти в накладках стику, кН. Розрахункові значення R'_n залежно від типу рейки та кількості стикових болтів на одному кінці рейки приймається по даним [108].

Таблиця 2.6 – Поздовжня жорсткість вузла скріплення та погонний опір поздовжньому переміщенню підшви рейки по основі в залежно від конструкції скріплення

Скріплення			$C_{уз}$, Н/мм	r (для епюри 1840), кН/м	r (для епюри 1680), кН/м
Залізобетонні шпали	КБ _{max} (при щільному затягуванні)	підкладо- чні	11300	20,8	18,8
			КБ _{min} (в середньому стані)	8000	14,7
	Безпідкладо- чні	SKL-14 (Фоссло)	11500	21,2	19,2
		Пендрол	13000	23,9	21,7
		СБ-3, КПП-1	8320	15,3	13,9
		КПП-5	9700	17,9	16,2
ДО (дер., середньої зношеності) без протиугонів			2000	3,75	3,0
ДО (дер., нові) при повній кількості протиугонів (44 шт. на ланку 25,0 м при епюрі 1840 шп/км)			4000-5000	8,3	7,5

2.5.3. Визначення поздовжніх сил угону від дії вертикальних колісних навантажень і пружного вигину рейок

Явище угону прослідковується при розгляданні розрахункової схеми балки, яка лежить на суцільній основі, пружній у вертикальному напрямку і недеформованій (по нейтральній осі рейки) в горизонтальній площині (рис. 2.22).

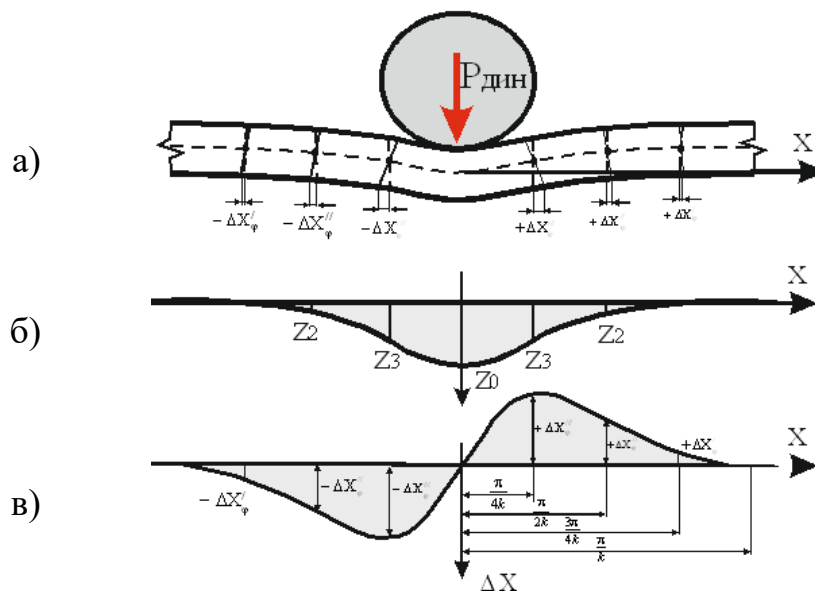


Рисунок 2.22 – Розрахункова схема утворення угону від пружного вигину рейки і поступового накочування колеса на рейку, яка лежить попереду: а) – схема вигину рейки і депланації її поперечних перерізів; б) – епюра вертикальних прогинів рейки; в) – епюра розподілу поздовжніх відхилень Δx на довжині хвилі пружного вигину $2\pi/k$

Така схема розглядалася багатьма дослідниками і практично реальна для зимових умов, коли баластний шар змерзлий, або в випадку спирання рейки на суцільну бетонну підрейкову основу без пружних елементів між рейкою і основою.

При русі коліс по рейці виникає її вигин в вертикальній площині, і в результаті пружного повороту перерізу рейки виникають поздовжні переміщення точок, які розміщені на основі рейки.

При застосуванні надійного проміжного скріплення, під час пружного повороту перерізу рейки, не відбувається проковзування підшви рейки по основі. Розподілену поздовжню силу від вигину рейки на одиницю її довжини можна визначити за формулою:

$$p_{зг}^{np} = 10^3 \cdot U_x \cdot \Delta X, \quad (2.28)$$

де U_x – модуль пружності колії в поздовжньому напрямку, МПа;

ΔX – поздовжнє відхилення підшви рейки, відносно свого початкового положення, викликане поворотом перерізу рейки при його вертикальному вигині.

Модуль пружності колії в поздовжньому напрямку, згідно [112] знаходиться за формулою:

$$U_x = \frac{10^{-3} \cdot C_{on}^{сум}}{l_{ш}}, \quad (2.29)$$

де $l_{ш}$ – відстань між осями шпал, м;

$C_{on}^{сум}$ – сумарна поздовжня жорсткість підрейкової основи, віднесена до од-

нієї опори ($\frac{H}{мм} = \frac{кН}{м}$), знаходиться за формулою:

$$C_{on}^{сум} = \frac{0,5 \cdot C_{ш-б} \cdot C_{уз}}{0,5 \cdot C_{ш-б} + C_{уз}}, \quad (2.30)$$

де $0,5 \cdot C_{ш-б}$ – поздовжня жорсткість системи шпала–баласт, віднесена до

однієї рейкової нитки ($\frac{H}{\text{мм}} = \frac{\kappa H}{\text{м}}$). Згідно [112] поздовжня жорсткість для всієї шпали, тобто для 2-х рейкових ниток, знаходиться за формулою:

$$C_{ш-б} = C_{ш-б}^o + A_{ш-б} \cdot Q_{дин} , \quad (2.31)$$

де $C_{ш-б}^o$ – поздовжня горизонтальна жорсткість основи, віднесена до однієї шпали (дві рейкові нитки) без вертикального навантаження, $\frac{H}{\text{мм}} = \frac{\kappa H}{\text{м}}$. Значення

$C_{ш-б}^o$ для різних конструкцій колії за даними експериментальних досліджень, проведених під керівництвом проф. В.Г. Альбрехта [112].

$A_{ш-б}$ – коефіцієнт, який залежить від якості баласту, мм^{-1} [112], в табл. 2.7;

0,5 – коефіцієнт, який переводить поздовжню жорсткість системи шпала-баласт, віднесену до однієї шпали, в поздовжню жорсткість віднесену до однієї рейкової нитки;

$Q_{дин}$ – вертикальне навантаження, яке передається на шпалу від рейки – поперечна динамічна сила з розрахунків колії на міцність, Н;

$C_{уз}$ – поздовжня жорсткість вузла скріплення, ($\frac{H}{\text{мм}} = \frac{\kappa H}{\text{м}}$), приймається за довідковими даними [111] залежно від типу скріплення і приведена в табл. 2.6. Для скріплень СБ-3, КПП-1, КПП-5, та КБ поздовжня жорсткість вузла скріплення визначалася на основі проведеного експерименту [108].

Значення ΔX згідно [108] можна знайти за формулою:

$$\Delta X = h_n \frac{dz}{dx} , \quad (2.32)$$

де h_n – відстань від нейтральної осі до підшви рейки, м.

Після підстановки в формулу (2.32) відомого з теорії вигину балок на вертикальне навантаження значення dz/dx та перевідного коефіцієнту, отримуємо вираз для поздовжнього відхилення підосви рейки ΔX :

$$\Delta X = -\frac{10^{-6} h_i k_a^2}{U_z} \sum P e^{-k \hat{a} \cdot x} \sin(k \hat{a} \cdot x), \quad (2.33)$$

де U_z – вертикальний модуль пружності підрейкової основи, МПа визначається розрахунковим методом або за довідковими даними [112];

e – основа натурального логарифму;

x – відстань від осі прикладання сили до розрахункового перерізу, м;

P – вертикальне навантаження від колеса на рейку, Н. При розрахунках поздовжнього переміщення рейок вертикальне навантаження необхідно приймати рівним середньодинамічному колісному навантаженню $P = \bar{P}_{дин}$.

Слід мати на увазі, що ΔX буде мати плюсове значення при плюсових x (відрахованих від точки прикладання колісного навантаження в сторону руху колеса), і навпаки ΔX буде від'ємним при від'ємних x .

Максимальна величина поздовжнього відхилення ΔX буде мати місце в перерізі III, на відстані від колеса $x_3 = \frac{\pi}{4k}$ (рис. 2.22б).

$$\Delta X_{\max} = -\frac{10^{-6} \cdot h_n \cdot k_e^2}{U_z} (P \cdot e^{-\frac{\pi}{4}} \cdot \sin(\frac{\pi}{4})) = -\frac{10^{-6} \cdot h_n \cdot k_e^2 \cdot P \cdot e^{-\frac{\pi}{4}} \cdot \sin(\frac{\pi}{4})}{U_z}. \quad (2.34)$$

З урахуванням нерівномірності розподілення ΔX по довжині хвилі пружного вигину рейки (рис. 2.22в), розподілення пружної поздовжньої сили p_{32}^{np} також буде нерівномірним по довжині.

Найбільше значення p_{32}^{np} буде мати місце в тому перерізі, де величина відхилення буде рівна ΔX_{\max} , тобто на відстані від колеса $x_3 = \frac{\pi}{4k}$:

$$\max(p_{32}^{np}) = 10^3 \cdot U_x \cdot \Delta X_{\max} \quad (2.35)$$

2.5.4. Визначення поздовжніх сил угону від гальмування поїзда

Розподілена гальмівна сила, яка передається від коліс рухомого поїзда на одну рейкову нитку, кН/м, згідно [108] знаходиться за формулою:

$$p_{\text{гальм}}^{cp} = \frac{B_m}{2L}, \quad (2.36)$$

де L – довжина поїзда, м.

Гальмівна сила, кН, згідно [108] знаходиться за формулою:

$$B_m = Q \cdot 10^{-3} \left[10^4 \cdot \frac{(1+\gamma)}{2g} \cdot \frac{(V_n^2 - V_k^2)}{L_T} + 10 \cdot i - \varpi_n \right], \quad (2.37)$$

де Q – маса поїзда, т;

i – уклон колії, на якому здійснюється гальмування, ‰;

ϖ_n – середнє значення питомого опору поїзда при середній швидкості руху на ділянці гальмування, Н/т, розраховується за формулою:

$$\varpi_n = \frac{P_{\text{лок}} \cdot \varpi_x + Q_c \cdot \varpi_o}{P_{\text{лок}} + Q_c} + \varpi_i + \varpi_r, \quad (2.38)$$

де $P_{\text{лок}}$ – маса локомотива, т;

Q_c – маса рухомого складу, т;

ϖ_x, ϖ_o – питомий опір руху (Н/т) відповідно локомотива (в режимі гальмування при холостому ході) і вагона. Дані величини розраховуються за формулами (2.47– 2.50);

V_n – початкова швидкість поїзда, м/с, з якої здійснюється гальмування;

V_k – кінцева швидкість поїзда, м/с, на ділянці гальмування;

g – прискорення сили тяжіння, м/с²;

γ – коефіцієнт, що враховує вплив мас, що обертаються, на втрату кінетичної енергії поїзда, який дорівнює: для завантажених 4-и вісних вагонів $\gamma = 0,028$, для порожніх 4-и вісних вагонів $\gamma = 0,084$, для пасажирських вагонів $\gamma = 0,04$.

Довжина ділянки гальмування, L_T знаходиться за формулою:

$$L_T = \frac{10^4 \cdot (1 + \gamma)}{2 \cdot g} \cdot \frac{(V_n^2 - V_k^2)}{(-b_m + 10 \cdot i - \varpi_n)}, \quad (2.39)$$

де b_m – питома гальмівна сила поїзда, Н/т, знаходиться за формулами

- для екстреного гальмування

$$b_m = \varphi_{кр} \cdot v_p, \quad (2.40)$$

- для службового гальмування

$$b_m = 0,5\varphi_{кр} \cdot v_p, \quad (2.41)$$

де v_p – розрахунковий гальмівний коефіцієнт, Н/т, що знаходиться за формулою:

$$v_p = \frac{\sum K_e + \sum K_l}{P_{лок} + Q_c}, \quad (2.42)$$

$$\sum K_e = n_e \cdot P_{зкв}; \quad \sum K_l = n_l \cdot P_{зкл}, \quad (2.43)$$

де $\sum K_e$, $\sum K_l$ – сумарна сила натискання колодок вагонів у складі поїзда та

локомотива, Н;

n_g – кількість осей вагонів у поїзді;

n_l – кількість осей локомотива в поїзді;

$P_{зкв}$, $P_{зкл}$ – сила натискання гальмівних колодок відповідно на вісь вагону та локомотиву, Н;

$\varphi_{кр}$ – розрахунковий коефіцієнт тертя гальмівних колодок, згідно [112] для композиційних колодок знаходиться за формулою:

$$\varphi_{кр} = 0,36 \frac{V + 150}{2V + 150}, \quad (2.44)$$

де V – швидкість руху поїзда, км/год;

При рекуперативному гальмуванні розподілена гальмівна сила, (кН/м), знаходиться за формулою [112]:

$$P_{гальм}^{ср} = \frac{B_{тм}}{2L_l}, \quad (2.45)$$

де L_l – довжина локомотива, м;

$B_{тм}$ – величина гальмівної сили при рекуперативному гальмуванні, кН, згідно [112] знаходиться за формулою:

$$B_{тм} = 10^{-3} \cdot (10i - w_x) P_{лок} + 10^{-3} \cdot (10i - w_o) Q_c, \quad (2.46)$$

де: ϖ_x – питомий опір електровоза на безстиківій колії, Н/т, (в режимі гальмування приймається як для холостого ходу), знаходиться за формулою:

$$\varpi_x = 23,54 + 0,088 \cdot V + 0,0034 \cdot V^2, \quad (2.47)$$

де V - швидкість руху поїзда, км/год.

w_o – основний питомий опір завантаженого вантажного вагону, Н/т, на підшипниках кочення і безстиковій конструкції колії, знаходиться за формулою:

$$w_o = 6,87 + \frac{29,43 + 0,88 \cdot V + 0,0196 \cdot V^2}{q_o}. \quad (2.48)$$

w_o – основний питомий опір завантаженої цистерни (Н/т) на підшипниках кочення і безстиковій конструкції колії, знаходиться по формулі,:

$$w_o = 6,87 + \frac{58,9 + 0,255 \cdot V + 0,0167 \cdot V^2}{q_o}. \quad (2.49)$$

w_o – основний питомий опір пасажирського вагону, Н/т, на підшипниках кочення і безстиковій конструкції колії знаходиться за формулою:

$$w_o = 6,87 + \frac{78,48 + 1,57 \cdot V + 0,00226 \cdot V^2}{q_o}. \quad (2.50)$$

У формулах (2.48– 2.50) прийнято:

q_o – навантаження на вісь відповідного вагона, т/вісь.

2.5.5. Визначення поздовжніх температурних сил в рейкових нитках безстикової колії

Розподілена температурна сила, кН/м, на ділянці колії, що деформується однієї рейкової нитки безстикової пліті згідно [108] знаходиться за формулою:

$$p_t^{poz} = \frac{P_t}{2X}, \quad (2.51)$$

де P_t - поздовжня температурна сила, кН, яка виникає в одній рейковій нитці безстикової пліті.

При зміні температури рейки відносно температури закріплення на величину Δt сила P_t знаходиться за формулою:

$$P_t = 10^3 \cdot \alpha \cdot E \cdot \Delta t \cdot F , \quad (2.52)$$

де α – коефіцієнт лінійного розширення рейкової сталі, $\alpha = 0,0000118$ 1/град;

E – модуль пружності рейкової сталі, $E = 2,1 \times 10^5$ МПа;

F – площа перерізу рейки, м²;

Δt – температурний інтервал рейки відносно температури закріплення, °С;

X – довжина кінцевих ділянок, м, на яких відбуваються поздовжні деформації рейкової пліті при нагріванні на певне число градусів Δt , визначається за формулою:

$$X = \frac{10^3 \cdot \alpha \cdot E \cdot \Delta t \cdot F}{r} , \quad (2.53)$$

де r – погонний опір поздовжньому переміщенню підшви рейки по основі, залежить від типу проміжних рейкових скріплень і епюри шпал, знаходиться за формулою [112]:

$$r = \frac{C'_{yz}}{l_{ш}} , \quad (2.54)$$

де C'_{yz} – опір вузла скріплення силам поздовжнього переміщення рейки, кН.

Приймається $C'_{yz} = C_{yz}$ (табл. 2.6).

Поздовжні деформації кінців рейкової пліті можливо визначити із розгляду епюри поздовжніх сил в безстиковій пліті на (рис. 2.23).

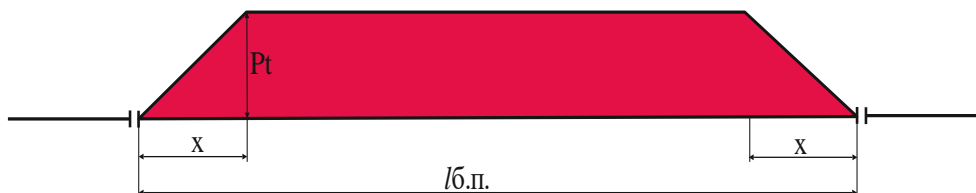


Рисунок 2.23 – Схема розподілу поздовжніх сил опору на кінцях безстикової пліти

Визначення довжини кінцевих ділянок X здійснюється за формулою:

$$X = \frac{10^3 \cdot \alpha \cdot E \cdot F \cdot \Delta t}{r} \quad (2.55)$$

На основі приведеної вище методики були проведені розрахунки повздовжньої стійкості колії для рейок Р65 на залізобетонних шпалах та щебеневому баласті з наступними конструкціями верхньої будови колії та рейковими скріпленнями:

Варіант	Епюра шпал	Рейкове скріплення
1	1840	КБmax
2		КБmin
3		КПП-1
4		КПП-5
5		Пендрол
6		Фоссло
7	1680	КБmax
8		КБmin
9		КПП-1
10		КПП-5
11		Пендрол
12		Фоссло

Виконано розрахунки наступних категорій поїздів та умов експлуатації:

- вантажного поїзда, який складається з локомотива ВЛ 80 та чотирьох вісних вантажних вагонів із загальною масою 4500 т при гальмуванні від 110 км/год до 0 км/год та від 90 км/год до 0 км/год;

- вантажного поїзда, який складається з локомотива ВЛ 80 та чотирьох вісних вантажних вагонів із загальною масою 2500 т при гальмуванні від 110

км/год до 0 км/год та від 90 км/год до 0 км/год;

- пасажирського поїзда, який складається з локомотива ЧС 8 та чотирьох вісних пасажирських вагонів із загальною масою 1600 т при гальмуванні від 160 км/год до 0 км/год та від 140 км/год до 0 км/год.

Результати розрахунку поздовжньої стійкості колії приводяться в табл. 2.7 – 2.18.

Таблиця 2.7 – Сила уgonу для вантажного поїзда масою 4500 т, який складається з 4-вісних вагонів із навантаженням на вісь 235 кН/вісь та локомотива ВЛ-80 при гальмуванні від 110 км/год до 0 км/год; рейки Р65, епюра шпал 1840 шт/км, щебневий баласт

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ min	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$C_{ш-б}$, Н/мм	49906,5	48930,85	52447,35	50473,95	47063,4	46181,35
$C_{уз}$, Н/мм	11300	8000	8320	9700	13000	11500
$C_{оп}^{сум}$, Н/мм	7778	6029	6316	7007	8374	7677
U_z , МПа	14	11	12	13	15	14
ΔX_{max} , м	0,000082	0,000085	0,000075	0,000080	0,000091	0,000095
$p_{зг}^{np}$, кН/м	1,2	0,9	0,9	1	1,4	1,3
$p_{гальм.служ.}^{cp}$, кН/м	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1
$p_{гальм.екст.}^{cp}$, кН/м	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2
$p_{гальм.рекуп.}^{cp}$, кН/м	9,2	9,2	9,2	9,2	9,2	9,2
$p_t^{роз}$, кН/м	10,4	7,4	7,7	8,9	12	10,6
$\Sigma P_{угон+темп}$ при службовому гальмуванні, кН/м	13,7	10,4	10,7	12	15,5	14
$\Sigma P_{байт+дайт}$ при екстреному гальмуванні, кН/м	15,8	12,5	12,8	14,1	17,6	16,1
$\Sigma P_{угон+темп}$ при рекуперативному гальмуванні, кН/м	20,8	17,5	17,8	19,1	22,6	21,1
$[r_{скр}^{ноз}]$, кН/м	18,1	12,8	13,3	15,5	20,8	18,4
Погонний опір по підшві рейок рейки з урахуванням опору в накладках, кН/м	18,9	13,6	14,1	16,3	21,6	19,2

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ nim	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
Забезпечення поздовжньої стійкості рейкової колії	13,7<18,9	10,4<13,6	10,7<14,1	12<16,3	15,5<21,6	14<19,2
	15,8<18,9	12,5<13,6	12,8<14,1	14,1<16,3	17,6<21,6	16,1<19,2
	20,8>18,9	17,5>13,6	17,8>14,1	19,1>16,3	22,6>21,6	21,1>19,2
Забезпечення поздовжньої стійкості рейко-шпальної решітки	7,7<14	5,9<14	6<14	6,78<14	8,7<14	7,98<14
	8,9<14	7,1<14	7,2<14	7,98<14	9,9<14	9,18<14
	8,7<14	6,9<14	6,96<14	7,74<14	9,66<14	8,94<14

Таблиця 2.8 – Сила угону для вантажного поїзда масою 4500 т, який складається з 4-вісни вагонів із навантаженням на вісь 235 кН/вісь та локомотива ВЛ-80 при гальмуванні від 110 км/год до 0 км/год; рейки Р65, епюра шпал 1680 шт/км, щебеневи баласт

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ nim	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$C_{ш-б}$, Н/мм	53544,55	52598,15	56414,95	54006,05	50596,8	49534,7
$C_{уз}$, Н/мм	11300	8000	8320	9700	13000	11500
$C_{оп}^{сум}$, Н/мм	7946	6134	6425	7136	8587	7853
U_z , МПа	13	10	11	12	14	13
Δx_{max} , м	0,000086	0,000089	0,000078	0,000085	0,000095	0,000100
$p_{зг}^{np}$, кН/м	1,1	0,9	0,9	1	1,3	1,3
$p_{гальм.служ.}^{cp}$, кН/м	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1
$p_{гальм.екст.}^{cp}$, кН/м	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2
$p_{гальм.рекуп.}^{cp}$, кН/м	9,2	9,2	9,2	9,2	9,2	9,2
$p_t^{роз}$, кН/м	9,5	6,7	7	8,1	10,9	9,7
$\Sigma p_{угон+темп}$ при службовому гальмуванні, кН/м	12,7	9,7	10	11,2	14,3	13,1
$\Sigma p_{угон+темп}$ при екстремому гальмуванні, кН/м	14,8	11,8	12,1	13,3	16,4	15,2
$\Sigma p_{угон+темп}$ при рекуперативному гальмуванні, кН/м	19,8	16,8	17,1	18,3	21,4	20,2
$[r_{скр}^{noz}]$, кН/м	16,5	11,7	12,2	14,2	19	16,8
Погонний опір по підшві рейок рейки з урахуванням опору в	17,3	12,5	13	15	19,8	17,6

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ min	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
накладках, кН/м						
Забезпечення поздовжньої стійкості рейкової колії	12,7<17,3	9,7<12,5	10<13	11,2<15	14,3<19,8	13,1<17,6
	14,8<17,3	11,8<12,5	12,1<13	13,3<15	16,4<19,8	15,2<17,6
	19,8>17,3	16,8>12,5	17,1>13	18,3>15	21,4>19,8	20,2>17,6
Забезпечення поздовжньої стійкості рейко-шпальної решітки	7,62<14	5,82<14	6<14	6,72<14	8,6<14	7,9<14
	8,88<14	7,08<14	7,26<14	7,98<14	9,8<14	9,1<14
	11,9<14	10,1<14	10,3<14	11<14	13<14	12<14

Таблиця 2.9 – Сила угону для вантажного поїзда масою 4500 т, який складається з 4-вісни вагонів із навантаженням на вісь 235 кН/вісь та локомотива ВЛ-80 при гальмуванні від 90 км/год до 0 км/год; рейки Р65, епюра шпал 1840 шт/км, щебневий баласт

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ min	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$C_{ш-б}$, Н/мм	47776,45	46885,3	50091,75	48293,2	45179,05	44371,75
$C_{уз}$, Н/мм	11300	8000	8320	9700	13000	11500
$C_{оп}^{сум}$, Н/мм	7671	5965	6245	6920	8251	7574
U_z , МПа	14	11	11	13	15	14
ΔX_{max} , М	0,000080	0,000083	0,000073	0,000078	0,000089	0,000093
p_{32}^{np} , кН/м	1,1	0,9	0,8	1	1,3	1,3
$p_{гальм.служ.}^{cp}$, кН/м	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
$p_{гальм.екст.}^{cp}$, кН/м	3,3	3,3	3,3	3,3	3,2	3,2
$p_{гальм.рекуп.}^{cp}$, кН/м	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1
$p_t^{роз}$, кН/м	10,4	7,4	7,7	8,9	12	10,6
$\sum p_{ухон+темп}$ при службовому гальмуванні, кН/м	13,1	9,9	10,1	11,5	14,9	13,5
$\sum p_{ухон+темп}$ при екстреному гальмуванні, кН/м	14,8	11,6	11,8	13,2	16,5	15,1
$\sum p_{ухон+темп}$ при рекуперативному гальмуванні, кН/м	20,6	17,4	17,6	19	22,4	21

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ min	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$[r_{скр}^{роз}]$, кН/м	18,1	12,8	13,3	15,5	20,8	18,4
Погонний опір по підшві рейок рейки з урахуванням опору в накладках, кН/м	18,9	13,6	14,1	16,3	21,6	19,2
Забезпечення поздовжньої стійкості рейкової колії	13,1<18,9	9,9<13,6	10,1<14,1	11,5<16,3	14,9<21,6	13,5<19,2
	14,8<18,9	11,6<13,6	11,8<14,1	13,2<16,3	16,5<21,6	15,1<19,2
	20,6>18,9	17,4>13,6	17,6>14,1	19>16,3	22,4>21,6	21>19,2
Забезпечення поздовжньої стійкості рейко-шпальної решітки	7,07<14	5,35<14	5,45<14	6,21<14	8,05<14	7,29<14
	7,99<14	6,26<14	6,37<14	7,13<14	8,91<14	8,15<14
	11,1<14	9,4<14	9,5<14	10,3<14	12,1<14	11,34<14

Таблиця 2.10 – Сила уgonу для вантажного поїзда масою 4500 т, який складається з 4-вісних вагонів із навантаженням на вісь 235 кН/вісь та локомотива ВЛ-80 при гальмуванні від 90 км/год до 0 км/год; рейки Р65, епора шпал 1680 шт/км, щебневий баласт

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ min	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$C_{ш-б}$, Н/мм	51112,9	50252,3	53718,75	51532,15	48431	47463,15
$C_{уз}$, Н/мм	11300	8000	8320	9700	13000	11500
$C_{оп}^{сум}$, Н/мм	7835	6068	6352	7047	8459	7746
U_z , МПа	13	10	11	12	14	13
ΔX_{max} , м	0,000084	0,000087	0,000076	0,000083	0,000093	0,000098
$p_{зг}^{np}$, кН/м	1,1	0,9	0,8	1	1,3	1,3
$p_{гальм.служ.}^{cp}$, кН/м	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
$p_{гальм.екст.}^{cp}$, кН/м	3,3	3,3	3,3	3,3	3,2	3,2
$p_{гальм.рекуп.}^{cp}$, кН/м	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1	9,1
$p_t^{роз}$, кН/м	9,5	6,7	7	8,1	10,9	9,7
$\Sigma P_{угон+темп}$ при службовому гальмуванні, кН/м	12,2	9,2	9,4	10,7	13,8	12,6
$\Sigma P_{угон+темп}$ при екстреному гальмуванні, кН/м	13,9	10,9	11,1	12,4	15,4	14,2

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ nim	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$\Sigma p_{угон+темп}$ при рекуперативному гальмуванні, кН/м	19,7	16,7	16,9	18,2	21,3	20,1
$[r_{скр}^{роз}]$, кН/м	16,5	11,7	12,2	14,2	19	16,8
Погонний опір по підшві рейок рейки з урахуванням опору в накладках, кН/м	17,3	12,5	13	15	19,8	17,6
Забезпечення поздовжньої стійкості рейкової колії	12,2<17,3	9,2<12,5	9,4<13	10,7<15	13,8<19,8	12,6<17,6
	13,9<17,3	10,9<12,5	11,1<13	12,4<15	15,4<19,8	14,2<17,6
	19,7>17,3	16,7>12,5	16,9>13	18,2>15	21,3>19,8	20,1>17,6
Забезпечення поздовжньої стійкості рейко-шпальної решітки	7,32<14	5,5<14	5,64<14	6,4<14	8,3<14	7,56<14
	8,34<14	6,5<14	6,66<14	7,4<14	9,2<14	8,52<14
	11,8<14	10<14	10,1<14	11<14	13<14	12,1<14

Таблиця 2.11 – Сила угону для вантажного поїзда масою 2500 т: 4-вісні вагони (235 кН/вісь) та локомотив ВЛ-80 при гальмуванні від 110 км/год до зупинки; рейки Р65, епюра шпал 1840 шт/км, щебеневий баласт

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ nim	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$C_{ш-б}$, Н/мм	49906,5	48930,85	52447,35	50473,95	47063,4	46181,35
$\tilde{N}_{бс}$, Н/мм	11300	8000	8320	9700	13000	11500
$\tilde{N}_{ii}^{\tilde{н}oi}$, Н/мм	7778	6029	6316	7007	8374	7677
U_z , МПа	14	11	12	13	15	14
ΔX_{max} , м	0,000082	0,000085	0,000075	0,000080	0,000091	0,000095
$p_{зг}^{np}$, кН/м	1,2	0,9	0,9	1	1,4	1,3
$p_{гальм.служ.}^{cp}$, кН/м	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
$p_{гальм.екст.}^{cp}$, кН/м	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
$p_{гальм.рекуп.}^{cp}$, кН/м	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1
$p_t^{роз}$, кН/м	10,4	7,4	7,7	8,9	12	10,6
$\Sigma p_{оaii+oaii}$ при службовому гальмуванні, кН/м	13,4	10,1	10,4	11,7	15,2	13,7

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ min	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$\Sigma P_{угон+темт}$ при екстреному гальмуванні, кН/м	15,1	11,8	12,1	13,4	16,9	15,4
$\Sigma P_{угон+темт}$ при рекуперативному гальмуванні, кН/м	16,7	13,4	13,7	15	18,5	17
$[r_{скр}^{ноз}]$, кН/м	18,1	12,8	13,3	15,5	20,8	18,4
Погонний опір по підшві рейок рейки з урахуванням опору в накладках, кН/м	18,9	13,6	14,1	16,3	21,6	19,2
Забезпечення поздовжньої стійкості рейкової колії	13,4<18,9	10,1<13,6	10,4<14,1	11,7<16,3	15,2<21,6	13,7<19,2
	15,1<18,9	11,8<13,6	12,1<14,1	13,4<16,3	16,9<21,6	15,4<19,2
	16,7<18,9	13,4<13,6	13,7<14,1	15<16,3	18,5<21,6	17<19,2
Забезпечення поздовжньої стійкості рейко-шпальної решітки	7,2<14	5,5<14	5,62<14	6,32<14	8,21<14	7,4<14
	8,2<14	6,4<14	6,53<14	7,24<14	9,13<14	8,32<14
	9<14	7,2<14	7,4<14	8,1<14	9,99<14	9,18<14

Таблиця 2.12 – Сила уgonу для вантажного поїзда масою 2500 т, який складається з 4-вісних вагонів із навантаженням на вісь 235 кН/вісь та локомотива ВЛ-80 при гальмуванні від 110 км/год до 0 км/год; рейки Р65, епюра шпал 1680 шт/км, щебенеий баласт

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ min	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$\tilde{N}_{\phi-a}$, Н/мм	53544,55	52598,15	56414,95	54006,05	50596,8	49534,7
$\tilde{N}_{\phi\zeta}$, Н/мм	11300	8000	8320	9700	13000	11500
$\tilde{N}_{\tilde{v}}^{\tilde{v}\phi}$, Н/мм	7946	6134	6425	7136	8587	7853
U_z , МПа	13	10	11	12	14	13
ΔX_{max} , м	0,000086	0,000089	0,000078	0,000085	0,000095	0,000100
$p_{зг}^{np}$, кН/м	1,1	0,9	0,9	1	1,3	1,3
$p_{гальм.служ.}^{cp}$, кН/м	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
$p_{гальм.екст.}^{cp}$, кН/м	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
$p_{гальм.рекуп.}^{cp}$, кН/м	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1
p_t^{poz} , кН/м	9,5	6,7	7	8,1	10,9	9,7

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ min	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$\Sigma P_{угон+темп}$ при службовому гальмуванні, кН/м	12,4	9,4	9,7	10,9	14	12,8
$\Sigma P_{угон+темп}$ при екстремому гальмуванні, кН/м	14,1	11,1	11,4	12,6	15,7	14,5
$\Sigma P_{угон+темп}$ при рекуперативному гальмуванні, кН/м	15,7	12,7	13	14,2	17,3	16,1
$[r_{скр}^{ног}]$, кН/м	16,5	11,7	12,2	14,2	19	16,8
Погонний опір по підшві рейок рейки з урахуванням опору в накладках, кН/м	17,3	12,5	13	15	19,8	17,6
Забезпечення поздовжньої стійкості рейкової колії	12,4<17,3	9,4<12,5	9,7<13	10,9<15	14<19,8	12,8<17,6
	14,1<17,3	11,1<12,5	11,4<13	12,6<15	15,7<19,8	14,5<17,6
	15,7<17,3	12,7>12,5	13=13	14,2<15	17,3<19,8	16,1<17,6
Забезпечення поздовжньої стійкості рейко-шпальної решітки	7,4<14	5,6<14	5,82<14	6,54<14	8,4<14	7,7<14
	8,5<14	6,7<14	6,84<14	7,56<14	9,42<14	8,7<14
	9,4<14	7,6<14	7,8<14	8,52<14	10,4<14	9,7<14

Таблиця 2.13 – Сила уgonу для вантажного поїзда масою 2500 т, який складається з 4-вісних вагонів із навантаженням на вісь 235 кН/вісь та локомотива ВЛ-80 при гальмуванні від 90 км/год до 0 км/год; рейки Р65, епюра шпал 1840 шт/км, щебневий баласт

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ min	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$C_{ш-б}$, Н/мм	47776,45	46885,3	50091,75	48293,2	45179,05	44371,75
$C_{уз}$, Н/мм	11300	8000	8320	9700	13000	11500
$C_{оп}^{сум}$, Н/мм	7671	5965	6245	6920	8251	7574
U_z , МПа	14	11	11	13	15	14
ΔX_{max} , м	0,000080	0,000083	0,000073	0,000078	0,000089	0,000093
$p_{зс}^{np}$, кН/м	1,1	0,9	0,8	1	1,3	1,3
$p_{гальм.служ.}^{cp}$, кН/м	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
$p_{гальм.екст.}^{cp}$, кН/м	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ nim	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$p_{гальм.рекуп.}^{cp}$, кН/м	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1
p_t^{poz} , кН/м	10,4	7,4	7,7	8,9	12	10,6
$\Sigma p_{угон+темп}$ при службовому гальмуванні, кН/м	12,8	9,6	9,8	11,2	14,6	13,2
$\Sigma p_{угон+темп}$ при екстремому гальмуванні, кН/м	14,1	10,9	11,1	12,5	15,9	14,5
$\Sigma p_{угон+темп}$ при рекуперативному гальмуванні, кН/м	16,6	13,4	13,6	15	18,4	17
$[r_{скр}^{noz}]$, кН/м	18,1	12,8	13,3	15,5	20,8	18,4
Погонний опір по підшві рейок рейки з урахуванням опору в накладках, кН/м	18,9	13,6	14,1	16,3	21,6	19,2
Забезпечення поздовжньої стійкості рейкової колії	12,8<18,9	9,6<13,6	9,8<14,1	11,2<16,3	14,6<21,6	13,2<19,2
	14,1<18,9	10,9<13,6	11,1<14,1	12,5<16,3	15,9<21,6	14,5<19,2
	16,6<18,9	13,4<13,6	13,6<14,1	15<16,3	18,4<21,6	17<19,2
Забезпечення поздовжньої стійкості рейко-шпальної решітки	6,91<14	5,18<14	5,29<14	6,05<14	7,9<14	7,13<14
	7,61<14	5,89<14	5,99<14	6,75<14	8,6<14	7,83<14
	8,96<14	7,24<14	7,34<14	8,1<14	9,9<14	9,18<14

Таблиця 2.14 – Сила угону для вантажного поїзда масою 4500 т, який складається з 4-вісних вагонів із навантаженням на вісь 235 кН/вісь та локомотива ВЛ-80 при гальмуванні від 90 км/год до 0 км/год; рейки Р65, еюра шпал 1680 шт/км, щебенеий баласт

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ nim	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$C_{ш-б}$, Н/мм	51112,9	50252,3	53718,75	51532,15	48431	47463,15
$C_{уз}$, Н/мм	11300	8000	8320	9700	13000	11500
\tilde{N}_{ii}^{noi} , Н/мм	7835	6068	6352	7047	8459	7746
U_z , МПа	13	10	11	12	14	13
ΔX_{max} , м	0,000084	0,000087	0,000076	0,000083	0,000093	0,000098

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ nim	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
p_{ze}^{np} , кН/м	1,1	0,9	0,8	1	1,3	1,3
$p_{гальм.служ.}^{cp}$, кН/м	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
$p_{гальм.екст.}^{cp}$, кН/м	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6
$p_{гальм.рекуп.}^{cp}$, кН/м	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1	5,1
$p_t^{роз}$, кН/м	9,5	6,7	7	8,1	10,9	9,7
$\Sigma p_{ухон+темп}$ при службовому гальмуванні, кН/м	11,9	8,9	9,1	10,4	13,5	12,3
$\Sigma p_{ухон+темп}$ при екстреному гальмуванні, кН/м	13,2	10,2	10,4	11,7	14,8	13,6
$\Sigma p_{\acute{o}\acute{a}\acute{i}\acute{i}+\acute{o}\acute{d}\acute{a}\acute{i}\acute{i}}$ при рекуперативному гальмуванні, кН/м	15,7	12,7	12,9	14,2	17,3	16,1
$[r_{скр}^{роз}]$, кН/м	16,5	11,7	12,2	14,2	19	16,8
Погонний опір по підшві рейок рейки з урахуванням опору в накладках, кН/м	17,3	12,5	13	15	19,8	17,6
Забезпечення поздовжньої стійкості рейкової колії	11,9<17,3	8,9<12,5	9,1<13	10,4<15	13,5<19,8	12,3<17,6
	13,2<17,3	10,2<12,5	10,4<13	11,7<15	14,8<19,8	13,6<17,6
	15,7<17,3	12,7>12,5	12,9<13	14,2<15	17,3<19,8	16,1<17,6
Забезпечення поздовжньої стійкості рейко-шпальної решітки	7,14<14	5,3<14	5,46<14	6,24<14	8,1<14	7,38<14
	7,92<14	6,1<14	6,24<14	7,02<14	8,88<14	8,16<14
	9,42<14	7,6<14	7,74<14	8,52<14	10,4<14	9,66<14

Таблиця 2.15 – Сила угону для пасажирського поїзда масою 1600 т, який складається з локомотива ЧС 8 та чотирьох вісних пасажирських вагонів на візках КВЗ-ЦНП при гальмуванні від 160 км/год до 0 км/год; рейки Р65, епюра шпал 1840 шт/км, щебеневий баласт

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ nim	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$C_{ш-б}$, Н/мм	54996,65	53863,05	57952,2	55675,25	51695,3	50672,85
$C_{уз}$, Н/мм	11300	8000	8320	9700	13000	11500
$\tilde{N}_{\acute{i}\acute{i}}$, Н/мм	8009	6168	6464	7193	8650	7910

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ nim	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
U_z , МПа	15	11	12	13	16	15
ΔX_{max} , М	0,000093	0,000096	0,000085	0,000091	0,000103	0,000108
$p_{z_2}^{np}$, кН/м	1,4	1,1	1	1,2	1,7	1,6
$p_{гальм.служ.}^{cp}$, кН/м	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7
$p_{гальм.екст.}^{cp}$, кН/м	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
$p_{гальм.рекуп.}^{cp}$, кН/м	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8
$p_t^{роз}$, кН/м	10,4	7,4	7,7	8,9	12	10,6
$\Sigma p_{угон+темн}$ при службовому гальмуванні, кН/м	14,5	11,2	11,4	12,8	16,4	14,9
$\Sigma p_{угон+темн}$ при екстремому гальмуванні, кН/м	17,3	14	14,2	15,6	19,2	17,7
$\Sigma p_{угон+темн}$ при рекуперативному гальмуванні, кН/м	15,6	12,3	12,5	13,9	17,5	16
$[r_{скр}^{роз}]$, кН/м	18,1	12,8	13,3	15,5	20,8	18,4
Погонний опір по підшві рейок рейки з урахуванням опору в накладках, кН/м	18,9	13,6	14,1	16,3	21,6	19,2
Забезпечення поздовжньої стійкості рейкової колії	14,5<18,9	11,2<13,6	11,4<14,1	12,8<16,3	16,4<21,6	14,9<19,2
	17,3<18,9	14>13,6	14,2>14,1	15,6<16,3	19,2<21,6	17,7<19,2
	15,6<18,9	12,3<13,6	12,5<14,1	13,9<16,3	17,5<21,6	16<19,2
Забезпечення поздовжньої стійкості рейко-шпальної решітки	7,83<14	6<14	6,16<14	6,91<14	8,86<14	8,05<14
	9,34<14	7,6<14	7,67<14	8,42<14	10,4<14	9,56<14
	8,42<14	6,6<14	6,75<14	7,51<14	9,45<14	8,64<14

Таблиця 2.16 – Сила угону для пасажирського поїзда масою 1600 т, який складається з локомотива ЧС 8 та чотирьох вісних пасажирських вагонів на візках КВЗ-ЦНП при гальмуванні від 160 км/год до 0 км/год; рейки Р65, еюра шпал 1680 шт/км, щебеневий баласт

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ nim	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$C_{ш-б}$, Н/мм	59206,7	59477,1	64230,55	61560,35	56960,3	55773,4
$C_{уз}$, Н/мм	11300	8000	8320	9700	13000	11500

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ min	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$C_{on}^{сум}$, Н/мм	8178	6304	6608	7376	8926	8142
U_z , МПа	14	11	11	12	15	14
ΔX_{max} , М	0,000098	0,000101	0,000089	0,000096	0,000108	0,000114
$p_{зг}^{np}$, кН/м	1,4	1,1	1	1,2	1,6	1,6
$p_{гальм.служ.}^{cp}$, кН/м	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7
$p_{гальм.екст.}^{cp}$, кН/м	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
$p_{гальм.рекуп.}^{cp}$, кН/м	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8
$p_t^{роз}$, кН/м	9,5	6,7	7	8,1	10,9	9,7
$\Sigma p_{ухон+темп}$ при службовому гальмуванні, кН/м	13,6	10,5	10,7	12	15,2	14
$\Sigma p_{ухон+темп}$ при екстремому гальмуванні, кН/м	16,4	13,3	13,5	14,8	18	16,8
$\Sigma p_{ухон+темп}$ при рекуперативному гальмуванні, кН/м	14,7	11,6	11,8	13,1	16,3	15,1
$[r_{скр}^{пог}]$, кН/м	16,5	11,7	12,2	14,2	19	16,8
Погонний опір по підшві рейок рейки з урахуванням опору в накладках, кН/м	17,3	12,5	13	15	19,8	17,6
Забезпечення поздовжньої стійкості рейкової колії	13,6<17,3	10,5<12,5	10,7<13	12<15	15,2<19,8	14<17,6
	16,4<17,3	13,3>12,5	13,5>13	14,8<15	18<19,8	16,8<17,6
	14,7<17,3	11,6<12,5	11,8<13	13,1<15	16,3<19,8	15,1<17,6
Забезпечення поздовжньої стійкості рейко-шпальної решітки	8,16<14	6,3<14	6,42<14	7,2<14	9,12<14	8,4<14
	9,84<14	7,98<14	8,1<14	8,88<14	10,8<14	10,1<14
	8,82<14	6,96<14	7,08<14	7,86<14	9,78<14	9,06<14

Таблиця 2.17 – Сила угону для пасажирського поїзда масою 1600 т, який складається з локомотива ЧС 8 та чотирьох вісних пасажирських вагонів на візках КВ3-ЦНІ при гальмуванні від 140 км/год до 0 км/год; рейки Р65, епура шпал 1840 шт/км, щебеневий баласт

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ nim	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$C_{ш-б}$, Н/мм	54996,65	53863,05	57952,2	55675,25	51695,3	50672,85
$C_{уз}$, Н/мм	11300	8000	8320	9700	13000	11500
$\tilde{N}_{\tilde{r}}$, Н/мм	8009	6168	6464	7193	8650	7910
U_z , МПа	15	11	12	13	16	15
Δx_{max} , м	0,000089	0,000091	0,000080	0,000086	0,000098	0,000103
p_{ze}^{np} , кН/м	1,3	1	1	1,1	1,6	1,5
$p^{cp}_{гальм.служ.}$, кН/м	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1
$p^{cp}_{гальм.екст.}$, кН/м	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1
$p^{cp}_{гальм.рекуп.}$, кН/м	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7
$p_t^{роз}$, кН/м	10,4	7,4	7,7	8,9	12	10,6
$\Sigma p_{угон+темп}$ при службовому гальмуванні, кН/м	13,8	10,5	10,8	12,1	15,7	14,2
$\Sigma p_{угон+темп}$ при екстремому гальмуванні, кН/м	15,8	12,5	12,8	14,1	17,7	16,2
$\Sigma p_{угон+темп}$ при рекуперативному гальмуванні, кН/м	15,4	12,1	12,4	13,7	17,3	15,8
$[r_{скр}^{noz}]$, кН/м	18,1	12,8	13,3	15,5	20,8	18,4
Погонний опір по підшві рейок рейки з урахуванням опору в накладках, кН/м	18,9	13,6	14,1	16,3	21,6	19,2
Забезпечення поздовжньої стійкості рейкової колії	13,8<18,9	10,5<13,6	10,8<14,1	12,1<16,3	15,7<21,6	14,2<19,2
	15,8<18,9	12,5<13,6	12,8<14,1	14,1<16,3	17,7<21,6	16,2<19,2
	15,4<18,9	12,1<13,6	12,4<14,1	13,7<16,3	17,3<21,6	15,8<19,2
Забезпечення поздовжньої стійкості рейко-шпальної решітки	7,45<14	5,7<14	5,83<14	6,5<14	8,5<14	7,66<14
	8,53<14	6,8<14	6,91<14	7,6<14	9,6<14	8,74<14
	8,32<14	6,5<14	6,7<14	7,4<14	9,3<14	8,53<14

Таблиця 2.18 – Сила уgonу для пасажирського поїзда масою 1600 т, який складається з локомотива ЧС 8 та чотирьох вісних пасажирських вагонів на візках КВЗ-ЦНІ при гальмуванні від 140 км/год до 0 км/год; рейки Р65, епура шпал 1680 шт/км, щебеневий баласт

Характеристики	Скріплення					
	КБ max	КБ min	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
$C_{ш-б}$, Н/мм	59206,7	59477,1	64230,55	61560,35	56960,3	55773,4
$C_{уз}$, Н/мм	11300	8000	8320	9700	13000	11500
$C_{оп}^{сум}$, Н/мм	8178	6304	6608	7376	8926	8142
U_z , МПа	14	11	11	12	15	14
Δx_{max} , м	0,000093	0,000096	0,000084	0,000091	0,000103	0,000108
$p_{зг}^{np}$, кН/м	1,3	1,1	0,9	1,1	1,5	1,5
$p_{гальм.служ.}^{cp}$, кН/м	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1	2,1
$p_{гальм.екст.}^{cp}$, кН/м	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1
$p_{гальм.рекуп.}^{cp}$, кН/м	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7
$p_t^{роз}$, кН/м	9,5	6,7	7	8,1	10,9	9,7
$\Sigma p_{угон+тепл}$ при службовому гальмуванні, кН/м	12,9	9,9	10	11,3	14,5	13,3
$\Sigma p_{угон+тепл}$ при екстреному гальмуванні, кН/м	14,9	11,9	12	13,3	16,5	15,3
$\Sigma p_{угон+тепл}$ при рекуперативному гальмуванні, кН/м	14,5	11,5	11,6	12,9	16,1	14,9
$[r_{скр}^{ног}]$, кН/м	16,5	11,7	12,2	14,2	19	16,8
Погонний опір по підшві рейок рейки з урахуванням опору в накладках, кН/м	17,3	12,5	13	15	19,8	17,6
Забезпечення поздовжньої стійкості рейкової колії	12,9<17,3	9,9<12,5	10<13	11,3<15	14,5<19,8	13,3<17,6
	14,9<17,3	11,9<12,5	12<13	13,3<15	16,5<19,8	15,3<17,6
	14,5<17,3	11,5<12,5	11,6<13	12,9<15	16,1<19,8	14,9<17,6
Забезпечення поздовжньої стійкості рейко-шпальної решітки	7,7<14	5,9<14	6<14	6,78<14	8,7<14	7,98<14
	8,9<14	7,1<14	7,2<14	7,98<14	9,9<14	9,18<14
	8,7<14	6,9<14	6,96<14	7,74<14	9,66<14	8,94<14

Графіки залежності поздовжніх уганяючих сил від експлуатаційних умов, режимів ведення поїзда та конструкції верхньої будови колії приводиться на рис. 2.24 – 2.29.

