

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

**Р. Ю. ДЬОМІН, Ю. В. ДЬОМІН,
Г. Ю. ЧЕРНЯК, О. В. СЕРГІЄНКО**

СТІЙКІСТЬ РУХОМОГО СКЛАДУ ВІД СХОДЖЕННЯ З РЕЙОК

Монографія

Сєверодонецьк, 2022

УДК 629.45/46.015

Д 30

Рекомендовано Вченою радою Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (протокол № 9 від 29.04.2022 р.)

Р е ц е н з е н т и :

Марченко Д.М., д.т.н., професор, перший проректор Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля;

Ткаченко В.П., д.т.н., професор, завідувач кафедри електромеханіки та рухомого складу залізниць Державного університету інфраструктури та технологій.

Дьомін Р. Ю.

Д 30 Стійкість рухомого складу від сходження з рейок : монографія / Р. Ю. Дьомін, Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк, О. В. Сергієнко. – Северодонецьк : вид-во СНУ ім. В. Даля, 2022. – 232 с., 85 рис., 19 табл.

ISBN 978-617-11-0221-7

У монографії розглянуто нагальні питання забезпечення стійкості залізничних транспортних засобів від сходження з рейок на основі оновленої нормативної бази щодо розрахунків і оцінки динамічних якостей рухомого складу. Представлено методи оперативного розслідування сходження рухомого складу з рейок та визначення причин сходження. Наведено результати комплексних досліджень технічних умов безпечної експлуатації рухомого складу з високими конструкційними швидкостями та відомості щодо авторських розроблень засобів безпеки руху. Висвітлено питання з удосконалення системи допуску рухомого складу до експлуатації та забезпечення руху рейкових транспортних засобів для інترمодальних перевезень.

Domin R. Yu.

D 30 Stability of the rolling stock against derailment : monograph / R. Yu. Domin, Yu. V. Domin, G. Yu. Cherniak, O. V. Serhiienko. – Severodonetsk : publ. house V. Dahl EUNU, 2022. – 232 p., 85 fig., 19 table.

ISBN 978-617-11-0221-7

The monograph considers urgent issues of ensuring the stability of railway vehicles from derailment on the basis of an updated regulatory framework for the calculation and evaluation of the dynamic qualities of rolling stock. Methods of operative investigation of rolling stock derailment and determination of the reasons for derailment are presented. The results of complex researches of technical conditions of safe operation of rolling stock with high design speeds and information on author's developments of motion safety means are given. The issues of improving the system of admission of rolling stock to operation and ensuring the movement of rail vehicles for intermodal transport are covered.

УДК 629.45/46.015

© Дьомін Р. Ю., Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю.,
Сергієнко О. В., 2022

© Східноукраїнський національний
університет імені Володимира Даля, 2022

ISBN 978-617-11-0221-7

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ПРОБЛЕМИ УБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РЕЙКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ.....	9
1.1. Стійкість рухомого складу в рейковій колії.....	9
1.1.1. Автоколивання впливання одиниць рухомого складу.....	10
1.1.2. Засади математичного моделювання динаміки руху рейкових екіпажів.....	15
1.2. Визначення силових показників безпеки руху.....	20
1.2.1. Система динамічних показників рухомого складу колії 1520 мм.....	20
1.2.2. Система динамічних показників рухомого складу колії 1435 мм.....	27
1.3. Деякі залежності динамічних показників безпеки руху рухомого складу від параметрів ходових частин.....	29
1.3.1. Технічний стан гідравлічних гасителів коливань і динамічні якості пасажирського вагона.....	30
1.3.2. Умови втрати вантажними вагонами стійкості від сходження з рейок.....	33
1.4. Оновлення нормативної бази для забезпечення технічної експлуатації рухомого складу.....	36
1.4.1. Порівняння нормативних вимог щодо рухомого складу колій 1520 мм і 1435 мм.....	36
1.4.2. Гармонізація вимог до натурних випробувань рухомого складу.....	38
2. МЕТОДИ ОЦІНКИ ЗАБЕЗПЕЧЕНОСТІ БЕЗПЕКИ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ.....	43
2.1. Метод оперативного розслідування сходження рухомого складу з рейок.....	43
2.1.1. Загальна характеристика розроблюваного метода.....	43
2.1.2. Формування множини чинників.....	46
2.1.3. Організація проведення експерименту.....	48
2.1.4. Аналіз результатів та інтерпретація функції регресії.....	52
2.2. Метод встановлення причин сходження рухомого складу з рейок.....	55
2.2.1. Чинники події сходження.....	55
2.2.2. Дослідження обставин сходження.....	58
2.3. Динаміка і стійкість від сходження з рейок вантажних вагонів.....	61
2.3.1. Динаміка вантажного вагона в аварійній ситуації.....	62
2.3.2. Дослідження залежностей показників безпеки руху вантажних вагонів від параметрів ходових частин та технічних характеристик залізничної колії.....	66

3. КОМПЛЕКСНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІЧНИХ УМОВ БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИСОКОШВИДКІСНИХ РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ.....	74
3.1. Розрахункова оцінка динамічних показників безпеки руху швидкісного електропоїзда	74
3.1.1. Недоліки конструкції екіпажної частини електропоїздів HRCS2 та робіт щодо допуску їх до експлуатації.....	75
3.1.2. Комп'ютерне моделювання динаміки руху вагонів електропоїзда.....	77
3.2. Дослідження динамічних характеристик швидкісного вагона	82
3.2.1. Моделювання динаміки руху вагона локомотивної тяги	83
3.2.2. Еквівалентні конусності.....	86
3.2.3. Визначення критичних швидкостей	89
3.2.4. Вплив конфігурації поверхонь кочення коліс на динамічні показники	92
3.3. Вимоги до ходових частин рухомого складу та стану колії на лініях швидкісного руху	98
3.3.1. Вимоги до розробки ходових частин нової генерації.....	99
3.3.2. Вимоги до стану колії на лініях швидкісного руху	105
4. ЗАСОБИ ОЦІНКИ ЗАБЕЗПЕЧЕНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ БЕЗПЕКИ РУХОМОГО СКЛАДУ	111
4.1. Системи моніторингу технічного стану рухомого складу в експлуатаційних умовах	111
4.1.1. Приклади систем діагностики й контролю ходових частин	111
4.1.2. Мобільна система визначення динамічної навантаженості рухомого складу в умовах експлуатації.....	114
4.2. Перспективні технології діагностування технічного стану рухомого складу	123
4.2.1. Розрахунково-експериментальний метод прогнозування динамічних характеристик рейкових екіпажів.....	124
4.2.2. Використання нейромережевих технологій	132
4.3. Спосіб експериментального визначення параметрів взаємодії рухомого складу та колійної інфраструктури.....	134
4.3.1. Стаціонарні засоби інструментальної оцінки динамічної навантаженості колії.....	134
4.3.2. Експериментальна перевірка системи АВНК на функціональність..	138
5. УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ДОПУСКУ РУХОМОГО СКЛАДУ ДО ЕКСПЛУАТАЦІЇ	149
5.1. Процедури підтвердження можливості експлуатації рухомого складу	149
5.1.1. Стаціонарні випробування.....	150
5.1.2. Випробування на міцність і стійкість несівних конструкцій.....	155
5.1.3. Ходові динамічні випробування	158
5.2. Проблеми допуску до експлуатації рухомого складу для інтероперабельних перевезень	169
5.2.1. Стан проблем	170
5.2.2. Дослідження взаємодії коліс і рейок на залізничних коліях 1435 мм і 1520 мм	174