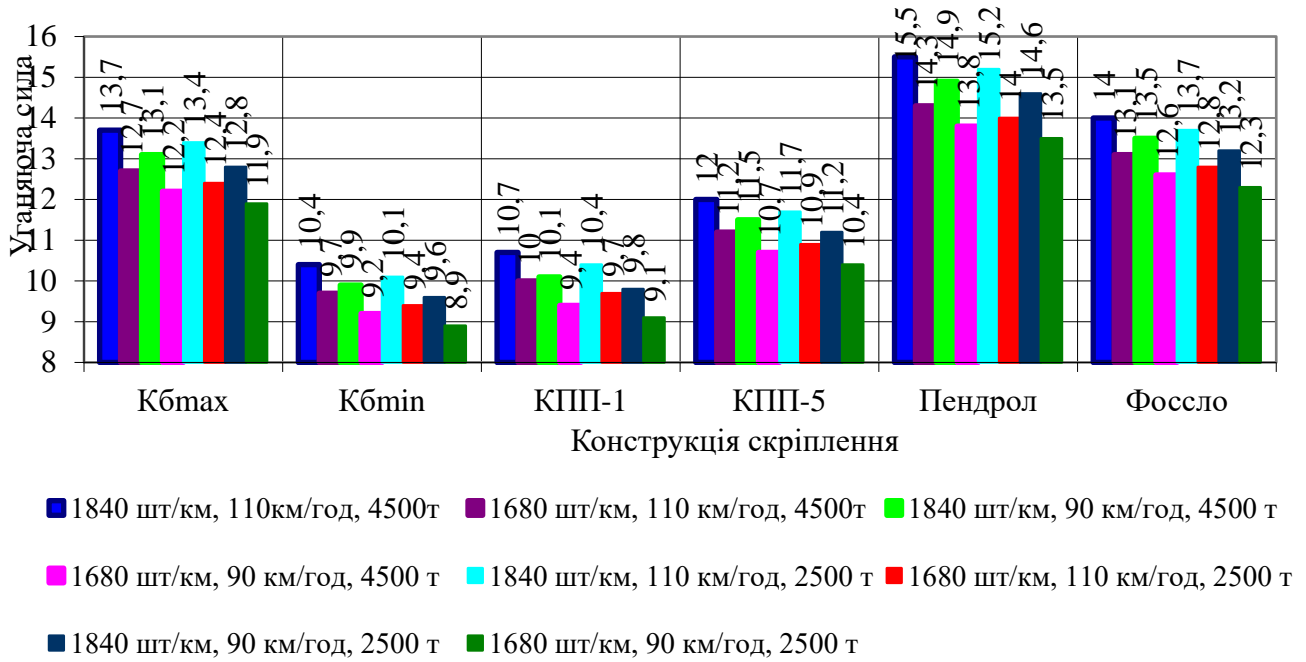


Рис. 2.24. Діючі уганяючі сили при службовому гальмуванні вантажного поїзда

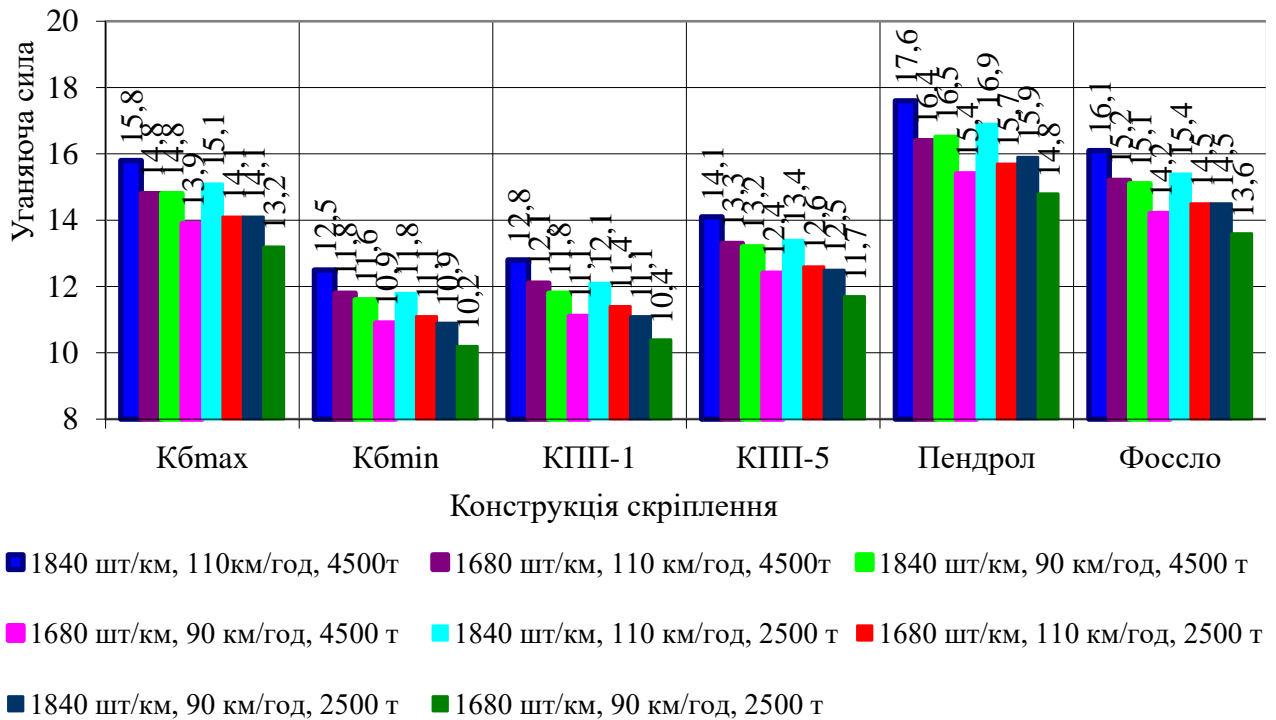


Рис. 2.25. Діючі уганяючі сили при екстремому гальмуванні вантажного поїзда

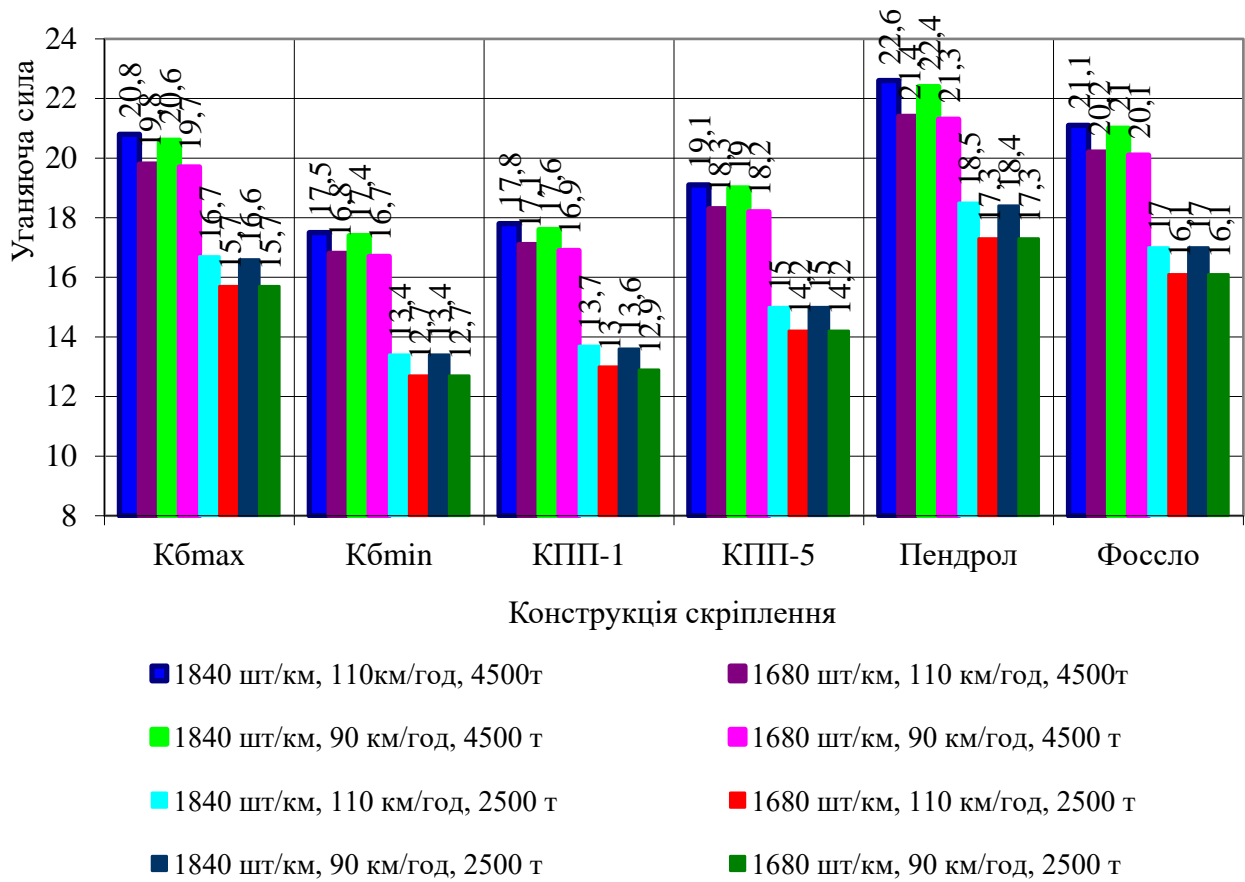


Рис. 2.26. Діючі уганяючі сили при рекуперативному гальмуванні вантажного поїзда

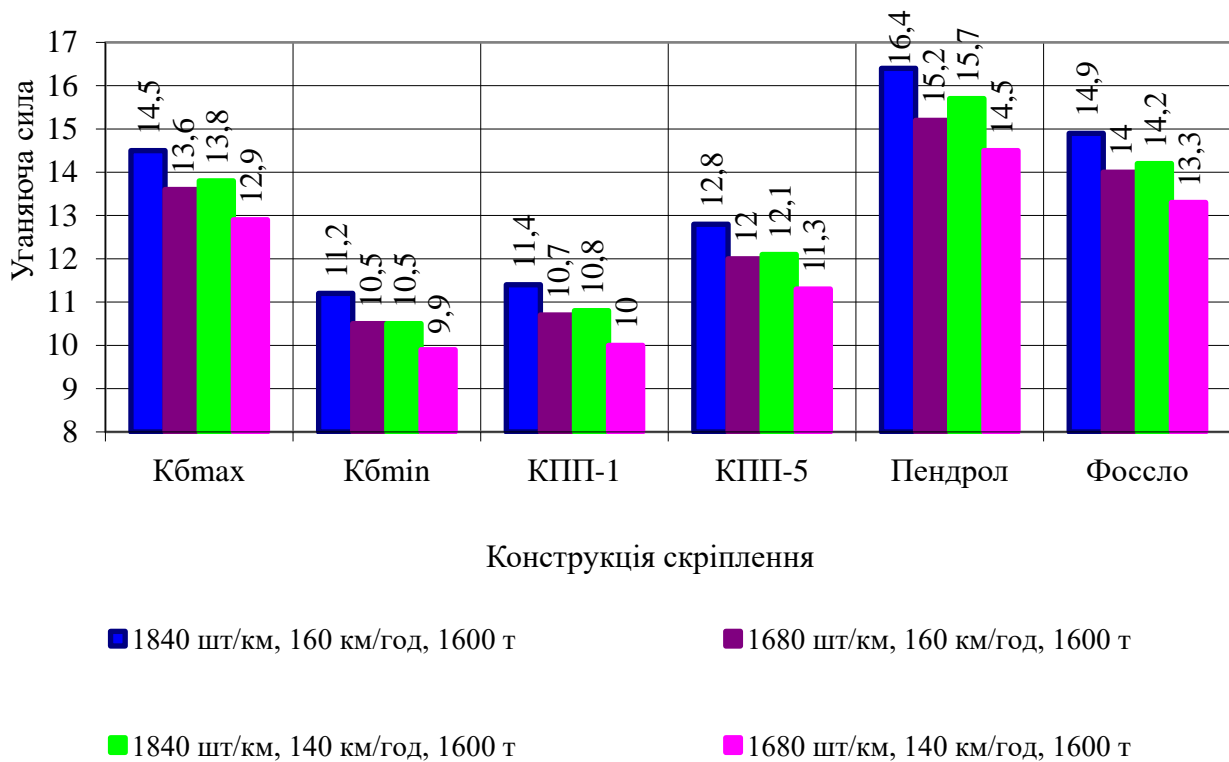


Рис. 2.27. Діючі уганяючі сили при службовому гальмуванні пасажирського поїзда

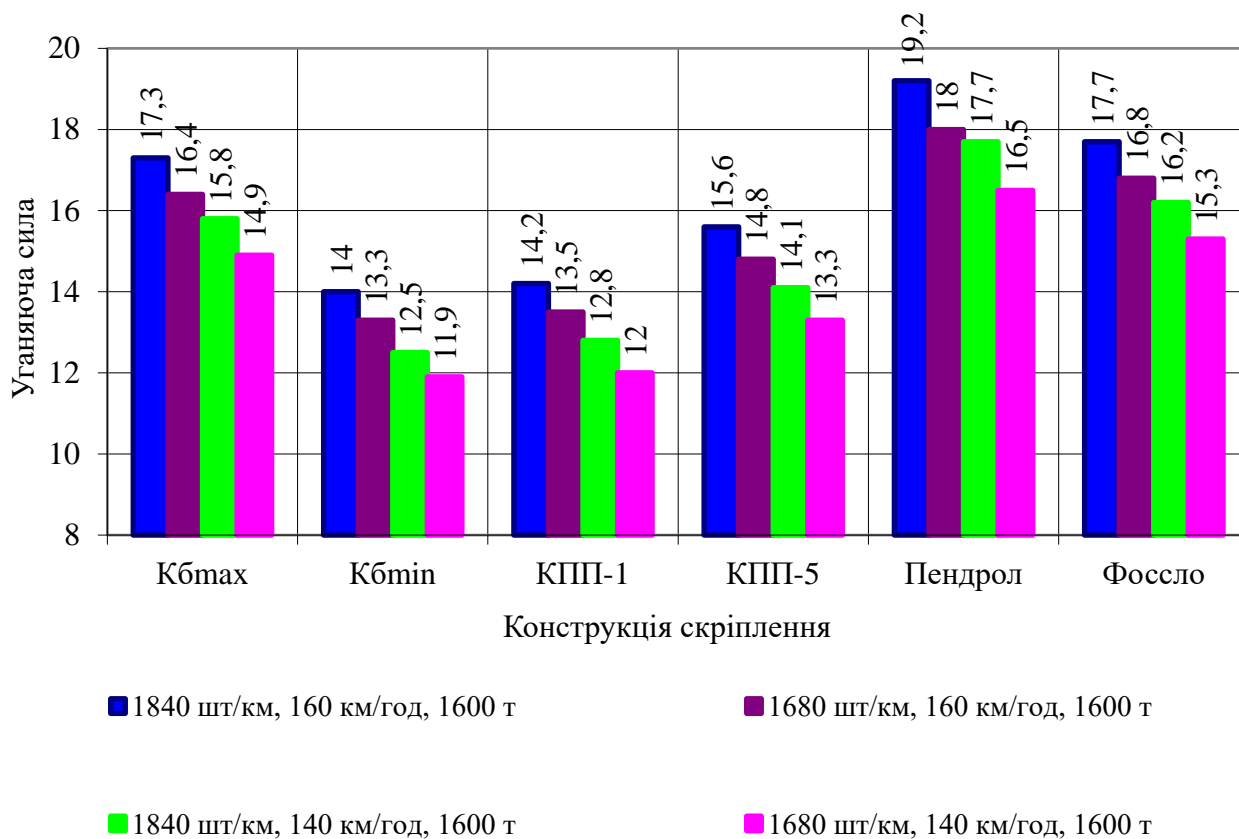


Рис. 2.28. Діючі уганяючі сили при екстреному гальмуванні пасажирського поїзда

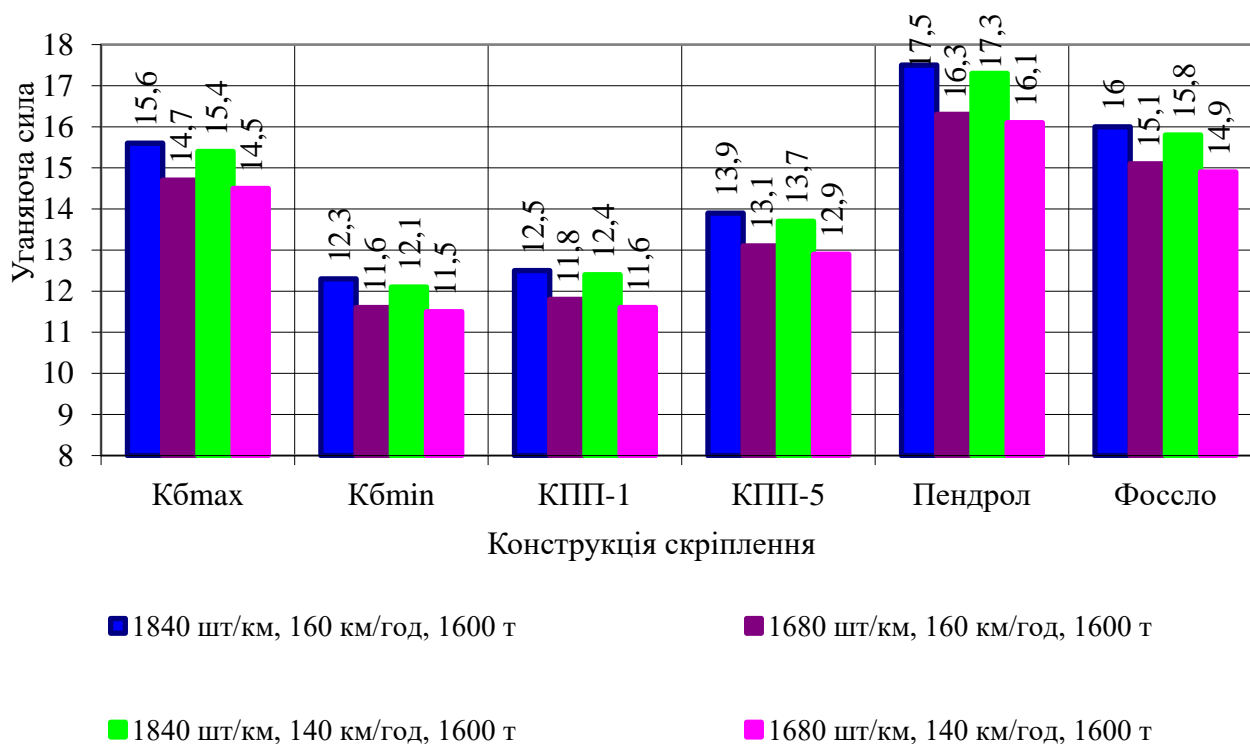


Рис. 2.29. Діючі уганяючі сили при рекуперативному гальмуванні пасажирського поїзда

2.5.6. Аналіз результатів розрахунків поздовжньої стійкості колії для прийнятих конструкцій колії

На основі проведених розрахунків можна встановити процентне співвідношення уганяючих сил, які формують величину сумарної поздовжньої уганяючої сили при русі вантажного поїзда масою 4500 т із швидкістю 90 км/год (рис. 2.30).

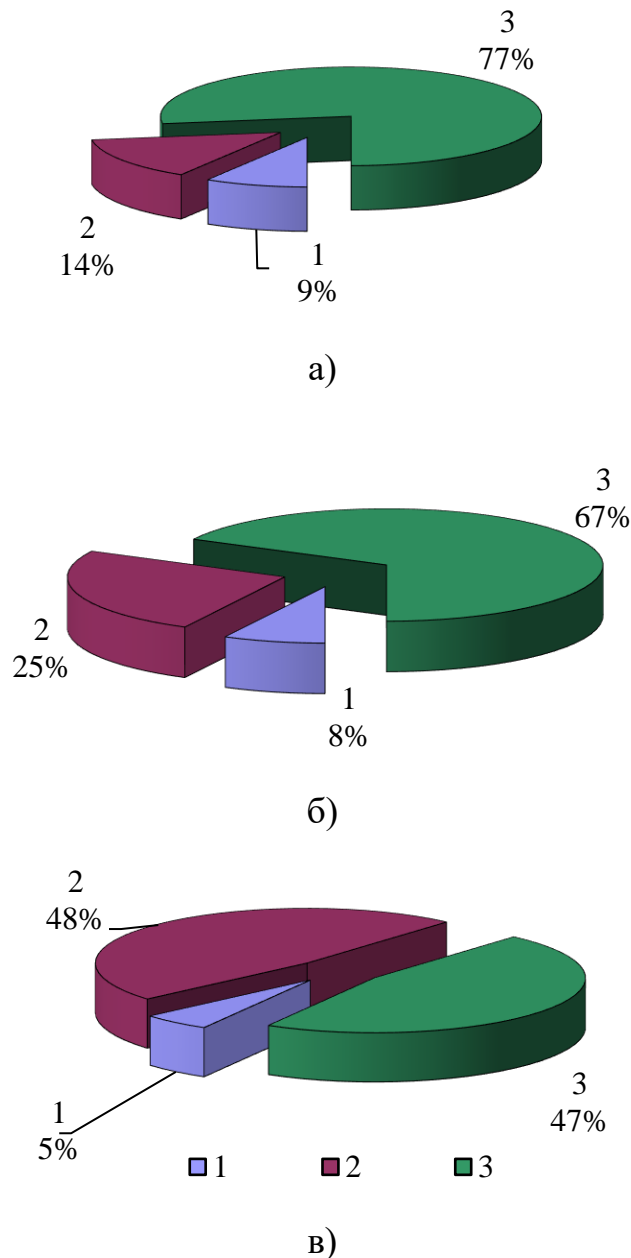


Рисунок 2.30 – Співвідношення формуючих сумарну поздовжню уганяючу силу при безпідкладковій конструкції колії з рейковими скріпленнями КПП-5 та епюром укладання шпал 1840 шт/км: а) – при службовому гальмуванні; б) – при екстреному гальмуванні; в) – при рекуперативному гальмуванні; 1 – сила від пружного вигину рейки; 2 – гальмівна сила; 3 – температурна сила

Як видно з рис 2.30 поздовжня уганяюча сила від пружного вигину рейки має не значний вплив на формування величини сумарної поздовжньої сили та в процентному співвідношенні при безпідкладковій конструкції колії знаходиться в межах 5–9%.

Поздовжні гальмівні сили в більшій мірі впливають на формування величини сумарної поздовжньої сили угону та залежать від маси рухомого екіпажу і швидкості руху (табл. 2.7–2.18). Процентне співвідношення гальмівної сили від сумарної поздовжньої сили угону залежить від режиму ведення поїзда (рис. 2.30) та досягає найбільшого співвідношення – 48 %, при рекуперативному гальмуванні. На величину поздовжньої гальмівної сили при рекуперативному гальмуванні в значній мірі впливає поздовжній ухил праси. При русі вантажного поїзда із швидкостями 110 км/год, 90 км/год та масою 4500 т на спуск з крутим ухилом при застосуванні рекуперативного гальмування втрачається поздовжня стійкість рейкової колії (табл. 2.7 – 2.10), як при підкладковій так і при безпідкладковій конструкції колії з епюрами укладання шпал 1840 шт/км, 1680 шт/км. На рис. 2.31 приводиться графік залежності сумарної поздовжньої уганяючої сили при рекуперативному гальмуванні від ухилу траси.

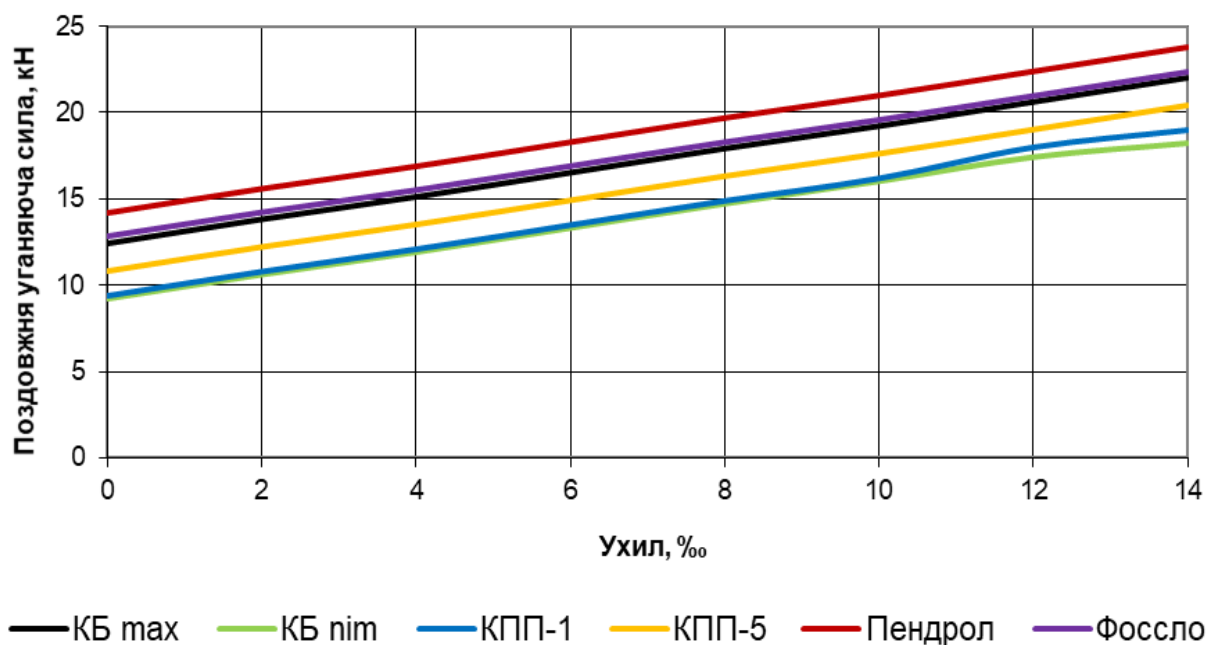


Рисунок 2.31 – Залежність сумарної поздовжньої уганяючої сили при рекуперативному гальмуванні

Як видно з графіка поздовжня стійкість колії буде втрачена при русі вантажного поїзда масою 4500 т з швидкістю 90 км/год на спуск з ухилом 10 ‰ при кожній з розглянутих конструкцій рейкових скріплень.

Найбільший вплив на формування величини сумарної поздовжньої уганяючої сили впливає поздовжня температурна сила (рис. 2.30), яка являється функцією від величини інтервалу зміни температури рейки відносно температури закріплення та поздовжньої жорсткості вузла рейкового скріплення $D_t = f(\Delta t, C_{\text{ог}})$.

На основі отриманих результатів розрахунків поздовжньої стійкості можна зробити аналіз роботи підкладкової та безпідкладкової конструкції колії з епюрами укладання шпал 1840 шт/км і 1680 шт/км (табл. 2.7 – 2.18) за наступними показниками: зміна забезпеченості поздовжньої стійкості колії та рейко-шпальної решітки при зміні конструкції колії з підкладкової на безпідкладкову; зміни величини погонного опору рейкової нитки по підшві рейки Δr при зміні конструкції колії та епюри шпал; зміни діючих поздовжніх сил угону при різних режимах гальмування: службовому $\Delta P_{\text{угону сл.}}$, екстремому $\Delta P_{\text{угону ек.}}$, рекуперативному $\Delta P_{\text{угону рек.}}$.

Аналіз порівняння вказаних характеристик дозволяє зробити наступні висновки:

- поздовжня стійкість рейкової колії при безпідкладковій конструкції колії при русі вантажного поїзда масою 4500 т із швидкістю руху 90 км/год та різних режимах гальмування на цілому на 5% має більшу забезпеченість (табл. 2.19) порівняно з підкладковою конструкцією колії;

- величина погонного опору рейкових ниток при зміні епюри шпал з 1840 шт/км до 1680 шт/км зменшується при усіх видах скріплень приблизно на 8–9%;

- сумарні діючі поздовжні сили угону рейкових ниток (температурні від вигину і гальмування) при службовому та екстремому гальмуванні пасажирських і вантажних поїздів вантажного поїзда масою 2500–4500 т не перевищують сил погонного опору, що забезпечуються скріпленнями при всіх конструкціях колії,

які розглянуті в розрахунках. Поздовжня стійкість рейкової колії може бути втрачена при підкладковій конструкції рейкової колії з скріплення КБ з середнім зусиллям затискання клем та безпідкладковій конструкції колії з скріпленням КПП-1 при русі пасажирського поїзда масою 1600 т із швидкістю руху 160 км/год при екстремому гальмуванні (табл. 2.15–2.16);

Таблиця 2.19 – Процентна забезпеченість поздовжньої стійкості рейкової колії

Умови стійкості	Режими гальмування	Підкладкова конструкція колії		Безпідкладкова конструкція колії			
		Рейкові скріплення					
		КБ max	КБ min	КПП-1	КПП-5	Пендрол	Фоссло
Епюра шпал 1840 шт/км							
Процентна забезпеченість поздовжньої стійкості рейкової колії, %	службове	131	127	128,4	129	131	130
	екстремне	122	115	116,3	119	124	121
	рекуперативне	91	72,1	75,18	83,4	96,3	90,6
Процентна забезпеченість поздовжньої стійкості рейкошпальної решітки, %	службове	149	162	161	156	143	148
	екстремне	143	155	154,5	149	136	142
	рекуперативне	121	133	132,1	127	114	119
Епюра шпал 1680 шт/км							
Процентна забезпеченість поздовжньої стійкості рейкової колії, %	службове	129	126	128	129	130	128
	екстремне	120	113	115	117	122	119
	рекуперативне	86	66,4	70	79	92,4	85,8
Процентна забезпеченість поздовжньої стійкості рейкошпальної решітки, %	службове	148	161	160	154	141	146
	екстремне	140	153	152	147	134	139
	рекуперативне	116	128	128	122	109	114

- виникаюча пружна поздовжня реакція кожної опори при підкладковій та безпідкладковій конструкції рейкової колії при експлуатації вантажного та пасажирського поїзда для всіх розглянутих конструкцій рейкової скріплень з

епюрами укладки шпал 1840 шп/км і 1680 шп/км значно менша допустимого опору переміщення шпали вздовж колії (табл. 2.7–2.18);

- найгірші умови для рейкових ниток по діючим поздовжнім силам угону створюються в екстремальних умовах при сумісній дії вигину рейок від колісного навантаження, температурних сил і рекуперативного гальмування;

- проміжне рейкове скріплення типу КПП-1 не в достатній мірі забезпечує поздовжню стійкість колії в тих місцях, де поряд із пружними та температурними силами діють гальмівні сили при екстреному та рекуперативному гальмуванні великовагових вантажних поїздів чи пасажирських поїздів від швидкості 160 км/год;

- значний вплив на величину розподіленої гальмівної сили має поздовжній ухил колії на якому проводиться гальмування. Так при гальмуванні вантажного поїзда вагою 4500 т на ухилі 10 ‰ поздовжня стійкість рейкових ниток буде втрачена при кожній з розглядуваних конструкції рейкових скріплень;

- скріплення типу КБ при середній величині затягування клемних болтів не забезпечує в достатній мірі поздовжню стійкість рейкових плітей від сумісної дії поздовжніх температурних, гальмівних та пружних сил при впливі екстреного та рекуперативного гальмуванні вантажного поїзда масою 4500 т;

- вагомий вплив загальну уганяючу силу являє поздовжня розподілена гальмівна сила поїзда тому наявність угону колії перш за все буде прослідковуватися на гальмівних ділянках;

- найкращі показники поздовжньої стійкості колії забезпечуються при застосуванні пружних рейкових скріплень Pandrol та Vossloh де при силі притискання однієї клеми в межах 13–14 кН застосовуються підрейкові прокладки з досить великим коефіцієнтом тертя по підшві рейки;

- поздовжня стійкість рейко-шпальної решітки забезпечується в повній мірі при експлуатації вантажного та пасажирського поїзда при всіх розглянутих конструкціях рейкової колії з епюрами укладки шпал 1840 шп/км і 1680 шп/км.

2.6. Стабільність ширини рейкової колії при підкладковій та безпідкладковій конструкціях рейкового скріплення

Конструкція залізничної колії не зважаючи на свою простоту будови відноситься до складної конструкції, яка знаходиться під впливом різноманітних природних факторів та складної динамічної взаємодії з рухомим екіпажем. Вона являє собою не чисто пружну, а пружнов'язку та пружнодисепативну конструкцію. Внутрішня в'язкість матеріалів верхньої будови колії та сили в'язкого опору в земляному полотні, баластному шарі служать джерелом розсіювання енергії, а значить і першоджерелом накопичення залишкових деформацій [113].

Інтенсивність накопичення залишкових деформацій рейкової колії залежить від багатьох факторів, зокрема: величини зазору між гребнями коліс та робочою гранню рейки, вантажонапруженості ділянки, навантажень на вісь, швидкості руху поїздів, жорсткості рейкових ниток та інш. На інтенсивність зміни ширини рейкової колії та можливості угону рейкових плітей суттєво впливає конструкція рейкових скріплень.

Для оцінки роботи рейкових скріплень підкладкової та безпідкладкової конструкції в умовах змішаного руху (поєднання пасажирських і вантажних перевезень) були проведені експериментальні дослідження в експлуатаційних умовах. На основі проведених експериментальних досліджень встановлені закономірності між конструкцією рейкового скріплення, інтенсивністю накопичення залишкових деформацій за шириною рейкової колії та експлуатаційними умовами.

З поступовим переходом залізничної колії на залізобетонну підрейкову основу (збільшення ваги верхньої будови колії та її просторової жорсткості), збільшення ваги не підресорених мас екіпажу та недостатня пружністю ресорного підвішування призводить до збільшення вібраційних характеристик впливу рухомого екіпажу на колію, що викликає досить специфічний спектр накопичення залишкових деформацій та ускладнення роботи вузла проміжного рейкового скріплення та може в кінцевому результаті спричинити таке явище, як схід рухомого складу. До 1996–1997 рр. на українських залізницях на головних коліях на

залізобетонних шпалах застосовувалися тільки підкладкові рейкові скріплення типу КБ з жорсткою клемою і 2-витковими пружними шайбами. Безпідкладкові скріплення старих конструкцій типів ЖБ і ЖБР для залізобетонних шпал застосовувались дуже рідко і лише на коліях з малою інтенсивністю руху. Більш широке застосування зазнали безпідкладкові скріплення з появою пружних пруткових клем після 1996–1997 рр. Впровадження таких скріплень на Україні почалось із застосуванням польських пружних скріплень типу СБ-3. Після 2000 р. на вітчизняних залізницях почали широко застосовуватися безпідкладкові скріплення типу КПП.

Впровадження сучасних безпідкладкових конструкцій рейкових скріплень з пружними клемами на залізобетонних шпалах, які не поступаються підкладковим конструкціям, є об'єктивною необхідністю, обґрунтованою насамперед економічною недоцільністю застосування типової підкладкової конструкції скріплення типу КБ на швидкісних ділянках та на ділянках з помірною вантажонапруженістю. Але, разом з тим впровадження на таких ділянках залізничної колії безпідкладкових пружних конструкцій рейкових скріплень, які є малометалоємними та малообслуговуваними, вимагає необхідного наукового обґрунтування стосовно ефективності її роботи при сучасних та перспективних умовах експлуатації на залізницях України.

Надійність всієї залізничної колії багато в чому залежить від надійного зв'язку рейки з основою, яка в подальшому визначає безпеку руху поїздів. Порушення надійного зв'язку рейки з основою приводить до порушення ширини колії та угону рейкових ниток.

Зміна ширини рейкової колії в процесі експлуатації викликана на самперед дією бокових сил, які виникають при взаємодії колеса і рейкової нитки. Навіть на ідеально рівних прямих ділянках залізничної колії при коченні колісних пар по рейках виникають їх поперечні переміщення тобто має місце звивистий рух колісної пари та екіпажу в цілому.

Залишкові деформації рейкової колії можуть накопичуватися досить тривалий час, інтенсивно чи проявлятися миттєво у вигляді значних відхилень від

проектних положень. Паралельно із цим процесом відбувається процес накопичення пошкоджень в матеріалі елементів верхньої будови колії, що приводить до втоми матеріалу та його руйнування. В багатьох випадках такі відхилення можна прогнозувати.

Значний вплив на рівень динамічних сил, а отже і на швидкість накопичення залишкових деформацій і пошкоджень в елементах конструкції мають умови контактної взаємодії колії і рухомого складу.

На сьогоднішній день, при визначенні впливу різних експлуатаційних факторів на характер накопичення пошкоджень найбільш широко використовуються методи математичного моделювання, що пов'язано із неможливістю фіксувати пошкодженість матеріалу конструкції за усім її перерізом.

В свою чергу при визначенні впливу різних експлуатаційних факторів на характер роботи та накопичення залишкових деформацій геометрії елементів залізничної колії більш доцільно використовувати дані отримані в результаті експлуатаційних або лабораторних досліджень, що пов'язано із складністю будови колії [114]. Хоча із розвитком методів комп'ютерного моделювання з'являються дослідження пов'язані із даною проблематикою зокрема за допомогою методу скінченних елементів [115].

Без інформації про відмови неможливо визначити показники надійності, виявити недоліки в конструкції колії та її утриманні, встановити вплив на надійність умов експлуатації та на цьому підґрунті вжити заходів щодо подальшого підвищення надійності колії. Оскільки найбільш об'єктивні відомості про надійність елемента чи конструкції в цілому можна отримати на основі використання статистичних даних про відмови, що отримані в процесі експлуатації, для проведення досліджень були застосовані методи статистичного аналізу.

У більшості випадків неможливо отримати відомості про всі елементи, що утворюють генеральну сукупність – сукупність значень ознак усіх об'єктів даного типу (N_g), тому використовують випадкову вибірку N_o , тобто частину генеральної сукупності, що складається з елементів, які обрані випадковим чином з усіх однотипних елементів, що лежать у колії даної мережі, залізниці. Чим

більше $N_g \rightarrow N_o$, тим більш обґрунтоване судження можна зробити на основі вибірки стосовно генеральної сукупності. Вибірка дає найповнішу інформацію про генеральну сукупність тільки в тому випадку, коли результати обстежень, що утворюють вибірку, є незалежними. Вибірка обов'язково повинна бути репрезентативною, тобто такою, у якій усі основні ознаки генеральної сукупності, з якої отримана дана вибірка, представлені приблизно в тій самій пропорції або з тією самою частотою з якою дана ознака трапляється в цій генеральній сукупності.

Надійність забезпечення параметрів рейкової колії (ширини, підуклонки, положення рейок в плані, профілі та за рівнем) в більшості випадків забезпечується надійністю роботи рейкових скріплень. Інтенсивність розладів зв'язку рейки з основою залежить від характеру взаємодії елементів рейко-шпальної решітки між собою та з баластним шаром при дії рухомого навантаження.

Принциповою основою ведення колійного господарства є не усунення відмов, а їх попередження, тобто виконання профілактичних робіт в установлені строки. Виходячи із цього основним показником надійності системи зв'язку рейок з основою буде являтися ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$, тобто ймовірність того, що в заданому інтервалі часу $t \leq T$ (чи в межах напрацювання в млн. т бруто вантажу) не виникає відмов системи. Значення $P(t)$ може знаходитись в межах $0 \leq P(t) \leq 1$.

Ймовірність безвідривної роботи $P(t)$ і ймовірність відмов $F(t)$ утворюють повну площину подій:

$$P(t) + F(t) = 1 \quad (2.56)$$

Для значення T можна для кожного об'єкта забезпечити потрібну ймовірність $P(t)$ так як параметри пов'язані між собою функціональною залежністю:

$$P(t) = \int_{t=T}^{\infty} f(t) dt, \quad (2.57)$$

де $f(t)$ – щільність ймовірності для строку служби (напрацювання) об'єкта по даному вихідному параметру.

Функції розподілу – інтегральна $F(t)$ і щільність $f(t)$ – повністю характеризують випадкову величину. Для рішення багатьох задач достатньо знати значення тільки декілька моментів випадкових величин.

Для встановлення закономірності між конструкцією рейкового скріплення, інтенсивністю накопичення залишкових деформацій за шириною рейкової колії та експлуатаційними умовами були проведені експериментальні дослідження безпосередньо в колії при підкладковій конструкції рейкового скріплення КБ та безпідкладкової конструкції рейкового скріплення КПП. Експлуатаційні та конструктивні характеристики вибраних ділянок залізничної колії наведено в табл. 2.20.

Таблиця 2.20 – Експлуатаційні та конструктивні характеристики ділянок залізничної колії на яких проводились експериментальні дослідження

№	Розташування ділянки	Встановлена швидкість руху (пасажирські/вантажні), км/год	Серія локомотива	План колії	Тип скріплення	Еюра укладання шпал шт/км	Вантажонапруженість/пропущений тоннаж (млн. т км бр./км за рік)/(млн. т бр./км)
1	Фастів–Козятин 1008КМ	100/70	ЧС 4 ВЛ 80	пряма	КПП	1840	62,6/61,8
2	Фастів–Козятин 1008КМ	100/70	ЧС 4 ВЛ 80	пряма	КБ-65	1840	62,6/61,8

Експлуатаційні дослідження впливу конструкції проміжного рейкового скріплення на роботу колії в цілому базувалися на аналізі результатів перевірки колії колієвимірвальними вагонами за рік експлуатації.

Оскільки показники надійності роботи вузла рейкового скріплення із забезпечення стабільності ширини колії є випадковими величинами, то їх математичні моделі повинні показати, як розподіляються ці показники залежно від

пропущеного тоннажу. Такими моделями є закони розподілу випадкових величин. Законом розподілу випадкової величини називають будь-яке співвідношення, що встановлює зв'язок між можливими значеннями випадкової величини та відповідними їм імовірностями. Повною характеристикою надійності об'єктів з безперервним характером роботи служить закон розподілу часу безвідмовної роботи.

Як теоретичні закони розподілу напрацювання до відмови можуть бути використані різні безперервні розподіли, що застосовуються в теорії ймовірності.

Відхилення ширини рейкової колії від проектного положення можна описати нормальним розподілом (розподілом Гауса) тобто випадкова величина (відхилення) має щільність ймовірності наступного виду:

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot \sigma}} e^{-(x-a)^2 / (2 \cdot \sigma^2)} . \quad (2.58)$$

Цей закон застосовують у випадках, коли відбуваються процеси, за яких відмови виникають внаслідок впливу декількох рівноправних чинників. На рис. 2.32 наведений нормальний закон розподілу відхилень ширини рейкової колії при безпідкладковій конструкції рейкового скріплення КПП.

Основні параметри, які характеризують нормальний закон розподілу ймовірностей: математичне сподівання, мода, дисперсія та середнє квадратичне відхилення формули (2.59–2.62).

$$M(X) = \int_a^b x \cdot f(x) dx \quad (2.59)$$

$$f(Mo) = \max \quad (2.60)$$

$$D(X) = \int_a^b (x - M(X))^2 \cdot f(x) dx \quad (2.61)$$

$$\sigma(X) = \sqrt{D(X)} \quad (2.62)$$

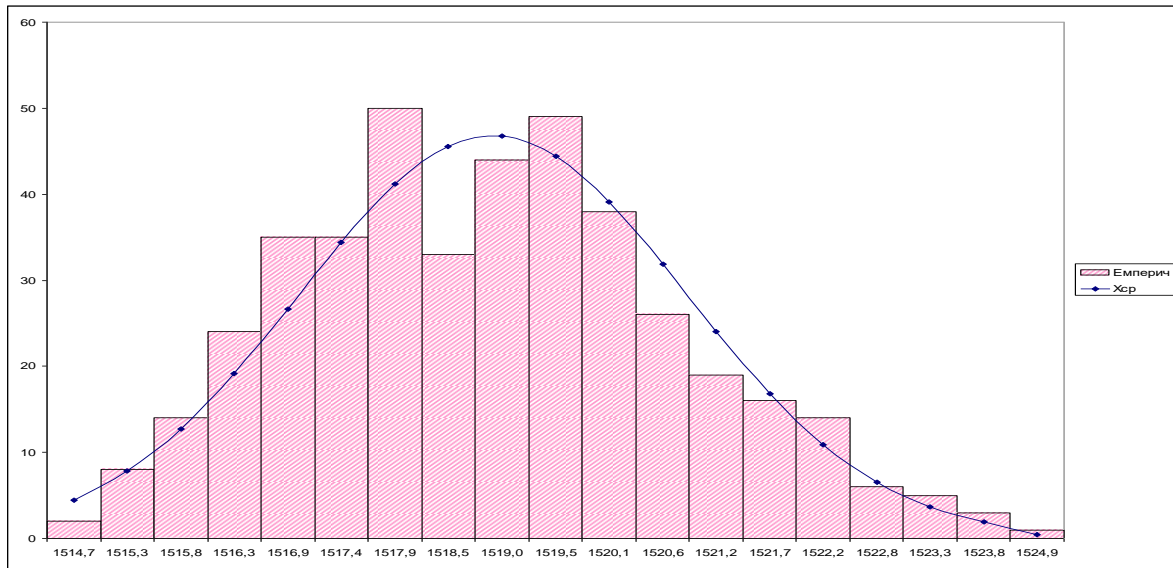


Рисунок 2.32 – Нормальний закон розподілу відхилень ширини рейкової колії при скріпленні КПП

З проведених експериментальних досліджень отримані наступні залежності зміни ширини колії в процесі експлуатації при підкладковій та безпідкладковій конструкції рейкового скріплення (рис. 2.33, 2.34).

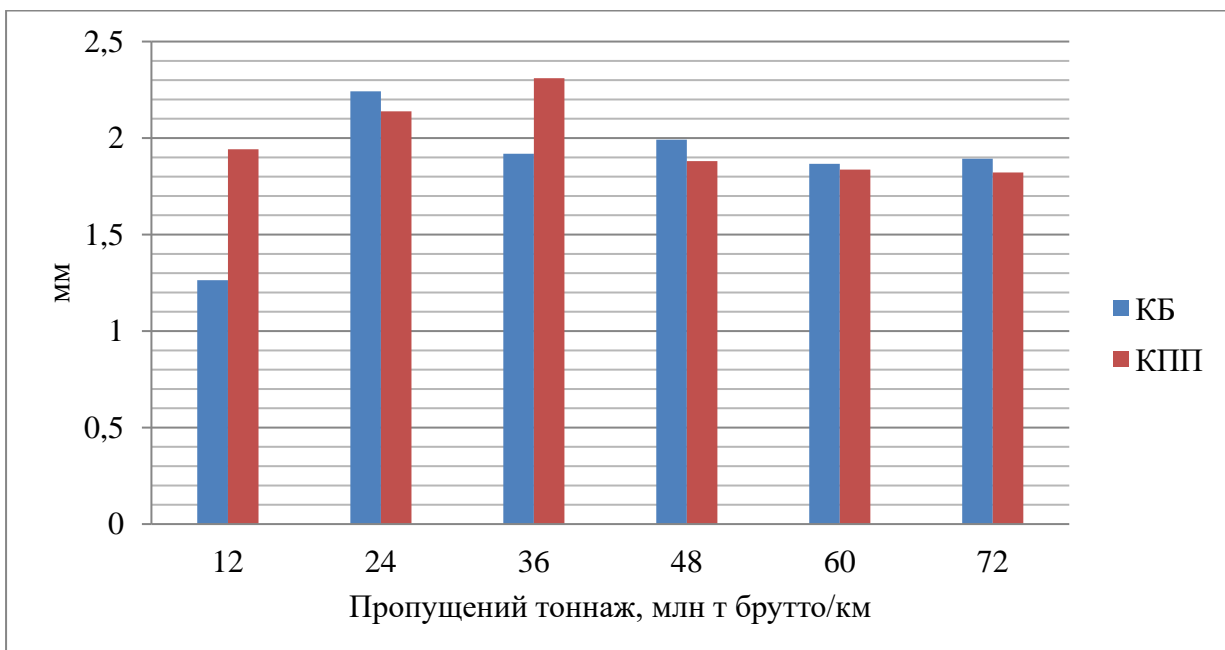


Рисунок 2.33 – Середнє квадратичне відхилення ширини колії

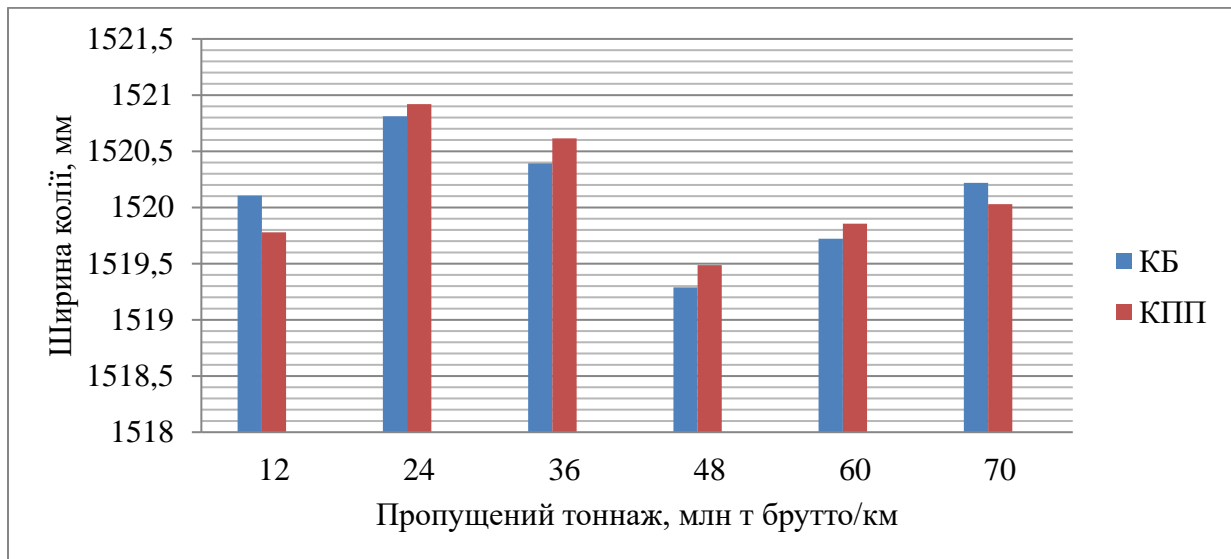


Рисунок 2.34 – Математичне очікування розподілу ймовірностей ширини колії

За результатами проведених експертних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Інтенсивність розладнання ширини рейкової колії в значній мірі залежить від конструкції проміжного рейкового скріплення та міцності його конструктивних елементів.

2. Із результатів експлуатаційних досліджень виходить, що найбільша стабільність ширини рейкової колії забезпечується на ділянках з експлуатацією проміжного рейкового скріплення КПП, де інтенсивність зміни ширини рейкової колії складає 0,13 та 0,14 мм на 1 млн. т бруто пропущеного вантажу.

3. Найбільша інтенсивність зміни ширини рейкової колії проглядалась на ділянках експлуатації скріплення типу КБ.

4. З проведених досліджень видно, що при безпідкладковому скріпленні КПП геометричні відхилення параметрів рейкової колії мають меншу амплітуду порівняно із скріпленням КБ при вантажонапруженості до 60 млн т бруто км/км на рік. Тому при таких умовах експлуатації найбільш раціонально застосовувати безпідкладкову конструкцію скріплення типу КПП.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛ КОНТАКТНОЇ ФРИКЦІЙНОЇ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІСНИХ ПАР РУХОМОГО СКЛАДУ І КОЛІЇ

3.1. Вертикальні сили між колесом і рейкою

Мінімальна вертикальна сила між колесом і рейкою необхідна для створення направляючих сил, описаних вище. Недотримання достатнього вертикального навантаження на колесо може призвести до сходження з рейок. Схід з рейок є першим і найбільш катастрофічним ознакою неадекватної взаємодії транспортного засобу з колією. Мінімальні значення вертикального навантаження, як правило, наводяться в результатах досліджень Європейського інституту залізничних досліджень.

Максимально допустиме співвідношення між бічними та вертикальними зусиллями одного колеса (відоме як співвідношення сил Y/Q) використовується як міра схильності до сходження з рейок. Це співвідношення було запропоновано Надалем (*Nadal*) [65]. Уточнення критерію Надаля було запропоновано Вайнстоком (*Weinstock*) [66], Ткаченком [67].

3.2. Сили зчеплення в контактах коліс і рейок

Сили, що діють в контактах коліс із рейками в горизонтальній площині мають складну структуру.

3.2.1. Сили зчеплення

Найефективнішим засобом спрямування колісних пар рейковою колією могли б бути повздовжні сили зчеплення в колісно-рейкових контактах. Зусилля зчеплення, або сили Крипа (*Creep*) – це сили, які виникають внаслідок кочення колісної пари з конусними поверхнями кочення коліс по колії. За цих умов повзучість виникає в результаті комбінації адгезії та мікроковзання в контактній рейки

і колеса. Одна із останніх публікацій щодо моделювання контактних сил – [81]. Сили кріпа виникають лише тоді, коли колісна пара відхиляється від стану чистого кочення, що визначається її кінематичним рухом, і в контактах з'являються повздовжні проковзування.

3.2.2. Роль гребневих реакцій у процесі спрямування колісних пар і деградації колії

Коли спрямування колісної пари неможливо досягти за допомогою контактних сил зчеплення, відбувається контакт з гребнем, і бокові гребеневі зусилля утримують колісну пару від сходження з рейок.

У дослідженні [82] проведено аналіз основних типів сходження з рейок залізничних рейкових екіпажів. Три з них пов'язані з характеристиками рейкової колії, а два – з формою профілю колеса і рейки. Доведено, що кут нахилу гребня колеса є основним геометричним параметром, який впливає на ймовірність сходження з рейок. В [83] наводиться статистика і аналізуються причини масштабних аварій на залізниці. Підкреслюється важливість досліджень гребеневого контакту, як основного фактору безпеки. В роботі [84] 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 [85] аналізуються особливості контакту з колеса з рейкою:

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

Існує загальна думка, що небезпечний кут гребня залізничного колеса є головною причиною деградації колії у горизонтальній площині. Автори публікації [86] оцінюють вплив коефіцієнта тертя в контакті гребня з рейкою на ці явища.

Гребневий контакт часто має місце у поєднанні із кутом атаки, тобто при наявності бічної сили зчеплення. Далі розглянуто картину силової взаємодії колісної пари з рейками при гребневому контактуванні одного з коліс. Моделюється рух колісної пари в положенні перекосу в рейкової колії з кутом набігання ψ . На рис. 3.1 показано плани швидкостей (сині вектори) і сили (червоні вектори) в контактах колісної пари з рейками.

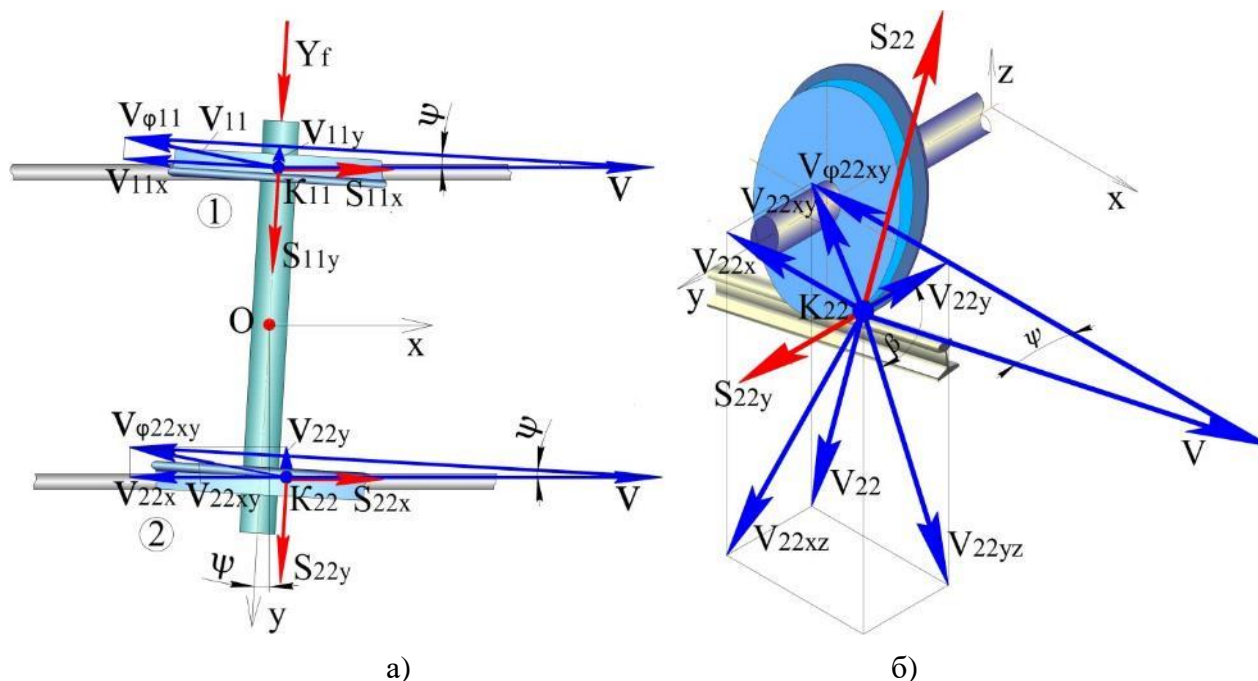


Рисунок 3.1 – Схема векторів швидкостей (синій колір) і сил (червоний колір) в контактах колісної пари з рейками: а) – проєкції швидкостей і сил в контактах колісної пари з рейками на горизонтальну площину Oxy ; б) – просторова картина швидкостей і сил в гребневому контакті колеса, що набігає [50]

Колесо що набігає (2) має двох-точковий контакт з рейкою в точках K_{21} (основний контакт) і K_{22} (гребневий 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.

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 обертанням 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:

$$\bar{V}_{11} = \bar{V} + \bar{V}_{\phi 11}; \quad \bar{V}_{22xy} = \bar{V} + \bar{V}_{\phi 22xy}. \quad (3.1)$$

$$\bar{V}_{22} = \bar{V}_{22xy} + \bar{V}_{22xz} + \bar{V}_{22yz}. \quad (3.2)$$

На рис. 3.2 показана схема контактних сил в гребневому контакті в проекціях на поздовжню вертикальну площину Oxz і поперечну вертикальну площину Oyz . На рис. 3.2 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} ;

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 гребеневому контактах;
 P_2 – вертикальне навантаження в гребеневому контакті K_{22} .

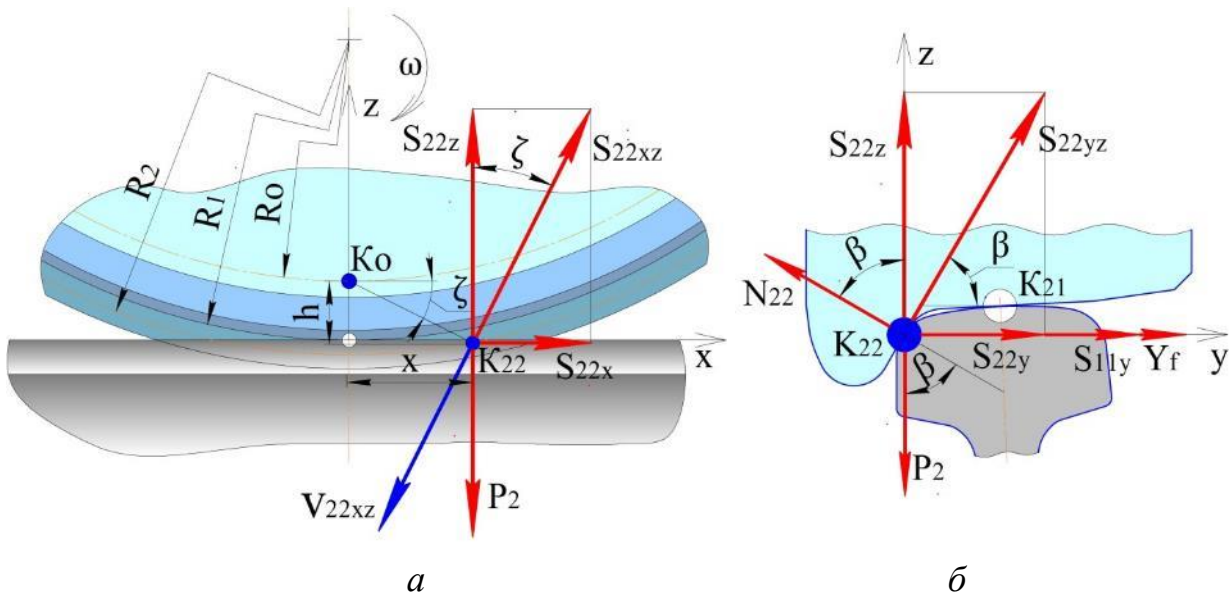


Рисунок 3.2 – Схема проєкцій сил в гребеневому контакті: а – проєкції на повздовжню вертикальну площину Oxz ; б – проєкції на поперечну вертикальну площину Oyz

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

$$Y = Y_f + S_{11y} + S_{22y} \quad (3.3)$$

Фрикційні контактні сили S_{11y}, S_{22y} в контактах K_{11}, K_{22} в теорії управління колісних машин називають силами відведення. Сили відведення S_{11y}, S_{22y} є силами тертя і спрямовані протилежно відповідним векторам швидкостей ковзання 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 $\zeta = 0$.

$$S_{11y} = P_1 \cdot \mu; \quad S_{22y} = N_{22} \cdot \mu \cdot \cos\beta, \quad (3.4)$$

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

μ – коефіцієнт тертя ковзання в контактах коліс з рейками.

Тоді

$$Y = \mu(P_1 + N_{22} \cdot \cos\beta) + Y_f. \quad (3.5)$$

Рівняння рівноваги контактних сил представлені в вигляді суми проєкцій на осі Oy і Oz (рис. 3.2 б):

$$\begin{cases} \sum F_y = 0: & \begin{cases} Y - N_{22} \cdot \sin\beta = 0; \\ N_{22} \cdot \mu \cdot \sin\beta + N_{22} \cdot \cos\beta - P_2 = 0. \end{cases} \end{cases} \quad (3.6)$$

З другого рівняння (3.4)

$$N_{22} = \frac{P_2}{\mu \cdot \sin\beta + \cos\beta}. \quad (3.7)$$

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 (3.4) отримаємо:

$$\mu \cdot P \cdot \left(1 + \frac{\cos\beta}{\mu \cdot \sin\beta + \cos\beta}\right) + Y_f - P \frac{\sin\beta}{\mu \cdot \sin\beta + \cos\beta} = 0. \quad (3.8)$$

Вертикальні сили в контактах коліс із рейками, сили зчеплення та гребеневі сили (реакції) відіграють найсуттєвішу роль у процесах деградації рейкової колії.

Інші сили, такі як обертове зчеплення (спін) і гравітаційні сили, дійсно діють на рейки, але найчастіше мають незначний вплив на процеси розладу колії, ніж описані вище. Наприклад, спинна сила зчеплення виникає, коли різні частини контакту котяться на різних радіусах відносно осі. Таким чином, обертальна «очищувальна» дія відбувається при великих кутах контакту. Це було пов'язано, разом з високими контактними напруженнями, з формуванням головок. Вважається, що пара, пов'язана з обертанням, має мінімальний вплив на зусилля рейки в контактах коліс із рейками.

4. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОГО ВПИСУВАННЯ РУХОМОГО СКЛАДУ РІЗНИХ ТИПІВ У КРИВІ ДІЛЯНКИ КОЛІЇ

У даному розділі побудовано математичну модель руху візка вантажного вагона в кривій ділянці колії. Модель призначена для дослідження впливу геометричних параметрів установки колісних пар у візках на показники горизонтальної динаміки екіпажу та зносу поверхонь кочення коліс, зокрема – підрізу гребнів.

Дослідження виконано на прикладі вписування в криву візка 18-7055 напіввагону моделі 12-7023 виробництва Крюківського вагонобудівного заводу (рис.4.1) [87].

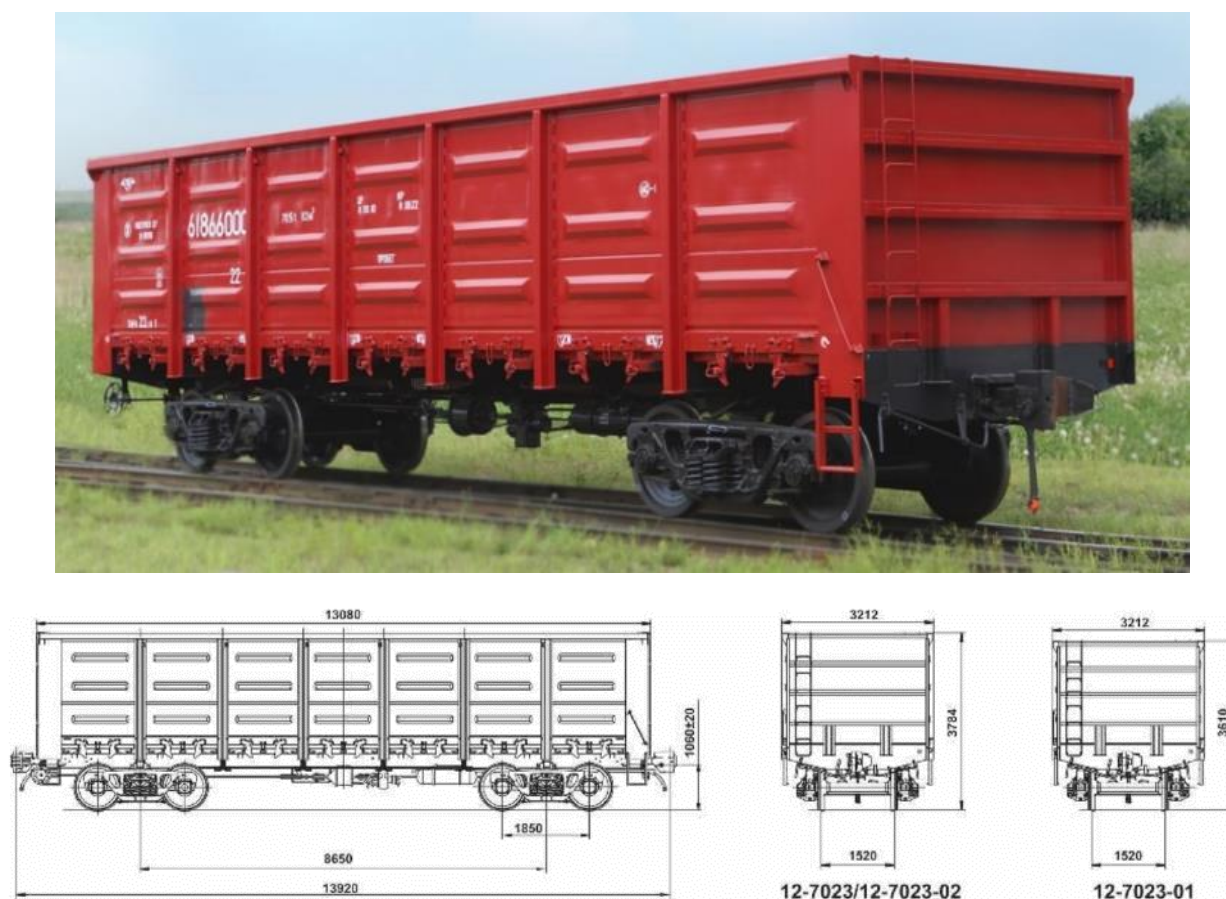


Рисунок 4.1 – Напіввагон моделі 12-7023 (12-7023-01 и 12-7023-02)²

² Рисунок запозичено із джерела <http://www.kvsz.com/index.php/ua/golovna/pro-virobnitstvo/tekhnichni-mozhlivosti>

Універсальний чотиривісний, суцільнометалевий вагон зі зварним кузовом збільшеного об'єму, виготовлений зі сталі підвищеної міцності – 10ХСНД, 10ХНДП, 12Г2Ф, 12Г2ФД. Призначений для перевезення штучних, сипких в тому числі дрібношматкових і пакетованих вантажів, які не потребують захисту від атмосферних опадів по мережі залізниць з шириною колії 1520 мм з можливістю розвантаження через розвантажувальні люки розміщені в підлозі вагона або на вагоноперекидачі. Відкритий зверху кузов має чотирнадцять розвантажувальних люків, кришки яких утворюють підлогу. Розвантаження вагона може здійснюватися також вагоноперекидачем. Гальма – автоматичне пневматичне та стоянкове. Ходова частина – напіввагони 12-7023 – два двовісних візки мод. 18-7055 тип 2 ГОСТ 9246 (рис. 4.2).

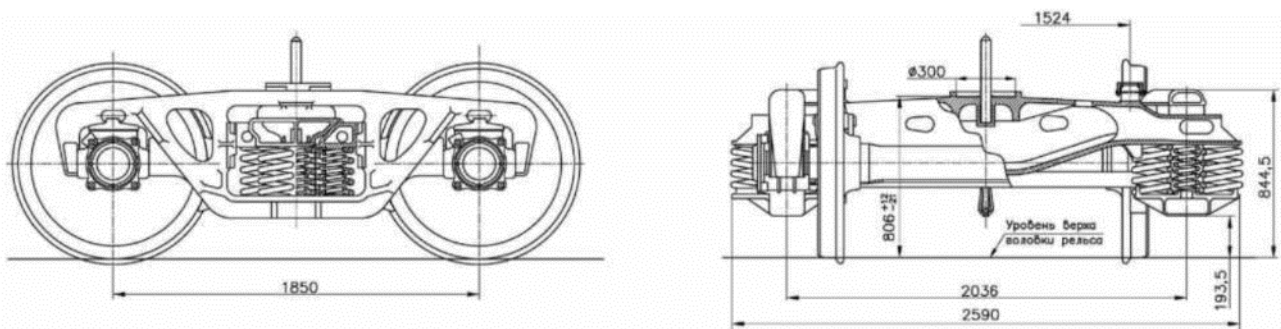
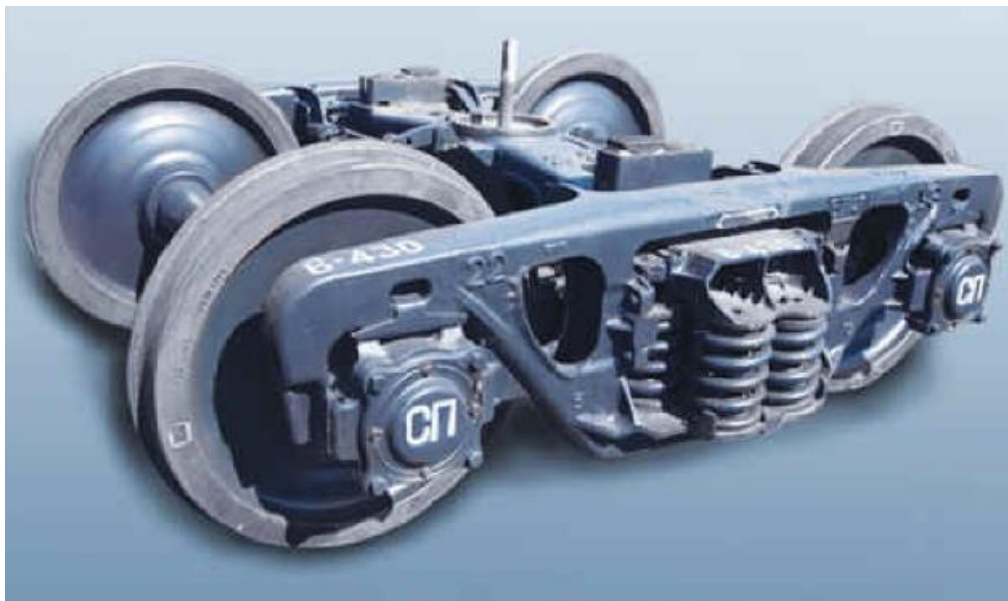


Рисунок 4.2 – Вантажний візок моделі 18-7055³

³ Рисунок запозичено із джерела: <http://www.kvsz.com/index.php/ua/golovna/pro-virobnitstvo/tekhnichni-mozhливosti>.

Технічні характеристики:

- вантажопідйомність, не більше, т – 70,3;
- об'єм кузова, м³ – 90;
- маса тари, не більше, т – 23,7;
- статичне навантаження від колісної пари на рейки, кН (тс) – 230,5 (23,5);
- база вагона, мм – 8650;
- довжина вагона по осям автозчеплень, мм – 13920;
- габарит по ГОСТ 9238 – 1-ВМ;
- внутрішні розміри кузова, мм: 12 790 x 2 990 x 2 362;
- візок – 18-7055;
- міжремонтний пробіг, років (тис. км) – 500;
- конструкційна швидкість, км/год – 120.

4.1. Математична модель вписування екіпажу в криву ділянку колії

4.1.1. Розрахункова схема вписування екіпажу в криву ділянку колії

Класичний метод вписування екіпажів в криві ділянки колії використовує наступний прийом. Процес вписування представляється, як рух відрізка прямої довжиною, що дорівнює базі візка, між двома концентричними окружностями з відстанню між ними, що дорівнює сумарному зазору колісної пари в рейковій колії δ , тобто сумарному зазору між гребнями коліс і робочими гранями рейок. У нашому випадку база візка дорівнює сумі відстаней $C_1 + C_2$ (рис. 4.3).

На рис.4.3 показано схеми можливих установок екіпажу в кривій ділянці колії. Вид установки екіпажу в колії залежить від його конструкції, швидкості руху, параметрів колії, ступеню зносу гребнів і рейок, геометричних параметрів попередньої установки колісних пар в рамі візка і зовнішніх поперечних сил, що діють на екіпаж.

Зовнішніми силами, що визначають вид установки в кривій при вписуванні екіпажу, є відцентрова і доцентрова сили, пов'язані із швидкістю руху, радіусом

кривої і підвищенням зовнішньої рейки.

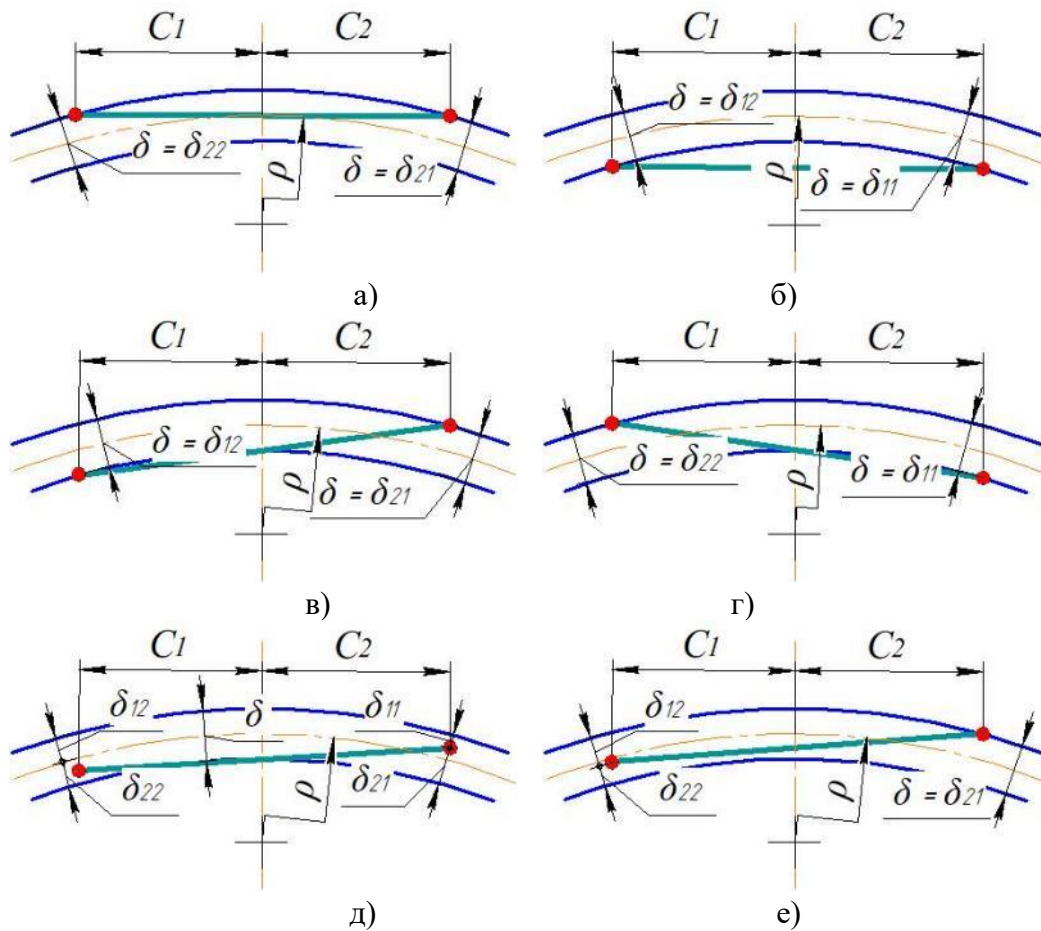


Рисунок 4.3 – Схеми можливих установок екіпажу в кривій ділянці колії: а) – хордова по зовнішній рейці; б) – хордова по внутрішній рейці; в), г) – перехресні заклинені установки; д), е) – перехресні вільні установки

Моделюється усталений рух візка в круговій кривій під дією наступних зовнішніх сил:

- відцентрова сили інерції, що діє в центрі мас візка і спрямована радіально від центру кривої. Відцентрова сила залежить від швидкості руху і радіусу кривої;
- доцентрова сила, що діє в центрі мас візка і спрямована радіально до центру кривої. Доцентрова сила є складовою ваги при нахилі візка через підвищення зовнішньої рейки;
- складова скочування ваги візка, пов'язана із підвищенням зовнішньої рейки колії, що діє в центрі мас візка і спрямована радіально до

центру кривої;

- сили зчеплення в контактах коліс із рейками – повздовжні і поперечні складові;
- складові скочування нормальних реакцій в контактах коліс із рейками, пов'язані із конусністю поверхонь кочення коліс;
- сила опору руху та повертаючий момент, що діють на візок з боку кузова у шворневому вузлі від кузова;
- крутні моменти тягових двигунів колісних пар.

Рух візка розглядається, як псевдо-статичний процес із усталеними значеннями кінематичних параметрів та зовнішніх сил, що діють на візок.

На рис. 4.4 показано кінематична схема обертання візка в процесі руху в круговій кривій.

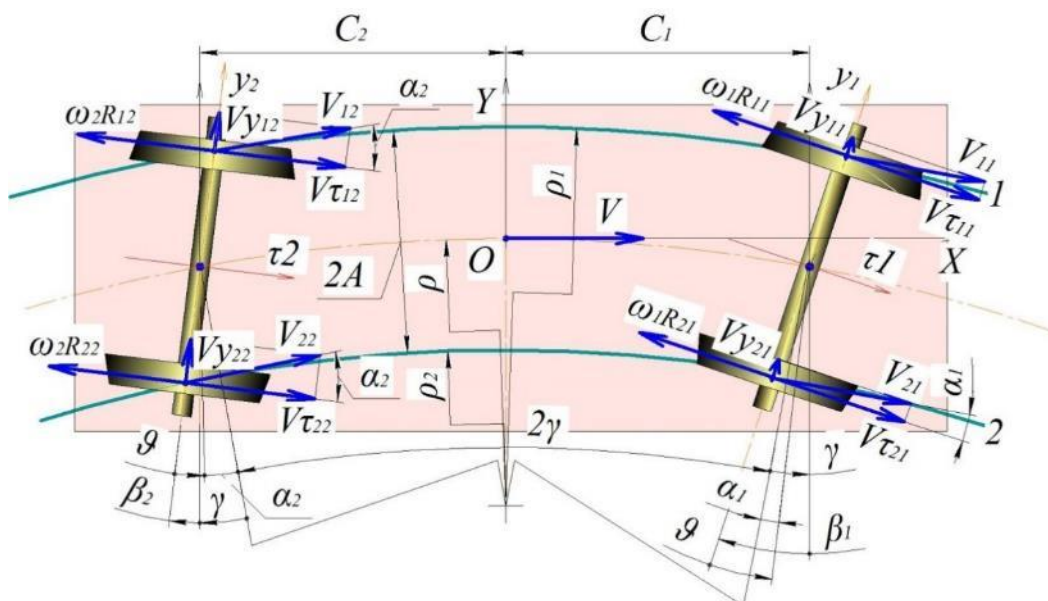


Рисунок 4.4 – Кінематична схема векторів швидкостей у точках контактів коліс із рейками при русі візка в круговій кривій

Нижче наведено позначення та розрахунок деяких кінематичних параметрів руху. Літера i в індексах величин означає номер колеса, а j – номер колісної пари.

$V_{i(i=1,2)}$ – окружні швидкості, пов'язані із обертанням центрів коліс в горизонтальній площині відносно центру кривої:

$$V_{ij} = V \cdot \frac{\rho_i}{\rho}; \quad (4.1)$$

V – швидкість руху локомотива в круговій кривій;

ρ, ρ_i – радіуси, відповідно осі колії та рейок: зовнішньої ($i = 1$) і внутрішньої ($i = 2$);

$$\rho_1 = \rho + A; \quad \rho_2 = \rho - A; \quad (4.2)$$

$2A$ – ефективна ширина колії, величина якої приблизно дорівнює відстані між точками контактів коліс колісної пари, приймається такою, що дорівнює 1560 мм.

Складові швидкостей $\bar{V}_{ij(i=1,2; j=1,2)}$ – проекції на осі $\tau_j - y_j$ відповідних колісних пар:

$$\bar{V}_{ij} = \bar{V}y_{ij} + \bar{V}\tau_{ij}; \quad (4.3)$$

$$V\tau_{ij} = V_{ij} \cdot \cos\alpha_j; \quad (4.4)$$

$$Vy_{ij} = V_{ij} \cdot \sin\alpha_j, \quad (4.5)$$

де $\alpha_j(j=1,2)$ – кути набігання (кути атаки) відповідних колісних пар на рейки;

$$\alpha_1 = -\gamma + \beta_1 - \vartheta \quad (4.6)$$

$$\alpha_2 = \gamma + \beta_2 - \vartheta$$

де γ – кут радіальної установки колісних пар;

$$\gamma = \frac{C_1 + C_2}{\rho}, \quad (4.7)$$

C_1, C_2 – відстані від відповідних осей колісних пар до осі шворня;

β_1, β_2 – кути відхилення установки відповідних колісних пар від нормального (паралельного) положення в візку;

ϑ – кут перекосу візка, пов'язаний із поперечними переміщеннями колісних пар;

$$\vartheta = \frac{y_1 - y_2}{C_1 + C_2}, \quad (4.8)$$

y_1, y_2 – бокові переміщення колісних пар;

Позначення на рис. 4.4:

$\omega_j \cdot R_{ij}$ – окружні швидкості точок контактів на поверхнях кочення в площині обертання коліс:

ω_j – кутові швидкості обертання відповідних колісних пар відносно власних осей;

R_{ij} – радіуси кругів кочення коліс у точках контактів з рейками.

Радіуси R_{ij} є функціями поперечного положення відповідної колісної пари в рейковій колії $R_{ij}(y_j)$.

4.1.2. Профілі поверхонь кочення коліс і рейок

Як відомо, спрямування екіпажів рейкової колією здійснюється завдяки традиційній конструкції колісних пар і особливому профілю поверхонь кочення коліс, що включає основний ділянку (поверхня кочення), яка плавно перейшов в реборду, або гребінь. Незважаючи на велике різноманіття профілів коліс на залізницях світу, форма їх гребнів має багато спільного. При русі екіпажу по рейковій колії, залежно від поперечного положення колісних пар щодо поздовжньої осі колії, можуть мати місце три варіанти контактування коліс із рейками: одноточковий контакт по поверхні кочення (основний контакт) без гребеневого торкання, двоточковий контакт з одночасним оперттям по поверхні кочення і по гребню і одноточковий гребеневий контакт.

Одноточковий контакт по поверхні кочення характерний для режимів руху з малими швидкостями в прямих ділянках колії і кривих великого радіусу.

Двоточковий контакт може мати місце при русі в прямих ділянках колії і в кривих великого радіуса зі швидкостями вище критичних по стійкості руху, у вигляді ударного набігання коліс на рейки по чергово для правого і лівого коліс набігаючих колісних пар, а також при русі в кривих малого радіуса протягом тривалого часу. Тривалий двоточковий контакт може мати місце також при будь-яких режимах руху, як в кривих, так і в прямих ділянках колії при порушенні геометрії установки колісних пар в рамах візків і при великій різниці діаметрів коліс колісної пари. При двоточковому контакті, короткочасному або тривалому, в контактах має місце складний динамічний процес перерозподілу вертикальних, нормальних і дотичних навантажень і швидкостей ковзання. Чистий гребеневий контакт може мати місце тільки при відриві поверхні кочення колеса від рейки, тобто в разі сходу колеса з рейки, і є аварійним випадком взаємодії колеса з рейкою.

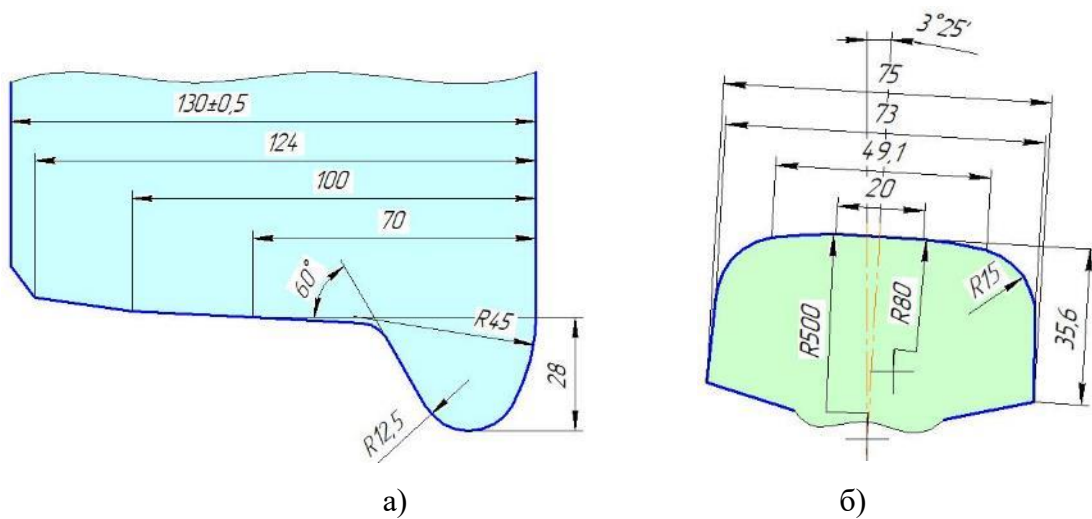


Рисунок 4.5 – Профіль колеса вагона за ГОСТ 9036-88 (а) і головки рейки Р65 за ДСТУ 4344:2004 (з нахилом 1:20 – ліва рейка) (б)

4.1.2.1. Радіуси поверхонь кочення коліс – функції $R_{ij}(y_j)$.

Функції радіусів кругів кочення кожного з коліс у точках контактів з рейками представлено наступними залежностями:

$$R_{ij}(y_j) = R_0 + \Delta R_{0ij} + \Delta R_{ij}(y_j), \quad (4.9)$$

де R_0 – номінальний радіус кола кочення коліс – умовний радіус колеса;

ΔR_{0ij} – відхилення радіусу відповідного колеса від номінального R_0 . Відхилення ΔR_{0ij} введено для можливості дослідження впливу різниці радіусів коліс колісної пари на показники горизонтальної динаміки екіпажу та зносу гребнів коліс;

$\Delta R_{ij}(y_j)$ – поточна добавки радіусу колеса, пов'язана із конусністю поверхні кочення та боковими переміщеннями колісних пар в колії y_j (рис. 4.5).

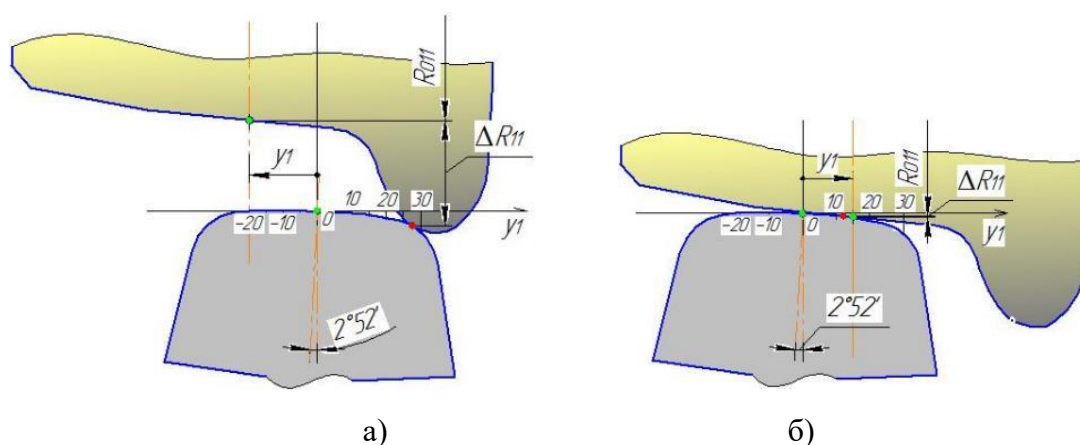


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема для визначення ΔR_{11} (приклад контактування першого колеса з рейкою): а) $y_1 = -20$; б) $y_1 = 15$

Відносне поперечне положення профілів коліс і рейок визначається координатами y_j .

В табл. 4.1 наведено значення y_j і $\Delta R_{ij}(y_j)$ для випадку контактування коліс з профілем ГОСТ 9036-88 і рейок Р75.

Таблиця 4.1 – Вхідні дані для апроксимації функцій $\Delta R_{ij}(y_j)$

y_j	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25
$\Delta R_{ij}(y_j)$	31,9	30,8	29,0	25,8	19,2	1,24	0,70	0,20	-0,29	-0,78	-1,28

Апроксимацію функції $\Delta R_{ij}(y_j)$ виконано методом найменших квадратів з використанням прикладного пакета MNK Free. Функцію представлено трьома гілками: $\Delta R_{ij1}(y_j)$, $\Delta R_{ij2}(y_j)$, $\Delta R_{ij3}(y_j)$ з перетином в наступних точках: для перших коліс $y_{11} = 1,557821$ та $y_{12} = 3,457495$; для других коліс $y_{21} = -3,457595$

та $y_{22} = -1,557821$.

Точки перетину розраховано в програмі MathCAD з використанням команд Given і Find. Функції $\Delta R_{ij}(y_j)$ наведено у табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Функції $\Delta R_{ij}(y_j)$

Діапазон y_j	Функція $\Delta R_{ij}(y_j)$
Перші колеса: $i = 1$	
$(y_j - a) \geq y_{22}$	$\Delta R_{1j1}(y_j - a) = 0,0499 \cdot (y_j - a)$
$y_{11} < (y_j - a) \leq y_{12}$	$\Delta R_{1j2}(y_j - a) = 2,0754 - \sqrt{4 - (y - a - 1,4612)^2}$
$(y_j - a) > y_{12}$	$\Delta R_{1j3} = 16,2 \cdot (y_j - a) - 54,0577$
Другі колеса: $i = 2$	
$(y_j + a) \leq y_{22}$	$\Delta R_{2j1}(y_j - a) = -0,0499 \cdot (y_j + a)$
$y_{22} > (y_j + a) \geq y_{21}$	$\Delta R_{2j2}(y_j - a) = 2,0754 - \sqrt{4 - (y + a + 1,4612)^2}$
$(y_j + a) < y_{21}$	$\Delta R_{2j3} = -16,2 \cdot (y_j + a) - 54,0577$

В табл. 4.2: a – параметр, що залежить від сумарного зазору колісної пари в рейковій колії – δ :

$$a = \frac{\delta}{2} - y_{int j}, \quad (4.10)$$

де δ – сумарний зазор колісної пари в рейковій колії.

$y_{int ij}$ – параметр, що залежить від відхилення міжбандажної відстані колісної пари та ширини колії від номінальних розмірів.

У даному випадку значення $y_{int ij}$ приймається таким, що дорівнює координаті перетину першої і третьої гілок функції $\Delta R_{ij}(y_j)$.

4.1.2.2. Кути нахилу (уклони) поверхонь кочення коліс – Функції $\lambda_{ij}(y_j)$.

Кути нахилу поверхонь кочення коліс в точках контактів λ_{ij} залежать від положення точок контактів і є функціями бокових переміщень колісних пар в колії відносно центрального положення – y_j . Функції $\lambda_{ij}(y_j)$ отримано, як похідні від функцій $\Delta R_{ij}(y_j)$. Функції $\lambda_{ij}(y_j)$ наведено у табл. 4.3.

Граничні точки гілок функцій $\lambda_{ij}(y_j)$ було визначено в програмі MathCAD з використанням команд Given і Find.

Таблиця 4.3 – Функції $\lambda_{ij}(y_j)$

Діапазон y_j	Функція $\lambda_{ij}(y_j)$
Перші колеса: $i = 1$	
$-30 < (y_j - a) \leq 2,037$	$\lambda_{11_{1j}}(y_j) = 0,0499$
$2,037 < (y_j - a) \leq 2,408$	$\lambda_{12_{1j}}(y_j) = 25(y_j - a) - 50,875$
$2,408 < (y_j - a) \leq 20$	$\lambda_{13_{1j}}(y_j) = -0,0048(y_j - a)^3 +$ $+0,2295(y_j - a)^2 - 3,4078(y_j - a) + 16,2632$
Другі колеса: $i = 2$	
$20 > (y_j + a) \geq -2,037$	$\lambda_{21_{2j}}(y_j) = -0,0499$
$-2,307 \geq (y_j + a) > -2,408$	$\lambda_{22_{2j}}(y_j) = -25(y_j + a) - 50,875$
$-2,408 > (y_j + a) \geq 30$	$\lambda_{23_{i2}}(y_j) = 0,0048(y_j + a)^3 +$ $+0,2295(y_j + a)^2 + 3,4078(y_j + a) + 16,2632$

4.1.3. Швидкості проковзування у контактах коліс із рейками

Швидкості проковзувань у контакті кожного колеса з рейкою визначаються окремо для двох горизонтальних напрямків: у площині обертання коліс ($V_{S_{ij}}$) та перпендикулярно площині обертання коліс, тобто вздовж осі колісної пари ($V_{y_{ij}}$).

Швидкості проковзувань у площині обертання коліс $V_{S_{ij}}$ (рис. 4.4):

$$V_{S_{ij}} = \omega_j \cdot R_{ij}(y_j) - V\tau_{ij}. \quad (4.11)$$

Швидкості проковзувань у напрямку, перпендикулярному площині обертання коліс – $V_{y_{ij}}$ було визначено рівняннями (4.5).

Відносні повздовжні і поперечні проковзування в контактах коліс із рейками:

$$\varepsilon_{S_{ij}} = \frac{V_{S_{ij}}}{V}; \quad \varepsilon_{y_{ij}} = \frac{V_{y_{ij}}}{V}. \quad (4.12)$$

4.1.4. Сили в контактах коліс із рейками

На рис. 4.6 представлено схему сил, що діють на візок при усталеному русі у круговій кривій.

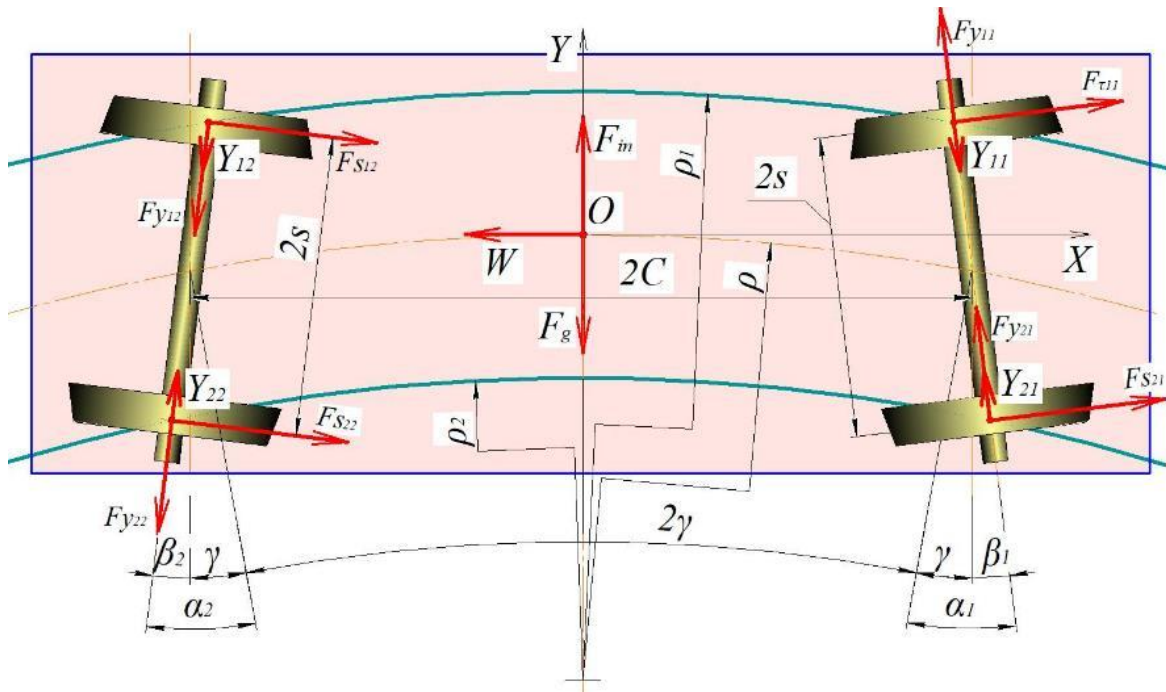


Рисунок 4.6 – Схема зовнішніх сил, що діють на візок при усталеному русі у круговій кривій (проекція на горизонтальну площину)

На рис. 4.6 прийнято наступні позначення сил:

Y_{ij} – гравітаційні складові нормальних реакцій рейок на вертикальне навантаження;

FS_{ij} – повздовжні сили зчеплення, що діють у площинах обертання коліс;

Fy_{ij} – поперечні (бокові) сили зчеплення, що діють перпендикулярно площинам обертання коліс;

F_{in} – відцентрова сили інерції, що діє в центрі мас візка і спрямована радіально від центру кривої. Відцентрова сила залежить від швидкості руху і радіусу кривої за формулою:

$$F_{in} = \frac{m \cdot V^2}{\rho}, \quad (4.13)$$

де m – маса візка;

V – швидкість руху;

ρ – радіус кривої.

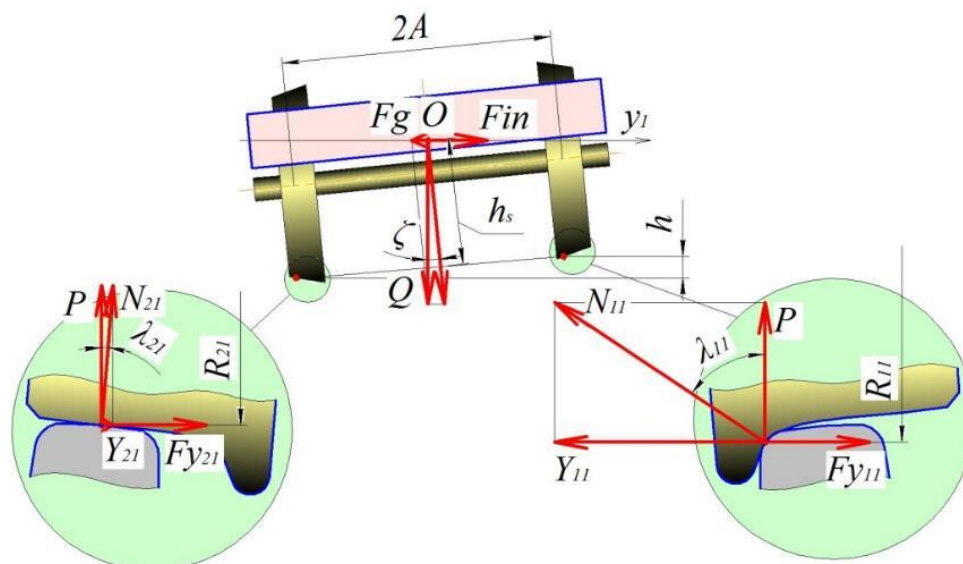


Рисунок 4.7 – Схема зовнішніх сил, що діють на візок при усталеному русі у круговій кривій (проекція на вертикальну поперечну площину)

F_g – доцентрова сила, що діє в центрі мас візка і спрямована радіально до центру кривої.

Доцентрова сила є складовою ваги при нахилі візка через підвищення зовнішньої рейки і визначається за формулою:

$$F_g = P \cdot \frac{h}{2A}, \quad (4.14)$$

де h – підвищення зовнішньої рейки.

4.1.5. Сили зчеплення в контактах

Сили зчеплення у контактах є функціями відповідних відносних проковзувань. Для визначення сил зчеплення використано методику проф. Ткаченка В.П., викладену у [88].

$$F_{s_{ij}} = \psi_0 \cdot N_{ij} \cdot k_{s_{ij}}(\epsilon_{s_{ij}}); \quad (4.15)$$

$$F_{y_{ij}} = \psi_0 \cdot N_{ij} \cdot k_{y_{ij}}(\epsilon_{y_{ij}}), \quad (4.16)$$

де ψ_0 – фізичний (потенційно можливий у даних умовах) коефіцієнт зчеплення;

N_{ij} – нормальне навантаження на відповідному контакті (рис. 4.7):

$$N_{ij} = \frac{P}{\cos(\arctg(\lambda_{ij}))}, \quad (4.17)$$

де P – вертикальне навантаження колеса на рейку;

λ_{ij} – кути між нормаллями в точках контактів і вертикаллю, або кути нахилу профілів в точках контактів;

$ks_{ij}(\varepsilon s_{ij})$, $ky_{ij}(\varepsilon y_{ij})$ – коефіцієнти використання зчеплення, відповідно, у повздовжньому і поперечному напрямках. Коефіцієнти використання зчеплення $ks_{ij}(\varepsilon s_{ij})$, $ky_{ij}(\varepsilon y_{ij})$ є функціями, відповідно, повздовжніх (εs_{ij}) і поперечних проковзувань (εy_{ij}), визначених у (4.13).

У [88] пропонується описувати функції $ks_{ij}(\varepsilon s_{ij})$, $ky_{ij}(\varepsilon y_{ij})$ наступними залежностями:

$$ks_{ij} = \frac{\varepsilon s_{ij}}{as \cdot \varepsilon s_{ij}^2 + bs \cdot |\varepsilon s_{ij}| + cs} \left(\frac{ds}{es \cdot \varepsilon s_{ij}^2 + fs} + gs \right); \quad (4.18)$$

$$ky_{ij} = \frac{\varepsilon y_{ij}}{ay \cdot \varepsilon y_{ij}^2 + by \cdot |\varepsilon y_{ij}| + cy} \left(\frac{dy}{ey \cdot \varepsilon y_{ij}^2} + gy \right),$$

$as, bs, cs, ds, es, fs, gs, ay, by, cy, dy, ey, gy$ – емпіричні коефіцієнти характеристик зчеплення, отримані в [88].

4.1.6. Система рівнянь рівноваги візка в круговій кривій

Математична модель вписування візка в криву являє собою систему рівнянь рівноваги – рівнянь сил і моментів, що діють на візок.

Сума проєкцій сил на горизонтальну повздовжню вісь координат Ox :

$$\begin{aligned} \sum F_x = & -W + (Fs_{11} + Fs_{21}) \cdot \cos(\delta_1) + (Fs_{12} + Fs_{22}) \cdot \cos(\delta_2) + \\ & + (-Fy_{11} - Y_{11} - Fy_{21} + Y_{21}) \cdot \sin(\delta_1) + \end{aligned} \quad (4.19)$$

$$+(-Fy_{12} - Y_{12} - Fy_{22} + Y_{22}) \cdot \sin(\delta_2) = 0.$$

Сума проекцій сил на горизонтальну поперечну вісь координат OY :

$$\begin{aligned} \sum Fy = Fin - Fg + (-Fy_{11} - Y_{11} - Fy_{21} + Y_{21}) \cdot \cos(\delta_1) + \\ +(-Fy_{12} - Y_{12} - Fy_{22} + Y_{22}) \cdot \cos(\delta_2) - \\ -(Fs_{11} + Fs_{21}) \cdot \sin(\delta_1) - (Fs_{12} + Fs_{22}) \cdot \sin(\delta_2) = 0. \end{aligned} \quad (4.20)$$

У (4.19), (4.20): δ_1, δ_2 – кути відхилення осей колісних пар від нормального положення відносно осі OY . Кути δ_1, δ_2 враховують відхилення установки відповідних колісних пар від номінального (паралельного) положення в візку – кути β_1, β_2 – і перекис візка в цілому – кут ϑ :

$$\delta_j = \beta_j - \vartheta. \quad (4.21)$$

Сума моментів відносно точки O у горизонтальній площині:

$$\begin{aligned} \sum Mo = (A + C_1 \cdot \sin(\beta_1)) \cdot Fs_{11} - (A - C_1 \cdot \sin\beta) \cdot Fs_{21} + \\ + (A - C_2 \cdot \sin\beta_2) \cdot Fs_{12} - (A + C_2 \cdot \sin(\beta_2)) \cdot Fs_{22} + \\ + (C_1 \cdot \cos(\beta_1) \cdot (Fy_{11} + Fy_{21} + Y_{11} - Y_{21}) + \\ + C_2 \cdot \cos(\beta_2) \cdot (-Fy_{12} - Fy_{22} - Y_{12} + Y_{22})) = 0. \end{aligned} \quad (4.22)$$

Схему сил і моментів, що діють на колісні пари у повздовжній вертикальній площині, представлено на рис. 4.9.

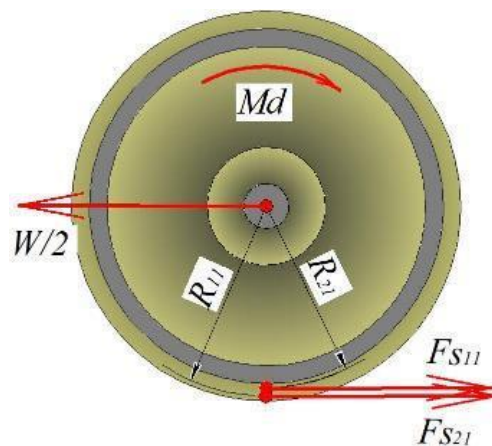


Рисунок 4.9 – Сили і моменти, що діють на вісь, відносно її осі обертання

Рівняння у вигляді сум моментів і моментів сил, що діють на кожну вісь, відносно її осі обертання:

$$\begin{aligned}\sum M e_1 &= -F_{S11} \cdot R_{11} - F_{S21} \cdot R_{21} + Md = 0; \\ \sum M e_2 &= -F_{S12} \cdot R_{12} - F_{S22} \cdot R_{22} + Md = 0.\end{aligned}\quad (4.23)$$

4.2. Результати розрахунку параметрів вписування візка 18-7055 в криву

4.2.1. Визначення полів чисельного експерименту

Поля чисельного експерименту визначаються варіантами комбінацій значень наступних вхідних параметрів руху та колії:

- радіус кривої – ρ (м);
- швидкість руху – V (м/с);
- підвищення зовнішньої рейки колії – h (м);
- непогашене бічне прискорення – a_y (м/с²).