6. УБЕЗПЕЧЕННЯ РУХУ РЕЙКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ІНТЕРМОДАЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ	181
6.1. Техніко-технологічне забезпечення інтермодальних перевезень	181
6.1.1. Загальні відомості	182
6.1.2. Рухомий склад комбінованого транспорту	185
6.1.3. Перспективи розвитку комбінованого транспорту	188
6.2. Вертикальна динаміка вагонів-платформ для комбінованих перевезень ..	192
6.2.1. Динамічна взаємодія контрейлерної платформи і автопоїзда	192
6.2.2. Визначення показників вертикальної динаміки контейнерних платформ	200
6.3. Стійкість від сходження з рейок рухомого складу для інтермодальних перевезень	206
6.3.1. Динамічні показники безпеки руху вагонів-платформ з триелементними візками	206
6.3.2. Оцінка стійкості в рейковій колії вагонів для швидкісних контейнерних перевезень	211
ВИСНОВКИ	215
ЛІТЕРАТУРА	218

ВСТУП

За Угодою про асоціацію між Україною та Європейським Союзом співробітництвом в галузі транспорту передбачається сприяння «...здійсненню ефективних і безпечних транспортних перевезень, а також інтермодальності й оперативної сумісності транспортних систем...» [1, Глава 7, ст. 367]. Залізничний транспорт як ключова складова транспортного комплексу України, що відіграє визначну роль у розвитку вітчизняної економіки, потребує суттєвого оновлення технічної бази на основі передових інноваційних розробок, впровадження яких буде сприяти підвищенню ефективності перевезень пасажирів і вантажів з високим рівнем безпеки.

Безпека залізничного транспорту як ключова проблема включає широкий спектр складових, серед яких чільне місце належить питанням динаміки руху транспортних засобів. В механічному сенсі рівень експлуатаційної безпеки рейкових екіпажів головним чином визначається запасом їхньої стійкості в рейковій колії. Через це в галузі механіки рухомого складу роль науково-дослідних робіт з вивчення перебігу динамічних процесів, що впливають на умови розвитку аварійних ситуацій пов'язаних зі сходженнями з рейок рухомого складу, залишається гостро актуальною на всіх етапах розвитку залізничного транспорту.

Необхідну умову для прискореного розвитку транспортного комплексу України та інтеграції вітчизняних залізниць у загальноєвропейську транспортну систему становить організація швидкісного руху вантажних поїздів. Успіх реалізації проєктів, пов'язаних з суттєвим підвищенням швидкостей руху залізничного рухомого складу, безпосередньо залежить від розроблення і впровадження науково-технічних заходів щодо забезпечення гарантованої безпеки руху рейкових транспортних засобів.

До першочергових завдань, що мають супроводжувати здійснення означених заходів, належить створення методичної основи для практичної оцінки забезпеченості безпеки технічної експлуатації рухомого складу. На цій основі мають розроблятися відповідні технічні вимоги та виконуватись дослідження з раціонального вибору конструкційних схем і параметрів екіпажних частин швидкісного рухомого складу, у тому числі призначеного для перевезень вантажів за комбінованими схемами. Рухомий склад нової генерації має відповідати світовим стандартам за показниками безпеки руху та впливу на колійну інфраструктуру.

Як відомо, більшість транспортних подій пов'язана з випадками сходжень з рейок вантажних вагонів. Встановлення чинників, що напевно призвели до сходжень одиниць рухомого складу з рейок, є завданням причинно-наслідкового аналізу, що складно піддається вирішенню. Це завдання ускладнюється значною кількістю механічних чинників, які сукупно впливають на процеси, що супроводжують рух поїздів. Чинниками сходження можуть виступати характеристики й параметри технічного стану рухомого складу поїзда, вагони якого зійшли з рейок, стан утримання колії на ділянці сходження, схема формування та режим руху поїзда тощо. Визначення найбільш вагомих причин – це одна з складових забезпечення безпеки руху й запобігання виникненню подібних подій.