Непогашене бічне прискорення в кривій ділянці колії визначається за [89]:

$$a_y = \frac{V^2}{\rho} - \frac{g \cdot h}{2A}.\quad (4.24)$$

За умовами безпеки руху і комфорту пасажирів гранично дозволені значення непогашеного бічного прискорення на українській залізниці визначено Пам'яткою О+Р 782/4 «Оптимізація влаштування підвищення зовнішньої рейки в кривих в умовах швидкісного руху поєднаного з вантажним» Організації співробітництва залізниць (OSJD) [90]. У даному дослідженні для максимального непогашеного бічного прискорення $[a_y]$ прийнято наступні значення:

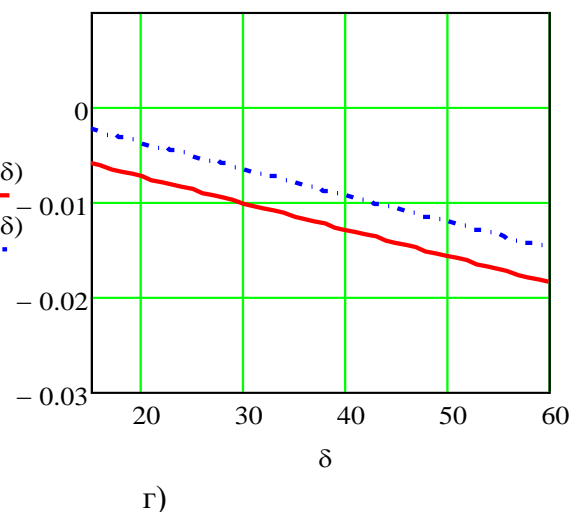
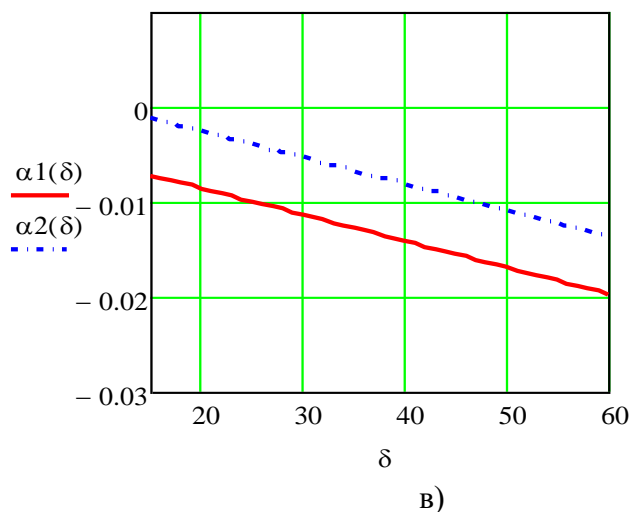
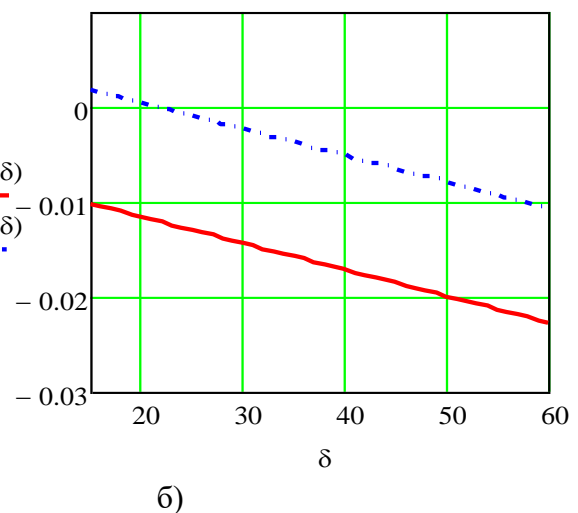
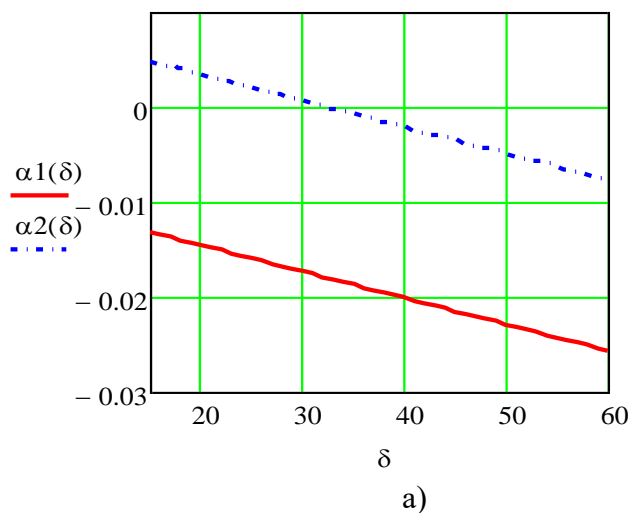
- у напрямку зовні кривої $[a_y] = 1,0$ м/с²; у напрямку всередину кривої – $[a_y] = -0,4$ м/с². Таким чином дозволені значення непогашеного бічного прискорення лежать у полі $1,0 \geq a_y \geq -0,4$ м/с²;
- швидкість наростання непогашеного бічного прискорення $[\psi] =$

0,45 м/с³;

- швидкість підйому колеса по відводу підвищення зовнішньої рейки $[f] = 45$ мм/с;
- крутизна відводу $[i] = 0,5$ мм/м (‰).

4.2.2. Залежність кутів набігання колісних пар від зазору колісних пар в рейковій колії, поперечного положення колісних пар відносно осі колії і радіусу кривої

Як було визначено вище, сумарний зазор колісної пари в рейковій колії може приймати значення у діапазоні 14–74 мм. На рис. 4.10 показано розрахункові залежності кутів набігання колісних пар α від зазору колісної пари в рейковій колії δ для радіусів кривої 200, 300, 600, 1000, 1500 та 2000 м. На рис. 4.11, 4.12 показано залежності кутів набігання колісних пар α (рад) від поперечного положення колісних пар відносно осі колії для радіусів кривої $\rho = 360$ і 1200 м.



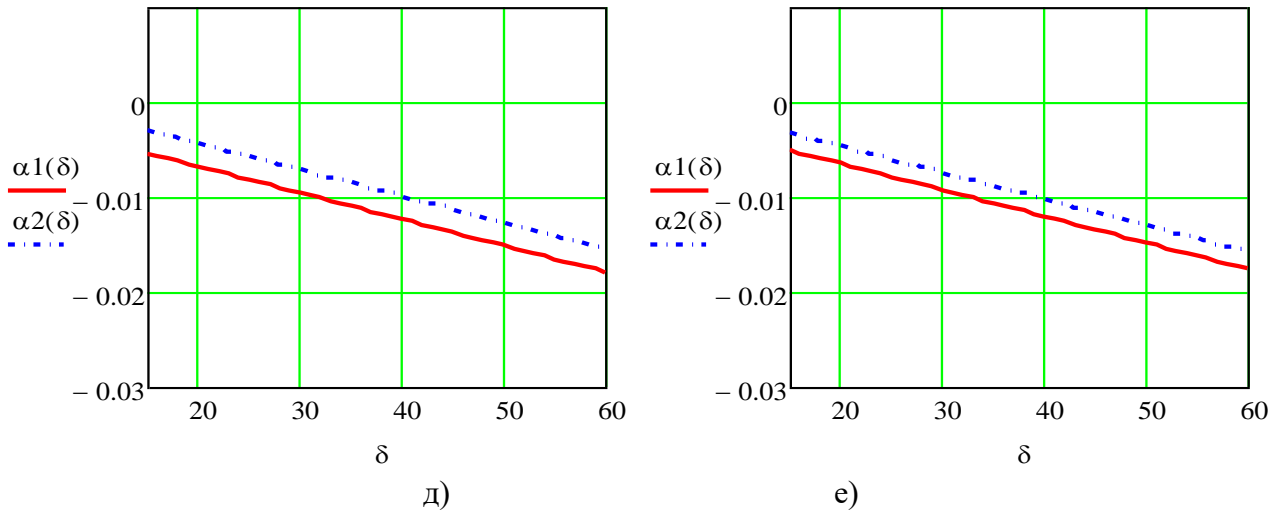


Рисунок 4.10 – Залежності максимальних кутів набігання колісних пар α (рад) від зазору колісної пари в рейковій колії δ (мм) і радіусу кривої ρ (м):

- а) $\rho = 200$ м; б) $\rho = 300$ м; в) $\rho = 600$ м; г) $\rho = 1000$ м;
 д) $\rho = 1500$ м; е) $\rho = 2000$ м

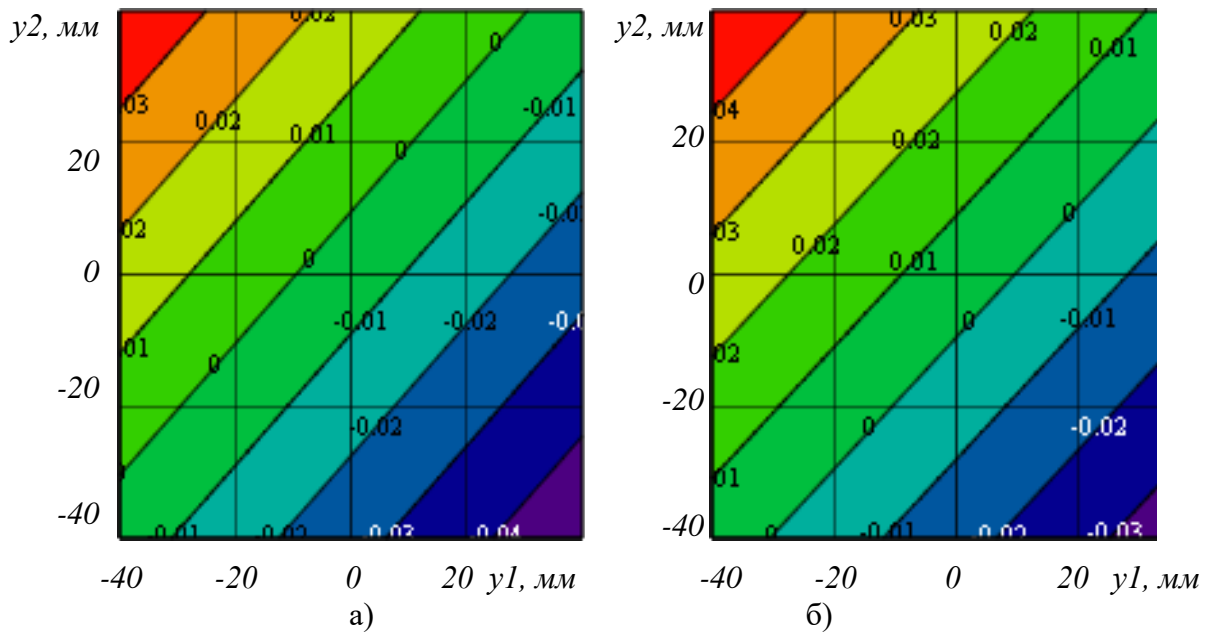


Рисунок 4.11 – Залежності кутів набігання колісних пар α (рад) від поперечного положення колісних пар y_1, y_2 (мм) відносно осі колії для радіуса кривої $\rho = 360$ м: а) перша колісна пара; б) друга колісна пара

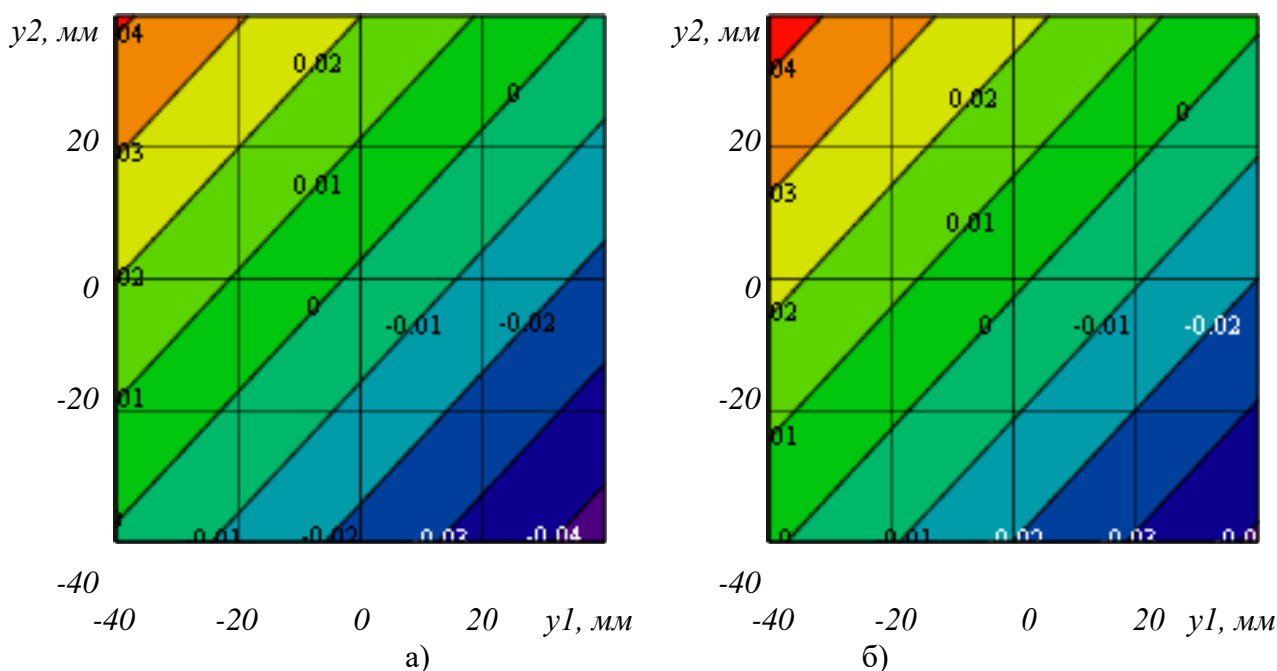


Рисунок 4.12 – Залежності кутів набігання колісних пар α (рад) від поперечного положення колісних пар y_1, y_2 (мм) відносно осі колії для радіуса кривої $\rho = 1200$ м: а) перша колісна пара; б) друга колісна пара

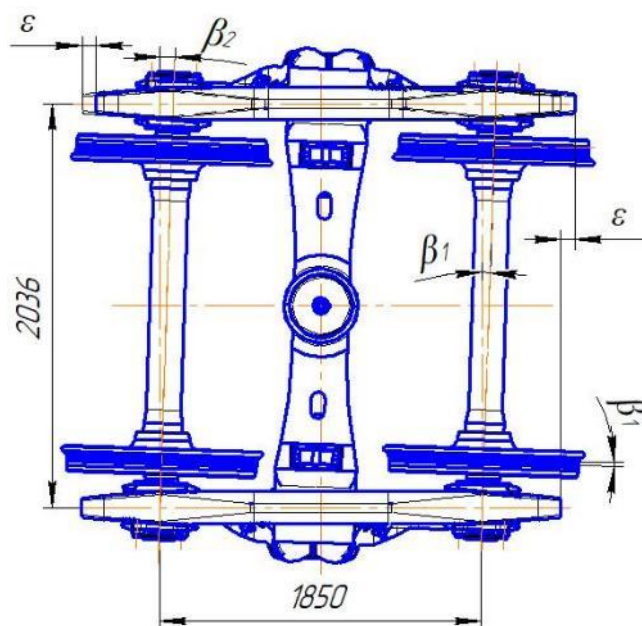


Рисунок 4.13 – Схема перекосу колісних пар у візку при забіганні бокових рам

4.2.3. Залежність кутів набігання колісних пар від відхилення установки колісних пар у візку від номінального положення

Найрозповсюдженими для вантажних вагонів є візки серії 18: 18-100, 18-100М, 18-101, 18-102, 18-115, 18-1711, 18-578, 18-7020, 18-7055 тощо.

Відхилення установки колісних пар від номінального положення є типовим для візків вантажних вагонів на візках моделі 18 [92].

За загальною думкою, недоліком візків моделі 18 є те, що бокові рами візка не пов'язані жорстко між собою надресорною балкою та ресорними комплектами. В результаті чого, виникають подовжні забігання рам відносно один одного, що досягають $\varepsilon = 15\text{--}20$ мм [93].

Величина їх обумовлена зазорами в буксах та величиною горизонтальної деформації пружин. До цієї величини треба додати технологічні відхилення розмірів бокових рам у виробництві, що додає ще 2-3 мм. Нерівномірних знос клинів фрикційного гасника коливань та надресорної балки додатково дає перекис колісних пар. Всі ці фактори разом можуть створювати перекис β до 0,015 рад (0,85 град). На рис. 4.13 показано схему перекоосу колісних пар у візку при забіганні бокових рам.

Кут перекоосу колісних пар у візку можна визначити за простою формулою: $\beta = \varepsilon/B$, де ε – величина забігу бокових рам візка у повздовжньому напрямку одна відносно другої (рис. 4.13); B – відстань між повздовжніми осями бокових рам. Для візків моделі 18-100 і їх модифікацій приймаємо $B = 2036$ мм.

На рис. 4.14 показані залежності кутів набігання колісних пар α (рад) від кутів відхилення колісних пар у візку від нормальних осей β (рад): для зазорів колісних пар в колії 15 і 65 мм в кривих радіусів 200, 600 і 1200 м.

На рис. 4.15 представлено розрахункові залежності між наступними параметрами: підвищення зовнішньої рейки (h), швидкість руху (V), радіус кривої (ρ) і непогашене бічне прискорення (a_y).

Криві $V1(h) \dots V4(h)$ на рис. 4.15 показують швидкість руху, при якій в кривій відповідного радіусу (ρ) із певним підвищенням зовнішньої рейки (h) буде мати місце певне непогашене бічне прискорення (a_y).

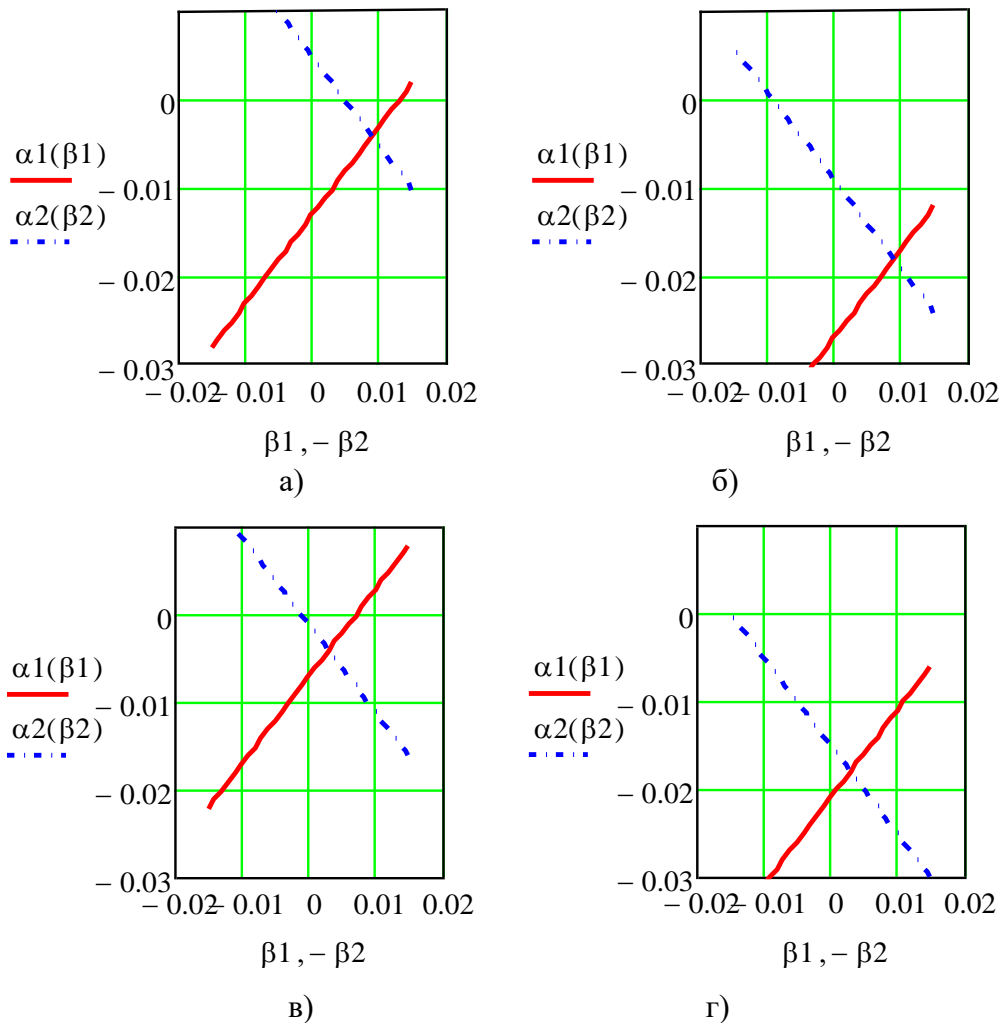
При цьому: графік на рис 4.15а відповідає радіусу кривої $\rho = 2500$ м; на рис. 4.15б – $\rho = 1500$ м; на рис. 4.15в – $\rho = 1000$ м; на рис. 4.15г – $\rho = 600$ м; на рис. 4.15д – $\rho = 300$ м; на рис. 4.15е – $\rho = 200$ м. Крива $V1(h)$ відповідає

непогашеному бічному прискоренню $a_y = 1 \text{ м/с}^2$; $V2(h) - a_y = 0,75 \text{ м/с}^2$; $V3(h) - a_y = 0 \text{ м/с}^2$; $V4(h) - a_y = -0,4 \text{ м/с}^2$; $V5(h) - a_y = -1 \text{ м/с}^2$.

Додатково на графіках рис. 4.15 показано лінії:

- $h = 150 \text{ мм}$ – максимально-припустиме підвищення зовнішньої рейки відповідно до Інструкції із укладки та утримання колії залізниць України (ЦП-0269) [63];
- $V(h) = 27 \text{ м/с}$ – максимальна швидкість більшості вантажних поїздів (100 км/год);
- $V(h) = 44 \text{ м/с}$ (160 км/год) – максимальна швидкість InterCity+.

Аналіз результатів розрахунків за рис. 4.15 дозволяє зробити наступні висновки. В кривих радіусом більше 2500 м забезпечується проходження поїздів InterCity+ без перевищення максимально-дозволеного непогашеного бічного прискорення при будь-якому піднесенні зовнішньої рейки (від 0 до 150 мм).



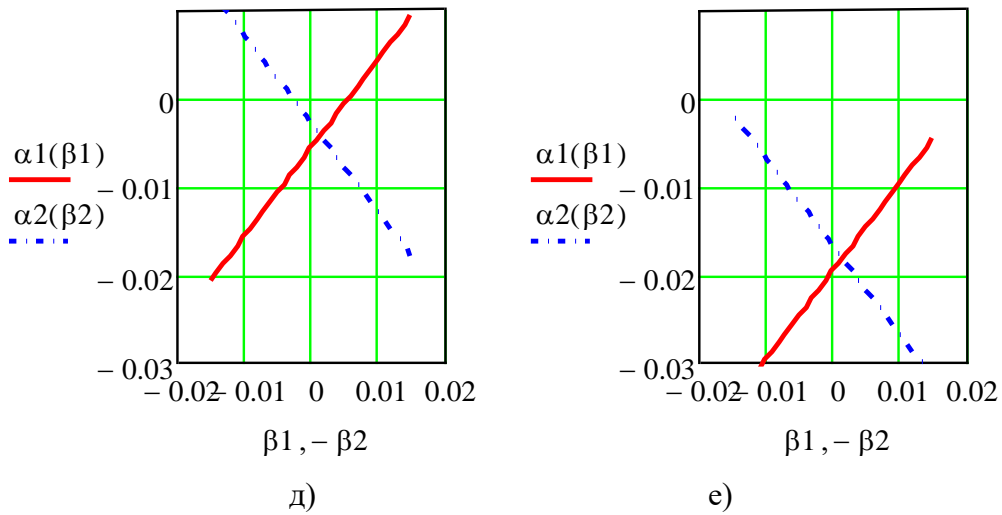
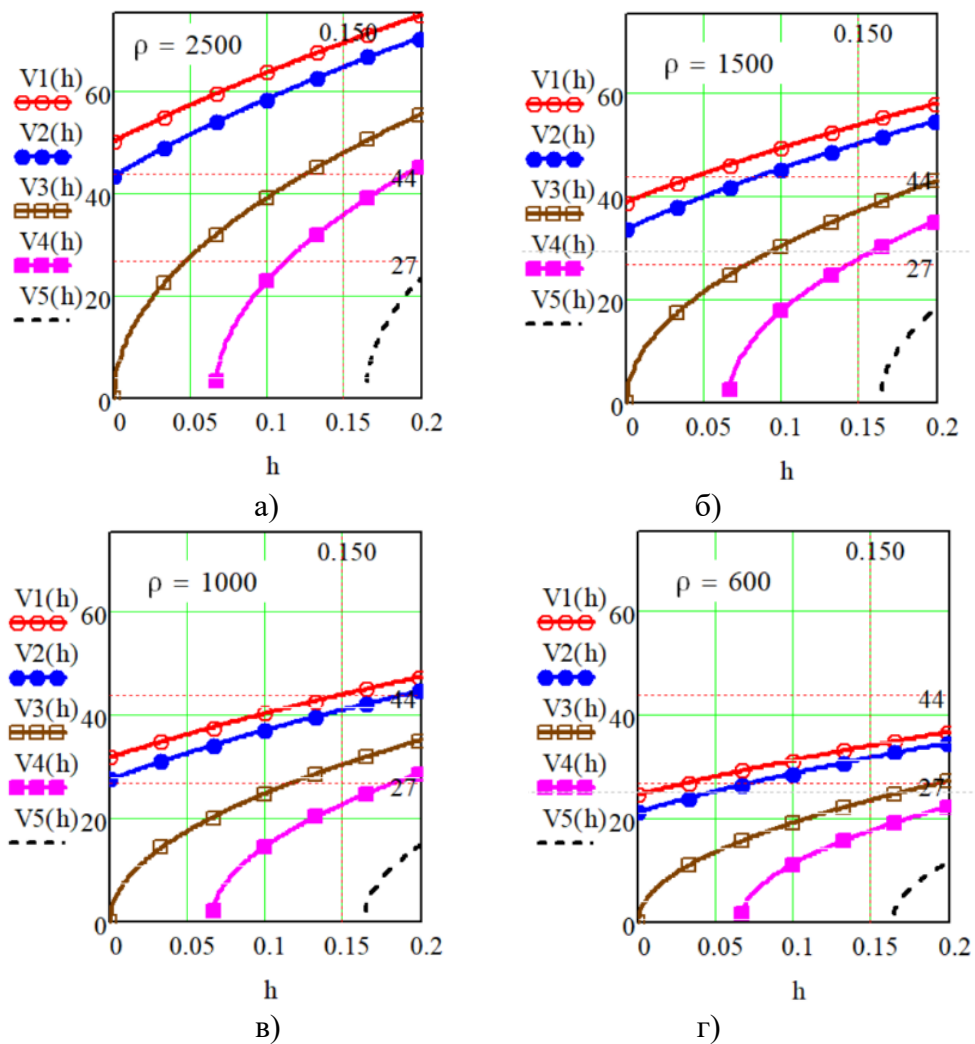


Рисунок 4.14 – Залежності кутів набігання колісних пар α (град) від кутів відхилення колісних пар у візку від їх нормального положення β (град): а) $\delta = 15$ мм, $\rho = 200$ м; б) $\delta = 65$ мм, $\rho = 200$ м; в) $\delta = 15$ мм, $\rho = 600$ м; г) $\delta = 65$ мм, $\rho = 600$ м; д) $\delta = 15$ мм, $\rho = 1200$ м; е) $\delta = 65$ мм, $\rho = 1200$ м



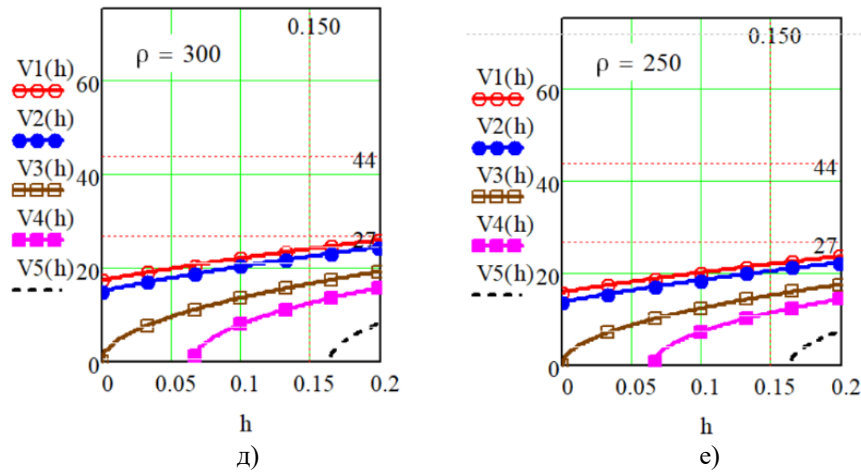


Рисунок 4.15 – Залежності між підвищенням зовнішньої рейки (h), швидкістю руху (V), радіусом кривої (ρ) і непогашеним бічним прискоренням (a_y)

В кривих з радіусом $\rho = 1500$ м рух із швидкістю 44 м/с (160 км/год) можливий тільки при підвищеннях зовнішньої рейки $h \geq 47$ мм; в кривій $\rho = 1000$ м – при $h = 150$ мм, тобто максимальному значенні.

Таким чином, рух поїздів InterCity+ із максимальними швидкостями 160 км/год можливий лише в кривих радіусом більшим за 1000 м.

В кривих $\rho = 600, 300$ і 250 м швидкість поїздів не може перевищувати, відповідно 34, 24 і 22 м/с, або 122, 86 і 79 км/год.

На рис. 4.16 показано залежності дозволеної максимальної швидкості руху пасажирського поїзда від радіусу кривої $V(\rho)$ для двох варіантів підвищення зовнішньої рейки: $h = 0,150$ і $h = 0,200$ м і різних значеннях непогашеного бокового прискорення a_y : 1,0; 0,75; 0,0; $-0,4$ і $-1,0$ м/с².

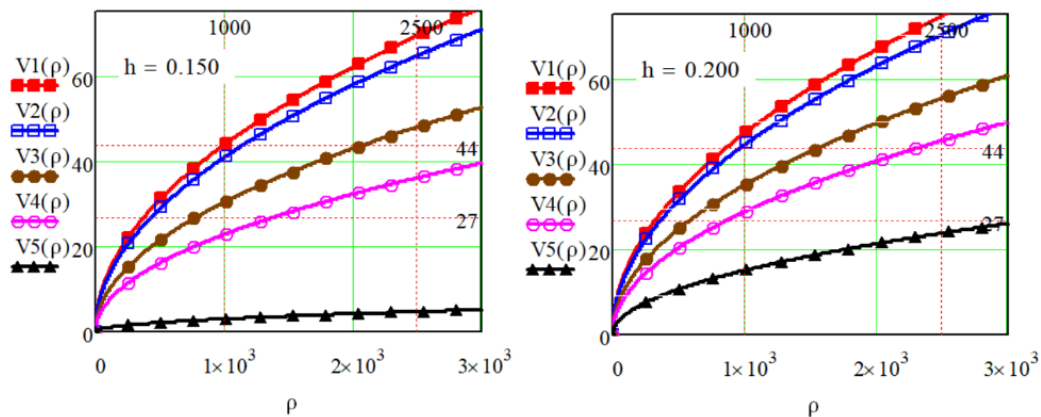


Рисунок 4.16 – Залежності дозволеної максимальної швидкості руху пасажирського поїзда від радіусу кривої $V(\rho)$ для двох варіантів підвищення зовнішньої рейки: а) $h = 0,150$ м; б) $h = 0,200$ м; $V1(\rho)$ – для $a_y = 1,0$ м/с²; $V2(\rho)$ – $a_y = 0,75$ м/с²; $V3(\rho)$ – $a_y = 0,0$ м/с²; $V4(\rho)$ – $a_y = -0,4$ м/с²; $V5(\rho)$ – $a_y = -1,0$ м/с²

4.2.4. Залежність навантажень в гребневих контактах коліс із рейками від відхилення установки колісних пар у візку від номінального положення

Методику визначення сумарного горизонтального бічного навантаження в гребневому контакті, або спрямовуючого зусилля, Y викладено у розділі 3 – формули (3.3)–(3.8).

На рис. 4.17 показано розрахункові залежності спрямовуючого гребеневого зусилля $Y(\beta)$ від відхилення установки колісних пар у візку від номінального положення – кутів перекоосу β швидкості руху і радіусу кривої ділянки колії. Аналіз даних розрахунків підтверджує припущення про суттєвий вплив відхилення установки колісних пар у візку від нормального положення. Як показано у підрозділі 4.2.3, кут перекоосу колісних пар може складати до 0,015 рад (0,85 град).

При максимальних значеннях кутів перекоосу бокові навантаження на рейки на 35–50% перевищують навантаження при нормальній установці на будь-яких швидкостях і в кривих будь-якого радіусу.

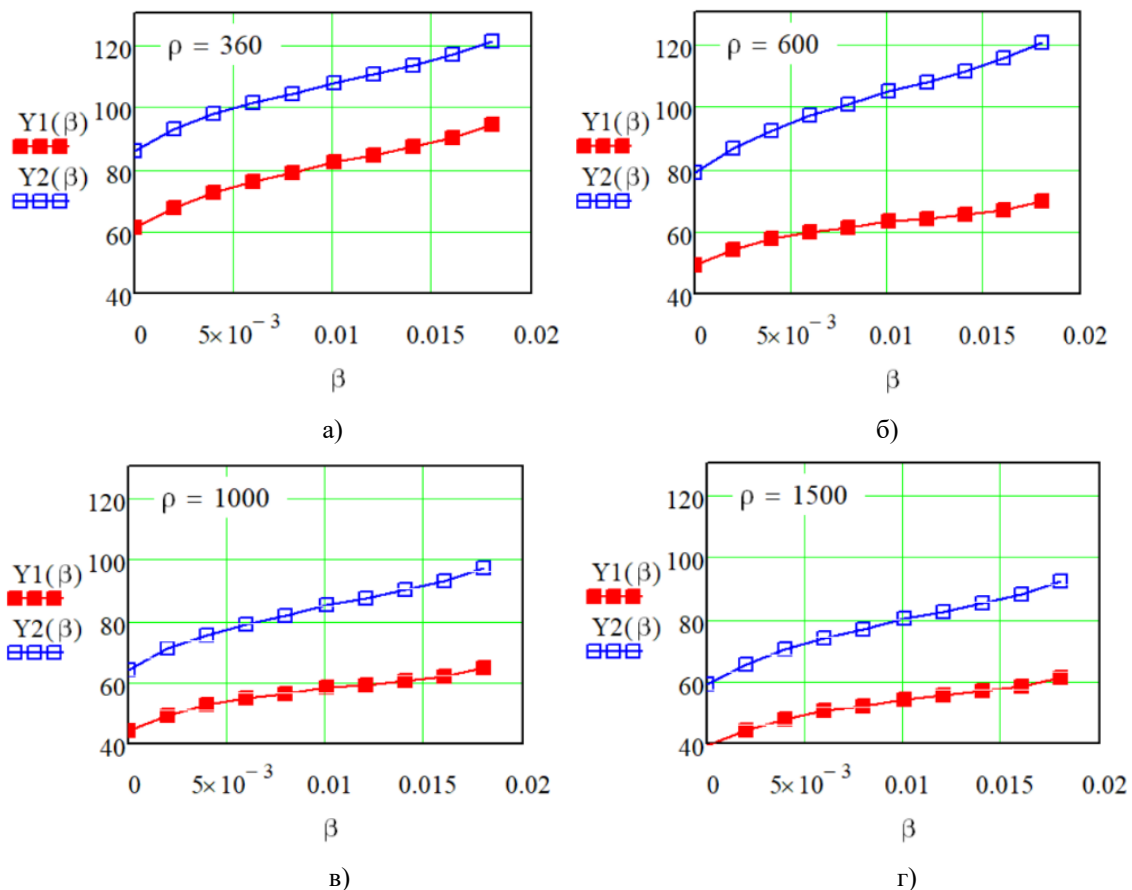


Рисунок 4.17 – Розрахункові залежності спрямовуючого гребеневого зусилля $Y(\beta)$ (кН) від кутів перекоосу колісних пар β (рад), швидкості руху і радіусу кривої: $Y1(\beta)$ – швидкість руху 20 м/с (72 км/год); $Y2(\beta)$ – 27 м/с (100 км/год); а) для радіусу кривої $\rho = 360$ м; б) $\rho = 600$ м; в) $\rho = 1000$ м; г) $\rho = 1500$ м

5. ВПЛИВ ВАНТАЖНИХ ПОЇЗДІВ НА ПРОЦЕСИ ДЕГРАДАЦІЇ РЕЙКОВОЇ КОЛІЇ

5.1. Візки вантажних вагонів моделі 18-100 та їх модифікації

В умовах змішаного руху швидкісних електропоїздів і вантажних вагонів основну роль у процесах деградації рейкової колії відіграють вантажні вагони, їх конструкція і технічний стан. 90 % вантажних вагонів на залізницях України мають візки різних модифікацій моделі 18-100.

До 1972р. візок мав назву ЦНП-ХЗ. Візок моделі 18-100 складається з наступних основних елементів (рис. 5.1):

- двох колісних пар (1);
- 4-х буксових вузлів (5);
- двох комплектів центрального ресорного підвішування (3);
- литої над ресорної балки (4);
- гальмівної важільної передачі (6).

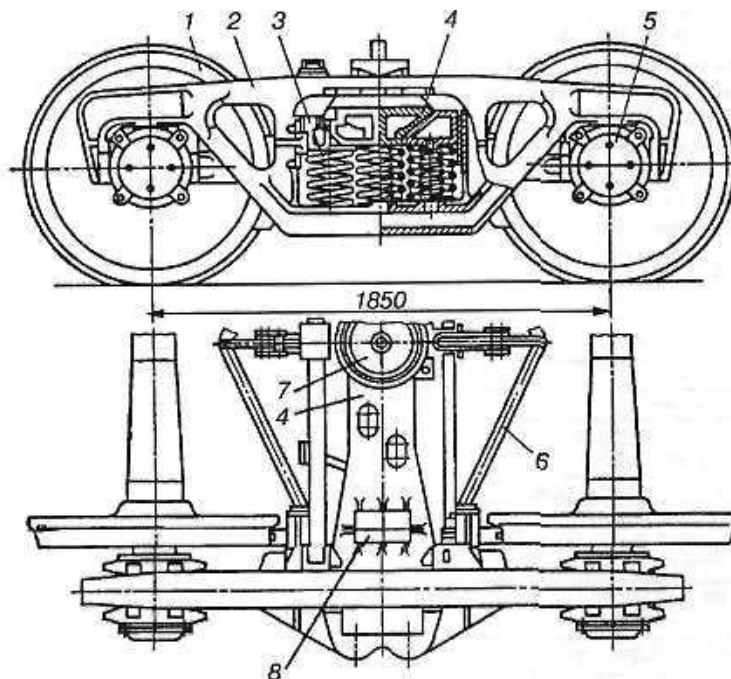


Рисунок 5.1 – Візок моделі 18-100⁴

⁴ Рисунок запозичено із джерела: <https://studfile.net/preview/2912277/page:3/>.

Гальмо візка – колодочне з одностороннім натисканням колодок.

Зв'язок рами з буксами – безпосередньо щелепний (челюсний), опора кузова на візок через підп'ятник (7) над ресорної балки, а при нахилу кузова – додатково через ковзуни (8). Візок допускає осьове навантаження до 230 кН (23,5 тс) при 120 км/год, та 235 кН (24 тс) при 100 км/год.

Бокова рама та надресорна балка відлиті з низьколегованої сталі марки 20 ГЛ; 20 Г1ФЛ. Надресорна балка (рис. 5.2) має підп'ятник (1), полку (7) для кріплення кронштейна (2) мертвої точки важільної передачі гальма, опори (3) для ковзунів, вийомки (гнізда) (6) для розміщення фрикційних клинів, бурти (5), які обмежують переміщення внутрішніх пружин ресорного комплекту, та виступи (4), які утримують зовнішні пружини від переміщення при русі візка.

На підп'ятник (1) опирається п'ятник кузова вагона, через центри яких проходить шворень. Опорою для шворня є піддон (11), який розміщується під підп'ятником посередині над ресорної балки.

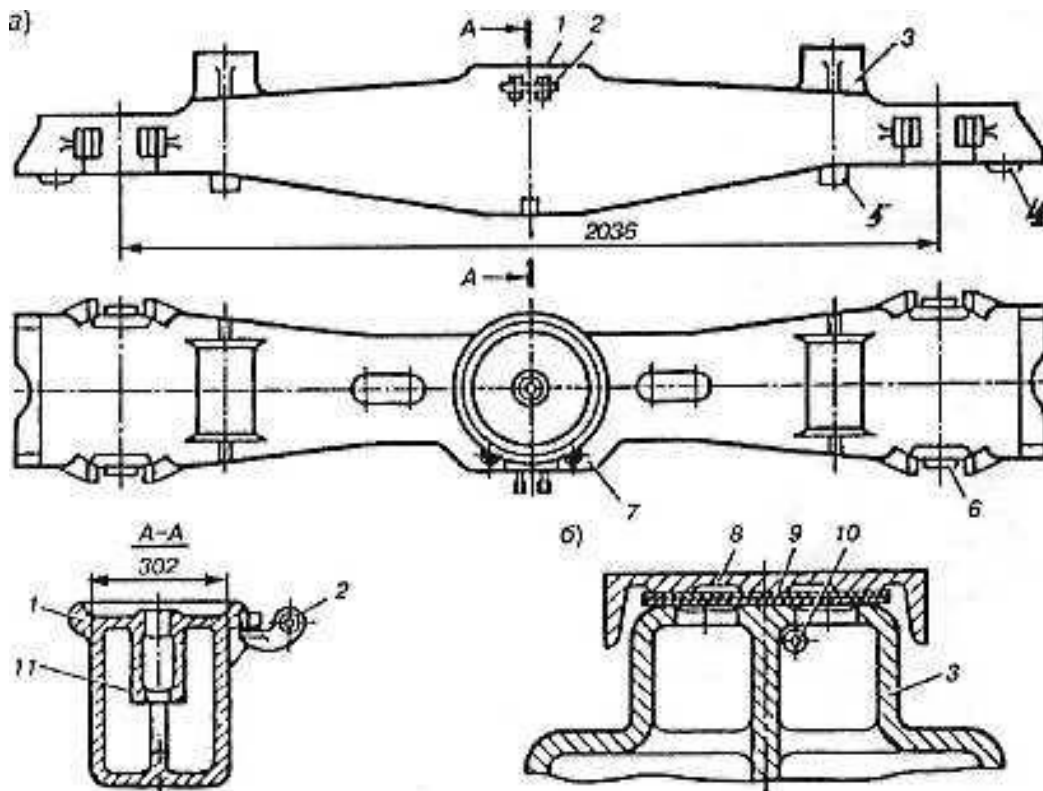


Рисунок 5.2 – Надресорна балка та ковзун візка моделі 18-100⁵

⁵ Рисунок запозичено із джерела: <https://studfile.net/preview/2912277/page:3/>.

Шворень служить віссю обертання візка відносно кузова вагона, а також передає тягові та гальмові зусилля від візка до кузова та навпаки.

Ковзун візка – є боковою опорою кузова вагона, складається з опори(3), що відлита разом з надресорною балкою, ковпака (8), надітого на опору, прокладок (9) для регулювання зазорів між ковзунами рами вагона та візка, гвинта (10), що утримує ковпак від падіння. Зазор між ковзунами для основних типів 4-х вісних вагонів повинен бути в межах 6-16 мм.

Ресорне підвішування (рис. 5.3) складається з двох комплектів, що розміщуються в ресорних проміжках лівої та правої бокових рам. В кожний комплект (рис 5.3 а) входить п'ять, шість або сім дворядних циліндричних пружин (2) ; (3) та два клинових (1) фрикційних гасителя коливань.

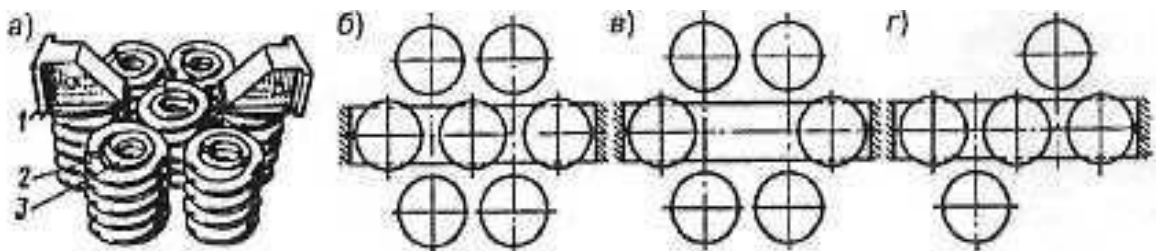


Рисунок 5.3 – Ресорний комплект візка моделі 18-100⁶

Кожна дворядна пружина складається з зовнішньої та внутрішньої пружин, що мають різну навивку – відповідно праву та ліву.

Кількість дворядних пружин в комплекті залежить від вантажопідйомності вагона: 5 пружин – підкочуються під вагони вантажопідйомністю до 50 т. (рис.5.3 г); 6 пружин – підкочуються під вагони вантажопідйомністю до 60 т. (рис.5.3 в); 7 пружин– підкочуються під вагони вантажопідйомністю понад 60 т.(рис.5.3 б). Крайні пружини комплекту підтримують фрикційний клин гасителя коливань

Фрикційні клини відливають зі сталі марки 20Л. Пружини виготовляють зі сталі 55С2, а фрикційні планки – зі сталі марок 45, 30ХГСА або 40Х.

⁶ Рисунок запозичено із джерела: <https://studfile.net/preview/2912277/page:3/>.

Статевий прогин ресорного підвішування від тари – 8мм, від маси бруто – 46-50мм. Коефіцієнт відносного тертя гасителя коливань – 0,08-0,10.

Перевагами візка моделі 18-100 вважається простота конструкції; технологічність у виробництві, технічному обслуговуванні і ремонті; ремонтпридатність вузлів та достатньо висока надійність роботи перевірена великим досвідом експлуатації.

До недоліків візка моделі 18-100 можна віднести наступні її властивості:

- низька паралелограмна жорсткість складеної рами візка у горизонтальній площині. Це має місце через нежорсткий зв'язок між собою через надресорну балку та ресорні комплекти бокових рам. Через це в русі виникають повздовжні забігання бокових рам відносно один одного на відстань до 15-20 мм [93] і, як наслідок, - перекіс колісних пар відносно нормального положення.
- недоліком ресорного підвішування є велика жорсткість пружин для порожнього та мало завантаженого режиму роботи вагона, а також великі сили тертя покою, низька стабільність та недостатня горизонтальна демпферна здібність гасителів коливань. Великі сили тертя покою клинових фрикційних гасителів коливань приводять до того, що ресорні комплекти практично не працюють при швидкості руху до 60-70 км/год.

Модель візка 18-100 є базовою для серії його модифікацій. Існує більше 50 її модифікацій, кожна з яких створювалась для поліпшення тих чи інших експлуатаційних характеристик вагонів. На українській залізниці представлено модифікації візків моделі 18-100 розробки і виробництва декількох фірм:

- ПАТ «Азовмаш»⁷ (Україна) (рис. 5.4);
- «Окремого конструкторського бюро вагонобудування»⁸ (м. Кременчук, Україна) (рис. 5.5);
- АО «НПК «Уралвагонзавод»⁹ (Росія) (рис. 5.6);
- ПАТ «Дніпровагонмаш»¹⁰ (Україна) (рис. 5.7);

⁷ <http://www.azovmash.com/ua>.

⁸ <https://okb.at.ua/index/razrobotki/0-4>.

⁹ <http://uralvagonzavod.ru/product/105/46>.

¹⁰ <http://dvmash.biz/ru/novosti.html>.

- Крюківського вагонобудівного заводу¹¹ (Україна) (рис. 5.8);
- Тихвинського вагонобудівного заводу¹², розробки НВЦ «Вагони»¹³ (Росія) (рис. 5.9).



Рисунок 5.4 – Візок 18-1711 ПАТ «Азовмаш» (Україна) [97]



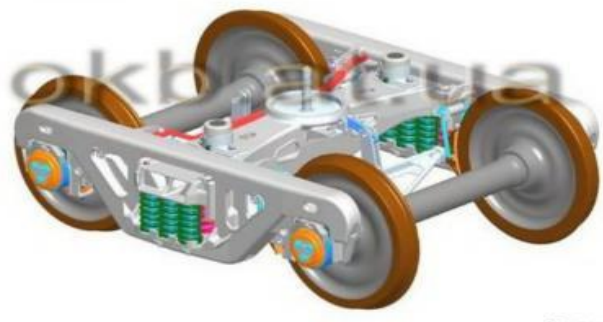
Візок моделі 18-9817



Візок моделі 18-9902



Візок моделі 18-4129



Візок моделі 18-9844

Рисунок 5.5 – Візки розробки «Окремого конструкторського бюро вагонобудування» (Україна) [124]

¹¹ <https://www.kvsz.com/index.php/ua/>.

¹² <https://www.tvzs.ru/>.

¹³ http://www.nvc-vagon.ru/services/advanced_developments/service1_1.html.

На рис. 5.4–5.9 наведено зовнішній вигляд сучасних модифікацій візків моделі 18-100. Рисунок запозичено із джерел [96–99, 150–154].

Найбільш інноваційними модифікаціями візка 18-100 вважаються візки моделей 18-4129 і 18-9817 [125].

Візок моделі 18-9817 є спільною розробкою компанії ASF Keystone (США) і Промислово-інвестиційної групи «Інтер-Кар-Груп» (Україна). У візку були використані конструктивні рішення і технології, застосовані в візку моделі Motion Control (рис. 5.9), яка успішно експлуатується на залізницях США і Канади. Зокрема, у буксових отворах бічної рами встановлені адаптери «AdapterPlus» з полімерної прокладанням. Застосування адаптерів дозволить знизити знос коліс і рейок.



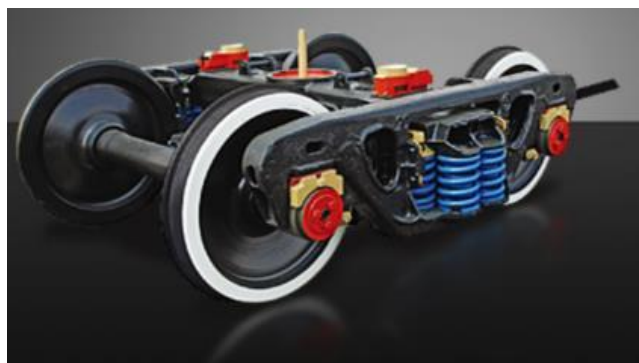
Візок моделі 18-522



Візок моделі 18-555



Візок моделі 18-578



Візок моделі 18-194-1

Рисунок 5.6 – Візки виробництва АО «Научно-производственная корпорация «Уралвагонзавод» (Росія) [122]



Рисунок 5.7 – Візок моделі 1750 ПАТ "Дніпровагонмаш" [98]



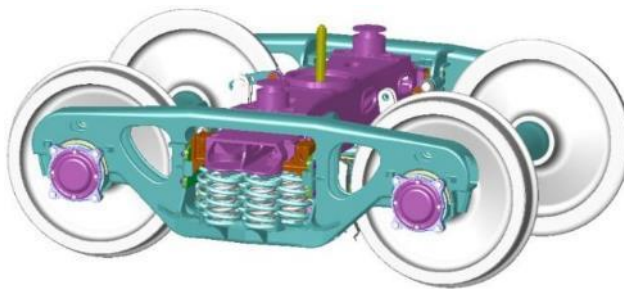
Рисунок 5.8 – Візок моделі 18-7020 ПАТ Крюківський вагонобудівний завод (Україна) [123]



Візок моделі 18-9810



Візок моделі 18-9750



Візок моделі 18-574



Візок моделі Barber S-2-R

Рисунок 5.9 – Візки виробництва Тихвинського вагонобудівного заводу, розробки Науково-виробничого центру «Вагони» (Росія) [121]



Рисунок 5.7 – Візок моделі 18-9771 виробництва ООО «КВЗ» (Росія) [99]



Рисунок 5.8 – Візок моделі 18-9800 розробки АТ «НДКТИРС» (Коломна, Росія) [120]

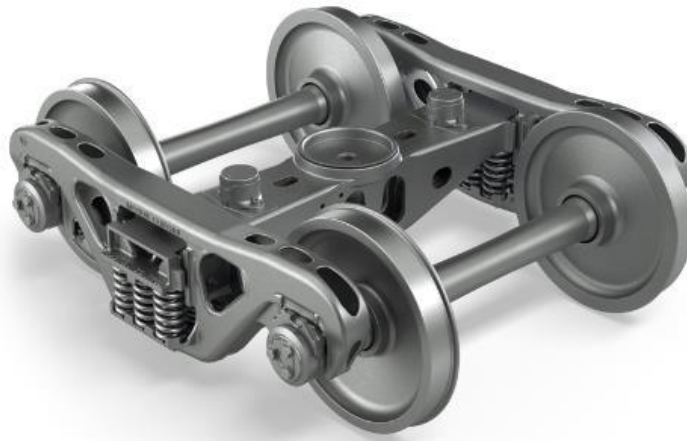


Рисунок 5.10 – Візок моделі Motion Control (США)

Візок моделі 18-4129 розроблено ТОВ «Софія Інвест» (Україна). Рама візка виконана литий незамкненою конструкції. Для зменшення забігання бічних рам в конструкції візка застосовані діагональні зв'язку Шеффеля, що зменшують кут набігання коліс на рейки і, завдяки цьому – інтенсивність зносів гребнів коліс. За результатами випробувань, динамічні характеристики вагона на візках 18-9817 і 18-4129 кращі ніж для візків 18-100 [125].

5.2. Динамічні показники вантажних вагонів, що впливають на процеси деградації рейкової колії

У роботі [125] викладено результати досліджень динамічних якостей вантажних вагонів, зокрема із візками 18-100, 18-4129, 18-9817. Були проведені динамічні ходові випробування на діючих лініях Придніпровської залізниці.

Порівняльний аналіз результатів дослідження показав:

- динамічні характеристики вагона на візках 18-4129 та 18-9817 в основному кращі за динамічні показники вагонів з візками 18-100;
- найкращі показники щодо коефіцієнта вертикальної динаміки кузова та необресорених частин мають вагони з візками 18-9817;
- найкращий показник коефіцієнта горизонтальної динаміки, а також менші рамні сили мають візки 18-4129;
- прискорення кузова вагона у вертикальній площині для візків 18-9817 і 18-4129 приблизно однакові, а у горизонтальній – менші для візка 18-4129 за винятком швидкостей понад 100 км/год;
- найкращий показник коефіцієнта запасу стійкості колеса від сходу з рейок для навантаженого режиму має візок 18-4129 у всьому діапазоні швидкостей, а в порожньому стані для швидкостей менше 90 км/год.

На рис. 5.11 наведено залежності абсолютних значень рамних сил від швидкості для завантаженого і порожнього режимів руху.

5.3. Удосконалення методики технічного діагностування пасажирських вагонів.

У роботі авторів дослідження [204] пропонуються удосконалення методики технічного діагностування пасажирських вагонів. Існуюча методика технічного діагностування пасажирських вагонів не дає можливості повною мірою оцінити ймовірність продовження терміну служби вагона, тому як не враховує особливостей пошкоджень елементів конструкції у період експлуатації. В статті розглянуто послідовність дослідження напружень в елементах рами кузова пасажирського вагону побудови КВЗ на основі типових випробувань. Завданням дослідження [204] є визначення послідовності розрахунку напружень в елементах рами кузова пасажирського вагону побудови КВЗ (Крюківського вагонобудівного заводу) із строком служби, що перетнув 41 рік від дати виготовлення для оцінки показників міцності та опору втомі методами технічного діагностування та типових випробувань.

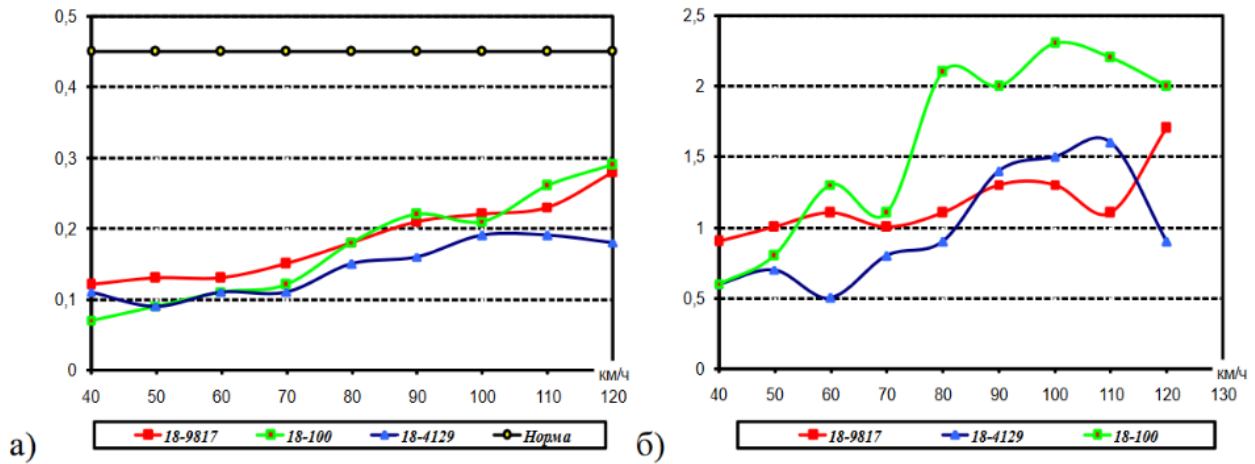


Рисунок 5.11 – Залежності абсолютних значень рамних сил від швидкості для завантаженого і порожнього режимів руху для вантажних вагонів із візками 18-100, 18-4129, 18-9817¹⁴

У зв'язку зі скороченням інвентарного парку пасажирських вагонів після досягнення нормативного терміну служби, закупівлею в недостатній кількості нових вагонів, був викликаний дефіцит парку пасажирських вагонів. Комплекс робіт з продовження терміну служби передбачений методикою технічного діагностування пасажирських вагонів, що вислужили призначений термін, та нормативними документами. Але існуюча методика не враховує деяких особливостей пошкодження елементів конструкції у період експлуатації. У таких випадках звичайні засоби технічного діагностування згідно з [67] не дають змогу повною мірою оцінити ймовірність продовження терміну служби вагона. Граничний термін експлуатації пасажирських вагонів та візків (41 рік з дати побудови), встановлений відповідними розпорядчими документами АТ «Українська залізниця», є необґрунтованим.

Продовження терміну служби конкретного пасажирського вагона можна вважати повністю обґрунтованим лише у тому випадку, коли обґрунтованим є визначений за результатами науково-експериментальних досліджень та затверджений відповідними розпорядчими документами Укрзалізниці граничний термін експлуатації для вагонів даного типу. Зазначені експериментальні дослідження для кожного типу кузова вагона та візка, що знаходяться в експлуатації і граничний

¹⁴ Інформацію запозичено із джерела [125]

термін якого потрібно визначити, повинні складатися з наступних етапів:

- аналіз пошкоджень механічного та корозійного характеру з виявленням найбільш характерних для даного типу кузовів або візків за результатами обстеження вагонів, що виступили призначений термін, за останні 5 років;
- ресурсні випробування зразків (не менше трьох) металоконструкції кузова, рами та надресорної балки візка до початку руйнування основних несучих елементів;
- аналіз та оцінка результатів досліджень з встановленням граничного терміну експлуатації кожного типу кузова вагона та візка.

В роботах [220, 221] для оцінки ударостійкості за допомогою методів скінченних елементів моделюється зіткнення пасажирського вагона з твердою стіною. У аналізі використовується повнорозмірна детальна модель пасажирського вагону. Для підтвердження результатів моделювання, проводяться порівняння з експериментальними вимірюваннями перед проведенням аналізу зіткнення пасажирського вагона. В результаті моделювання дослідники отримують конструкцію пасажирського вагону з кращими властивостями ударостійкості. В роботах [222–224] досліджувались проблеми та особливості технічного діагностування пасажирських вагонів. А в [225, 226], виконувались числові розрахунки на базі скінченно-елементної моделі з оцінкою міцності по I та III розрахункових режимах. Далі з урахуванням попередніх результатів виконувались розрахунки втомної пошкоженості елементів конструкції для оцінки залишкового терміну служби. Крім того, в [225] були виконані розрахунки для нових вагонів і вагонів з мінімальними товщинами елементів (внаслідок корозії) та розрахунковим шляхом був встановлений суттєвий вплив механічних або зварних пошкоджень (підрізів), залежно від розмірів останніх, на термін служби вагонів. Обґрунтування необхідності уточнення терміну продовження корисної експлуатації пасажирських вагонів розглядалися як в Україні так і в закордонних публікаціях [195, 221, 224]. В більшості перерахованих наукових публікаціях досліджується збільшення строку експлуатації різних типів пасажирських вагонів шляхом удосконалення їх конструктивних властивостей

[220].

Дослідження залишкового ресурсу та продовження термінів служби пасажирських вагонів в Укрзалізниці проводиться філією «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» (НДКТИ) публічного акціонерного товариства «Українська залізниця» та Українським науково-дослідним інститутом вагонобудування (УкрНДІВ) з розробкою нових методик його продовження та діагностування [226].

Найбільш поширеними вагонами, які використовуються в пасажирських перевезеннях є вагони відкритого типу побудови КВЗ.

Рама вагона складається з хребтової балки, що проходить по всій довжині кузова, двох шворневих, трьох поперечних і двох кінцевих балок. Хребтова балка складається з трьох частин: середня полегшена зроблена з швелера №30 (ГОСТ 8240-72), а кінцеві посилені – з швелера № 30 В-1 (ГОСТ 5267-63).

Стики частин хребтової балки розташовані між шворневою і встановленими поблизу них поперечними балками. Стики косі і виконані в різних поперечних площинах рами. Шворневі балки зварені з вертикальних стінок, перекритих верхніми і нижніми листами товщиною 10 мм. Спільно вони утворюють закрите коробчатий змінний перетин. Всі поперечні балки штамповані з листа товщиною 6 мм. Для кінцевих балок застосований швелер, частини якого знизу і зверху підсилюють листами, підкріпленими косинцями і ребрами жорсткості. Настил підлоги покладений над рамою і приварений до неї електродуговим зварюванням. Настил включає три металевих листа, один з яких, має товщину 2 мм і для збільшення жорсткості має поздовжні гофри. Кінцеві листи гладкі, їх товщина – 3 мм. Бічними обв'язками рами служать гарячекатаний зет-подібний профіль (100x75x75x6,5 мм).

В роботі авторів дослідження [197] визначено залишковий ресурс спеціальних вагонів. Визначення залишкового ресурсу методом типових випробувань розглянуто в роботі [226].

Для визначення напружень в елементах рами кузова пасажирського вагона розглянуто розрахунковий переріз кузова (рис. 5.12). Зведений розрахунок моменту

інерції поперечного перерізу пасажирського вагона відобразимо в табл. 5.1.

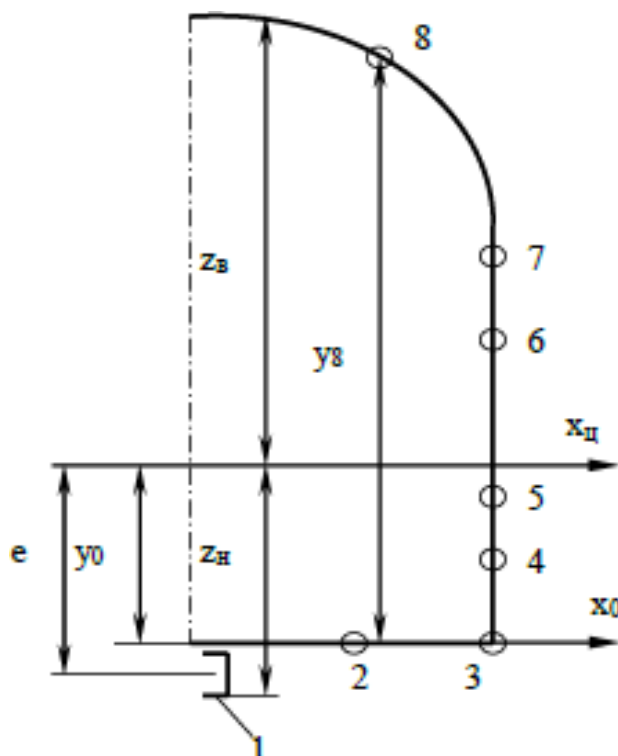


Рисунок 5.12 – Розрахунковий переріз пасажирського вагона:

1 – хребтова балка; 2 – гофр обшивки пола, нижня обв’язка кузова; 4 – гофр нижньої панелі; 5 – підвіконний пояс; 6 – надвіконний пояс; 7 – гофр верхньої панелі; 8 – гофр даху

Таблиця 5.1. Розрахунок моменту інерції поперечного перерізу пасажирського вагона

№№	F_i	J_i	y_i	a_i	S_i	J_2	J_3
1.	87,28	12948,89	-14,11	76,46	-1231,83	510218,04	523166,93
2.	3,90	6,00	0,00	62,34	0,00	15 158,45	15 164,45
3.	3,90	6,00	0,00	62,34	0,00	15 158,45	15 164,45
4.	3,90	6,00	0,00	62,34	0,00	15 158,45	15 164,45
5.	3,90	6,00	0,00	62,34	0,00	15 158,45	15 164,45
6.	3,90	6,00	0,00	62,34	0,00	15 158,45	15 164,45
7.	3,90	6,00	0,00	62,34	0,00	15 158,45	15 164,45
8.	19,80	331,00	4,00	58,34	79,20	67 399,78	67 730,78
9.	3,90	58,60	26,00	36,34	101,40	5 151,47	5 210,07
10.	3,90	58,60	46,00	16,34	179,40	1 041,80	1 100,40
11.	3,90	58,60	64,00	1,66	249,60	10,69	69,29
12.	3,90	58,60	80,00	17,66	312,00	1 215,76	1 274,36
13.	3,90	58,60	94,00	31,66	366,60	3 908,18	3 966,78
14.	10,98	91,80	108,00	45,66	1 185,84	22 887,43	22 979,23
15.	13,02	167,00	210,00	147,66	2 734,20	283 865,65	284032,65

№№	F_i	J_i	y_i	a_i	S_i	J_2	J_3
16.	3,90	6,00	230,00	167,66	897,00	109 623,21	109 629,21
17.	3,90	6,00	320,00	257,66	1 248,00	258 907,68	258 913,68
18.	3,90	6,00	324,00	261,66	1 263,60	267 008,94	267 014,94
19.	3,90	6,00	328,00	265,66	1 279,20	275 235,01	275 241,01
20.	3,90	6,00	330,00	267,66	1 287,00	279 394,84	279 400,84
21.	3,90	6,00	332,00	269,66	1 294,80	283 585,88	283 591,88
22.	3,90	6,00	334,00	271,66	1 302,60	287 808,11	287 814,11
Сума	201	13 910	2 816	2 567	12 549	2 748 213	2 762 123

Позначення в табл. 5.1:

F_i – площа поперечного перетину елемента;

J_i – власний момент інерції елемента;

y_i – це координати центрів ваги елементів перерізу по осі y ;

S_i – момент інерції по всій площі поперечного перерізу;

a_i – відстань до осі $x_{ц}$ (центру мас);

J_2 – додатковий момент інерції;

J_3 – повний момент інерції;

J_4 – повний момент інерції хребтової балки.

Розрахункова схема кузова зводиться до розрахунку балки на двох опорах (рис. 5.13):

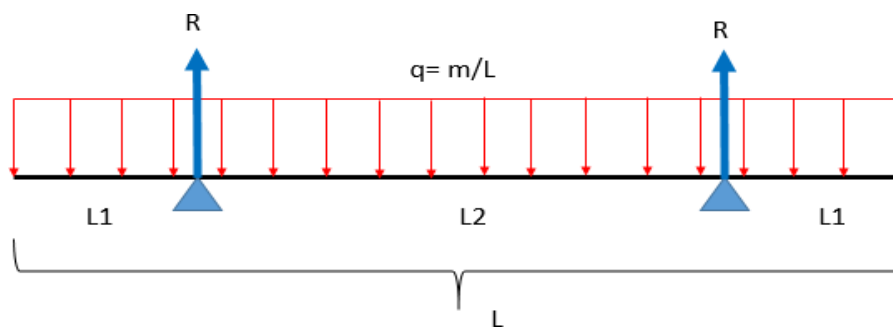


Рисунок 5.13 – Розрахункова схема кузова вагона

Найбільші напруження виникнуть в перетині А-А або Б-Б (рис. 5.14).

Для виконання розрахунків, використаємо параметри пасажирського вагона (табл. 5.2). Оцінено напруженість хребтової балки і нижньої обв'язки кузова в перерізі Б-Б. Навантаження по цих балках розподіляється пропорційно їх жорсткостям.

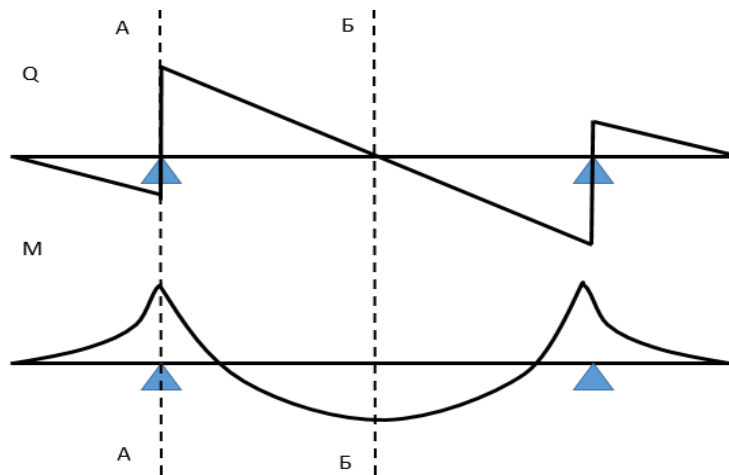


Рисунок 5.14 – Епюри перетинаючих сил і моментів

Таблиця 5.2 – Параметри пасажирського вагона

Маса візка, кг	Маса вагона брутто, кг	База вагона, м	Довжина вагона, м	Розподілене навантаження, Н	Реакція сил, Н	Тара вагона, кг	Статичний прогин, мм	Момент Б-Б, Нм	Момент А-А, Нм
7200	63800	19	25	19385	242307	58800	209	- 787498	87230

Максимальні напруження в хребтовій балці та максимальні напруження в нижній боковій обв'язці, які виникають від власних сил тяжіння, сил що виникають під час руху вагона, сили взаємодії між вагонами, вагоном та локомотивом, гальмуванням, співударом, дають змогу в подальшому проводити розрахунки показників міцності та опору втомі для визначення залишкового ресурсу вагону.

За результатами проведених авторами в роботі [204] досліджень в елементах рами кузова пасажирського вагона показники міцності вагону та опору втомі, відповідають вимогам подальшої експлуатації. Таким чином, отримані практичні та теоретичні результати дають можливість продовжувати строк служби пасажирських вагонів побудови КВЗ понад 41 рік від побудови з виконанням періодичного технічного діагностування несучих конструкцій.

6. ВИЗНАЧЕННЯ КРИТЕРІЇВ ОЦІНКИ КОМФОРТУ І БЕЗПЕКИ РУХУ ШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ УКРЗАЛІЗНИЦІ

6.1. Деякі норми проєктування швидкісних ліній в країнах світу

Мінімальні радіуси кривих на французьких LGV – 4000 м. На нових магістралях, що будуються – 6000 м. У табл. 6.1 показано основні параметри високошвидкісних ліній в деяких країнах світу.

Таблиця 6.1 – Основні параметри високошвидкісних ліній в деяких країнах світу

Параметри	Італія	Країни ЄС		Японія	
	Максимальні дозволені швидкості руху, км/год				
	250	300	350	260	350
h_{max} , мм	125	150; 105*	180; 130*	180	200
$[a_y]$, м/с ²	0,85	0,84; 0,55*	0,73; 0,42*	0,5	0,52
ρ_{min} , м	3000	6000; 4000*	7250; 6250*	3000	4000

* значення для ліній із змішаним рухом швидкісних і вантажних поїздів

Відмінністю нових швидкісних магістралей, що проєктуються у Росії є дискретна залежність норми непогашеного відцентрового прискорення від рівня швидкості руху (табл. 6.2).

Таблиця 6.2 – Норми непогашеного відцентрового прискорення в залежності від рівня швидкості руху на лінії Москва–Казань, що проєктується¹⁵

Максимальна швидкість руху, км/год	≤250	300	350	400
Максимальне допустиме непогашене прискорення, м/с ²	0,7	0,6	0,5	0,4

¹⁵ Специальные технические условия «Проектирование участка Москва–Казань высокоскоростной железно-дорожной магистрали Москва–Казань–Екатеринбург со скоростями движения до 400 км/ч»: решение НТС Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства РФ No 32 (вх. 59889/МС)

6.2. Норми проектування ліній із змішаним рухом швидкісних і вантажних поїздів української залізниці

Лінії із змішаним рухом швидкісних і вантажних поїздів, відповідно до норм проектування залізниці колії 1520 мм (ДБН В.2.3-19:2018) [228] відносяться до категорії «Швидкісні». Вони мають наступні затверджені вимоги за критеріями безпеки, плавності та комфортабельності їзди (табл. 6.1).

Таблиця 6.3 – Характеристики колії категорії «Швидкісні» за критеріями безпеки, плавності та комфортабельності їзди [228]

№	Показник	Значення
1	Максимальна швидкість руху пасажирських поїздів, км/год	200
2	Максимальний керівний ухил, ‰	20 *
3	Радіуси кривих, м	
	- рекомендовані	4000–3000
	- допустимі у важких умовах	2500
	- допустимі у особливо важких умовах за техніко-економічного обґрунтування	1200
	- допустимі за погодженням АТ «Укрзалізниця»	800
4	Максимальне допустиме непогашене прискорення $[a_y]$, м/с ²	
	- для пасажирських поїздів	$\pm 0,7^{**}$
	- для вантажних поїздів	$\pm 0,3$
5	Максимальна допустима швидкість зміни непогашене прискорення $[\psi]$, м/с ³	0,5
6	Максимальна допустима швидкість підйому колеса по відводу підвищення зовнішньої рейки $[f_y]$, мм/с	30
7	Максимальна допустима крутизна відводу підвищення зовнішньої рейки $[i_b]$, ‰	0,67
8	Мінімальна допустима довжина прямої вставки між перехідними кривими, м	150***
9	Підвищення зовнішньої рейки	визначається за формулою (6.1)

* допускається місцеве перевищення керівного ухилу;

** дозволяється в окремих кривих до 1,0 м/с²;

*** у важких умовах допускається 100 м.

Найважливіший показник, що визначає обмеження швидкості руху у кривій – підвищення зовнішньої рейки – пропонується визначати за відомою формулою:

$$h = \frac{A}{g} \left(\frac{V^2}{\rho} - [a_y] \right), \quad (6.1)$$

де h – підвищення зовнішньої рейки, м;

ρ – радіус кривої, м;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$;

A – активна ширина колії – відстань між центрами рейок, м. Для колії 1520 мм $A = 1600$ мм;

$[a_y]$ – максимальне дозволене непогашене бокове прискорення за умовами комфорту пасажирів.

Норми, наведені у табл. 6.1 свідчать про те, що сучасні вимоги до швидкісних ліній (видання ДБН – 2018р.) не передбачають, навіть у перспективі, можливості будівництва нових високошвидкісних ліній.

Особливістю колій для суміщеного руху швидкісних і вантажних поїздів є необхідність обмеження для підвищення зовнішньої рейки за максимальним негативним непогашеним прискоренням для вантажних поїздів ($[a_y] = -0,3 \text{ м/с}^2$), яке має місце при зупинці поїзда в кривій і дорівнює: $h_{max} = [a_y] \frac{A}{g} \approx 50$ мм.

Якщо виконувати цю вимогу, то, наприклад, швидкість у 160 км/год – максимальну швидкість поїздів InterCity+ – можна досягнути тільки у кривих радіусом понад 1510 м для $[a_y] = 1,0 \text{ м/с}^2$, або понад 1960 м для $[a_y] = 0,7 \text{ м/с}^2$ (табл. 6.4).

Ця обставина є суттєвим стримуючим фактором підвищення швидкостей руху пасажирських перевезень у системі суміщеного руху високошвидкісних і вантажних поїздів.

Таблиця 6.4 – Мінімальні радіуси кривих для досягнення певної швидкості руху за умовами комфорту при різних значеннях підвищення зовнішньої рейки

Мінімальні радіуси кривих ділянок колії, м						
Максимальна швидкість руху, км/год	Підвищення зовнішньої рейки, мм					
	50		100		150	
	Непогашене відцентрове прискорення, м/с ²					
	1,0	0,7	1,0	0,7	1,0	0,7
100	600	770	475	590	400	480
160	1510	1960	1225	1500	1000	1220
200	2400	3100	1915	2350	1610	1910

7. ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ ДИНАМІКИ ТА ПОКАЗНИКІВ ВПЛИВУ НА КОЛІЮ РУХОМОГО СКЛАДУ З НОВІТНИМИ КОНСТРУКТИВНИМИ РІШЕННЯМИ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ

7.1. Дослідження впливу набутих відхилень технічного стану екіпажної частини рухомого складу на динамічне навантаження рейкової колії

7.1.1. Типові відхилення технічного стану екіпажної частини рухомого складу

На сьогоднішній день майже 90% вантажних вагонів АТ «Укрзалізниця» використовуються за межами призначеного заводом-виробником терміну експлуатації та мають продовжений термін служби. Через це існує затверджена система подовження терміну експлуатації [208, 209]. Метою подовження терміну служби є гарантія безпечної експлуатації рухомого складу, який вичерпав свій призначений термін служби. Зі зростанням терміну служби вантажних вагонів рівень безпеки знижується. Причиною цього є підвищення рівня силової взаємодії колісних пар з колією. Це відбувається за рахунок впливу на стан вантажних вагонів таких основних чинників:

- знос вузлів і деталей, внаслідок чого зменшується їх запас міцності;
- природне старіння металевих матеріалів (поява мікротріщин, корозія тощо);
- накопичення, в процесі експлуатації, втомних змін стану несучих металевих конструкцій.

В процесі експлуатації вантажних вагонів під дією циклічних знакозмінних навантажень відбувається зміна механічних та фізичних властивостей металу несучих конструкцій. На певній стадії починаються явища зниження опору металу руйнуванню, що характеризуються, як втомні ушкодження.

Своєчасне виявлення дефектів металу, що виникають, досягається правильною періодичною організацією системи контролю відповідних вузлів і деталей вантажних вагонів, із застосуванням необхідних методів та обладнання для

проведення контролю.

Питання, пов'язані із відхилення технічного стану екіпажної частини рухомого складу, що впливають на стан колії, розглянуто у публікаціях авторів [158–204].

7.1.2. Аналіз несправностей вантажних вагонів в експлуатації

В статті [171] представлено дослідження несправностей спеціального рухомого складу (думпкари-самоскиди та вагони хопер-дозатори) в експлуатації. Думпкари-самоскиди (ДВ) та вагони хопер-дозатори (ХДВ) здебільшого використовуються в колійному господарстві та враховуючи свою специфіку мають сезонне використання. Станом на 01.05.2021 року приписний парк вагонів хопер-дозаторів АТ «Укрзалізниця» складає 1454 одиниці, середній вік вагонів становить 44 роки, при нормативному терміні служби 25 років та середньому зносі 98%. Думпкари (самоскиди) налічують 942 одиниць, середній вік яких становить 35 років, при нормативному терміні служби 22 роки та середньому зносі 100%.

Аналіз наведених даних свідчить про фізичне та моральне зношення парку вагонів спеціального рухомого складу, що в свою чергу негативно впливає на безвідмовність роботи його вузлів та може призвести до виникнення затримок в перевізному процесі та утриманні інфраструктури в належному стані.

Несправності вагонів розподіляються на наступні групи:

- 1 – несправність колісної пари;
- 2 – несправність візка;
- 3 – несправність автозчепного обладнання;
- 4 – несправність автогальмівного обладнання;
- 5 – несправність кузова вагона;
- 6 – несправність рами вагона;
- 8 – несправність кузова, що веде до виключення вагона з експлуатації;
- 9 – службові коди, не пов'язані з технічним станом вагона.

Таблиця 7.1 – Несправності вагонів за період з 2018 по 2020 року

Код групи	Код та назва несправності	Загальна кількість, одиниць
1xx – колісна пара	102 – тонкий гребінь; 106 – повзун на поверхні кочення; 107 – вищербина ободу колеса; 109 – гострокінцевий накат гребня; 111 – тонкий обід; 157 – нагрів підшипника в корпусі букси; 160 – прострочений строк середньогоремонту колісної пари	12
2xx – візок	218 – тріщина (злам) клину гасника коливань; 219 – завищення (заниження) фрикційного клину відносно опорної поверхні надресорної балки; 227 – ослаблення заклепок планки фрикційного гасителя коливань	7
3xx – автозчепне обладнання	302 – провисання автозчепу; 304 – тріщина корпусу автозчепу; 348 – несправність поглинаючого апарату; 363 – злам важеля розчіпного приводу	8
4xx – автогальмівне обладнання	403 – несправність повітродозподільювача; 443 – злам важелів та тяг гальмівної важільної передачі; 444 – зношування втулок триангелю; 445 – заварювання баишамаку	5
5xx – кузов	503 – обрив зварного шва стійки; 549 – несправність вантажно-розподільювального механізму спеціалізованих вагонів; 575 – дострокова постановка в капітальний ремонт за технічним станом	196
6xx – рама	616 – злом/тріщина проміжних стійок	3
8xx – несправність, що веде до виключення	-	0
9xx – службові коди	-	0

За період з 02.03.2021 по 30.04.2021 (60 діб) та за результатами технічного діагностування головної наукової організації АТ «Укрзалізниця» за період з 2018 по 2020 року. Сформовані дані несправностей згідно довідки наведено в табл. 7.1. За результатами аналізу несправностей спеціального рухомого складу виконано розподіл за групами відповідно даних технічного обслуговування (рис. 7.1). З 2400 вагонів спеціального рухомого складу за останні 60 діб, 230 вагон було відчеплено у позаплановий ремонт (ТОВ-1, ТОВ-2), що становить 7% від

загального парку.

Аналіз несправностей спеціального рухомого складу за результатами технічного діагностування за період з 2018 до 2020 року наведено в табл. 7.2. Загальна кількість вагонів спеціального рухомого складу, які було продіагностовано в зазначений період, склала 1581 одиниць.

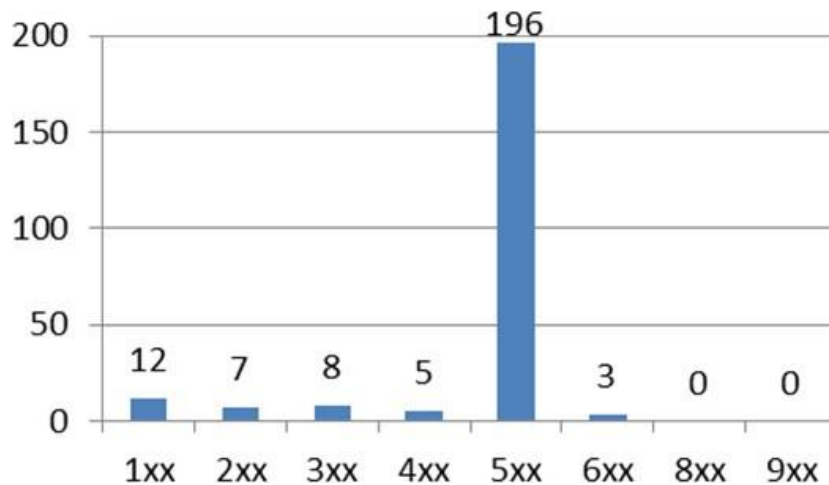


Рисунок 7.1 – Розподіл несправностей рухомого складу за кодами груп за даними технічного обслуговування

Під час технічного діагностування огляду підлягали тільки несучі конструкції вагонів. В зв'язку з цим до уваги було взято лише несправності груп 5, 6, 8.

Вибірку несправностей парку спеціального рухомого складу власності АТ «Укрзалізниця» було сформовано відповідно інформаційної довідки Головного інформаційно-обчислювального центру (ГІОЦ). Аналіз несправностей спеціального рухомого складу з розподілом за кодами груп зображено на рис. 7.2. Коди груп несправностей відповідають наведеним у табл. 7.3.

Таблиця 7.2 – Несправності спеціального рухомого складу за даними технічного діагностування у період з 2018 по 2020 рр.

Код групи	Код та назва несправності	Загальна кількість, од.
5 – кузов	503 – обрив зварного шва стійки; 549 – несправність вантажно-розподільного механізму спеціалізованих вагонів	261

Код групи	Код та названесправності	Загальна кількість, од.
6 – рама	603 – тріщина в з'єднанні шкворневої та хребтової балок; 609 – тріщина, в горизонтальній та вертикальній полці балок; 616 – злом/тріщина проміжних стійок; 621 – тріщина кінцевої балки	223
8 – несравність, що веде до виключення	820 – несравність рами, яка веде до виключення	49

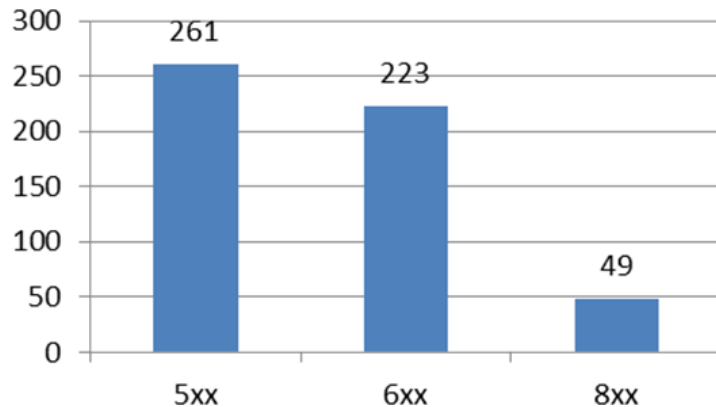


Рисунок 7.2 – Розподіл несправностей спеціального рухомого складу за кодами груп за даними технічного діагностування

З метою визначення вікового проміжку виникнення несправностей у спеціальному рухомому складі, ДВ та ХДВ було розподілено на 3 групи за терміном експлуатації:

1 – термін служби призначений заводом виготовлення (для ДВ від 0 до 22 років, для ХДВ від 0 до 25 років);

2 – після завершення терміну служби призначеного заводом виготовлення до полуторного терміну служби (для ДВ від 22 до 33 років, для ХДВ від 25 до 37,5 років);

3 – понад полуторний термін служби (для ДВ понад 33 роки, для ХДВ понад 37,5 років).

За отриманими результатами досліджень встановлено, що відповідно до інформації про технічне обслуговування понад 95% несправностей припадають на вагони, які відносяться до 2 групи, а за результатами технічного діагностування до 3 групи.

Отримані результати дозволили визначити основні групи несправностей спеціального рухомого складу. Найбільша кількість несправностей припадає на несучі конструкції (рама та кузов вагона), колісні пари. Така ситуація свідчить про необхідність розробки проєктів модернізації для несучих конструкцій, які вже вичерпали призначений термін служби, адже діюча ремонтна документація не передбачає усунення таких дефектів.

Для змінних елементів спеціального рухомого складу слід застосовувати відповідні запобіжні заходи для попередження їх відмов в експлуатації.

Отримані результати дозволили визначити проблемні вузли спеціального рухомого складу при розробці заходів для підвищення надійності (вдосконалення конструкцій на стадії проєктування, підвищення якості технічного обслуговування та ремонту, впровадження сучасних методів контролю).

В статті [174] проведено визначення динамічної навантаженості удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи для перевезення військової техніки та ведення вогню під час руху. Найбільш затребуваним типом вагона для перевезення військової техніки є вагони-платформи. Можливість ведення з них вогневих дій при виникненні такої необхідності забезпечило б підвищення цивільної оборони України. Під час другої світової війни такі військові операції практикувалися. В статті визначено, що на сьогоднішній день спеціалізований рухомий склад для перевезення військової техніки проєктують без урахування такої можливості. Крім того, існуюча нормативна база не висвітлює таких питань. Це зумовлює необхідність дослідження динамічної навантаженості вагонів при перевезенні військової техніки та веденні вогневих дій з неї, а також проєктування спеціалізованих конструкцій вагонів.

Поліпшення технічних характеристик вагона-платформи шляхом удосконалення його конструкції наведені у роботі [116]. В роботі приводяться математичні моделі, які дозволяють визначити характеристики динаміки та міцності вагона-платформи.

Дослідження навантаженості та довговічності залізничних екіпажів методами динаміки системи тіл проводиться у науковій статті [117]. Розглянута

методика використана при дослідженні динамічної навантаженості та втомної довговічності рами довгобазного вагона-платформи для перевезення контейнерів.

Аналіз конструкції вагона-платформи нового покоління наведений у статті [118]. Особливістю вагона-платформи є можливість регулювання корисної довжини залежно від габаритів вантажу, що перевозиться.

При проектуванні несучих конструкцій вагонів не враховані навантаження, які можуть діяти на них при перевезенні військової техніки та веденні вогневих дій з них.

Питання проектування рухомого складу для перевезення великовагових вантажів розглянуті у науковій публікації [119]. Дослідження динаміки та міцності здійснено за допомогою сучасних засобів програмного забезпечення ProMechanica та CosmosWorks. При проектуванні несучої конструкції вагона проведено дослідження щодо можливості його виконання з різнотипних матеріалів.

Дослідження динаміки залізничного вагона з відкритою завантажувальною платформою наведені у роботі [205]. Розрахунок проведено в середовищі програмного забезпечення MSC Adams. Конструкційні особливості вагона для інтермодальних перевезень розглянуті у науковій публікації [206]. Вагон має понижену середню частину, а наявність оборотної частини дає можливість здійснювати завантаження і розвантаження автотехніки самокатом.

Дослідження динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи подані у роботі [207]. Наведено математичну та комп'ютерну моделі, які дозволяють визначити прискорення несучої конструкції вагона-платформи, завантаженої двома контейнерами-цистернами. Показано особливості динамічної навантаженості вагона-платформи для перевезення військової техніки.

Для досягнення зазначеної мети визначені такі завдання:

1. Удосконалити несучу конструкцію вагона-платформи з метою можливості перевезення військової техніки та ведення вогневих дій з нього;

2. Визначити прискорення, які діють на несучу конструкцію вагона-платформи при веденні вогневих дій з нього;

3. Визначити критичні частоти коливань несучої конструкції вагона-платформи при веденні вогневих дій з нього.

Для забезпечення міцності вагона-платформи при здійсненні вогневих дій з нього пропонується удосконалення несучої конструкції (рис. 7.3). Як прототип було обрано вагон-платформу моделі 13-401.

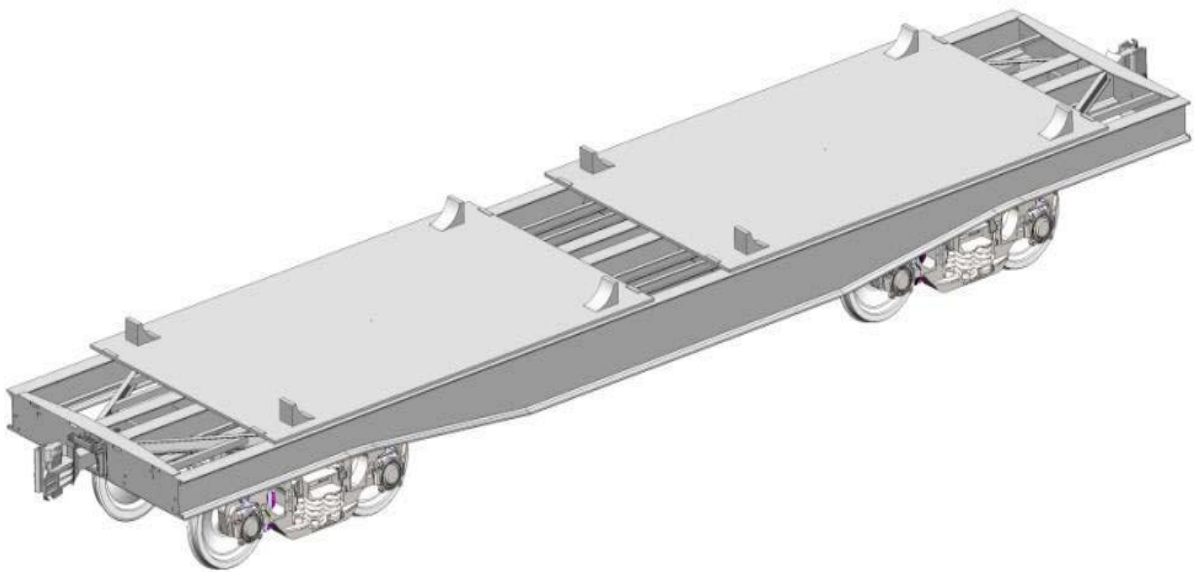


Рисунок 7.3 – Вагон-платформа для перевезення військової техніки та ведення вогневих дій

Пропонується встановлення на несучу конструкцію вагона-платформи поворотних секторів з композитного матеріалу з в'язким або пружно-в'язким зв'язками, що дозволяє поглинати кінетичну енергію, яка передається на раму при веденні вогню з вагона. Для цього використано математичну модель, наведену у роботі [210]. Дана модель доопрацьована шляхом урахування додаткового ступеня вільності – коливань посмикування. Враховано, що вагон-платформа завантажений двома зенітними установками з дульною енергією 89 кДж кожна. При цьому прийнято припущення, що переміщення зенітних установок при пострілі відсутнє. Розраховано прискорення вагон-платформи при веденні вогню при різних кутах постілу. Отримано максимальні прискорення – біля $3,8 \text{ м/с}^2$ (рис. 7.4) при коливаннях підскакування та $3,9 \text{ м/с}^2$ при коливаннях галопування (рис. 7.5).

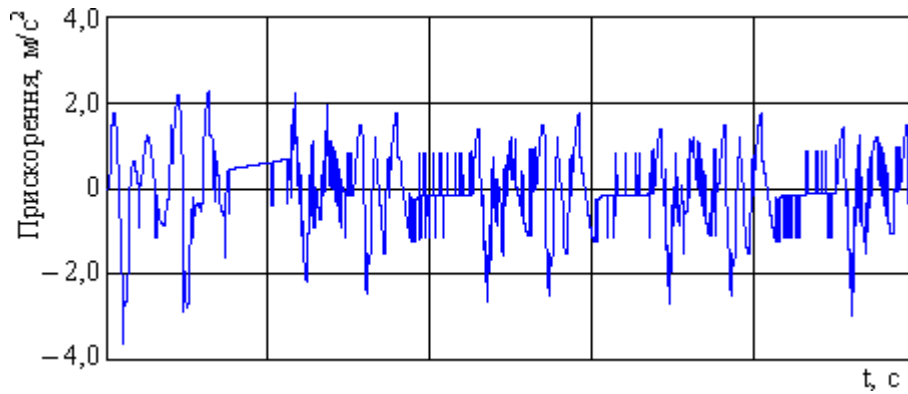


Рисунок 7.4 – Прискорення в центрі мас несучої конструкції вагона-платформи при коливаннях підскакування

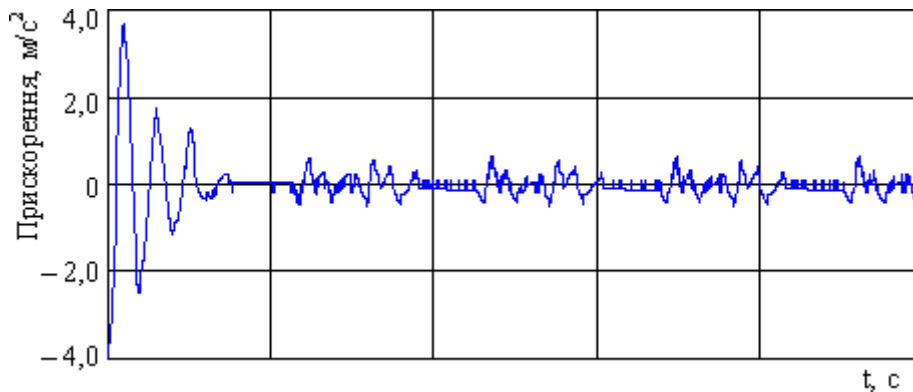


Рисунок 7.5 – Прискорення в центрі мас несучої конструкції вагона-платформи при коливаннях галопування

При цьому було з'ясовано, що величина прискорення не залежить від кута пострілу. Визначено, що коефіцієнт в'язкого опору між поворотним сектором та несучою конструкцією вагона-платформи повинен знаходитися в діапазоні 50–130 кН·с/м, а жорсткість пружних елементів – 60–200 кН/м.

Отже з урахуванням встановлення пружно-в'язкого зв'язку між поворотним сектором та несучою конструкцією вагона-платформи стає можливим знизити динамічну навантаженість при пострілі з зенітних установок у вертикальній площині майже на 30% у порівнянні з типовою конструкцією. Для визначення критичних частот коливань несучої конструкції вагона-платформи проведено модальний аналіз в програмному середовищі CosmosWorks. Для цього створено просторову модель удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи.

Розрахунок здійснений за методом скінчених елементів. Розрахункова схема наведена на рис. 7.6.

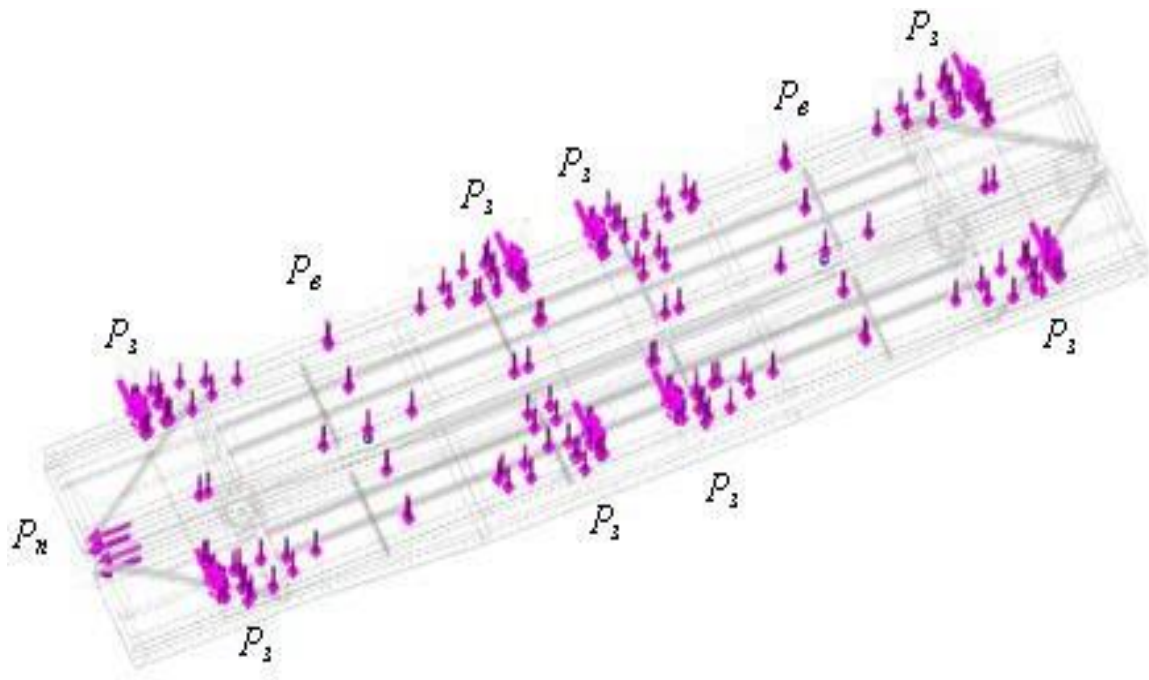


Рисунок 7.6 – Розрахункова схема несучої конструкції вагона-платформи

Враховано, що на передні упори автозчепного пристрою діє повздовжнє навантаження $P_n = 2,5$ МН. На несучу конструкцію вагона-платформи діє вертикальне навантаження P_e від ваги-брутто зенітних установок, а також навантаження, які виникають в зонах закріплення установок P_z , яке розкладалося на складові з урахування кутів розміщення засобів закріплення в просторі. Закріплення моделі здійснювалося в зонах обпирання на ходові частини.

7.1.3. Методи продовження терміну служби вантажних вагонів

У статті [186] розглянуто найбільш поширені методи продовження терміну служби вантажних вагонів. Метою продовження терміну служби є забезпечення безпечної експлуатації рухомого складу, який вичерпав свій призначений термін служби з необхідним рівнем безпеки.

Зі зростанням терміну служби вантажних вагонів рівень безпеки знижується. Це відбувається за рахунок впливу на стан вантажних вагонів таких основних чинників:

- знос вузлів і деталей, внаслідок чого зменшується їх запас міцності;
- природне старіння металевих матеріалів (корозія і т.і.);
- накопичення, в процесі експлуатації, втомних змін стану несучих металевих конструкцій.

В процесі експлуатації вантажних вагонів під дією циклічних знакозмінних навантажень відбувається зміна механічних та фізичних властивостей металу несучих конструкцій. На певній стадії починаються явища зниження опору металу руйнуванню, що характеризуються, як втомні ушкодження.

Спочатку в структурних складових металу утворюються мікротріщини, які на подальших стадіях переростають в макротріщини і при несвоєчасному виявленні та усуненні призводять до руйнування елемента [180].

Своєчасне виявлення дефектів металу, що виникають, досягається правильною періодичною організацією системи контролю відповідних вузлів і деталей вантажних вагонів, із застосуванням необхідних методів та обладнання для проведення контролю. За таких обставин на першу роль виходять методи продовження терміну служби вантажних вагонів.

Метою технічного діагностування є дослідження залишкового ресурсу та обґрунтування можливості продовження експлуатації вантажних вагонів після закінчення призначеного заводом-виробником терміну служби, встановлення величини продовженого терміну служби, призначення необхідного для цього виду й обсягу ремонту (деповський чи капітальний) або виключення.

Завданням обстеження технічного стану вагонів є виявлення пошкоджень деталей і вузлів в експлуатації, механічного або корозійного зносу, залишкових деформацій, тріщин, контроль товщини стінок несучих елементів кузова та рами.

7.2. Контрольні випробування

Завданням контрольних випробувань є експериментальна перевірка відповідності показників міцності конструкції вагону вимогам діючих нормативних документів.

Контрольні випробування включають:

- статичні випробування на міцність від дії вертикального навантаження;
- скидання з клинів;
- типові та ресурсні випробування на міцність при зіткненні.

Статичні випробування на міцність – визначення напруженого стану, деформацій, стійкості елементів конструкції кузова, рами вагона та рами візка з реально наявними товщинами на період обстеження при дії статично прикладеного навантаження.

Скидання з клинів – оцінка власних частот коливань та динамічних напружень в елементах рами і кузова вагона та несучих конструкціях візка.

Випробування по скиданню з клинів виконуються наступним чином: завантажений вагон, накочується за допомогою локомотива на клини (висота клинів складає не менше 25 мм, довжина – 350 мм, ширина – 50 мм).

В залежності від кількості використаних клинів і місця їх розташування під відповідними колесами вагона визначають види коливання при проході і скиданні вагона з клинів. Кількість скидань з клинів за кожною схемою їх встановлення рекомендується виконати не менше 3 разів.

Типові та ресурсні випробування міцності при зіткненні – визначення і оцінка динамічних напружень і деформацій в несучих конструкціях рами та кузова вагона при прикладанні нормативних ударних сил через автозчепне обладнання.

Порядок проведення типових та ресурсних випробувань на співудар полягає у такому:

- завантаження вагона до номінальної вантажопідйомності;
- зважування завантаженого вагона;
- облаштування вагона спеціальним автозчепом-динамометром;
- установка вагона на ділянку залізничної колії для випробувань, а також пікету для визначення швидкості накочування вагона-бойка;
- випробування на співудар;
- вимірювання деформацій, швидкості накочування та сили удару вагона-бойка за допомогою засобів вимірювальної техніки;
- огляд конструкції при типових ударних випробуваннях проводиться після

кожних 3-5 ударів.

Випробування на зіткнення проводяться шляхом накочування локомотивом вагона-бойка на дослідний вагон, який знаходиться в підпертому (при одно ударній схемі) та вільному (при двох ударній схемі випробувань) станах. Після кожної серії співударів проводиться перевірка технічного стану вагона та його устаткування. Процес виникнення і розвитку дефекту деталей, вузлів і устаткування вагона простежується до закінчення випробувань, при цьому виявляються можливі причини утворення дефектів. Ударні випробування можуть проводитися з одиночним вагоном, який ударяється в групу загальмованих вагонними башмаками завантажених вагонів, що стоять на прямій ділянці залізничної колії, або в який ударяється завантажений вагон-бойок при різних швидкостях руху.

При випробуваннях одиночного вагону завантажений вагон-бойок накочується на вагон установлений у групі вагонів, що випробовується локомотивом, який відчіплюється від вагона-бойка, при досягненні ним приблизно заданої швидкості співударяння за GPS модулем. Схема розміщення вагонів (рис. 7.7) визначається в залежності від кількості дослідних вагонів.