Внаслідок комбінованого впливу багатьох чинників, деякі з яких не фіксуються об'єктивними засобами контролю під час руху поїзда, за результатами аналізу аварійних ситуацій не завжди вдається виявити і пояснити причини сходження. Водночас оцінка показників безпеки руху за існуючими методиками не відображає дійсних умов, які підвищують ризики сходження рухомого складу з рейок. Тому для розробки ефективних заходів щодо підвищення безпеки руху поїздів та попередження серйозних інцидентів гостро актуальною проблемою є визначення ймовірних причин сходжень рухомого складу з залученням сучасних методів і засобів наукового пошуку.

Поліпшити ситуацію з виявленням причин аварій на залізничному транспорті покликані сучасні наукові підходи, зокрема такі, що базуються на використанні комп'ютерних технологій математичного моделювання. Залучення сучасного наукового інструментарію, застосовуваному в галузі динаміки рухомого складу, дозволяє аналізувати процеси, що призвели до сходження рухомого складу з рейок. Досвід численних досліджень з безпеки руху, заснований на комп'ютерному моделюванні динаміки і міцності рейкових екіпажів, показує, що можливості, які надаються засобами моделювання, дозволяють користувачам максимально оперативно і з високим ступенем достовірності аналізувати проблеми, що пов'язані з безпекою руху поїздів. З аналізу результатів попередніх досліджень актуальних проблем убезпечення технічної експлуатації рухомого складу випливає завдання подальшого розвитку методів оцінки умов стійкості від сходжень з рейок транспортних засобів шляхом залучення сучасних засобів оцінки безпечного функціонування технічних систем.

Таким чином найбільш перспективним в цьому відношенні виявляється технологія комп'ютерного моделювання, зорієнтована на оцінку ризиків сходження рухомого складу з рейок, яку запропоновано в межах загальної розрахунково-експериментальної концепції. Теоретичну

основу оперативного встановлення ймовірних чинників сходження рухомого складу з рейок та оцінювання ризику сходження за характеристиками технічного стану ходових частин та колії складають методи обчислювальної механіки, які втілено в сучасному програмному забезпеченні, призначеному для моделювання динаміки та міцності рухомого складу.

Прогнозування умов гарантованої безпеки руху набуває особливої ваги у зв'язку з безумовною необхідністю формування парку швидкісного рухомого складу. Разом з тим, чинні нормативні документи, на підставі яких виконуються роботи з проектування й модернізації рухомого складу колії 1520 мм, орієнтують виробників промислових та ремонтних підприємств на застарілі підходи щодо систем контролю якості й допуску до експлуатації рухомого складу. Тому нині конче потребує прискореного вирішення питання оновлення нормативної документації, яка має складати основу для створення та приймання одиниць рухомого складу за сучасними світовими вимогам щодо критеріїв безпеки руху, міцнісної надійності, плавності ходу та допустимої дії на колію.

1. НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ПРОБЛЕМИ УБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РЕЙКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Аварійні ситуації на залізницях, що пов'язані зі сходженням одиниць рухомого складу з рейок, залежать від багатьох причин як об'єктивного, так і суб'єктивного характеру [2-5]. Внаслідок комбінованої дії багатьох чинників, деякі з яких не фіксуються об'єктивними засобами контролю під час руху поїзда, за результатами аналізу аварійних ситуацій не завжди вдається виявити і пояснити причину сходження. Водночас оцінка показників безпеки руху за існуючими методиками не відображає дійсних умов, які підвищують ризики сходження рухомого складу з рейок.

Безпека залізничного транспорту як ключова проблема включає широкий спектр складових, серед яких чільне місце належить питанням динаміки руху транспортних засобів [6-10]. В механічному сенсі рівень експлуатаційної безпеки рейкових екіпажів головним чином визначається запасом їхньої стійкості в рейковій колії [11-14]. Через це в галузі механіки рухомого складу роль науково-дослідних робіт з вивчення перебігу динамічних процесів, що впливають на умови розвитку аварійних ситуацій пов'язаних зі сходженнями з рейок рухомого складу, залишається гостро актуальною на всіх етапах розвитку залізничного транспорту [15-18].