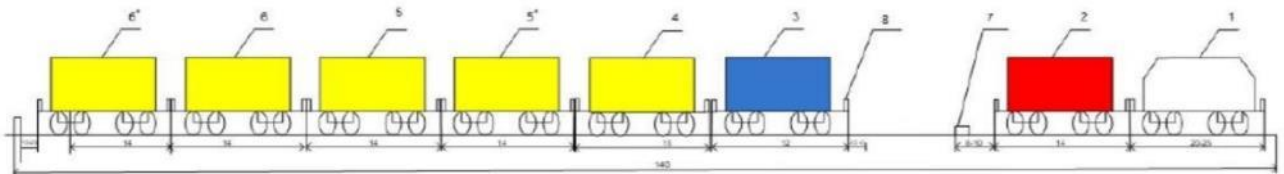


Рисунок 7.7 – Схема розташування рухомого складу під час проведення ударних випробувань вантажного вагона: 1 – локомотив; 2 – вагон-бойок; 3 – вагон, який випробовується; 4, 5, 5*, 6, 6* – вагон підпору; 7 – пристрій вимірювання швидкості; 8 – тензометричний автозчепний пристрій

7.3. Неруйнівні методи контролю

Методи неруйнівного контролю підрозділяють на дев'ять видів: магнітний, електричний, вихрострумний, радіохвильовий, тепловий, оптичний, радіаційний, акустичний і проникаючих речовин [211]. У кожному методі передбачається

застосування певних прийомів та засобів випробувань, за виконанням яких не повинна бути порушена придатність об'єкту щодо його застосування. Методи неруйнуючого контролю класифікують за наступними ознаками:

- характером взаємодії фізичних полів чи речовин з об'єктом що контролюється;
- первинними інформативними показниками;
- способами одержання первинної інформації.

Додаткова умова виконання неруйнуючого контролю це те, що оператор повинен бути сертифікований [212].

Вибір методу та засобу неруйнуючого контролю для вирішення завдань дефектоскопії, технічних вимірювань й технічної діагностики залежить від параметрів об'єкта контролю і умов його обстеження. При дослідженні технічного стану вузлів та деталей вантажних вагонів найбільшшироко застосовується лише 4 методи неруйнуючого контролю: візуальний, капілярний, магнітопорошковий і ультразвуковий.

Візуальний метод неруйнівного контролю [213] (далі – VT).

Для оцінки технічного стану несучих вузлів та деталей вантажних вагонів та виявлення можливих дефектів використовується VT метод, який оснований на дії на виріб електромагнітного випромінювання видимого спектру та наданні візуальної інформації оператору про технічний стан ОК.

Капілярний метод неруйнівного контролю [214] (далі – PT).

Метод PT оснований на капілярному проникненні індикаторної рідини (пенетранта) в порожнини дефектів металу, що виходять на поверхню об'єкта контролю, та реєстрації наслідків цих дефектів (візуально чи за допомогою приладів), які створює індикаторна рідина, що вийшла із порожнин дефектів і надає кількісну інформацію про дефект (ширина, глибина і т.і.) та, зрештою, про небезпеку цього дефекту для безаварійної роботи вузла і механізму PT в цілому. Індикаторним пенетрантом називають капілярній дефектоскопічний матеріал, що володіє здатністю проникати в нещільності об'єкта контролю та заповнювати ці нещільності. Пенетрант містить фарбувальні речовини (кольоровий метод) або

люмінесцентні добавки (люмінесцентний метод), або їх комбінацію. Добавки дозволяють відрізнити змочену пенетрантом область шару проявника над тріщиною від основного (частіше всього білого) суцільного, без дефектів матеріалу об'єкта (фон) контролю.

Проявником називається дефектоскопічний матеріал, який використовується для витягнення пенетранта з нещільності на зовнішні поверхні ОК, з метою створення чіткого індикаторного рисунку та контрастного з ним фону (рис. 7.8).

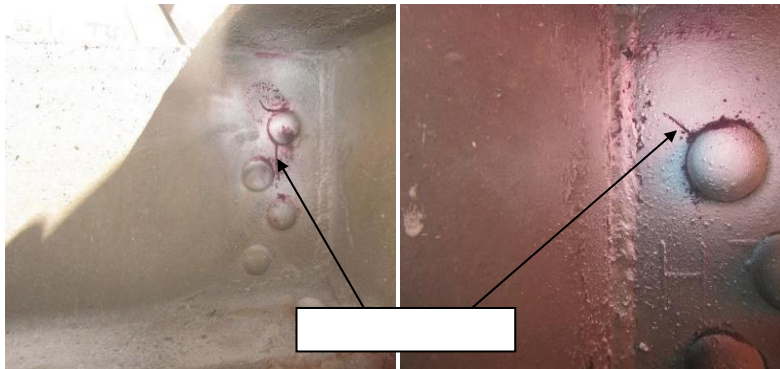


Рисунок 7.8 – Дефекти несучих металоконструкцій вантажних вагонів виявлені за допомогою РТ методу

Безперечною перевагою капілярного контролю являється те, що з його допомогою можна не тільки виявляти поверхневі дефекти, але по їх розташуванню, протяжності, формі і орієнтації по поверхні можна отримати цінну інформацію про характер дефекту і навіть визначити деякі причини їх виникнення (концентрація напруги, недотримання технології тощо). Слід дефекту представляє собою індикаторне зображення, утворене індикаторною рідиною в місці розташування дефекту і подібний формі його перетину біля виходу на поверхню ОК. Зазвичай слід по своїй величині значно більше розкриття (ширини) дефекту на поверхні, що і дозволяє упевнено виявляти неозброєним оком його місце розташування. Ефективність РТ методу залежить від багатьох чинників таких як:

- вид дефектоскопічних матеріалів і використаного обладнання;
- підготовка поверхні ОК;
- характер дефекту;
- дотримання встановленої технології контролю;

– кваліфікація фахівця, що виконує НК.

Магнітопорошковий метод неруйнівного контролю [215] (далі – МТ).

Метод МТ базується на ефекті притягання магнітних часток (ферромагнітного порошку) магнітним полем розсіювання, що створюється спеціальним пристроєм над дефектом, при намагнічуванні деталі виготовленої з ферромагнітного матеріалу. При використанні МТ виявляються поверхневі дефекти типу порушення суцільності металу, наприклад: тріщини різноманітного походження, флокени, закати, надриви, волосовини, розшарування, дефекти зварювальних з'єднань. Метод дозволяє контролювати всю поверхню деталі або окремі її ділянки (рис. 7.9).



Рисунок 7.9 – Дефекти несучих металоконструкцій вантажних вагонів виявлені за допомогою МТ методу

Найбільш поширеними засобами МТ є дефектоскопи з електромагнітами змінного струму або постійними магнітами, які застосовуються для намагнічування ділянок контролю великогабаритних деталей, а також деталей складної форми, якщо визначені зони контролю та напрямки можливих дефектів. Для намагнічування ОК при використанні МТ використовуються методи створення магнітного поля: поздовжній (полюсний) і циркулярний.

МТ має високу продуктивність, наочність результатів контролю і високу чутливість. При правильній технології контролю деталей, цим методом можливо

виявити втомні тріщини і інші дефекти в початковій стадії їх появи.

Ультразвуковий метод неруйнуючого контролю [216] (ультразвукова товщинометрія) (далі – УТ). Ультразвуковий контроль є одним з акустичних методів НК і дозволяє вимірювати геометричні параметри, наприклад товщину при односторонньому доступі до виробу, виявляти приховані внутрішні дефекти в ОК, а також фізико-механічні властивості матеріалів без їх руйнування або розділення.



Рисунок 7.10 – Приклад вимірювання товщини УТ методом металевих конструкцій вантажних вагонів

Ультразвукова дефектоскопія заснована на здатності ультразвукових коливань відбиватися від внутрішніх неоднорідних середовищ. Ультразвукові методи контролю дозволяють виявляти і визначати розташування внутрішніх дефектів типу тріщин, раковин, розшарувань, пористості тощо, в деталях, виконаних з металів і деяких неметалічних матеріалів.

Ультразвуковий метод НК поділяють на тіньовий, дзеркально-тіньовий, ехо-метод, ехо-дзеркльний, дельта-метод та інші, але для дефектоскопіювання деталей тавузлів РС застосовуються лише три: ехо-метод; тіньовий; дзеркально-тіньовий метод. Ультразвукові товщиноміри вимірюють час проходження ультразвукового імпульсу від випромінювача до протилежної поверхні об'єкту контролю і назад до перетворювача. Для проведення таких вимірів доступ до

протилежної поверхні об'єкту контролю не потрібен. Завдяки цьому, якщо протилежна поверхня об'єкту контролю є важкодоступною або повністю недоступною, необхідність розрізати об'єкт контролю (що потрібно при використанні мікрометра або штангенциркуля) відсутня. За допомогою методів неруйнуючого контролю під час технічного діагностування вантажних вагонів було виявлено безліч дефектів несучих конструкцій, що дало змогу на вагонах-хоперах для зерна та хопер-дозаторах виявити систематичні типові дефекти (на основі статистичних даних філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» АТ «Українська залізниця»), а саме:

- тріщина хребтової балки вагона в районі клепаного з'єднання (рис. 7.11);
- тріщина хребтової балки хопер-дозатора ребра жорсткості в районі розвантажувального механізму (рис. 7.12).

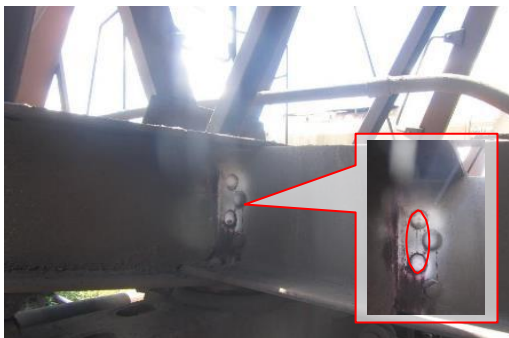


Рисунок 7.11 – Типовий дефект у вигляді тріщини хребтової балки вагона-хопера для зерна в районі клепаного з'єднання

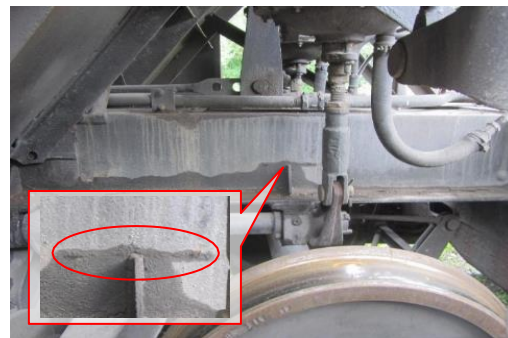


Рисунок 7.12 – Типовий дефект у вигляді тріщини хребтової балки хопер-дозатора ребра жорсткості в районі розвантажувального механізму

Результати технічного діагностування вагонів-хоперів для зерна та хопер-дозаторів за період 2016-2018 рр. наведено в табл. 7.3.

Крім цього, за 2016-2018 рр. було проведено технічне діагностування більш ніж 20 тис. вагонів інших типів (напіввагони, платформи, вагони-хопери для цементу, вагони-хопери для мінеральних добрив та ін.). Після проведеного аналізу отриманих результатів, було виявлено більш ніж 5 тис. дефектів на оглянутих вагонах.

Таблиця 7.3 – Статистичний аналіз технічного діагностування вагонів-зерновозів та хопер-дозаторів за 2016-2018 рр.

№	Тип вантажного вагона	Кількість продіагностованих вагонів за 2016-2018 рр.	Кількість виявлених дефектів за 2016-2018 рр.	Співвідношення виявлених дефектів до продіагностованих вагонів, %
1	Вагон-хопер для зерна	3366	310	9,2
2	Хопер-дозатор	749	94	12,6

Основними дефектами були:

- наскрізна корозія двотавра хребтової балки (напіввагони),
- наскрізна корозія стоек кінцевих (напіввагони),
- відрив проміжних стоек від поперечних балок (напіввагони),
- наскрізна корозія та тріщини шкворневих балок (всі типи вагонів),
- тріщини кінцевих балок (всі типи вагонів),
- наскрізна корозія обшиви кузова (всі типи вагонів).

Більшість виявлених дефектів було усунуто згідно з діючими нормативними документами на деповський та капітальний ремонт в АТ «Укрзалізниця».

Використання сучасних методів продовження терміну служби та систематичний аналіз отриманих даних дає можливість підтвердити типовість вже відомих дефектів кожного типу вантажного вагона (тріщини та наскрізна корозія шкворневих балок, деформація кінцевих балок, наскрізна корозія обшиви кузова тощо) та виявити нові (тріщина хребтової балки вагона-хопера для зерна в районі клепаного з'єднання, тріщина хребтової балки хопер-дозатора ребра жорсткості в районі розвантажувального механізму).

Згідно з проведеним у дослідженні [186] аналізом контрольних випробувань, можна виділити недоліки й переваги методу неруйнівного контролю. До головної переваги треба віднести можливість розповсюдження отриманих результатів на партію вагонів однієї моделі та року побудови, головний недолік – це досить тривале проведення контрольних випробування (1–2 місяці) та обробка отриманих результатів (2–3 місяці).

Методи неруйнуючого контролю дають можливість швидко визначити технічний стан вантажного вагона та розробити заходи щодо продовження його терміну служби чи прийняти рішення про виключення його з експлуатації.

Найбільш ефективним та невибагливим методом неруйнуючого контролю є магнітопорошковий метод, що він, на відміну від капілярного методу, виявляє дефекти на глибині до 2 мм від поверхні та не має вимог до шорсткості поверхні об'єкту контролю, що в свою чергу не вимагає від оператора проведення контролю визначення хибних дефектів.

7.4. Новітні конструктивні рішення ходової частини для ліній швидкісного руху суміщеного з вантажним

7.4.1. Екіпажі із радіальною установкою колісних пар в кривих

Як відомо, колісні пари традиційних візків не мають механізму керування поворотом осей в плані. В ідеальному випадку взаємодії колісних пар і колії при русі гребні коліс не повинні торкатися рейок. Гребні повинні бути запобіжним засобом щодо сходу коліс з рейок. Колісні пари 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 до центру кривої 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. Перевагою традиційних колісних пар, вважається їх здатність самовстановлюватись щодо осі колії і в певних умовах рухатися без торкання гребнів до рейок (рис. 7.13). 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.

Для радіальної установки колісних пар у колії повинна виконуватися умова:

$$\lambda = \frac{2C}{r}, \text{ де } 2C - \text{ база візка; } r - \text{ радіус кривої.}$$

На рис. 7.14 показано схему радіальної установки колісних пар в кривій та залежність кута радіальної установки від радіусу кривої.

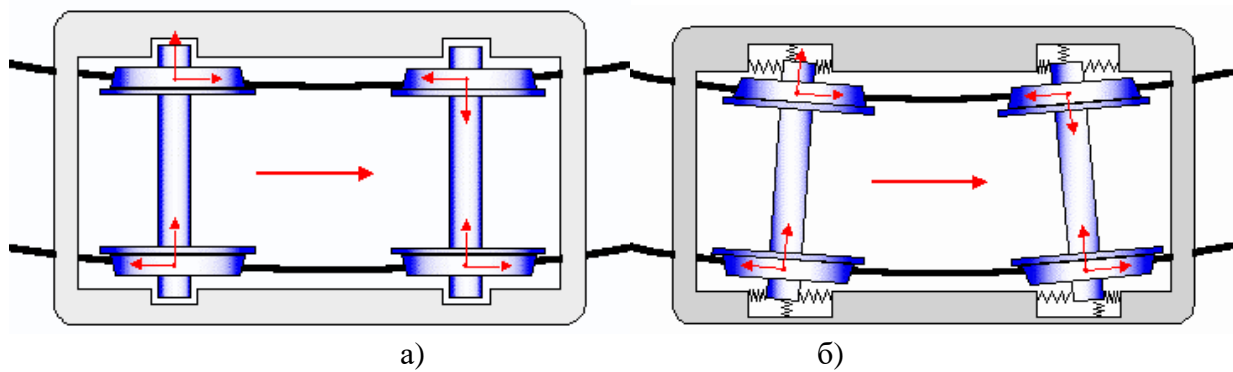


Рисунок 7.13 – Візки традиційної конструкції (а) і з радіальними колісними парами (б) ¹⁶

За 2016-2018рр. по АТ «Укрзалізниця» було проведено технічне діагностування більш ніж 20 тис. вагоні інших типів (напіввагони, платформи, вагони-хопери для цементу, вагони-хопери для мінеральних добрив та ін.). Після проведеного аналізу отриманих результатів, було виявлено більш ніж 5 тис. дефектів на оглянутих вагонах.

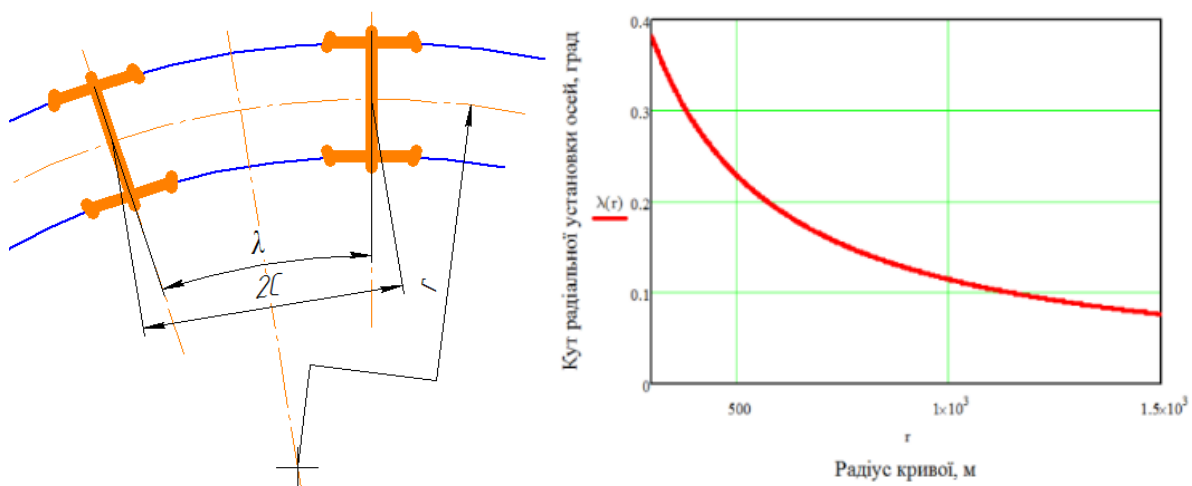


Рисунок 7.14 – Радіальна установка колісних пар в кривій: схема радіальної установки та залежність кута радіальної установки від радіусу кривої

¹⁶ Рисунок запозичено з джерела [156]

7.4.1.1. Радіальні візки фірми *Swiss Locomotive & Machine Works*

Протягом десятиліть однією з провідних в розробці нових конструкцій механічної частини локомотивів і моторвагонного рухомого складу є швейцарська фірма *Swiss Locomotive & Machine Works (SLM)*. SLM має філії у Німеччині – *Schweizerische Lokomotiv und Maschinenfabrik* – та у Франції – *Suisse*. Головний завод SLM розташований у Вінтертурі (Швейцарія). Велика частина гірської залізничної техніки в світі була побудована цією компанією.



Рисунок 7.15 – Паровоз «Padarn» (SLM 0-4-2T 2838) – найвідоміший у світі локомотив для гірських залізниць з зубчато-рейковим приводом (1922р.) [157]



Рисунок 7.16 – Електровоз класу Re-465 сімейства Lok2000 з радіальними візками [158]

В останні роки фірма приділяє основну увагу створенню візків з радіальної установкою колісних пар в кривих, які дають можливість руху зі швидкістю до 200 км/год по складним в плані лініях.

Такі візки знайшли застосування на серійних електровозах сімейства Lok2000 в ряді країн Західної Європи. Серія Lok 2000 – це високотехнологічні пасажирські електровози, побудовані в Швейцарії швейцарськими

локомотивними та машинобудівними заводами (SLM) для Schweizerische Bundesbahnen (Swiss Federal Railways) у 1991-2003рр.

Серія складається з чотирьох класів:

- серії Re 460, Re 465 – Федеральні залізниці Швейцарії;
- Sr2 залізниць Фінляндії;
- EL18 залізниць Нідерландів.

Загальний принцип візків розробки SLM – самоорієнтування осей колісних пар по радіусу кривої в плані колії. При цьому використовується псевдо-конічний профіль коліс, при якому незначного поперечного зміщення колісної пари достатньо, щоб зовнішнє колесо в кривій встановилося на більший діаметр кочення, внутрішній – на менший. За рахунок цієї різниці діаметрів колісна пара автоматично орієнтується по радіусу. Обидві колісні пари візка з'єднані механізмом зв'язку, що забезпечує поворот осей в горизонтальній площині в протилежних напрямках і полегшує радіальну установку колісних пар.

7.4.1.2. 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 (EMD)* [159]. *EMD* – підрозділ всесвітньо відомої корпорації *Caterpillar* з виробництва тепловозів та електровозів – *Progress Rail Services Corporation*. Літера *R* у індексації візка вказує на модифікацію з радіальною установкою колісних пар в кривій.



Рисунок 7.17 – Тривісний локомотивний візок *HTCR-II Trucks* з радіальною установкою колісних пар

7.4.1.3. Дослідний візок тепловоза 2ТЕ25к

Ще один приклад візка з радіальною установкою колісних пар – дослідний візок тепловоза 2ТЕ25к, розроблений ВНДКТІ (Всероссийский научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава) і побудований на БМЗ (Брянский машиностроительный завод) [161].

Візки тепловоза 2ТЕ25к обладнані механізмом радіальної установки колісних пар, що забезпечує узгоджене розташування осей колісних пар при русі візка в прямих і кривих ділянках рейкової колії, а також протидіє розвитку процесу регулярних коливань виляння колісних пар. Механізм розташований з обох бокових сторін візка і зв'язує кінці поперечних балансирів рами візка один з одним за допомогою двох тяг 3 і 5 і вертикального важеля 4 (рис. 7.18).

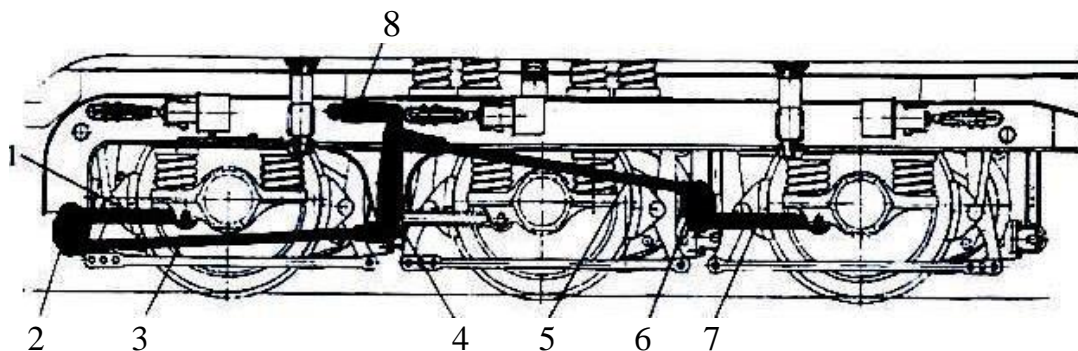


Рисунок 7.18 – Конструкція візка тепловоза 2ТЕ25к з керованим положенням колісних пар в кривих

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.

7.4.1.4. Колісні блоки швидкісних іспанських електропоїздів Talgo

Найбільш прогресивною реалізацією принципу радіальної установки колісних пар можна вважати колісні блоки швидкісних іспанських електропоїздів Talgo. Застосування в поїздах Talgo системи маятникового нахилу кузова разом із радіальною установкою колісних пар дозволяє суттєво підвищити швидкість руху поїзда в кривих ділянках колії. При цьому знижується негативний вплив відцентрового непогашеного прискорення на комфорт проїзду пасажирів.

Talgo – є єдиним виробником електропоїздів, який використовує систему з вільним обертанням коліс, коли кожне колесо на осі може обертатися з різною швидкістю. Це не лише покращує комфорт пасажирів у вагонах, але й мінімізує знос інфраструктури, спричинений нашими поїздами.

За останні 200 років практично всі виробники рухомого складу використовували осі, в яких обидва колеса закріплені на одній осі і обертаються з однаковою швидкістю.

Ходова частина Talgo усуває обидві ці проблеми, розділяючи обертання на кожному колесі. Для його системи потрібні не осі, а вантажівки rodals або вантажівки Talgo, і використовується самонаправляюча система, яка гарантує, що фланці коліс завжди паралельні гусеницям. Отже, поворот на кривій є більш плавним і використовує менше тертя, а незручне, а іноді й небезпечне, коливання для полювання усувається при русі по прямій.

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 у системах примусового нахилу кузова рухомого складу.

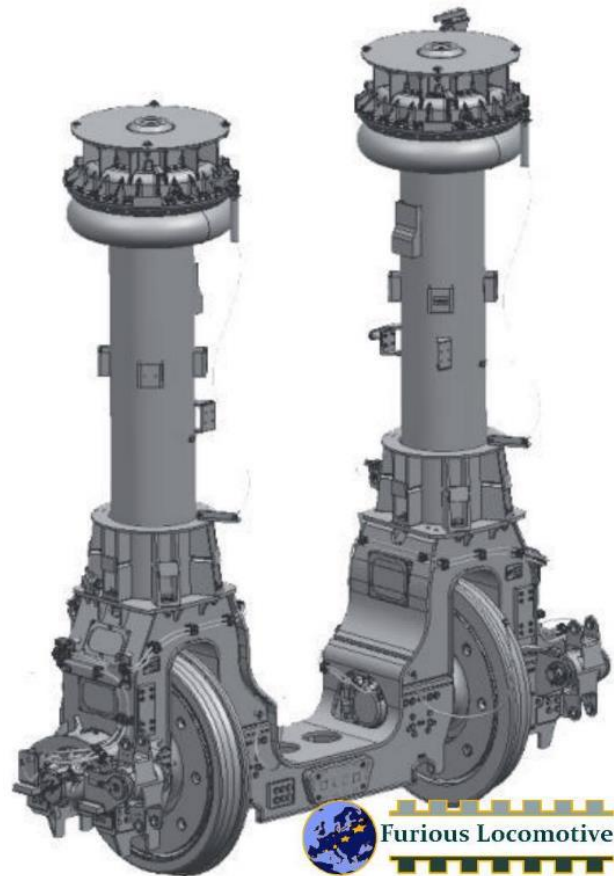


Рисунок 7.19 – Колісний блок вагона Talgo-350¹⁷

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

¹⁷ Рисунок запозичено із джерела [134]

поперечних тяг і балансирів, що забезпечують автоматичну радіальну установку колісного блоку при вході в криву. Застосування пневмопідвешівання 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.



Рисунок 7.20 – Електропоїзд Talgo 250

7.4.1.5. Розвиток конструкцій візків з радіальною установкою колісних пар

Існує велика кількість інших 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.

Першим в світі локомотивом, оснащеним візками з радіальною установкою колісних пар в кривих, був електровоз Re 4/4-46 для регіональної залізниці Швейцарії на лінії Бодензес-Тогенбург, де багато кривих малого радіусу.

Схожа схема описана у патенті «Двовісний візок залізничного екіпажу»

(рис. 7.21)[134]. Двовісний само-встановлювальний візок містить раму 1 кронштейни 2 і тягові двигуни 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.

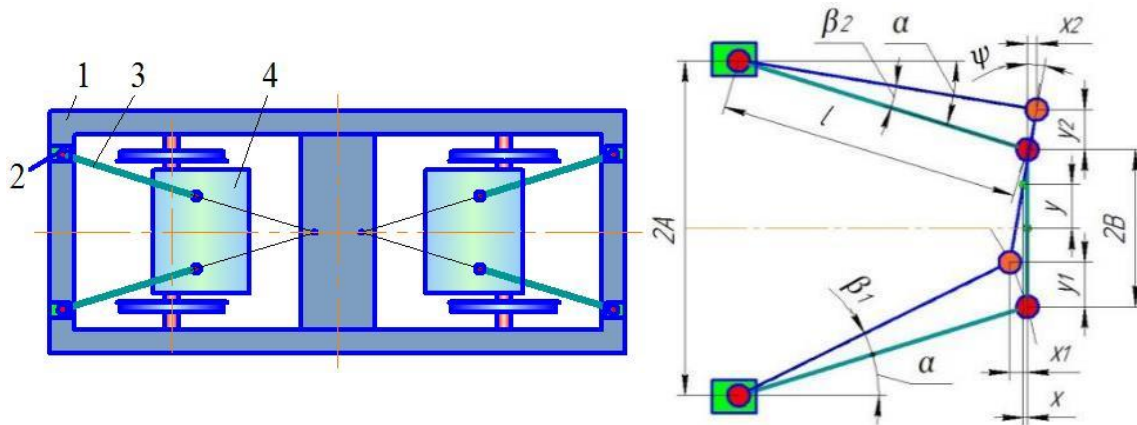


Рисунок 7.21 – Двовісний візок залізничного екіпажу із радіальною установкою колісних пар в кривих [165]

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 радіальному.

До цієї ж групи належить конструкція візка Ліхті (рис. 7.22) [136].

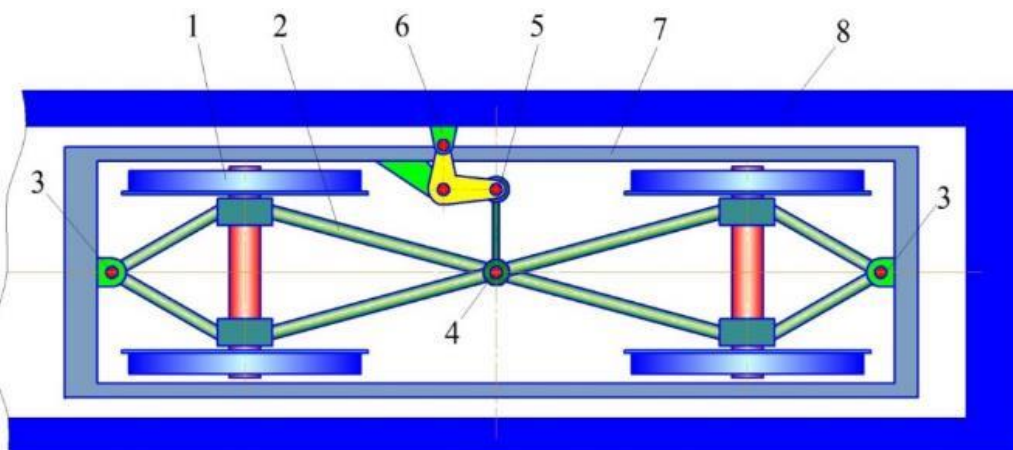


Рисунок 7.22 – Схема візка Ліхті

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.

Двовісний візок з радіально регульованими колісними парами з перехресним з'єднанням за європейським патентом EP 2157007 A1 (рис. 7.23) [137]. Візок включає в себе раму, дві, або більше колісних пар та рульові зв'язки, що з'єднують колісні партії для підтримання керування рухом.

Двовісний візок для залізничного транспортного засобу з радіально регульованими колісними партами з перехресним з'єднанням колісних пар, що складається з двох перехресних дротів, які діагонально з'єднують обидва колісні пари візка; містить L-образні розмірні адаптери 3 (рис. 7.23), що 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.

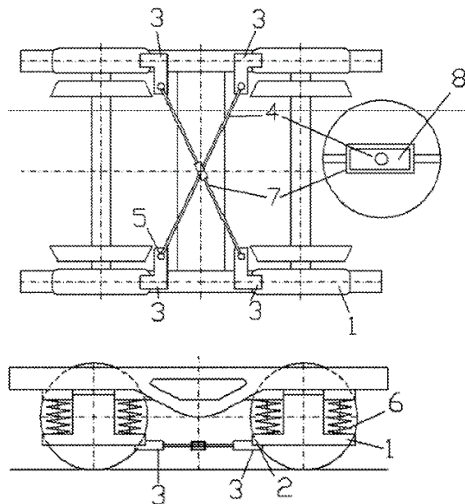


Рисунок 7.23 – Візок з радіальною установкою осей за патентом EP 2157007 A1 [136]

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 вирівняльні бари, щоб відрегулювати положення тіла відносно рами у відповідь на кривизну колії та поточну позицію рами, щоб збільшити стійкість колісних пар.

Керований залізничний візок за патентом US 8276522 [137] показано на рис. 7.24. Показано варіант конструкції двошарового 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.

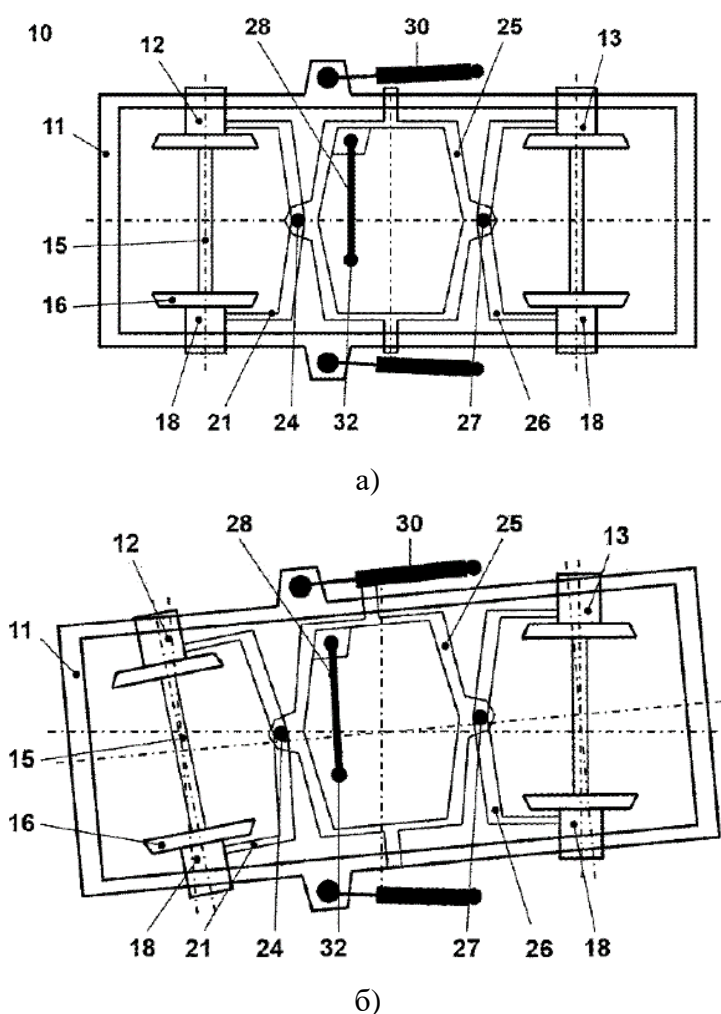


Рисунок 7.24 – Візок з радіальною установкою колісних пар в кривій за патентом US 8276522 [137]

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 букс 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. 7.25 показано варіант 2 конструкції тривісного візка за патентом US 8276522.

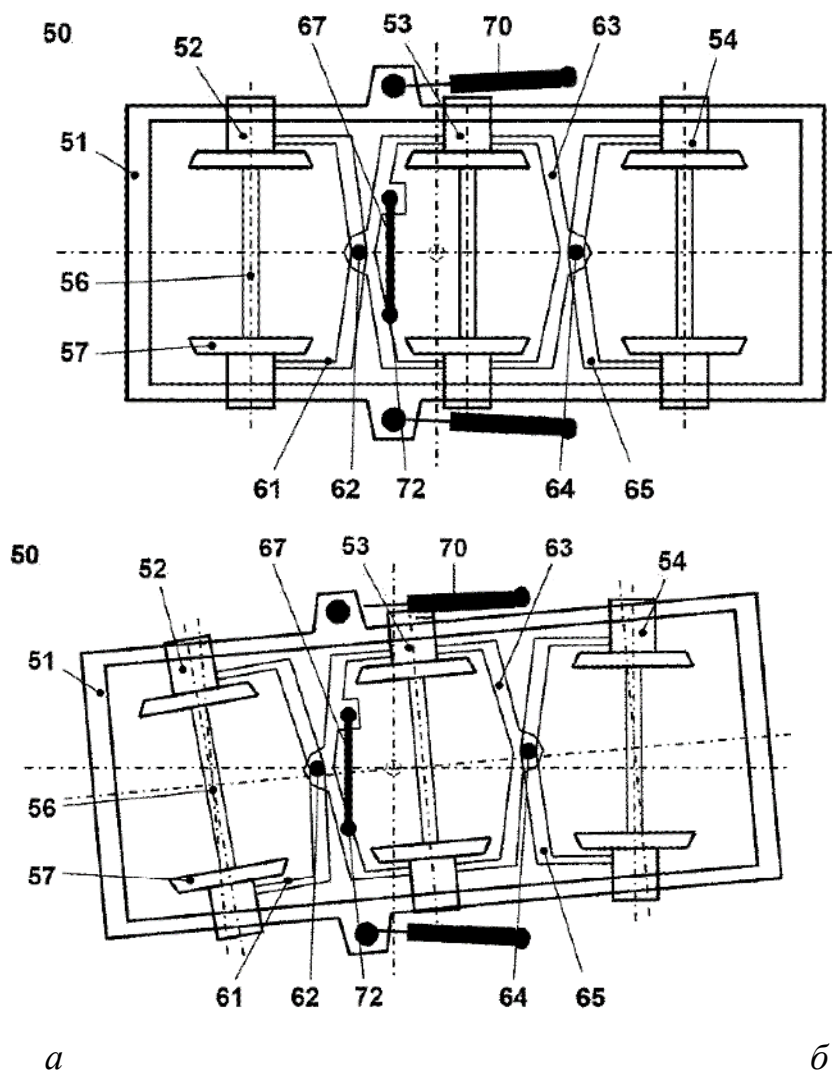


Рисунок 7.25 – Візок з радіальною установкою колісних пар в кривій за патентом US 8276522 (другий варіант) [137]

Як альтернатива, тяги 30 можуть бути приведені в дію керуючим механізмом на основі сигналів про положення поїзда з бази даних GPS про кривизну колії, відцентрову силу та різницю відхилень візків 10. 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.

Візок залізничного транспортного засобу з радіальним управлінням колісних пар описано у американському патенті US5375533 (рис. 7.26) [138]. 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 стрижня 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. 7.26 зображено два варіанти схем ходової частини тривісного візка за патентом патенту US5375533.

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.

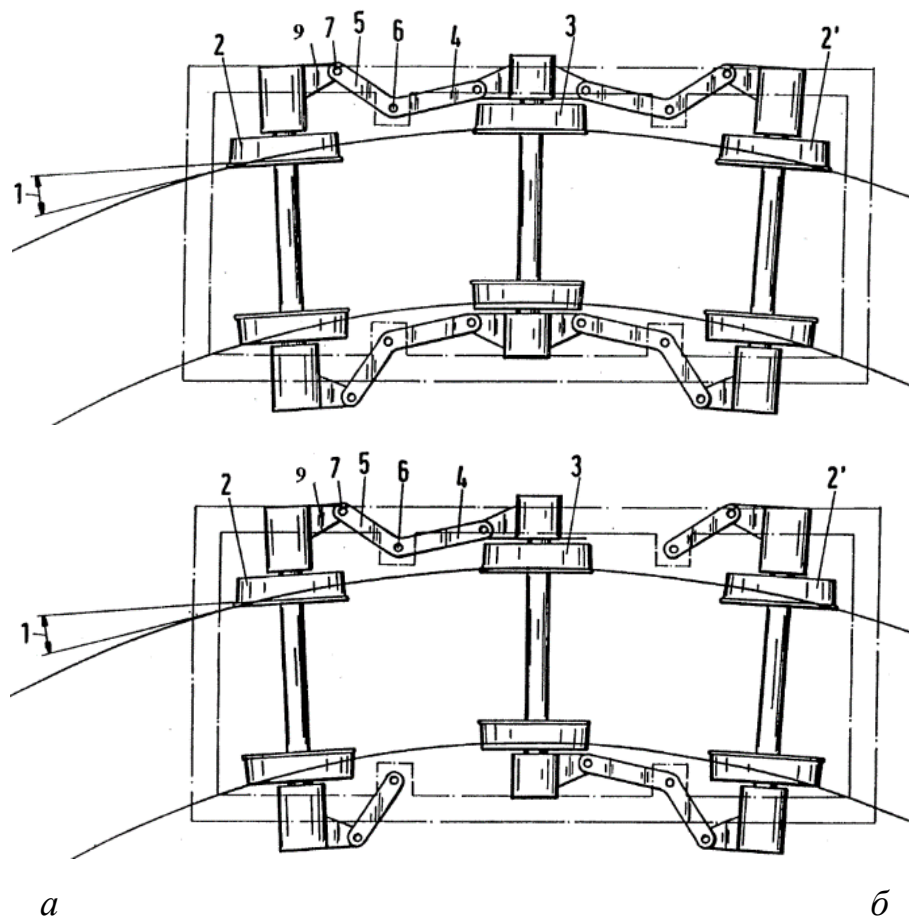


Рисунок 7.26 – Схема тривісного візка з радіальною установкою колісних пар за патентом US5375533 [138]

Візок залізничного транспортного засобу описано у європейському патенті EP 0161729 A1 (рис. 7.27) [139]. 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.

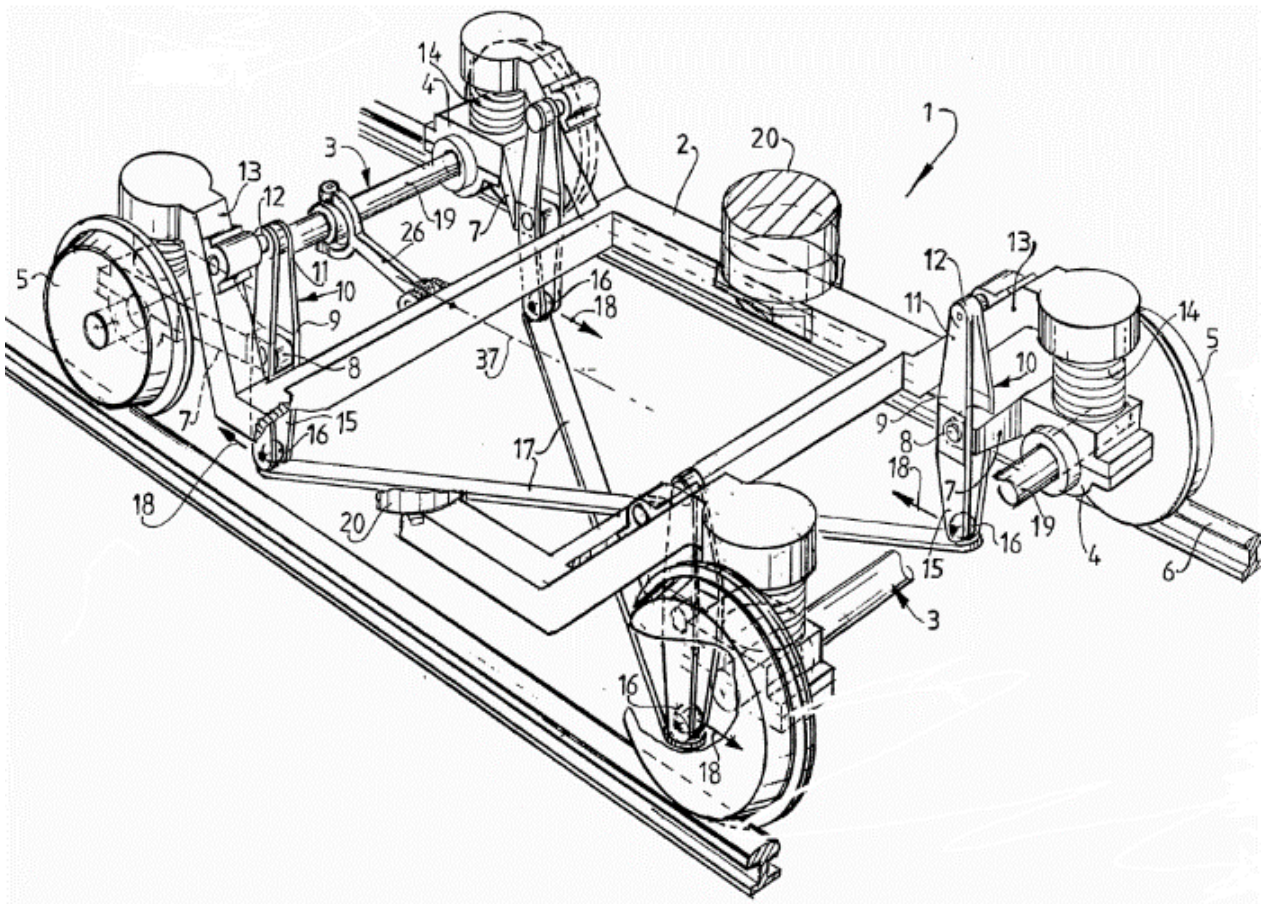


Рисунок 7.27 – Візок залізничного транспортного засобу з керованим положенням осей за патентом EP 0161729 [139]

Стрижні 17 перетинають один з одним і з'єднують важелі 10, розташовані по діагоналі навпроти один одного.

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 з керованим положенням осей за патентом EP 0387744 A2 показано на рис. 7.28 [140]. Візок 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.

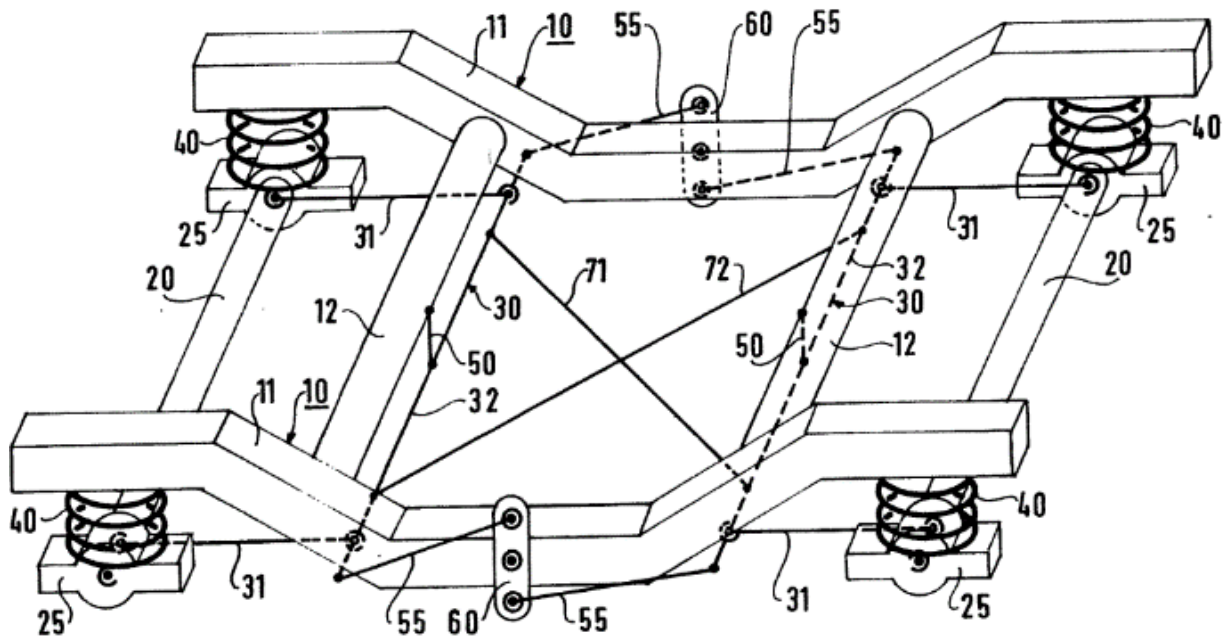


Рисунок 7.28 – Залізничний візок з керованим положенням осей
за патентом EP 0387744 A2 [140]

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.

7.5. Системи нахилу кузова вагона при русі по кривих ділянках колії

7.5.1. Просування технології нахилу кузова

Перші експерименти з усуненням відчуття дії відцентрової сили на пасажирів проводилися в США ще в 1938 на поїздах San Diegan залізничної компанії Atchison, Topeka and Santa Fe Railway [141], але були невдалими.

В 1956 подібні дослідження проводила французька SNCF. Першим успішним рішенням поїздів в Європі стала розробка іспанської компанії Talgo в 1970-х роках на іспанських національних залізницях (Spanish National Railway) спочатку тільки на Піренейському півострові.

Перший поїзд з пасивним нахилом кузовів вагонів, що був введений в комерційну експлуатацію в 1973 році – експрес серії 381 компанії Shinano Японських національних залізниць (Japanese National Railways), що курсував між Нагоею і Нагано на лінії Тюо.

У 1984–1985 рр. в Англії було реалізовано принцип активного нахилу кузова на поїзді Advanced Passenger Train [142, 143] на головній лінії західного узбережжя West Coast – на маршруті протяжністю 642 км між Лондоном і Глазго, який з'єднує великі міста – Бірмінгем, Ліверпуль і Манчестер.



Рисунок 7.29 – Електропоїзд Advanced Passenger Train на маршруті Лондон–Бірмінгем ¹⁸

У 2002–2008 рр. компанія Network Rail здійснила модернізацію головної лінії West Coast. Модернізація торкнулася також рухомого складу. Було створено новий парк із 56 електричних потягів Pendolino класу 390, розрахованих на швидкість до 250 км/год.

Перше комерційне застосування поїздів з пасивним нахилом в Іспанії почалося на початку 1980-х років з появою поїздів сімейства Talgo Pendular (Talgo IV, Talgo V, Talgo VI, Talgo 200) компанії «Patentes Talgo, SAU» [144, 145]. Поїзди зазначених типів, вагони яких забарвлені в біло-блакитні кольори, нині експлуатуються на залізницях як Іспанії, і інших країн Західної Європи на повідомленнях різних категорій, зокрема у міжнародних; їх, зокрема, формуються потяги-готелі обслуговування маршрутів великої протяжності. Окрім Європи, потяги Talgo

¹⁸ Фото запозичено із відкритого джерела [142]

різних поколінь із використанням технології Talgo Pendular продаються до країн інших континентів. З 1994 р. такі поїзди експлуатуються на ряді маршрутів у США, де існує філія «Patentes Talgo, SAU» – «Talgo America» .

7.5.2. Pendolino

Термін «Pendolino» походить від італійського слова «pendolo» – маятник. Це прізвисько отримано поїздами Євростар за застосовану в них систему, що дозволяє вагонам нахилитися у повороті щодо вертикальної осі. Технологія Pendolino дозволяє нахилити кузов до 8 градусів, що дозволяє під час проходження поїздом поворотів не знижувати швидкість (як це відбувається із звичайними поїздами) та нівелювати дію відцентрової сили. Поїзди були розроблені та випускалися на підприємствах колишньої Fiat Ferroviaria у місті Савільяно, що в даний час належать компанії Alstom.

Pendolino (Пендолино) – торгова марка, що об'єднує серію швидкісних та високошвидкісних електропоїздів, що виробляються компанією Alstom на заводах у місті Савільяно в Італії та Уошвуд-Хіті (Великобританія) [146]. Особливістю серії є вагони з кузовом, що нахилється в кривих. Електропоїзди використовуються в Італії (оператор Eurostar Italia), Іспанії, Португалії, Словенії, Фінляндії (оператор Suomen Valtion Rautatiet (VR)), Росії, Чехії, Словаччині, Великій Британії, Швейцарії, Китаї, Польщі [147, 148]. Планується запуск поїздів Pendolino Румунією та в Україні.

Поїзди «Pendolino» були розроблені в кінці 1960-х років завдяки досвіду, отриманому при створенні опор візків для проекту Ale 668, що коливаються. На початку 1970-х років по всій Європі робилися спроби збільшити швидкість залізничного сполучення шляхом застосування вагонів з візками, теорії повинні були знизити прискорення, що у крутих поворотах на традиційних лініях. Першим вагоном, де застосовувався цей принцип, став прототип ETR Y 0160, випробуваний Fiat у 1969 році. Він отримав прізвисько «Pendolino», яке на той час ще не мало сьогоденного значення. Проект був розвинений, і в результаті був сконструйований ETR 401, перший справжній Pendolino, замовлений в 1974 і

побудований в 1975 році. Спочатку склад був прийнятий в експлуатацію на лінії Рим–Анкона (згодом Рим–Анкона–Ріміні) в 1976 (з 90-х на регулярних лініях він не експлуатується, знаходиться в Анконі і іноді використовується як чартерний поїзд). Склад включав 4 вагони і тривалий час служив ще й «пересувною лабораторією» для подальшого вдосконалення «маятникової» системи нахилу в повороті.

На момент запуску ETR 401 в експлуатацію конкуруючий англійський проект Advanced Passenger Train ще тільки входив у фазу прототипу, і тому поширена думка, що італійський проект є похідною англійського проекту, є помилковим. Тим не менш, дійсно, після закриття проекту Advanced Passenger Train в 1982 році Фіат придбав кілька патентів на візок у компанії British Rail. Даний невдалий англійський досвід разом з досвідом, отриманим при випробуваннях ETR у середині 70-х, послужили основою для інженерів Фіата у подальшому вдосконаленні системи нахилу вагона в кривій.



Рисунок 7.30 – Найвідоміший з італійських швидкісних поїздів – ETR 450¹⁹

В результаті в 1985 році з'явився найвідоміший з італійських швидкісних поїздів – ETR 450 [146]. Протягом двох років було виготовлено 15 повних поїздів в однаковій комплектації з 9 вагонів, всього 135 одиниць.

У 1988 році ці склади вийшли на лінію Мілан–Рим (~600 км), долаючи

¹⁹ Фото запозичено із джерела [146]

відстань між містами менш ніж за 4 години. З 1988 по 1995 рік (цього року почалося заміщення їхніми поїздами нових серій) ETR 450 пройшли 26 млн. км.

З 1992 року поїзди «Pendolino» почали працювати в Німеччині в дизель-електричній версії. При цьому дизайн кабіни локомотива сильно відрізнявся від класичного італійського, з біло-аквамариновим забарвленням. Було замовлено 20 поїздів по 2 вагони в кожному. При цьому була передбачена можливість їхнього зчеплення в будь-якій кількості. Експлуатувалися на лініях, що з'єднують Нюрнберг, Хоф, Вайден та Фурт-ім-Вальд. Силова установка кожного вагона складалася з турбодизеля з інтеркулером, що обертав синхронний трифазний генератор на 460 кВА, від якого живилися 3 електромотори по 250 кВт, встановлені під вагоном. Ця гібридна силова установка показала себе як дуже економічна і надійна, що дозволяє використовувати електричні гальма замість механічних. Німецька версія мала великий успіх – час у дорозі скоротився на 25%, а пасажиропотік на лініях зріс на 40%.

У 1994 році в проект «Pendolino» було внесено низку технічних удосконалень, в результаті було запущено так зване третє покоління серії ETR 460 [149]. Було побудовано 7 поїздів (63 вагони) для компанії FS з максимальною швидкістю 250 км/год., та 3 поїзди (27 вагонів) для FS/SNCF, з обмеженням у 200 км/год. ETR 460 стали найнещаснішою моделлю сімейства через низку технічних недоліків, які врешті-решт стали причиною інциденту, що стався з цим класом поїздів [150]. Структурно поїзд складається з 9 вагонів, з яких 6 – моторних та 3 немоторних. Дизайн ретельно опрацьований з погляду на аеродинаміку. У систему нахилу було внесено низку змін, у тому числі змінено розташування та кріплення поршнів, що регулюють нахил вагона щодо візка. Це дозволило розширити корисний простір для пасажирів усередині вагонів порівняно з ETR 450. Крім того, було встановлено нову активну систему контролю розгойдування вагона, що доповнює класичні амортизатори. Все обладнання було перенесено до підвагонного простору. Навантаження на вісь зросло до 14 тон, що, проте, значно менше стандартного.

Рисунок 7.40 – Електропоїзд ETR 460²⁰

У 1996 році на замовлення італо-швейцарської компанії Cisalpino ETR 460 були знову модернізовані. Модернізована серія одержала позначення ETR 470. Було побудовано 9 складів по 9 вагонів у кожному. Поїзди призначалися до роботи на швидкісних міжміських лініях у гірській місцевості. Далі, для FS (державні італійські залізниці) було побудовано ETR 480 (15 поїздів по 9 вагонів). Електросистеми поїздів серій ETR 460 та 480 уніфіковані між собою. В даний час частина складів цих серій дообладнана трансформаторами та носить індекс ETR 485 [151].

У 2000 році запущена у виробництво серія електропоїздів S220 для Фінляндії, з гібридною дизель-електричною силовою установкою, з можливістю експлуатації при низьких температурах, з герметичними склопакетами та системою кондиціонування.

Технологія «Pendolino» була використана також в інших поїздах, зокрема:

- чеський CDT680 [152];
- іспанський IC2000 Alaris [153];
- португальський Alfa Pendular [154];
- словенський ETR 310 (2000) [155];
- англійський Virgin 390 (2003) [156].

На тлі інших італійські "Pendolino" Eurostar виділяються:

- потужністю силових установок, 5880 кВт, проти 2000 кВт у Virgin

²⁰ Фото запозичено із джерела [150]

390 та ETR 310 або 4000 кВт у CDT680 та S220;

- нижчим центром тяжкості, що дуже важливо при експлуатації на важких гірських ділянках із крутими поворотами.

У 2015 році Польща розпочала експлуатацію швидкісних поїздів Pendolino 7-го покоління ED250 за маршрутом Варшава–Гдиня–Краків–Катовіце–Вроцлав [147]. Наразі максимальну швидкість цих електропоїздів на маршрутах встановлено 200 км/год, але технічно ці поїзди сертифіковані на швидкість 250 км/год. Дістатись зі столиці Польщі до Вроцлава можна за 3 год. 42 хв.

7.6. Визначення гранично-допустимих параметрів руху рухомого складу за критерієм комфорту пасажирів

Максимально і мінімально дозволені швидкості руху звичайного поїзда (без нахилу кузова) за критерієм комфорту пасажирів (у км/год).

$$V_{max} = 3,6 \sqrt{\rho \{g \cdot h/s + [a_y]\}}; \quad (7.1)$$

$$V_{min} = 3,6 \sqrt{\rho \{g \cdot h/s - [a_y]\}}, \quad (7.2)$$

де ρ – радіус кривої, м;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$;

h – підвищення зовнішньої рейки, м;

s – активна ширина колії, м;

$[a_y]$ – максимальне дозволене непогашене бокове прискорення за умовами комфорту пасажирів, в Україні прийнято $[a_y] = 0,7\text{--}1,0 \text{ м/с}^2$ [228].

Зазвичай, на лініях загального користування приймається, що $V_{min} = 0$.

Максимально дозволена швидкості руху поїзда з системою примусового

нахилу кузова Pendolino за критерієм комфорту пасажирів (у км/год):

$$V_{pend} = 3,6 \sqrt{\rho \left\{ g \cdot \operatorname{tg} \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{h}{s} \right) + \beta \right] + [a_y] \right\}}, \quad (7.3)$$

де β – кут примусового нахилу кузову, рад.

Розрахункові залежності V_{max} , V_{min} , V_{pend} від радіусу кривої при максимально-допустимому значенні підвищення зовнішньої рейки, $h = 0,150$ м/

Для додаткового нахилу кузова треба обладнати вагон спеціальними системами, які поділяють на «пасивні», «пасивно-активні» та «активні».

Пасивні системи створюють нахил кузова вагона відносно візків за допомогою різниці між відцентровою силою F_B і гравітаційною складовою H_T (рис. 7.42).

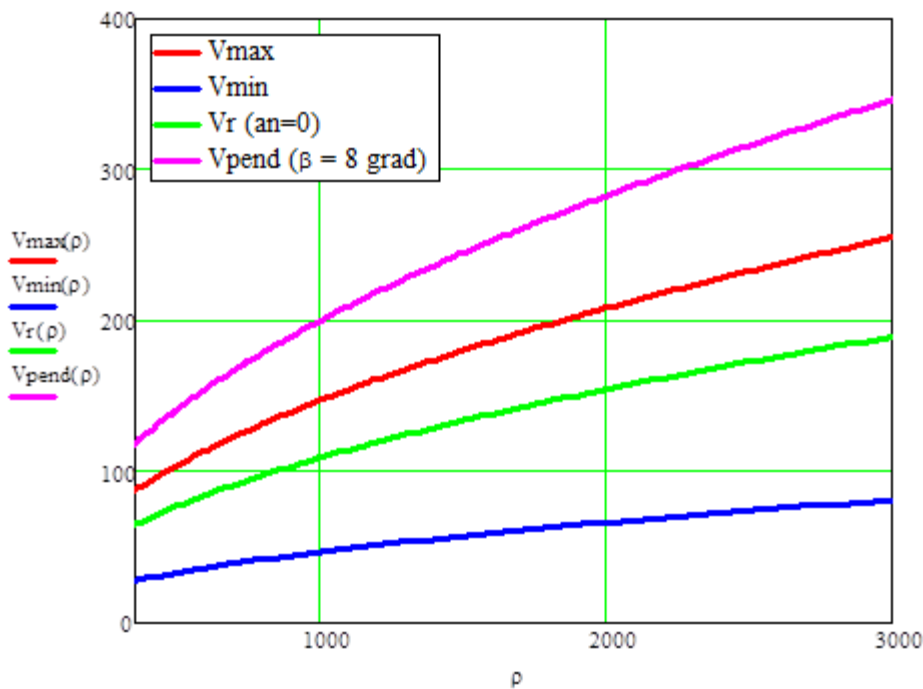


Рисунок 7.41 – Розрахункові залежності максимальної та мінімальної швидкості руху поїзда від радіусу кривої при максимально-допустимому значенні підвищення зовнішньої рейки

На рис. 7.42 наведено схему пасивної системи нахилу кузова вагона відносно візків швидкісного потяга Talgo 350, де використано пристрій маятникового типу. Вісь обертання кузова 1 знаходиться у верхній частині, девін спирається

на пневматичні балони 2, які встановлено на колонах 3, що спираються на раму візка 4. Балони з'єднані між собою трубою і заповнені повітрям, яке своїм тиском урівноважує вагу кузова. Центр мас кузова знаходиться нижче осі обертання.

Таким чином, нахил кузова вагона відбувається при входженні в криву ділянку колії під впливом відцентрової сили. При цьому внутрішній відносно центра кривої балон стискається і повітря з нього перетікає до зовнішнього балона, тобто утворюється нібито шарнір, на якому висить кузов. Пасивна система дозволяє отримати кут нахилу кузова до 3° .

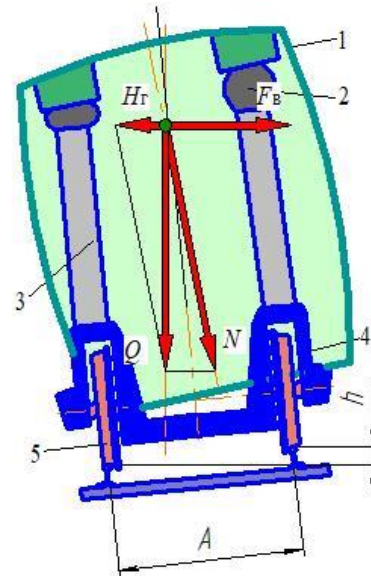


Рисунок 7.42 – Пасивна система нахилу кузова вагона відносно візків:

1 – кузов; 2 – пневматичні балони; 3 – колони; 4 – рама візка; 5 – колісна пара

З урахуванням того, що центр мас і підлога вагона розташовані низько відносно шарніра, то цього досить, щоб компенсувати більшу частину бічного непогашеного прискорення.

Конструкція пасивних систем досить проста і надійна в експлуатації, Важливо, що кузов вагона після закінчення кривої ділянки колії, де він був нахилений, автоматично повертається назад під дією гравітаційної сили.

Застосування такої системи нахилу кузова дозволило підвищити швидкість руху потяга у кривій радіусом 700 м з 133 км/год до 155 км/год.

Недоліком пасивної системи є те, що кут повороту кузова, який система

може забезпечити, значно менший за потрібний. Це унеможливило подальше підвищення швидкості руху потягів по кривих ділянках колії.

Пасивно-активна система, яка є розвитком пасивної, працює за принципом активного керування центральним ступенем ресорного підвішування, де використано пневматичні ресори. Така система застосована на японському швидкісному поїзді *N700*.

На рис. 7.43 наведено схему пасивно-активної системи нахилу кузова вагона відносно візків швидкісного потяга *N700*. Кузов вагона 1 нахиляється відцентровою силою і нахиляється відносно візка 2 на кут до 2° завдяки додатковій подачі стиснутого повітря в одну з пневматичних ресор 3 від компресора через електропневматичний вентиль 5, або з додаткового резервуара 4, і випуску частини стиснутого повітря з протилежної пневматичної ресори через електропневматичний вентиль 6. Електропневматичними вентілями керує комп'ютер.

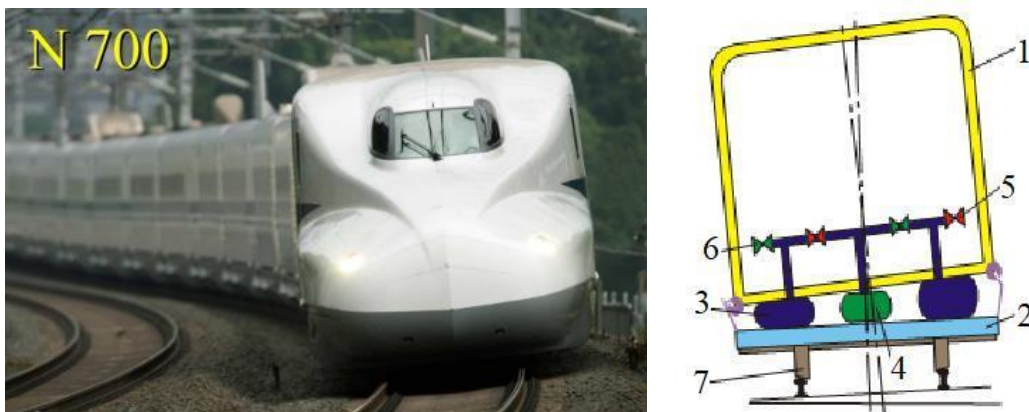


Рисунок 7.43 – Пасивно-активна система нахилу кузова вагона: 1 – кузов; 2 – візок; 3 – пневматичні ресори центрального підвішування кузова; 4 – додатковий резервуар; 5, 6 – електропневматичні вентелі; 7 – колісна пара

Така система дала можливість потягу *N700* підвищити швидкість руху у кривих радіусом 2500 м з 250 до 270 км/год, тобто вона дещо ефективніша, ніж попередня.

Однак розвиток сучасних комп'ютерних технологій спричинив появу ще більш ефективних систем, які отримали назву «активні». *Активна* система

нахилу кузова вперше реалізована в 1957 році на дослідному вагоні у Франції. Важливим етапом у розвитку активних систем нахилу кузова було створення потягів Pendolino з гідравлічним приводом механізму нахилу кузова і швидкістю руху за 200 км/год. Розповсюдження системи Pendolino почалося після того, як отримали певний розвиток комп'ютерні технології та мікропроцесорні системи керування, які мають високу надійність роботи. Нахил кузовів вагонів потяга система керування починає реалізовувати заздалегідь, з деяким упередженням, щоб вони мали увійти у криву ділянку колії вже з необхідним нахилом. Це поліпшує відчуття комфорту пасажирів.

Досвід експлуатації довів, що досягти строго визначеного кута нахилу кузова можливо тільки при використанні активних систем. Тому вони отримали найбільше розповсюдження.

До активної системи для нахилу кузова входять кузов, рама візка, проміжна балка, система підвісу, виконавчий механізм на базі гідравлічного, пневматичного або електромеханічного приводів і блок керування. Розглянемо активну систему нахилу кузова на прикладі швидкісних потягів ETR 470, які обладнано гідравлічним приводом механізму нахилу кузова (рис. 27.44а). Вони мають конструктивну швидкість руху 200 км/год, а кут нахилу кузова досягає 8° . Схема системи наведена на рис. 7.44б, 7.44в.

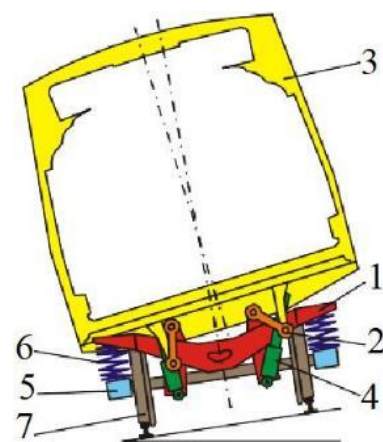


Рисунок 7.44 – Активна система нахилу кузова потяга ETR 470:

1 – проміжна балка; 2 – важіль підвіски; 3 – кузов; 4 – силовий гідравлічний циліндр; 5 – рама візка; 6 – ресора підвішування кузова; 7 – колісна пара

Виконавчий механізм створюють за такими схемами:

- *важільний підвіс кузова до проміжної балки*, при якому кузов вагона спирається через важелі підвісу на проміжну балку, яка через пневматичні ресори спирається на раму візка; кузов за допомогою силових циліндрів нахиляється відносно проміжної балки;
- *важільний підвіс проміжної балки до рами візка*, при якому кузов вагона спирається через пневматичні ресори на проміжну балку, яка за допомогою важелів підвішена до рами візка; кузов разом з проміжною балкою нахиляється за допомогою силових циліндрів відносно рами візка;
- *спирання кузова за допомогою пневматичних ресор на проміжну балку*, яка через тіла кочення спирається на раму візка, виконану у вигляді частини бічної поверхні циліндра; кузов разом з проміжною балкою нахиляється на заданий кут відносно осі циліндричної поверхні за допомогою силових циліндрів.

Дві перші схеми більш поширені, бо вони конструктивно і технологічно простіше, а третя схема має перевагу в тому, що дозволяє розмістити центр обертання кузова на рівні усередненого центра мас пасажирів вагона, що сприяє поліпшенню їх самопочуття при нахилах кузова.

Найбільш поширеним є *гідравлічний* силовий привод, який складається з гідравлічного насоса, гідроаккумулятора, робочої рідини, комп'ютера і апаратури регулювання нахилу кузова, керованих клапанів і силових гідравлічних циліндрів на кожному візку.

Гідравлічний насос з електроприводом створює необхідний для роботи системи тиск робочої рідини та спрямовує її до гідроаккумулятора, який підтримує рівень тиску при відмовах у роботі насоса.

Комп'ютер і апаратура регулювання керують роботою клапанів, через які робоча рідина надходить до силових гідравлічних циліндрів.

Силові гідравлічні циліндри встановлюють по одному або по два на кожному візку. Вони нахиляють кузов, утримують його в нахиленому стані, демпфують його кутове коливання, блокують його у вихідному стані при відмовах

системи, наприклад при зменшенні тиску робочої рідини до неприпустимого рівня, а також повертають кузов до вихідного положення.

Гідравлічний силовий привод при досить високих тисках робочої рідини (15 – 20 МПа) має невеликі габарити і в той же час може розвивати необхідні зусилля для нахилів кузова. Однак він має недоліки, такі як відносна складність конструкції, можливість негативного впливу на довкілля через протікання робочої рідини.

Пневматичний силовий привод не містить таких недоліків, але його швидкодія менша, ніж у гідравлічного, а габаритні розміри значно більше.

Електромеханічний силовий привод складається з крокового електродвигуна, зубчастого редуктора з гвинтовою парою, яка перетворює обертання його вихідного вала в лінійне зміщення штока, що з'єднується з кузовом і обертає його. Такий привод майже не потребує обслуговування в експлуатації і є екологічно досить чистим.

7.7. Розробки пасажирських поїздів для швидкісного руху

ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод»

7.7.1. Швидкісний електропоїзд ЕКр-1 «Тарпан»

Публічне акціонерне товариство «Крюківський вагонобудівний завод» розробив, побудував і запустив в експлуатацію два двосистемних електропоїздів ЕКр1 «Тарпан» розрахований на максимальну швидкість 200 км/год (в перспективі – до 250 км/год). Повний цикл випробувань електропоїзда було завершено в листопаді 2012 р. За незалежними оцінками за різними критеріями (надійність, вартість проїзду, можливість збільшення експлуатаційної швидкості, рівень і вартість сервісного обслуговування та ремонту, забезпечення запасними частинами, якість діагностики тощо) електропоїзд ЕКр1 «Тарпан» (ПАТ «КВБЗ») визнано кращим ніж його конкуренти: HRCS2 («Hyundai Rotem») і EJ 675 («Skoda»).

Візок головного вагона електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан» моделі 68-7072 (рис. 7.46) – двовісний моторний візок безлючного типу призначений для підкадки під вагони електропоїздів колії 1520 мм, що експлуатуються з конструкційною швидкістю 160–200 км/год.



Рисунок 7.45 – Український швидкісний електропоїзд ЕКр-1 «Тарпан»

7.7.2. Дизель-поїзд ДПКр-2

Ще одною розробкою ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» є дизель-поїзд ДПКр-2. У публікації [229] проведено аналіз конструкції екіпажної частини вагона дизель-поїзда ДПКр-2. Основні вузли приводного і неприводного візка показано на рис. 7.48, 7.49.

Візки мають двоступеневе ресорне підвішування: первинне, буксове – з використанням циліндричних пружин; вторинне – з пневматичних ресор.

Візки складаються з наступних елементів: осьових редукторів (тільки для приводних візків); колісних пар; рами; буксового (первинного) ресорного підвішування; центрального (вторинного) ресорного підвішування; гідравлічних гасників коливань; вузла з'єднання візка з кузовом вагона і передачі поздовжніх зусиль; елементів з'єднання буксових вузлів колісної пари з рамою візка; стабілізатора бокового коливання. Буксове ресорне підвішування візка складається з комплекту з трьох пружин з послідовно розташованими еластичними елементами, а також гасників коливань (рис. 7.50). Центральне ресорне підвішування складається з двох пневматичних ресор, двох вертикальних та двох горизонтальних гасників коливань (рис. 7.51).

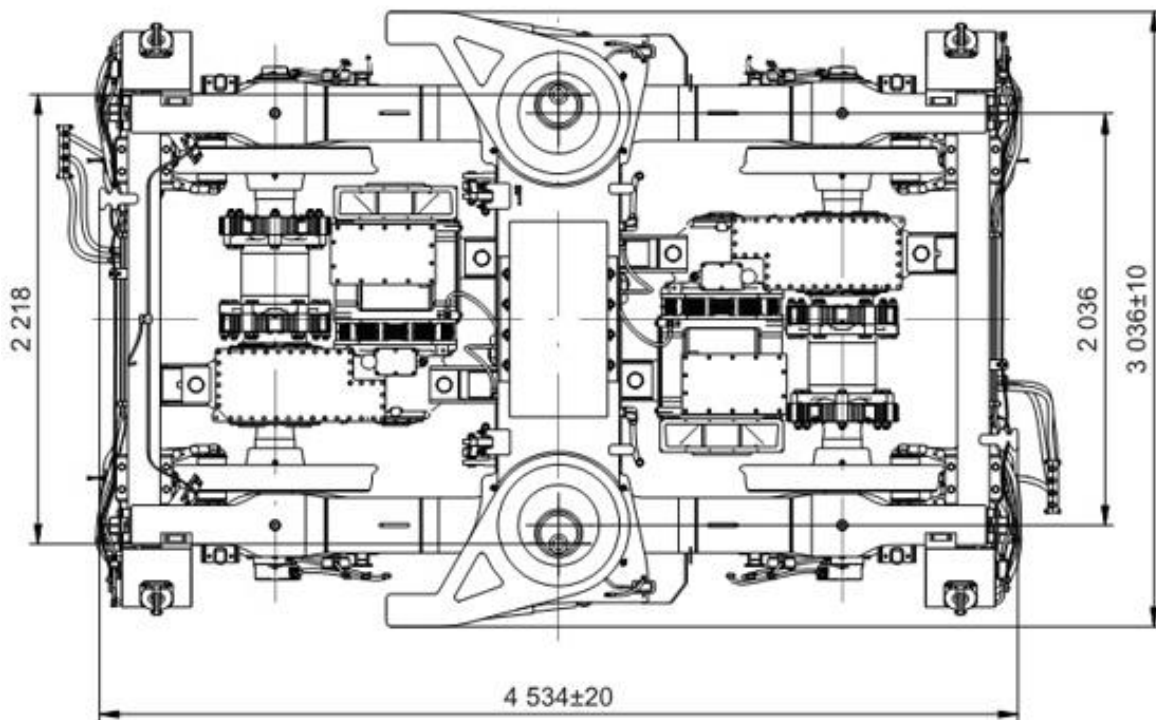
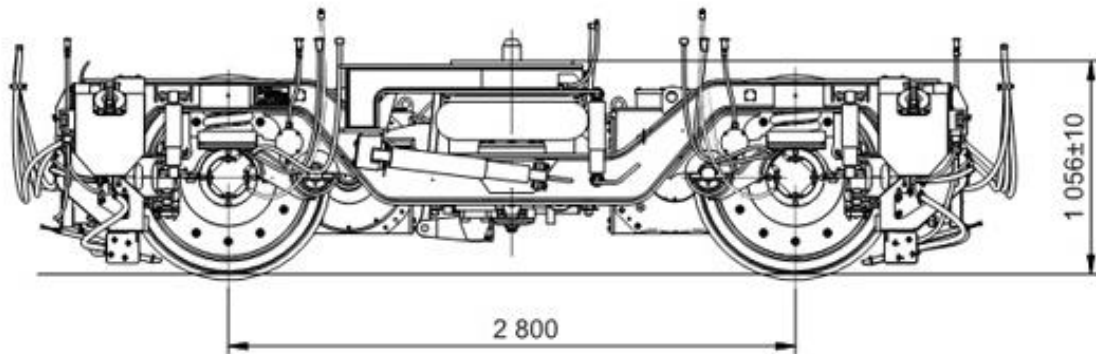


Рисунок 7.46 – Візок головного вагона електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан» – модель 68-7072

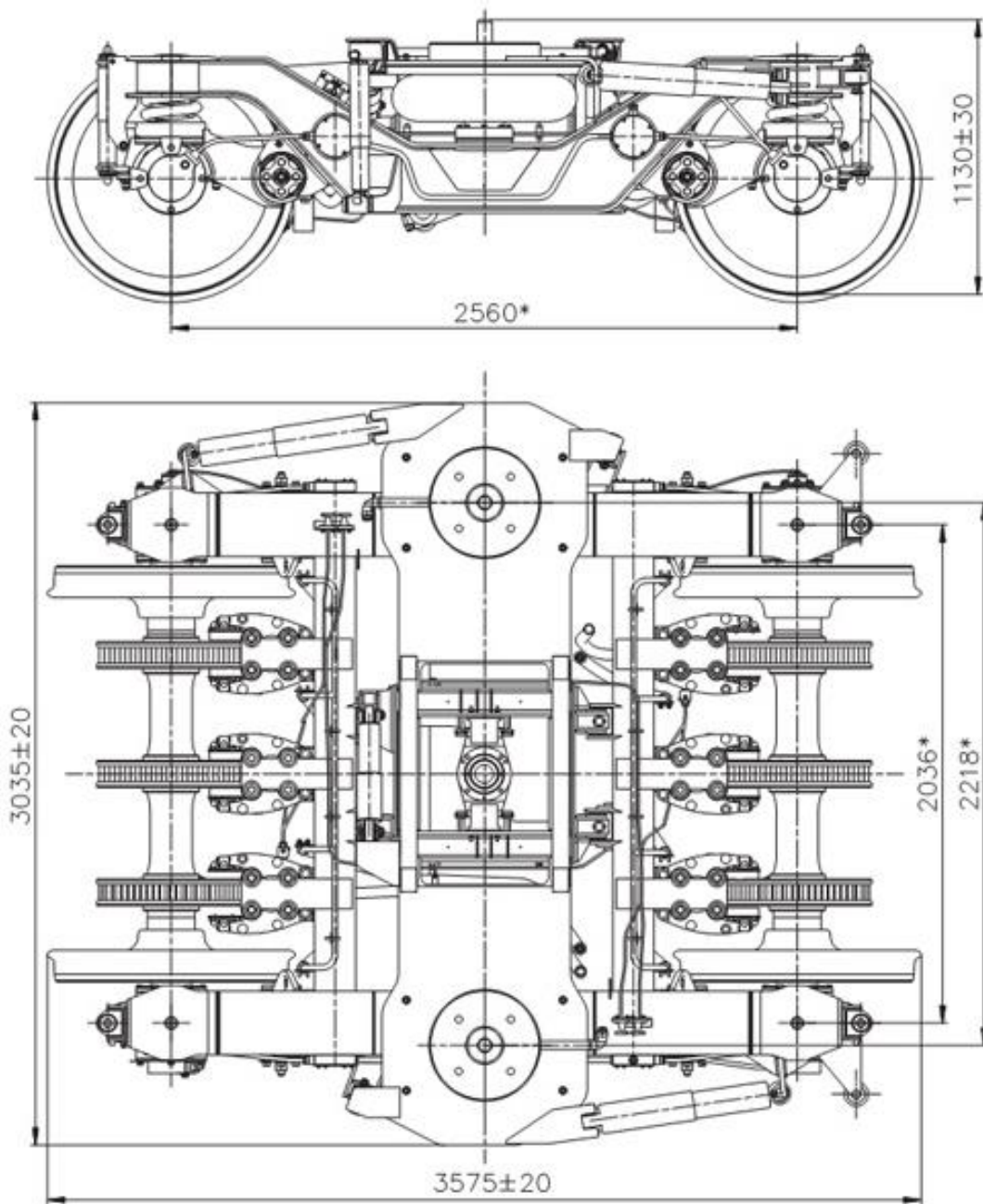


Рисунок 7.47 – Візок проміжного вагона електропоїзда ЕКр-1 «Тарпан» – модель 69-7049

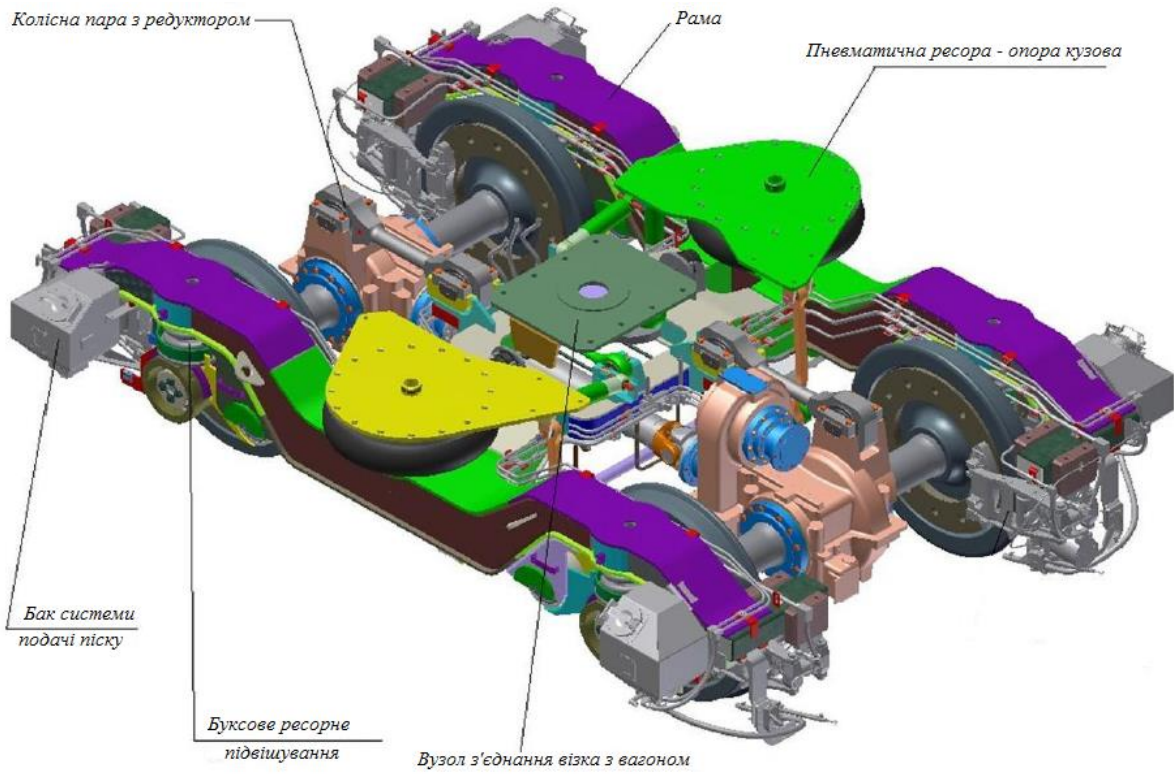


Рисунок 7.48 – Основні вузли приводного візка

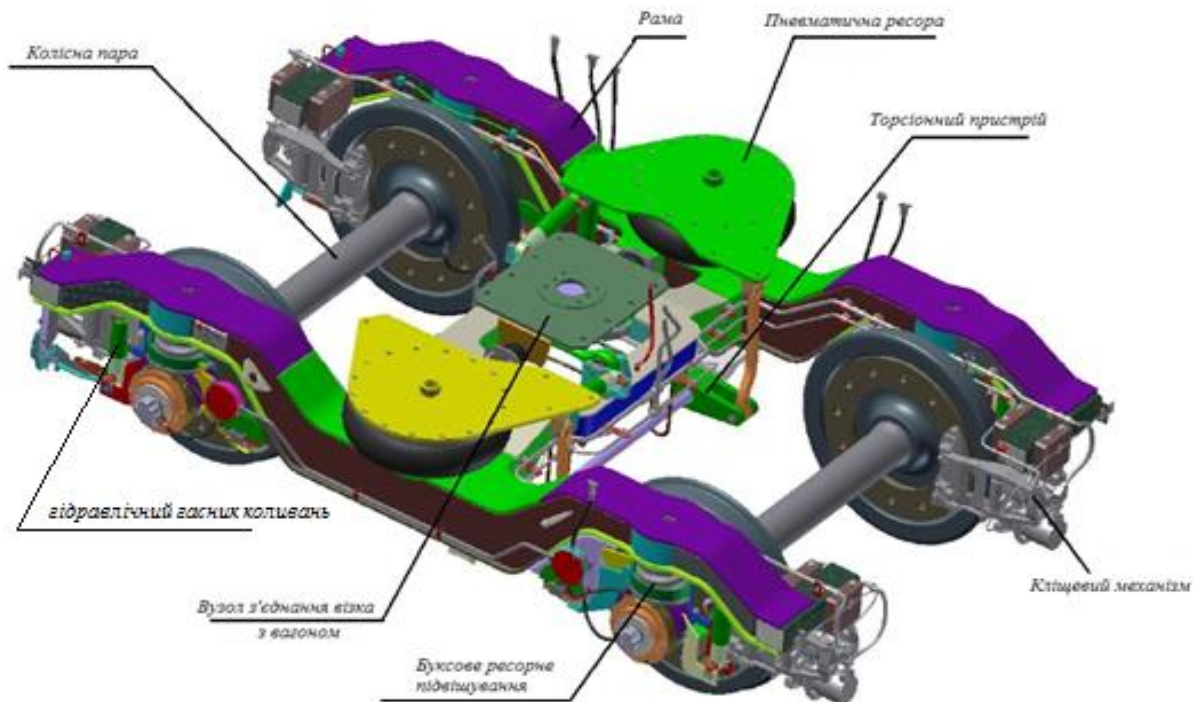


Рисунок 7.49 – Основні вузли непривідного візка

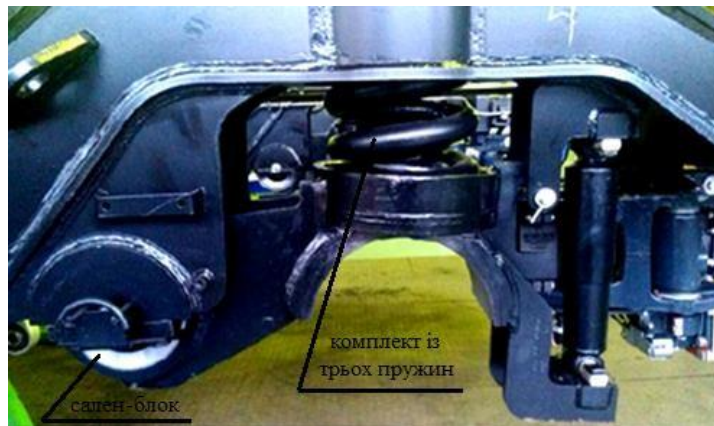


Рисунок 7.50 – Буксова ступінь ресорного підвішування



Рисунок 7.51 – Центральна ступінь ресорного підвішування

Пневматичні ресори конструктивно представляють собою резинокордну оболонку, яка заповнена в робочому стані стисненим повітрям з робочим тиском до 0,7 МПа. Вона складається з наступних елементів: кріпильних болтів ущільнювального кільця 1, зажиму плити ковзної 2, болтів ковзаючої плити 3, кріпильної плити 4, ущільнювального кільця 5, ковзної плити 6, подушки 7, нижньої плити 8, болтів нижньої плити 9, додаткової ресори 10 (рис. 7.52).

Випробування рухомого складу з пневматичним ресорним підвішуванням [229] показали, що незважаючи на практично однакові можливості гвинтових циліндричних пружин і пневматичних ресор у збільшенні статичного прогину, останні мають віброзахисні властивості і збільшують комфортність перевезення пасажирів [234, 235]. Для зниження вертикальної жорсткості пневматичну

ресору з'єднують з додатковим резервуаром, обсяг якого зазвичай більший основного обсягу пневматичної ресори [235].

Існує декілька типів систем пневматичних ресор [232], (наприклад, пневматична ресора з одним або двома додатковими резервуарами), а їх динамічні властивості зручно описувати за механічною еквівалентною моделлю.

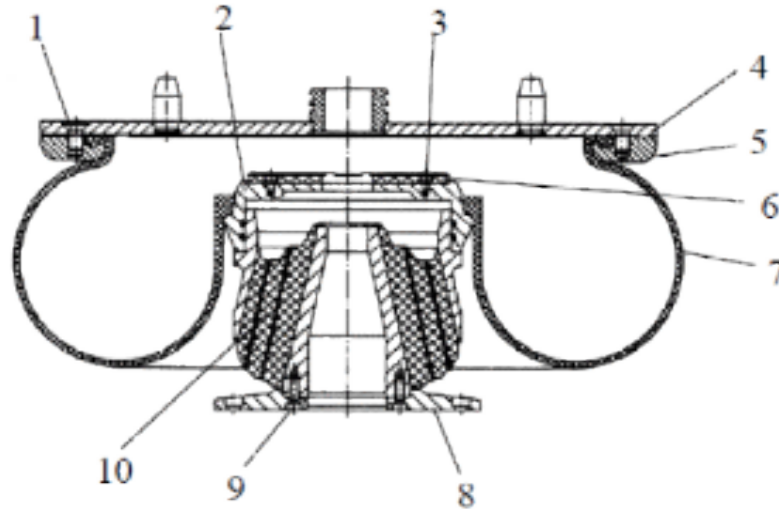


Рисунок 7.52 – Пневматична ресора

ПРИКІНЦЕВІ ПОЛОЖЕННЯ І ВИСНОВКИ

1. Майбутнє залізничного транспорту України пов'язане з впровадженням високошвидкісного пасажирського руху. Досі Україна копіює, так звану, німецько-італійську концепцію розвитку швидкісного сполучення на основі суміщеного руху швидкісних (пасажирських) і вантажних поїздів. Українська залізниця стоїть перед вибором концепції розвитку високошвидкісного руху з двох варіантів:

1) розвивати концепцію суміщеного руху швидкісних (пасажирських) і вантажних поїздів на основі удосконалення інфраструктури і спеціальним високошвидкісним рухомим складом, наприклад із нахилом кузовів вагонів в кривих та автоматичною зміною ширини колії;

2) будувати спеціальні високошвидкісні лінії, скоріше всього з колією 1435 мм, за японсько-іспанською концепцією.

На сьогодні «Укрзалізниця» не має затвердженої розвитку концепції високошвидкісних магістралей, тому її прийняття є невідкладним завданням.

2. Одним із недоліків організації змішаного руху швидкісних і вантажних поїздів є суттєвий вплив важких вантажних поїздів на деградаційні процеси в рейковій колії. Поперечні сили, які передаються під час руху вантажних поїздів від гребнів коліс на рейки мають достатньо великі значення та призводять до інтенсивного накопичування залишкових деформацій колії в плані, тобто бути причиною її деградації.

3. Виконаний аналіз впливу вантажних поїздів на поперечну стійкість рейко-шпальної решітки свідчить про наступне:

1) найкращі показники поперечної стійкості рейко-шпальної решітки має підкладкова конструкція колії на залізобетонних шпалах з скріпленнями типу КБ. Безпідкладкова конструкція колії на залізобетонних шпалах із рейковим скріпленнями КПП-5 має на 8 % меншу поперечну стійкість рейко-шпальної решітки порівняно із скріпленнями типу КБ;

2) в кривих радіусом 300 м поперечна стійкість рейко-шпальної решітки є

на 10 % меншою порівняно із кривою радіуса 600 м та на 20 % меншою порівняно із кривою радіуса 1000 м;

3) поперечні горизонтальні сили, які виникають при екстремому гальмуванні поїзда, зменшують поперечну стійкість колії на величину до 30%. При цьому стійкість рейко-шпальної решітки при підкладковій конструкції колії із скріпленням типу КБ – на 18–20% вища ніж безпідкладкова – із скріпленнями типу КПП-5.

4. Виконаний аналіз впливу вантажних поїздів на поздовжню стійкість рейкової колії свідчить про наступне:

1) поздовжня стійкість рейкової колії при русі поїздів масою до 4500 т із швидкостями до 90 км/год і на будь-яких режимах гальмування при безпідкладковій конструкції колії в цілому на 5% має більшу забезпеченість порівняно з підкладковою конструкцією колії;

2) величина погонного опору рейкових ниток при зміні епюри шпал з 1840 шт/км до 1680 шт/км зменшується при усіх видах скріплень приблизно на 8–9%;

3) сумарні діючі поздовжні сили угону рейкових ниток (температурні від вигину і гальмування) при службовому та екстремому гальмуванні пасажирських і вантажних поїздів вантажного поїзда масою до 4500 т не перевищують сил погонного опору, що забезпечуються скріпленнями при всіх конструкціях колії, які розглянуті в роботі;

4) проміжне рейкове скріплення типу КПП-1 не в достатній мірі забезпечує поздовжню стійкість колії у випадках, коли разом із пружними та температурними силами діють гальмівні сили при екстремому гальмуванні великовагових вантажних поїздів чи пасажирських поїздів від швидкості 160 км/год;

5) значний вплив на величину розподіленої гальмівної сили має поздовжній ухил колії на якому проводиться гальмування. Так при гальмуванні вантажного поїзда вагою 4500 т на ухилі 10 ‰ поздовжню стійкість рейкових ниток буде втрачено при будь-якій із розглянутих конструкції рейкових скріплень;

б) скріплення типу КБ при середній величині затягування клемних болтів не

забезпечує в достатній мірі поздовжню стійкість рейкових плітей від сумісної дії поздовжніх температурних, гальмівних та пружних сил при впливі екстреного гальмуванні вантажного поїзда масою більше 4500 т;

7) через вагомий вплив на загальну силу угону поздовжньої розподіленої гальмівної сили поїзда, наявність угону колії, перш за все, буде прослідковуватися на гальмівних ділянках;

8) найкращі показники поздовжньої стійкості колії забезпечуються при застосуванні пружних рейкових скріплень Pandrol та Vossloh де при силі притискання однієї клеми в межах 13–14 кН застосовуються підрейкові прокладки з досить великим коефіцієнтом тертя по подошві рейки.

5. За результатами проведених експертних досліджень можна зробити наступні висновки:

1) інтенсивність деградації, пов'язаної із відхиленням ширини рейкової колії від номіналу в значній мірі залежить від конструкції проміжного рейкового скріплення та міцності його конструктивних елементів;

2) найбільша стабільність ширини рейкової колії із відхиленнями до 0,15 мм на 1 млн. т бруто пропущеного вантажу забезпечується на ділянках з експлуатацією проміжного рейкового скріплення типу КПП;

3) найбільша інтенсивність відхилень ширини рейкової колії проглядалась на ділянках експлуатації скріплення типу КБ;

4) при безпідкладковому скріпленні КПП геометричні відхилення параметрів рейкової колії мають меншу амплітуду порівняно із скріпленням КБ при вантажонапруженості до 60 млн т бруто км/км на рік. Тому при таких умовах експлуатації найбільш раціонально застосовувати безпідкладкову конструкцію скріплення типу КПП.

6. Суттєву роль щодо рівня бокового впливу на колію і пов'язаних із цим деградаційних змін його геометрії відіграють відхилення параметрів вантажного рухомого складу від номінальних. До таких параметрів відносяться:

- перекося колісних пар у візках в плані внаслідок забігання бокових рам;
- наявність пошкоджень на поверхні кочення коліс колісних пар – повзунів;

- відхилення від номінальних характеристик, пошкодження пружин ресорного підвішування та клинових гасників коливань тощо.

7. Аналіз статистичних даних про експлуатаційні перекоси колісних у візках в плані внаслідок забігання бокових рам показує, що у 80% вагонів ці кути можуть складати до 0,015 рад (0,85 град);

8. При максимальних значеннях кутів перекосу бокові навантаження на рейки на 35–50% перевищують навантаження при нормальній установці на будь-яких швидкостях і в кривих будь-якого радіусу.

9. Аналіз результатів розрахунків вписування швидкісного поїзда у криві ділянки колії пристосовані для сумісної експлуатації із вантажними поїздами дозволяє зробити наступні висновки:

1) в кривих радіусом більше 2500 м забезпечується проходження поїздів до швидкості 160 км/год без перевищення максимально-дозволеного непогашеного бічного прискорення при будь-якому піднесенні зовнішньої рейки (в діапазоні від 0 до 150 мм);

2) в кривих з радіусом $\rho = 1500$ м рух із швидкістю 44 м/с (160 км/год) можливий тільки при підвищеннях зовнішньої рейки $h \geq 47$ мм;

3) в кривій з радіусом $\rho = 1000$ м рух із швидкістю 44 м/с (160 км/год) можливий тільки при $h = 150$ мм, тобто при максимальному дозволеному значенні для підвищення зовнішньої рейки на коліях України. Таким чином, рух поїздів InterCity+ із максимальними швидкостями 160 км/год можливий лише в кривих радіусом більшим за 1000 м;

4) в кривих $\rho = 600, 300$ і 250 м швидкість поїздів InterCity+ не може перевищувати, відповідно 34, 24 і 22 м/с, або 122, 86 і 79 км/год.

10. В рамках виконання НДР «Наукові основи проектування, удосконалення конструкцій і модернізації екіпажних частин традиційного і високошвидкісного рухомого складу залізниць із поліпшеними характеристиками взаємодії з рейковою колією» було модернізовано стендову установку Київського інституту залізничного транспорту «Стенд для дослідження елементів вантажного візка 18-100». Стендова установка дозволяє проводити дослідження впливу

відхилень характеристик візків вантажних вагонів на деградаційні процеси в рейковій колії. Для проведення експериментальних досліджень на стенді потрібно придбання вимірювального апаратного комплексу, до якого входять комплекти датчиків переміщень, швидкостей, прискорень, навантажень, напружень тощо; підсилювачі; перетворювачі; реєстратори; програмне забезпечення до вимірювального комплексу. Вартість вимірювального обладнання не входила до кошторису НДР.

11. Проаналізовано сучасні модифікації візків вантажних вагонів з поліпшеними характеристиками впливу на колію. Зроблено наступні висновки:

1) динамічні характеристики вагона на візках 18-4129 та 18-9817 в основному кращі за динамічні показники вагонів з візками 18-100;

2) найкращі показники щодо коефіцієнта вертикальної динаміки кузова та необресорених частин мають вагони з візками 18-9817;

3) найкращий показник щодо коефіцієнта горизонтальної динаміки, а також менші рамні сили мають візки 18-4129;

4) прискорення кузова вагона у вертикальній площині для візків 18-9817 і 18-4129 приблизно однакові, а у горизонтальній – менші для візка 18-4129 за винятком швидкостей понад 100 км/год;

5) найкращий показник коефіцієнта запасу стійкості колеса від сходу з рейок для навантаженого режиму має візок 18-4129 у всьому діапазоні швидкостей, а в порожньому стані для швидкостей менше 90 км/год.

12. Остання редакція норм проектування залізничної колії (Державні будівельні норми. Споруди транспорту. Залізничні колії 1520 мм. Норми проектування. ДБН В.2.3-19:2018), свідчать про те, що сучасні вимоги до швидкісних ліній не передбачають, навіть у перспективі, можливості підвищення швидкостей руху на існуючій системі суміщеного руху швидкісних і вантажних поїздів. Обмеження для підвищення зовнішньої рейки за максимальним негативним непогашеним прискоренням для вантажних поїздів ($[a_y] = -0,3 \text{ м/с}^2$) дорівнює: $h_{max} \approx 50 \text{ мм}$. Якщо виконувати цю норму, то, наприклад, швидкість у 160 км/год – максимальну швидкість поїздів InterCity+ – можна досягнути тільки у

кривих радіусом понад 1510 м для $[a_y] = 1,0 \text{ м/с}^2$, або понад 1960 м для $[a_y] = 0,7 \text{ м/с}^2$. Ця обставина є суттєвим стримуючим фактором підвищення швидкостей руху пасажирських перевезень у системі суміщеного руху високошвидкісних і вантажних поїздів.

13. Аналіз стану парку вантажних вагонів української залізниці свідчить про те, що майже 90% вагонів використовуються за межами призначеного заводом-виробником терміну експлуатації та мають продовжений термін служби. Через це існує затверджена система подовження терміну експлуатації. Метою подовження терміну служби є гарантія безпечної експлуатації рухомого складу, який вичерпав свій призначений термін служби. Зі зростанням терміну служби вантажних вагонів рівень безпеки знижується. Причиною цього є підвищений рівень силової взаємодії колісних пар з колією. Це відбувається за рахунок впливу на стан вантажних вагонів таких основних чинників:

- знос вузлів і деталей, внаслідок чого зменшується їх запас міцності;
- природне старіння металевих матеріалів (поява мікротріщин, корозія тощо);
- накопичення, в процесі експлуатації, втомних змін стану несучих металевих конструкцій.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Національна транспортна стратегія України на період до 2030 р. *Постанова Кабінету Міністрів України № 430-р від 30.05.2018 р.* <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/430-2018-%D1%80#Text>.
2. Про схвалення Концепції Державної цільової програми впровадження на залізницях швидкісного руху пасажирських поїздів на 2005-2015 роки. *Розпорядженням Кабінету Міністрів України від 31 грудня 2004 р. N 979-р.* <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/979-2004-%D1%80#Text>.
3. Міжнародна технічна допомога ЄС у сфері транспорту. Підтримка імплементації Угоди про асоціацію та Національної транспортної стратегії в Україні. <https://mtu.gov.ua/content/mizhnarodna-tehnichna-dopomoga-es-u-sferi-transportu.html>.
4. Проект розпорядження Кабінету Міністрів України «Про затвердження плану заходів на 2019-2021 роки з реалізації Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року». *Офіційний веб-сайт Мінінфраструктури України.* <https://mtu.gov.ua/projects/193/>.
5. Панфілова, О. Є., Панфилова, О. Е. (2016). Правові засади політики ЄС у сфері залізничного транспорту. *Юридичний науковий журнал*, 1. 35-50. <http://hdl.handle.net/11300/6497>.
6. Lawrence, M., Bullock, R., & Liu, Z. (2019). China's high-speed rail development. *World Bank Publications*. <https://u.to/qlHQGw>.
7. Huang, Y., & Zong, H. (2020). The spatial distribution and determinants of China's high-speed train services. *Transportation Research Part A: Policy and Practice*, 142, 56-70. <https://doi.org/10.1016/j.tra.2020.10.009>.
8. Wang, L., Liu, Y., Sun, C., & Liu, Y. (2016). Accessibility impact of the present and future high-speed rail network: A case study of Jiangsu Province, China. *Journal of Transport Geography*, 54, 161-172. <https://doi.org/10.1016/j.jtrangeo.2012.10.008>.
9. Wang, D., Qian, J., Chen, T., Zhao, M., & Zhang, Y. (2014). Influence of the high-speed rail on the spatial pattern of regional tourism—taken Beijing–Shanghai high-speed rail of China as example. *Asia Pacific Journal of Tourism Research*, 19(8), 890-912. <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/10941665.2013.818049>.
10. China Railway Group. *Forbes*. 2019. <https://www.forbes.com/companies/china-217> •

railway-group/#2e0e89e83c82.

11. В 2019 год в Китае будет сдана в эксплуатацию ВСМ протяженностью 3200 км. *Международное радио Китая*, 11.02.2019. <http://russian.cri.cn/economy/weekly/356/20190211/250119.html>.

12. Демченко, В. От 0 до 29000 км: Как Китай за 10 лет построил самую большую сеть скоростных железных дорог в мире. *Центр транспортных стратегий*. https://cfts.org.ua/articles/ot_0_do_29_000_km_kak_kitay_za_10_let_postroil_samuyu_bolshuyu_set_skorostnykh_zheleznykh_dorog_v_mire_1500

13. TGV V150 – The «Flying» Train. <http://scihi.org/tgv-v150-flying-train/>

14. Lawrence, M., Bullock, R., & Liu, Z. (2019). China's high-speed rail development. *World Bank Publications*. <https://u.to/pFbQGw>.

15. Транспорт України 2020. *Статистичний збірник. Держстат України*. http://www.ukrstat.gov.ua/druk/publicat/kat_u/2021/zb/10/zb_Transpot.pdf.

16. Global Competitiveness Report Special Edition 2020: How Countries are Performing on the Road to Recovery. <https://www.weforum.org/reports/the-global-competitiveness-report-2020>.

17. Shevchenko, A., Matviienko, O., Lyuty, V., Manuylenko, V., & Pavliuchenkov, M. (2018). Ways of introduction of the high-speed movement of passenger trains in Ukraine. In *Matec Web of Conferences*, 230, EDP Sciences, 01014. https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/abs/2018/89/mateconf_transbud2018_01014/mateconf_transbud2018_01014.html.

18. Естіваль, Ж.-П. (2005). Організаційні моделі залізниць: національні критерії побудови. *Залізничний транспорт. України*, 1, 68–71.

19. Шандер, О. Е., Шандер, Ю. В., Гнатенко, А. Ю., Зінченко, Ю. М. (2019). Аналіз статистичних даних щодо організації швидкісного руху на мережі залізниць України. *Збірник наукових праць УкрДУЗТ*. 185, 14-22. <http://lib.kart.edu.ua/handle/123456789/1635>.

20. Purba, A., Nakamura, F., Dwsbu, C. N., Jafri, M., & Pratomo, P. (2017). November). A current review of high speed railways experiences in Asia and Europe. In *AIP Conference Proceedings*, 1903, 1, 060004. *AIP Publishing LLC*. <https://aip.scitation.org/doi/abs/10.1063/1.5011558>.

21. Nan Yu and Yu Cao. (2017). Assess the feasibility of the high-speed railway

construction in China by measuring the traffic demand elastic. *AIP Conference Proceedings 1839*, 020101. <https://doi.org/10.1063/1.4982466>.

22. Mohammed Ali Berawi, Perdana Miraj, Abdur Rohim Boy Berawi, Bambang Susantono, Pekka Leviakangas, and Hendra Radiansyah. (2017). Modeling track access charge to enhance railway industry performance. *AIP Conference Proceedings 1903*, 060001. <https://doi.org/10.1063/1.5011555>

23. Саакян, Ю.З., Савчук, В.Б., Поликарпов, А.А. (2021). Мировой рынок железнодорожного машиностроения 2019/2020. *Аналитический обзор*. 144. http://ipem.ru/files/files/research/20210826_world_railway_engineering_report_2019_2020.pdf.

24. TGV Atlantique: nouvel appel à la grève. <https://www.lefigaro.fr/societes/tgv-atlantique-nouvel-appel-a-la-greve-20211024>.

25. Статистичні дані про Українські залізниці. *Міністерство інфраструктури України*. <https://mtu.gov.ua/content/statistichni-dani-pro-ukrainski-zaliznici.html>.

26. Приходько, В. (2020). Особливості розвитку вітчизняного денного швидкісного руху. *Вагонний парк*, 11(163), 9-27. https://www.kvsz.com/images/stories/doc/vagon_park_11.pdf.

27. First renewed Swedish X2000 train enters service. <https://www.railtech.com/rolling-stock/2021/11/17/first-renewed-swedish-x2000-train-enters-service/>.

28. Alstom to supply four additional Pendolino high speed trains to SBB. <https://supplychaindigital.com/logistics-1/alstom-supply-four-additional-pendolino-high-speed-trains-sbb>.

29. Talgo series 7. <https://www.talgo.com/serie-107>.

30. Talgo 350 (T350) Very High Speed Trains. <https://www.railway-technology.com/projects/talgo-train-very-high-speed-spain/>.

31. Высокоскоростной наземный транспорт по странам. <https://ru.wikipedia.org/wiki/>.

32. Дейнека, О.Г., Юрченко, Є. (2017). Теоретико-концептуальні засади формування інфраструктурної системи швидкісних залізничних магістралей. *Вісник економіки транспорту та промисловості*, 59. 52–61. <https://cyberleninka.ru/article/n/18188933>.

33. Українська залізнична швидкісна компанія.

http://intercity.uz.gov.ua/?page_id=25.

34. Національна стратегія – 2030 «Drive Ukraine». <https://mtu.gov.ua/files/projects/str.html>.

35. Що і як ремонтували в поламаних поїздах Hyundai. <https://economics.segodnya.ua/ua/economics/transport/chto-i-kak-remontirovali-v-polomannyh-poezdah-hyundai--518783.html>.

36. "Укрзалізниця" тимчасово зняла з експлуатації потяги Hyundai. <https://www.unian.ua/economics/transport/883546-ukrzalznitsya-timchasovo-znyala-z-ekspluatatsiji-potyagi-hyundai.html>.

37. Певзнер, В. О., Белоцветова, О. Ю., & Шапетько, К. В. (2016). Влияние режимов движения поездов на формирование расстройств пути. *Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ)*, 75(6), 349-353. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2016-75-6-349-353>.

38. «Укрзалізниця» починає масштабне оновлення парку вантажних вагонів за програмою «Велике будівництво». <https://bukoda.gov.ua/news/ukrzalznicya-pochinaye-masshtabne-onovlennya-parku-vantazhnih-vagoniv-za-programoyu-velike-budivnictvo>.

39. Zhong, C.Z. (2005). Detection countermeasure to the marred railway bridge passing the heavy-duty freight cars. *Railway standard des*, 10, 80–81.

40 Sato, Y. (1995). Japanese studies on deterioration of ballasted track. *Vehicle system dynamics*, 24(sup1), 197-208. <https://doi.org/10.1080/00423119508969625>.

41. Shenton, M.J. (1985). Ballast deformation and track deterioration. *Trach technology*. 253–265.

42. Yoo, T.-S., E.T. (1979). Selig Field observations of ballast and subgrade deformations in track. *Transport research record*. 733. 6–12.

43. Каспржицкий, А. С., Лазоренко, Г. И., Шаповалов, В. Л., Окост, М. В., Морозов, А. В., & Явна, В. А. (2019). Динамические характеристики и устойчивость земляного полотна в условиях тяжеловесного движения. *Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения*, (2), 104-12

44. C. Cole, M. McClanachan, M. Spiryagin, Y. Quan Sun. (2012). Wagon instability in long trains. *Vehicle system dynamics*, 50(1). 303–317. <https://doi.org/10.1080/00423114.2012.659742>.

45. J.C.O. Nielsen, Xin Li Nielsen. (2018). Railway track geometry degradation due

to differential settlement of ballast/subgrade – numerical prediction by an iterative procedure, 412. 441–456. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2017.10.005>.

46. W. Zhai, J. Gao, P. Liu, K. Wang. (2014). Reducing rail side wear on heavy-haul railway curves based on wheel-rail dynamic interaction. *Vehicle system dynamics*, 52(1). 440–454.

47. Z. Zhang, M. Dhanasekar. (2012). Dynamics of railway wagons subjected to braking torques on defective tracks. *Vehicle system dynamics*, 50 (1). 109–131.

48. Guidelines to best practices for heavy haul railway operations: infrastructure construction and maintenance issues. (2009). *Virginia: ІННА*. 650.

49. Ткаченко, В. П., Трипольська, Т. П., & Рудник, Є. В. (2021). Вибір критеріїв керованості рейкових транспортних засобів. *The XI International Science Conference «Modern aspects of science and practice», November 30–December 03, 2021, Melbourne, Australia. 590 p. ISBN-978-1-68564-520-5 (p. 575)*. <https://isg-konf.com/wp-content/uploads/2021/11/MODERN-ASPECTS-OF-SCIENCE-AND-PRACTICE.pdf#page=576>.

50. Sapronova, S., Tkachenko, V., Fomin, O., Kulbovskiy, I., Zub. E. (2017). Rail vehicles: resistance to movement and handleability. *Monograf, Dnipro*. 160. <https://www.metaljournal.com.ua/assets/MonographKyivverstka.pdf>.

52. Sapronova, S., Tkachenko, V., Fomin, O., Gatchenko, V., Maliuk, S. (2017). Research on the safety factor against derailment of railway vehicles. *Eastern-European journal of enterprise technologies*, 6/7(90), 19-25. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.116194>.

53. Tkachenko, V. P., Sapronova, S. Y., Maliuk, S. V., Kulbovskiy, I. I. (2016). Studying the structure of railway rolling stock resistance. *Metallurgical and Mining Industry*, 11. 30–36. http://www.metaljournal.com.ua/assets/Journal/english-edition/MMI_2016_11/005Tkachenko.pdf

54. Патент на корисну модель №147117 Україна, МПК (2021.01) В61F 11/00, В61F 5/00, Н02К 41/00. Спосіб покращення керованості залізничного транспортного засобу в кривих ділянках колії. С. Сапронова, В. Ткаченко, Є. Зуб, А. Горбань, С. Малюк; заявник та патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій. Заявка № u202006038; заявл. 21.09.2020, зареєстровано в Державному реєстрі України корисних моделей 17.03.2021, бюл. № 11. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1588362/>.

55. Ткаченко, В.П. (1999). Влияние конструктивных схем ходовых частей рельсовых экипажей на их управляемость/ *Брошюра.- Луганск: ВУГУ*. 42с.

56. Ткаченко, В.П. (1997). Оценка управляемости рельсовых экипажей с различными конструктивными схемами ходовой части. *Придніпровський науковий вісник*, 50(61).16-17.

57. Ткаченко, В.П. (1996). Управляемое направление экипажей рельсовой колеей, как часть проблемы сопротивления движению// *Проблемы развития локомотивостроения. VI Межд.научн.-техн. конф.* 14-15.

58. Ткаченко, В.П. (1998). Управляемость рельсовых экипажей. *Залізничний транспорт України*, 2-3. 37-41.

59. Ткаченко, В.П. (1997). Управляемость рельсовых экипажей. *Монографія.- Луганск: ВУГУ*. 98.

60. Ткаченко, В.П., Сапронова, С.Ю., Кульбовський, І.І., Зуб, Є.П. (2016). Опір руху і керованість рейкових екіпажів. *Монографія*. 106.

61. В.П. Ткаченко, С.Ю. Сапронова. (2017). Критерії оцінки керованості рейкових екіпажів. *Вісник СНУ ім. В.Даля*, 4(234). 208–218. <https://scholar.google.com.ua/scholar?oi=bibs&cluster=16316924940266516559&btnI=1&hl=ru>

62. В.П.Ткаченко, С.Ю. Сапронова, О.В. Фомин, І.І. Кульбовський, Є.П. Зуб. (2017). Опір руху і керованість рейкових екіпажів. *Монографія*. 180. http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis64r_81/cgiirbis_64.exe?C21COM=2&I21DBN=VFEIR&P21DBN=VFEIR&Z21ID=&IM-AGE_FILE_DOWNLOAD=1&Image_file_name=DOC%20FREP0000960%20PDF.

63. Інструкція із укладки та утримання колії залізниць України (ЦП-0269). 2012. http://scbist.com/scb/uploaded/1_1357667287.pdf.

64. Інструкція з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць колії 1520 мм (ВНД 32.0.007.001-2001). 2011.

65. Nadal, M. J. *Locomotive a Vapeur, Collection encyclopedie scientifique, bibliotheque de mecanique appliquee et genie*, Vol. 186(Paris), 1908.

66. Weinstock, H. Wheel climb derailment criteria for evaluation of rail vehicle safety. *Paper No. 84-WA/RT-1, 1984 ASME Winter Annual Meeting, Phoenix, Az, November 1984*.

67. Методика технічного діагностування пасажирських вагонів, що виступили призначений термін, з метою його продовження: ЦЛ-0070. *Київ: Нескінчене джерело*, 2008. 60 с.

68. Хейман, Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеи. – М. : Трансжелдориздат, 1957. – 415 с.
69. Куценко, С. М. Математическая модель железнодорожного экипажа, движущегося по прямому участку пути с учетом взаимодействия гребней колес с рельсами / С. М. Куценко, В. А. Слащев // Тр. ВНИТИ.– Коломна, 1968. – Вып. 31. – С. 83–91.
70. Ершков, О.П. Расчеты поперечных горизонтальных сил в кривых / О.П. Ершков // Труды Всесоюз. науч.исслед.ин-та ж.-д. трансп. – М.: Транспорт, 1966. – Вып. 301. – 235 с.
71. Минов, Д.К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей / Д.К. Минов. – М.: Транспорт, 1965. – 267 с.
72. Кравченко, А.И. Об управляемом направлении железнодорожных экипажей при движении в кривых/ Повышение эксплуатационной надежности локомотивов в условиях дорог Урала и Сибири.- Омск, 1973.-С.224-228.-(Материалы сетевой н. т.конф.).
73. Кашников, В.Н. (1975). Определение функции управления железнодорожным экипажем при входе в кривую. *Вопросы конструкции и динамики локомотивов и повышение надежности тормозов. РИИЖТ. 115. 3-10.*
74. Кашников В.Н. Основы теории управляемого движения локомотивов в рельсовой колее.-Ростов-на-Дону, 1982.-30с.
75. Кашников В.Н. Управление движением железнодорожных экипажей в кривых участках рельсовой колеи / Дисс...д-ра техн. наук. – Ростов-на-Дону, 1983. – 394с.
76. Пат. №2090406, Россия, МКИ В61 F 5/38. Устройство для самоустановки колесных пар рельсового транспортного средства/ Гриневич В.П., Дмитриев А.С. Оpubл.20.9.07.- Бюл.№26.
77. 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. 92(10). 97-100.*
78. Цеглинский, К.Ю. Курс железных дорог. Том I. Выпуск I. Общие сведения о железных дорогах. Подвижной состав и условия прохождения его по рельсовой колее. Проектирование железнодорожной линии. М. Типо-литография Т-ва Владимир Чичерин, 1913. 260 с.
79. Королев, К.П. Вписывание паровозов в кривые участки пути.-

М.:Трансжелдориздат, 1950.- 224с.

80. Tkachenko, V., Sapronova, S., Zub, E., Morneva, M. (2020). Closed Power Loops in the Guidance of Vehicles by Railway Track System. *24th International Scientific Conference. Transport Means 2020: Sustainability: Research and Solutions (Kaunas, Lithuania). Part II.* 554-559. ISSN 1822-296 X (print), ISSN 2351-7034 (on-line). <https://elibrary.ru/item.asp?id=44991363>.

81. Shahzamanian Sichani, M. (2013). Wheel-rail contact modelling in vehicle dynamics simulation. *Doctoral dissertation, KTH Royal Institute of Technology.* <https://www.researchgate.net/publication/264389709>.

82. Ohno, K. (2003). Research and development for eliminating wheelclimb derailment accidents. *JR East Technical Review*, 2. 46–50.

83. Bibel, G. (2012). Train Wreck – the Forensics of Rail Disasters. *Baltimore: Hopkins University Press.* 368. https://books.google.com/books?hl=ru&lr=&id=5mKefpEufkgC&oi=fnd&pg=PP1&dq=Train+Wreck+%E2%80%93+the+Forensics+of+Rail+Disasters&ots=JyllRr8m9J&sig=z_SPW6brPVtLlasqfuyfoBTtKhI.

84. M. Uchida, H. Takai, H. Muramatsu, H. Ishida. (2002). Derailment Safety Evaluation by Analytic Equations. *Quarterly Report of Railway Technical Research Institute*, 43(3). 119–124. https://www.jstage.jst.go.jp/article/rtriqr/43/3/43_3_119/_article/-char/ja/

85. Kardas-Cinal, E. (2009). Comparative study of running safety and ride comfort of railway vehicle. *Prace naukowe politechniki warszawskiej*, 71. 75–84. <https://www.wt.coitest.pw.edu.pl/index.php/content/download/576/2992/file/kardas-cinal.pdf>.

86. Iijima, H., Yoshida, H., Suzuki, K., Yasuda, Y. (2014). A Study on the Prevention of Wheel-Climb Derailment at Low Speed Ranges. *Quarterly Report of Railway Technical Research Institute*, 30. 21–24. <https://trid.trb.org/view/1351016>.

87. Крюківський вагонобудівний завод. САЙТ. <http://www.kvsz.com/index.php/ua/golovna/pro-virobnitstvo/tekhichni-mozhливosti>.

88. Ткаченко В.П. Кинематическое сопротивление движению рельсовых экипажей/ *Монография. Луганск: ВУГУ*, 1996. 200с.

89. Мелентьев, Л. П. (1999). Взаимодействие колес с рельсами и их износ. *Путь и путевое хозяйство*, (5). 6-13.

90. Оптимизация устройства возвышения наружного рельса в кривых в условиях

скоростного руху поєднаного з вантажним. *Організація співробітництва залізничних доріг (ОСЖД). Памятка О+Р 782/4.*
<https://osjd.org/api/media/resources/2639?action=download>.

91. Рекомендації по пристрою та вмісту залізничної колії залізничного шляху на ділянках змішаного руху з максимальними швидкостями. *Організація співробітництва залізничних доріг (ОСЖД). Памятка О+Р 782/2.*
<https://osjd.org/api/media/resources/9233?action=download>.

92. Візки вантажних вагонів. https://www.pomogala.ru/konstrukt/konstrukt_20.html.

93. Технічні характеристики тележок вантажних вагонів. <https://u.to/wnDZGw>.

94. 293 km na god Pendolino w Polsce. <https://u.to/uXDZGw>.

95. Pendolino w Polsce – krótka analiza flagowego pociągu.
<https://zbirowy.info/2018/07/pendolino-w-polsce-krotka-analiza-flagowego-pociagu/>.

96. Ілюстроване навчальне посібник будови тележок вантажних та пасажирських вагонів. <http://rcit.su/techinfoC3.html#tiC3-13>.

97. <http://www.azovmash.com/>.

98. ПАО "Дніпровагонмаш". <http://dvmash.biz/ru/novosti.html>.

99. ООО «Канашский вагоностроительный завод».
<https://kavaz.tplants.com/catalog/model-18-9771>.

100. Твердомед, В.М., Возненко, А.Д., Бойко, В.Д. (2016). Розрахунок поперечних горизонтальних сил у кривих ділянках рейкової колії. *Транспортні системи і технології*, 29. 34-147. <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/76>.

101. Даніленко, Е. І., Молчанов, В.М., Шраменко, В.П., Бойко, В.Д., Твердомед, В. М., Скорик, О. О. (2020). Проектування і розрахунки конструкцій залізничної колії. *Підручник для вищих навчальних закладів. ред. Е.І.Даніленка. 2. «Хай-Тек Прес».* 552.

102. Даніленко, Е. І., Молчанов, В.М., Курган, М.Б., Бойко, В.Д., Твердомед, В. М., Олійник, О. А., Сорока, О. О. (2019). Проектування і розрахунки конструкцій залізничної колії. *Підручник для вищих навчальних закладів / за ред. Е.І.Даніленка.1, «Хай-Тек Прес».* 344 с.

103. Даніленко, Е.І., Твердомед, В.М., Костюк, М.Д. (2007). Теоретичні дослідження поздовжньої стійкості рейкових ниток при сучасних рейкових скріпленнях на залізобетонних шпалах. *Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту*, 12. С. 39-47.

104. Tverdomed, V., Aharkov, O., Boiko, V., Kushmar, L. (2020). Calculation of Transverse Horizontal Forces. *Proceedings of 23rd International Scientific Conference. Transport means 2020, II*.

105. Королев К.П. Вписывание паравозов в кривые участки пути / К.П. Королев // Труды ЦНИИ. – 1950. – вып. 37. С. 15-80.

106. Лысюк, В.С. (2001). Надежность железнодорожного пути. *Транспорт*. 287.

107. Твердомед, В.М., Даніленко, Е.І., Бойко, В.Д. (2011). Теоретичні дослідження поперечної стійкості рейко-шпальної решітки з урахуванням квазістатичної стискаючої сили в поїзді. *Збірник наукових праць української державної академії залізничного транспорту*, 122. 84-89.

108. Твердомед, В. М., Карпінський, С. Л., & Сорока, О. О. (2017). Вплив конструктивного оформлення вузла рейкового скріплення на забезпечення поздовжньої стійкості безстикової колії. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*, 169. 47-54.

109. Даніленко Е. І. Залізнична колія: улаштування, проектування і розрахунки, взаємодія з рухомим складом: підручник: в 2 т. – Київ : Інпрес, 2010. – Т. 1. 528.

110. Твердомед, В.М., Даніленко, Е.І. (2012). Розрахунок поперечних горизонтальних сил, діючих на колію в кривих від рухомого складу, графоаналітичним методом. *Зб. наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту*, 21. 29-37. <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/issue/view/21/18>.

111. Tverdomed, V., Tkachenko, V., Sapronova, S., Aharkov, O., Drahiieva, L. (2020). Arrangement of the Continuous Welded Rail on the Curved Tracks of Short Radius. *TRANSBALTICA XI: Transportation Science and Technology. TRANSBALTICA 2019. Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure. Springer, Cham*.

112. Даніленко Е.І. Правила розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість / Даніленко Е.І., Рибкін В.В. – К.: Транспорт України, 2005. – 118 с.

113. Косарчук, В.В., Агарков, О.В., Твердомед, В.М. (2018). Вплив ухилу рейки на характер контактної взаємодії та напружено-деформований стан рейок залізничної колії. *Транспортні системи і технології*, 32(1). 93-102. <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/105>.

114. Твердомед, В.М. (2009). Стабільність ширини рейкової колії при різних конструкціях проміжних рейкових скріплень. *Збірник наукових праць Державного*

економіко-технологічного університету транспорту, 15. 105-108.

115. Aharkov, O.V., Tverdomed, V.M., Boiko, V.D., Kovalchuk, V.V., Strelko, O.H. (2019). Influence of the structural design of rail fastenings on ensuring the stability of track gauge in operating conditions. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 708. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012001>.

116. Бубнов, В. М., Мямлин, С. В., Гуржи, Н. Л. (2009). Совершенствование конструкции подвижного состава для перевозки контейнеров. *Наука та прогрес транспорту*. 26. 11–14.

117. Lysikov, N., Kovalev, R., Mikheev, G. (2007). Stress load and durability analysis of railway vehicles using multibody approach. *Transport problems*. 2(3). 49–56.

118. WBN Waggonbau Niesky GmbH: Developing a flexible platform of freight wagons. *Intern. Edition*. 2016. № 1. 46.

119. Divya Priya, G., Swarnakumari, A. (2014). Modeling and analysis of twenty tonne heavy duty trolley. *Intern. J. of Innovative Technology and Research*. 2(6). 1568–1580.

120. О ходе работ по освоению производства тележки 18-9800. <https://u.to/qXDZGw>.

121. Акционерное общество «Научно-внедренческий центр «Вагоны». http://www.nvc-vagon.ru/services/advanced_developments/service1_1.html.

122. АО «Научно-производственная корпорация «Уралвагонзавод». <http://uralvagonzavod.ru/product/105/46>.

123. «Крюківський вагонобудівний завод» (ПАТ «КВБЗ»). <https://u.to/mXDZGw>.

124. Окреме конструкторське бюро вагонобудування. <https://okb.at.ua/index/razrobotki/0-4>.

125. Safronov, O., Sulym, A., Khozia, P., Vodianykov, Y., & Stoletov, S. (2019). Влияние конструктивных особенностей тележек моделей 18-4129 и 18-9817 с осевой нагрузкой 25 тс на динамические показатели грузовых вагонов. *Транспортні системи і технології*, 1(33). 171-188. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2019-33-1-15>.

126. Yayati Jadhav. Why don't the wheels of a train skid while carrying so much weight, even though the rail-wheel friction is low? *Quora*. <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>.

127. <http://vv-travel.ru/tarticle/swiss-locomotive-and-machine-works>.

128. Transport Fever – Re 465 Lok 2000 Set. <https://newmods.net/transport-fever-re-465-lok-2000-set/>.
129. Tkachenko, V., Sapronova, S., Kulbovskiy, I., & Fomin, O. (2017). Research into resistance to the motion of railroad undercarriages related to directing the wheelsets by a rail track. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 5(7), 65-72.
130. Магистральный грузовой тепловоз 2(3)ТЭ25К2М. <https://ukbmz.ru/production/magistralnye-teplovozy/teplovoz-23te25k2m>.
131. Тележка 2ТЭ25А (2ТЭ25К). <https://dieselloc.ru/ustroystvo-i-remont-2te25k/telezhka.html>.
132. Talgo: Technological Principles. <https://www.talgo.com/technological-principles>.
133. Furious Locomotive. <https://www.facebook.com/furyloco/posts/wheel-blocks-of-talgo-high-speed-spanish-electric-trainsthe-wheel-blocks-of-high/267019897993581/>.
134. Patent of the USSR A.S. 1206153. MKI B61 F 5/00. Two-Axle Truck of Railway Vehicle. Gorbunov N. I., Mikhaylov E. V., Konyaev A. N., Golubenko A. L., Tkachenko V. P., Kramar N. M. No 3728393; appl. 13.04.84; publ.23.01.86, Bull. No 3. 2 p.
135. Heyman, H. (1957). Direction of railroad carriages by rail / per. with him. ed. K.P. Queen. Moscow: *Transzheldorizdat*. 416.
136. Valigursky, J; Meltzer, I; Moravcik, M; Rydlo, P. Two-axle bogie for railway vehicle with radially adjustable wheelsets with cross coupling. Patent EP 2157007 A1. <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/041328607/publication/EP2157007A1?q=EP%202157007%20A1>.
137. Scott Simson. Steering railway bogie. Patent US 8276522 B2. Patent US 12/527,899. *Central Queensland University*. <https://patentimages.storage.googleapis.com/20/e6/e3/a066410f49e5f1/US8276522.pdf>.
138. Lutz Schwendt. Running gear for rail vehicles with radial control of the wheelsets. Patent US5375533 A. *Abbhenschel Lokomotiven GmbH*. <https://patentimages.storage.googleapis.com/94/1e/81/693c79524b3329/US5375533.pdf>.
139. Steur Wolfram De. Bogie for a rail vehicle. Patent EP 0161729 A1. *RMO-Werkspoor Services B.V.* <https://patentimages.storage.googleapis.com/39/27/b2/22571f582254c5/EP0161729A1.pdf>.
140. Joly, Roland. Railway bogie comprising a frame and two steerable axles. Patent EP 0387744 A2. *Gec Alsthom Sa*.

- <https://patentimages.storage.googleapis.com/13/eb/dd/f6648d7113e40b/EP0387744A2.pdf>.
141. San Diegan. 2007 Schools Wikipedia Selection. Related subjects: Railway transport. https://www.cs.mcgill.ca/~rwest/wikispeedia/wpcd/wp/s/San_Diegan.htm.
142. West Coast Main Line. <https://www.railway-technology.com/projects/virgin/>.
143. Gilchrist, A.O. (2006). A history of engineering research on British Railways. *Institute of Railway Studies and Transport History*. <http://www.york.ac.uk/media/working-withtheuniversity/documents/cpd/sectorscourses/Gilchrist%202.pdf>.
144. Транспортная энциклопедия. <https://transportpedia.org/vehicle/talgo-4>.
145. Patentes Talgo, SAU. <https://www.talgo.com/our-history>.
146. FS ETR 450. <https://trainspo.com/class/775/>.
147. Polish Pendolino launches 200 km/h operation. *Railway Gazette International*. <https://www.railwaygazette.com/passenger/polish-pendolino-launches-200-km/h-operation/40311.article>.
148. High speed rail industry news. *Railway Gazette International*. <https://www.railwaygazette.com/news/high-speed>.
149. ETR 460 Pendolino. <https://www.italdesign.it/project/etr-460-pendolino/>.
150. Pendolino high-speed train crashed in Germany. *CST*. https://cfts.org.ua/news/2020/04/10/v_germanii_popal_v_avariyu_skorostnoy_poezd_pendolino_foto_video_58246.
151. Итальянский скоростной поезд Pendolino пройдет испытания в Греции. «Железные дороги мира». <https://zdmira.com/news/italyanskij-skorostnoj-poezd-pendolino-projdet-ispytaniya-v-gretsii>.
152. 237 km/h: Nový rychlostní rekord české železnice. *Internet Archive Wayback Machine*. <http://www.pendolino.cz/clanky/document.2005-02-16.6565302389>.
153. Alaris Tilting Trains. *Railway Technologies*. <https://www.railway-technology.com/projects/alaris/>.
154. <https://www.alfapendular.com/about-trains.html>.
155. Rolling stock of the Slovenian Railways. https://en.wikipedia.org/wiki/Rolling_stock_of_the_Slovenian_Railways.
156. Virgin Trains Class 390 «Pendolino» Available Now. https://store.steampowered.com/news/app/24010/old_view/1671274641629330464?
157. Fomin, O. Lovska, A., Kulbovskiy, I., Holub, H., Kozarchuk, I., Kharuta, V.

(2019). Determining the dynamic loading on a semi-wagon when fixing it with a viscous coupling to a ferry deck. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, (2(7)), 98. 6–12. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.160456>.

158. Fomin, O., Lovska, A., Daki, O., Bohomia, V., Tymoshchuk, O., & Tkachenko, V. (2019). Determining the dynamic loading on an open-top wagon with a two-pipe girder beam. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(7), 99. 18–25. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.166329>.

159. Fomin, O., Lovska, A. (2020). Improvements in passenger car body for higher stability of train ferry. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 23(6). 1455–1465. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.08.010>.

160. Holub, H., Kulbovskiy, I., Kharuta, V., Tkachuk, M., Tymoshchuk, O. (2020). Methods of Intelligent Data Processing of the System of Control and Diagnostics of Electric Power Transport Objects. *Transport Means, II*. 797-801. <https://transportmeans.ktu.edu/wp-content/uploads/sites/307/2018/02/Transport-Means-2021-Part-II.pdf>.

161. Holub, H., Kulbovskiy, I., Skok, P., Bambura, O., Tretynychenko, Y. (2020). System model of information flows in networks of the electric supply system in transport infrastructure projects. *Proceedings of 24th International Scientific Conference. Transport Means 2020: Sustainability: Research and Solutions (September 30 - October 02, 2020. Online Conference - Kaunas, Lithuania)*, I. 132-135.

162. Kulbovskiy, I., Holub, H., Melenchuk, V., Chmyr, V. (2021). Development of a system model of technical operation management in transport infrastructure infrastructure projects. *Транспортні системи та технології*, 37. 196–203. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2021-37-19>.

163. Kulbovskiy, I., Holub, H., Saponova, S., Tkachuk, M. (2021). Metrological support of information and measuring systems in tractions of traction rolling stock. *IV Innovations and prospects of world sciences. Proceedings of IV International Scientific and Practical Conference, 1-3 December 2021. Vancouver, Canada*. 228-232. ISBN 978-1-4879-3794-2.

164. Lovska, A., Fomin, O., Pištěk, V., Kučera, P. (2020). Dynamic load and strength determination of carrying structure of wagons transported by ferries. *Journal of Marine Science and Engineering*, 8(902). 1–14. <http://dx.doi.org/10.3390/jmse8110902>.

165. Fomin, O.V., Lovska, A.O. (2021). Determination of dynamic loading of bearing

structures of freight wagons with actual dimensions. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2(7), 110. 6–14. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.220534>

166. Fomin, O.V., Lovska, A.O. (2021). Determination of vertical dynamics for a standard Ukrainian boxcar with Y25 bogies. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 5. 67–72. http://www.nvngu.in.ua/jdownloads/pdf/2021/5/NVNGU05_2021_Fomin.pdf

167. Tverdomed, V., Aharkov, O., Boiko, V., Kushmar, L. (2020). Calculation of transverse horizontal forces. *24th International Scientific Conference. Transport Means 2020: Sustainability: Research and Solution. I.* 1037-1042. <https://transportmeans.ktu.edu/wp-content/uploads/sites/307/2018/02/Transport-Means-2021-Part-I.pdf>.

168. Будлянцев, Б.О., Сапронова, С.Ю. Аналіз конструкції ходової частини низькопідлогового рейкового транспортного засобу. *Науково-практична конференція студентів, аспірантів і викладачів ДУІТ.* 939-941.

169. Волосенко, Р.В., Сапронова, С.Ю. Оцінка безпеки руху рухомого складу залізниць. *Науково-практична конференція студентів, аспірантів і викладачів ДУІТ.* 942-943.

170. Kulbovskiy, I., Holub, H., Saproнова, S., Vambura, O. (2021). Modeling of metrological support of qualimetric measurements on transport. *25th International Scientific Conference. Transport Means. II.* 886-889. <https://transportmeans.ktu.edu/wp-content/uploads/sites/307/2018/02/Transport-Means-2021-Part-II.pdf>.

171. Кошель, О.О., Сапронова, С.Ю. (2021). Дослідження несправностей вагонів спеціального рухомого складу в експлуатації. *Вісник СНУ ім. В.Даля.* 6 (262). 70–76. <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2021-268-4-72-75>.

172. Мельниченко, О.І., Кульбовський, І.І., Дерезуз, І.А. (2020). Вплив контактної напруги на ефективність мащення пар тертя. *LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників НТУ.* 11.

173. Мельниченко, О.І., Фомін, О.В., Кульбовський, І.І., Афонін, О.В. (2020). Метрологічні аспекти визначення залишкового ресурсу несівної здатності вагона-зерновоза з протермінованим строком служби. *LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників НТУ.* 11.

174. Фомін, О.В., Ловська, А.О. (2020). Дослідження динаміки удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи при веденні з неї вогневих дій. *Транспортні*

системи і технології, 35. 35–42.

175. Фомін, О.В., Ловська, А.О., Сапронова, С.Ю. (2020). Дослідження повздовжньої навантаженості несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу з пониженим центром ваги. *Вісник СХУ ім. В.Даля*, 5(261). 74–81. <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2020-261-5-74-80>.

176. Фомін, О.В., Прокопенко, П.М., Сапронова, С.Ю., Фоміна, А.М. (2019). Експериментальне оцінювання показника коефіцієнту стійкості вантажних вагонів в експлуатації. *Транспортні системи та технології*, 1(33). 144–155.

177. J. Gerlici, V. Tkachenko, S. Saproнова, T. Lack. (2019). Steerability research of railway vehicles. *Materials 24th International Conference Current Problems in Rail Vehicles – PRORAIL 2019. Proceedings Vol. 1.* 145–152. <http://www.vtszu.sk/PRORAIL2019/download/epoz19a.pdf>.

178. Kulbovskiy, I., Saproнова, S., Holub, H., Tkachenko, V., Afanasieva, I., & Saproнов, O. (2019). Development of a model for managing the quality of repair and maintenance of rolling stock in transport infrastructure projects. In *Transport Means - Proceedings of the International Conference, 2019-October* 201-205. ISSN 1822-296 X (print); ISSN 2351-7034 (on-line). <https://transportmeans.ktu.edu/wp-content/uploads/sites/307/2018/02/Transport-means-2019-Part-1.pdf>.

179. Mikhailov, E., Saproнова, S., Tkachenko, V., Semenov, S., Smyrnova, I., & Kholostenko, Y. (2019). Improved solution of guiding of railway vehicle in curves. In *Transport Means - Proceedings of the International Conference, 2019-October* 916-921. ISSN 1822-296 X (print); ISSN 2351-7034 (on-line). <https://transportmeans.ktu.edu/wp-content/uploads/sites/307/2018/02/Transport-means-2019-Part-2.pdf>.

180. Леонєць, В.А. (2017). Вплив тривалої експлуатації залізничного рухомого складу на працездатність його несучих конструкцій. *Залізничний транспорт України*, 1. 24–31.

181. Tkachenko, V., Saproнова, S., Zub, E., Tverdomed, V., Chimshir, V., & Morneva, M. (2019). The study of safety factor against derailment of vehicles on the track switch. In *Transport Means - Proceedings of the International Conference, 2019-October* 234-239. ISSN 1822-296 X (print); ISSN 2351-7034 (on-line). <https://transportmeans.ktu.edu/wp-content/uploads/sites/307/2018/02/Transport-means-2019-Part-1.pdf>.

182. Tverdomed, V., Tkachenko, V., Saproнова, S., Aharkov, O., & Fedorova, O.

(2019). Stability of the railroad track gauge with railpad and railpad-free designs of rail fastening system. Paper presented at the *Transport Means - Proceedings of the International Conference, 2019-October* 348–352. <https://transportmeans.ktu.edu/wp-content/uploads/sites/307/2018/02/Transport-means-2019-Part-1.pdf>.

183. Zub, E., Sapronova, S., & Tkachenko, V. (2019). Аналіз систем моніторингу параметрів зносу колісних пар рухомого складу залізниць. *Транспортні системи і технології*, 1(33). 107–117. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2019-33-1-10>.

184. Патент на корисну модель №137545 Україна, МПК (2019) В61L 25/00. Спосіб дистанційного контролю критичного стану рами кузова вагона в процесі руху. С.Ю. Сапронова, Д.І. Буліч, В.П. Ткаченко, М.М. Радкевич; заявник та патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій (UA). Заявка № u201903969; заявл. 16.04.2019; опубл. 25.10.2019, бюл. №20. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1387745/>.

185. Патент на корисну модель №139073 Україна, МПК В61К 3/2 (2019). Стационарний пристрій для контролю технічного стану колісних пар рухомого складу залізниць / Сапронова С.Ю., Зуб Є.П., Ткаченко В.П., Скляренко І.Ю.; заявник і патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій (UA). Заявка № u201903965; заявл. 16.04.2019; опубл. 26.12.2019, бюл. № 24. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1399152/>.

186. Сапронова, С. Ю., Кошель, О. О., Ткаченко, В. П., Буліч, Д. І., & Радкевич, М. М. (2019). Аналіз методів продовження терміну служби вантажних вагонів. *Транспортні системи і технології*, 33(1), 118–129. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2019-33-1-11>.

187. Bulich, D., Sapronova, S., Tkachenko, V., & Koshel, A. (2020). Дослідження корозійного зносу несучих металевих конструкцій вантажних вагонів під час проведення заходів щодо подовження терміну служби. *Транспортні системи і технології*, (36), 43–53. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2020-36-5>.

188. Kulbovskiy, I., Holub, H., Sapronova, S., Tkachenko, V., Musorina, M. (2020) Modeling of Management Strategies for Manufacturing Technological Processes in Metro Power Supply Projects. *TRANSBALTICA XI: Transportation Science and Technology*. Springer, Cham. 211–219. https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5_22.

189. Mikhailov, E., Semenov, S., Sapronova, S., & Tkachenko, V. (2020). On the Issue

of Wheel Flange Sliding Along the Rail. In *Proceedings of the International Conference TRANSBALTICA*. 377-385. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5_40.

190. O. Koshel, S. Sapronova, D. Bulich, V. Tkachenko (2020). Determination of the Load-Bearing Metal Structures Residual Operation Time of the Ukraine Railway. *24th International Scientific Conference. Transport Means 2020: Sustainability: Research and Solutions. Kaunas, (Lithuania). Part I*. 228-232. ISSN 1822-296 X (print), ISSN 2351-7034 (on-line).

191. Goolak, S., Sapronova, S., Tkachenko, V., Riabov, I., Batrak, Y. (2020). Improvement of the model of power losses in the pulsed current traction motor in an electric locomotive. *Eastern-European journal of enterprise technologies*, 6(5(108)). 38-46. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.218542>.

192. Sapronova, S., Koshel, O., Bulich, D., Tkachenko, V. (2020). Determination of the residual operation time of the load-bearing metal structures of the hopper-doser and dumping wagons (dumpers) on the basis of the technical diagnostics and type testing results. *Theses of international scientific and practical conference: Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects (5-10 May 2020, Batumi (Georgia). Severodonetsk*. 101–105.

193. Tverdomed, V., Tkachenko, V., Sapronova, S., Aharkov, O., Drahiieva, L. (2020). Arrangement of the Continuous Welded Rail on the Curved Tracks of Short Radius. *TRANSBALTICA XI: Transportation Science and Technology*. Springer, Cham. 203-210. https://doi.org/10.1007/978-3-030-38666-5_21.

194. Tkachenko, V., Sapronova, S., Zub, E., Morneva, M. (2020). Closed Power Loops in the Guidance of Vehicles by Railway Track System. *24th International Scientific Conference. Transport Means 2020: Sustainability: Research and Solutions (Kaunas, Lithuania). Part II*. 554-559. ISSN 1822-296 X (print), ISSN 2351-7034 (on-line).

195. Кошель, О., Сапронова, С., Буліч, Д., Ткаченко, В. (2020). Визначення залишкового ресурсу несучих металевих конструкцій вагонів хопер-дозаторів та думпкарів (самоскидів) на основі результатів технічного діагностування та типових випробувань. *Транспортні системи і технології*, 35, 14–23. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2020-35-2>.

196. Zub, E., Sapronova, S., Tkachenko, V. (2021). Load distribution in railway wheel contacts. *International scientific and practical conference: Globalization of scientific and*

educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects. Vlor
(Albania), *Severodonetsk.* 76–78.

<http://dSPACE.snu.edu.ua:8080/jspui/handle/123456789/4124>.

197. Радкевич, М., Сапронова, С., Ткаченко, В. (2021). Дослідження залишкового ресурсу спеціальних вагонів. *Збірник наукових праць ДУІТ. Серія «Транспортні системи і технології»*, 37. 49-57. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2021-37-6>.

198. Сапронова, С., Ткаченко, В., Зуб, Є. (2021). Визначення залежності інтенсивності зносу коліс рухомого складу залізниць від геометричних параметрів їх профілів. *II Міжнародна науково-технічна конференція «Інтелектуальні транспортні технології»*, Харків: УкрДУЗТ, 119–121.

<http://repo.knmu.edu.ua/bitstream/123456789/28604/1/TezuITТ2021.pdf>.

199. Ткаченко, В., Сапронова, С., Зуб, Є., Могилко В. (2021). До питання шляхів розвитку високошвидкісного руху на залізницях України. *I Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології засобів транспорту»*, 23-24 вересня 2021р. 7374. http://ptzt.kart.edu.ua/images/filePTZT/PTZT_2021.pdf.

200. Сидоренко, О., Ткаченко, В. (2021). Аналіз технології нахилу кузова електропоїзда компанії «Talgo» та перспективність застосування її на рухомому складі української залізниці. *I Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології засобів транспорту»*, 23-24 вересня 2021р. 85-87.

http://ptzt.kart.edu.ua/images/filePTZT/PTZT_2021.pdf.

201. Koshel, O., Sapronova, S., Tkachenko, V., Buromenska, M., Radkevich, M. (2021). Research of Freight Cars Malfunctions in Operation. *25th International Scientific Conference. Transport Means. Part II.* 589-592. <https://transportmeans.ktu.edu/wp-content/uploads/sites/307/2018/02/Transport-Means-2021-Part-II.pdf>.

202. Ткаченко, В. П., Трипольська, Т. П., & Рудник, Є. В. (2021). Вибір критеріїв керованості рейкових транспортних засобів. *The XI International Science Conference «Modern aspects of science and practice»*, November 30–December 03, 2021, Melbourne, Australia. 590 p. ISBN-978-1-68564-520-5 (p. 575). <https://isg-konf.com/wp-content/uploads/2021/11/MODERN-ASPECTS-OF-SCIENCE-AND-PRACTICE.pdf#page=576>.

203. Патент на корисну модель №147117 Україна, МПК (2021.01) B61F 11/00, B61F 5/00, H02K 41/00. Спосіб покращення керованості залізничного транспортного засобу в кривих ділянках колії. С. Сапронова, В. Ткаченко, Є. Зуб, А. Горбань, С.

Малюк; заявник та патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій. Заявка № u202006038; заявл. 21.09.2020, зареєстровано в Державному реєстрі України корисних моделей 17.03.2021, бюл. № 11. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1588362/>.

204. Radkevych, M., Sapronova, S., Braikivska, N., & Tkachenko, V. (2021). Удосконалення методики технічного діагностування пасажирських вагонів. *Транспортні системи і технології*, (38). 80-87. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2021-38-80-7>.

205. M. Nader, M. Sala, J. Korzeb, A. Kostrzewski. (2014). Kolejowy wagon transportowy jako nowatorskie, innowacyjne rozwiązanie konstrukcyjne do przewozu naczeb siodłowych i zestawów drogowych dla transportu intermodalnego. *Logistyka*. 4. 2272–2279.

206. Krason, W., Niezgodna, T. (2014). Fe numerical tests of railway wagon for intermodal transport according to PN-EU standards. *Bulletin of the Polish Academy of Sciences Technical Sciences*. 62(4). 843–851.

207. O. Fomin, J. Gerlici, A. Lovska, K. Kravchenko, O. Burlutski, V. Hauser. (2019). Peculiarities of the mathematical modelling of dynamic loading on containers in flat wagons transportation. *MATEC Web of Conferences*, 254. <https://doi.org/10.1051 / matecconf / 201823405002>.

208. «Положение о продлении срока службы грузовых вагонов курсирующих в международном сообщении». *Рада по залізничному транспорту країн-учасників Співдружності (протокол №52, від 14.05.2010)*. https://www.uz.gov.ua/files/file/cargo_transportation/legal_documents/Положення.pdf.

209. «Порядок продовження терміну служби вантажних вагонів усіх форм власності у структурі ПАТ «Укрзалізниця»». <https://u.to/82rmGw>.

210. Domin, Yu., Chernyak, G. (2003). Basics of wagon dynamics. *Kyiv: KUETT*, 269.

211. ДСТУ 2865-94. Контроль неруйнівний. Терміни та визначення. *К.: Держстандарт України*, 1995. 52 с.

212. ISO 9712:2012. Неразрушающий контроль. Квалификация и сертификация персонала по неразрушающему контролю. *Ж.: Міжнародний стандарт*, 2012. 43 с.

213. ДСТУ EN 13018:2005. Неруйнівний контроль. Контроль візуальний. *К.: Держстандарт України*, 2007. 4 с.

214. ДСТУ EN 571-1-2001. Неруйнівний контроль. Капілярний контроль. Частина 1. Загальні вимоги. *К.: Держстандарт України*, 2003. 16 с.

215. ДСТУ EN ISO 9934-1:2005. Неруйнівний контроль. Контроль магнітопорошковий. Частина 1. Загальні вимоги. К.: Держстандарт України, 2004. 14 с.
216. ДСТУ EN ISO 16810:2016. Неруйнівний контроль. Ультразвуковий контроль. Загальні вимоги. К.: Держстандарт України, 2016. 20 с.
217. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ВНИИВ-ВНИИЖТ. М., 1983 с изм. и доп.
218. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ГосНИИВ-ВНИИЖТ. М., 1996 с изм. и доп.
219. Sapronova, S., Tkachenko, V., Braikovska, N., & Zub, Y. (2021). Науковий підхід до методів збільшення життєвого циклу колісних пар рухомого складу залізниць. *Транспортні системи і технології*, (38). 164–172. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2021-38-161-15>.
220. Cengiz Baykasoğlu, Emin Sünbuloğlu, Sureyya E. Bozdağ, Fatih Aruk, Tuncer Toprak & Ata Mugan (2011). Railroad passenger car collision analysis and modifications for improved crashworthiness. *International Journal of Crashworthiness*, 16(3). 319–329. <https://doi.org/10.1080/13588265.2011.566475>.
221. Baykasoglu, C., Sunbuloglu, E., Bozdag, E. [et al.]. (2012). Numerical static and dynamic stress analysis on railway passenger and freight car models. *Intern. Iron & Steel Symposium (02.04–04.04.2012). Karabük University. Istanbul*. 19. 579–586.
222. Мямлин, С.В., Анофриев В.Г., Пулария А.Л. (2006). Диагностирование подвижного состава с целью продления срока службы. *Матеріали LXVI Міжнародної науково-практичної конференції: Проблеми і перспективи розвитку залізничного транспорту (11.05–12.05.2006р.)*, ДНУЗТ ім. ак. В. Лазаряна. 108–109.
223. Мямлин, С.В., Пулария, А.Л. (2013). Проблемы технического диагностирования пассажирских вагонов. *Матеріали міжнародної науково-технічної конференції: Розвиток наукової школи транспортної механіки. ДНУЗТ ім. академіка В. Лазаряна*. 65–67.
224. Шикунов, О.А., Рейдемейстер, О.Г., Анофрієв, В.Г. (2012). Дослідження граничного стану пасажирських вагонів. *Вагонный парк*, 12. 4–6.
225. Мямлин, С.В., Горобець, В.Л. (2011). Научные методы оценки ресурса несущих конструкций подвижного состава. *Вісник сертифікації залізничного транспорту*,

8. 12–17.

226. НДКТИ/НВЦ УІ 005-19 «Дослідження залишкового ресурсу та встановлення граничного терміну експлуатації некупейних пасажирських вагонів побудови КВЗ». Київ: НДКТИ, 2020.

227. <https://mtu.gov.ua/news/32632.html>.

228. Державні будівельні норми. Споруди транспорту. Залізничі колії 1520 мм. Норми проектування. ДБН В.2.3-19:2018. <http://www.minregion.gov.ua/wp-content/uploads/2019/01/V2319.pdf>.

229. Кузишин, А. Я., & Батіг, А. В. (2017). Побудова механічної моделі вагона дизель-поїзда ДПКр-2 та її особливості. *Наука та прогрес транспорту*, 6 (72). 20–29. <https://doi.org/10.15802/stp2017/117936>.

230. Макаренко, Ю. В., Балев, В. Н., & Маслиев, В. Г. (2011). Результаты исследования системы пневматического рессорного подвешивания транспортного средства с микропроцессорным управлением.

231. Пат. 52237 на корисну модель, Україна МПК В61F5/00. Пристрій для керування рівнем підресореної частини транспортного засобу / Нестеренко В.І., Басов Г.Г., Міщенко К.П., Антонов С.В., Якунін Д.І., Макаренко Ю.В., Маслієв В.Г.; *Нац. Техн. Ун-т «ХПИ»*. – *Но и 2009 11113*; Заявл. 02.11.2009; Опубл. 25.08.2010, Бюл. No16.

232. Рейдемейстер, А. Г., Кивишева, А. В. (2016). Залежність властивостей пневматичної ресори від пневматичного опору дроселя. *Наука та прогрес транспорту*, 2 (62). 157–164. <https://doi.org/10.15802/stp2016/67339>.

233. Рибкін, В. В., & Патласов, О. М. (2012). Технічні вказівки щодо оцінки стану рейкової колії за показниками колієвимірювальних вагонів та забезпечення безпеки руху поїздів при відступах від норм утримання рейкової колії. ЦП-0267: Затв. наказом Укрзалізниці, (033-Ц). 427–442.

234. Приходько, И. В., Дузик, В. Н., Лутонин, С. В. (2013). Создание отечественных пассажирских вагонов на тележках с пневматическим подвешиванием. *Развитие науч. школы трансп. механики. Междунар. науч.-техн. конф. 5.12.2013. Днепронетр. нац. ун-т ж.-д. трансп. им. акад. В. Лазаряна*. 40–45.

235. Koshelev, K. V., Pyshnograï, G. V., Tolstykh, M. Yu. (2015). Modeling of the three-dimensional flow of polymer melt in a convergent channel of rectangular cross-section. *Fluid Dynamics*, 50(3). 315–321. <https://doi.org/10.1134/s0015462815030011>.

АВТОРИ



Віктор Ткаченко, д-р техн. наук, професор,
Державний університет інфраструктури та технологій
Viktor Tkachenko, Dr. Tech. Sciences, Professor,
State University of Infrastructure and Technologies
ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5513-2436>



Світлана Сапронова, д-р техн. наук, професор,
Державний університет інфраструктури та технологій
Svitlana Sapronova, Dr. Tech. Sciences, Professor,
State University of Infrastructure and Technologies
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1482-1665>



Надія Брайковська, канд. техн. наук, професор,
Державний університет інфраструктури та технологій
Braikovska Nadiya, Cand. Tech. Sciences, Professor,
State University of Infrastructure and Technologies
ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-1556-4020>



Володимир Твердомед, канд. техн. наук, доцент,
Державний університет інфраструктури та технологій
Volodymyr Tverdomed, Cand. Tech. Sciences, Docent,
State University of Infrastructure and Technologies
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0695-1304>

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ТКАЧЕНКО Віктор
САПРОНОВА Світлана
БРАЙКОВСЬКА Надія
ТВЕРДОМЕД Володимир

**ДИНАМІЧНА ВЗАЄМОДІЯ РУХОМОГО СКЛАДУ І
КОЛІ НА ЛІНІЯХ ШВИДКІСНОГО РУХУ
СУМІЩЕНОГО З ВАНТАЖНИМ**

МОНОГРАФІЯ

*Верстка: Казьміна Н.П.
Дизайн: Бондаренко І.В.*

Мережеве електронне наукове видання (PDF).
Об'єм даних 7,2 Мб. Умовно-друк. арк. 13,95.
Гарнітура Times New Roman.
Дата видання та публікації: 24.12.2021.

Видавець:

ГО «Європейська наукова платформа»
21037, Україна, м. Вінниця, вул. Зодчих, 18, офіс 81
Тел.: +38 098 1948380; +38 098 1956755
E-mail: info@ukrlogos.in.ua
www.ukrlogos.in.ua | www.ojs.ukrlogos.in.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи: ДК № 7172 від 21.10.2020 г.