1.1. Стійкість рухомого складу в рейковій колії

Рівень експлуатаційної безпеки рейкових екіпажів у механічному сенсі визначається головним чином запасом їхньої стійкості від сходження з рейок [8]. Тому в галузі механіки рухомого складу роль науково-дослідних робіт з вивчення перебігу динамічних процесів взаємодії рухомого складу і колії залишається гостро актуальною на всіх етапах розвитку залізничного транспорту. В механічному сенсі умови безпеки руху поїздів безпосередньо пов'язані з динамікою рейкових екіпажів, а саме з проблемами їх бокових коливань.

Характерною особливістю бокових коливань транспортних засобів, рух яких направляється рейковою колією, є їх схильність за певних умов до самозбудження автоколивань [19]. Подібні автоколивальні системи широко відомі в техніці. Це, наприклад, автоколивальні режими керованих коліс автомобіля [20], шими переднього колеса літакового шасі [21], флатер

крила літака й інших пружних конструкцій, котрі перебувають в потоках рідини або газу [22]. Потенційно автоколивальними системами є також рідинні ракети-носії космічних апаратів внаслідок кавітаційних явищ у паливних магістралях [23].

В теорії нелінійних коливань автоколивальним режимам руху механічних систем приділяється особлива увага. В основу досліджень автоколивальних систем покладено ідеї й методи наукової школи Л. І. Мандельштама і А. А. Андропова [24-27]. Оскільки переважна більшість типів залізничних екіпажів представляє машини з вузлами тертя, то з точки зору аналізу їх автоколивань цікаві методи, які застосовуються для досліджень систем з сухим тертям [28-30].

1.1.1. Автоколивання впливання одиниць рухомого складу

Відомо, що на динамічні показники, за якими оцінюються умови безпеки руху будь-якого вагона, суттєво впливають як його власні характеристики, так і стан колії. До власних динамічних характеристик рухомого складу відноситься його стійкість щодо виникнення самозбудних коливань (автоколивань) впливання [19]. Якщо при порівняно низьких швидкостях руху автоколивання впливання не викликають значних сил взаємодії коліс і рейок, то зі збільшенням швидкостей це явище може становити пряму загрозу безпеці руху. Характерною ознакою цих коливань є незалежність від швидкості руху довжини хвилі впливання колісних пар.

Найменше значення швидкості руху рейкового екіпажу, при якому виникають незгасаючі бокові коливання, тобто автоколивання впливання, отримало назву критичної швидкості $v_{кр}$. Вперше поняття критичної швидкості як величини швидкості поступального руху екіпажу, перевищення якої викликає коливання впливання, використав Картер (F. W. Carter) [31, 32]. Якщо критичні швидкості опиняються у робочому діапазоні швидкостей руху рейкового екіпажу того чи іншого типу, то це в кращому випадку може призвести до прискорення спрацювання елементів ходових частин і колії, котрі взаємодіють. При значному ступені нестійкості виникає реальна загроза для безпеки руху. Крім того, додаткова енергія локомотива витрачається на підтримання постійної швидкості поїзда з вагонів, рух яких супроводжується автоколиваннями. Таким чином, критичні швидкості з впливання визначають межі порогових змін динамічних властивостей рейкових екіпажів.

Гострота проблеми автоколивань впливання швидкісного рухомого складу пояснюється, перш за все, необхідністю забезпечення безпеки руху поїздів. Тому важлива достовірність визначення критичних швидкостей $v_{кр}$. У низці праць містяться практичні рекомендації з експериментального

визначення величини критичної швидкості. Наприклад, за [33] вважається, що критична швидкість досягається, коли поперечні прискорення візка перевищують $0,8g$ впродовж 1,5 с. В дисертаційній роботі [34] відмічається що практичною ознакою досягнення екіпажем своєї критичної швидкості може бути різке збільшення (в 2...3 рази) поперечних прискорень колісної пари. В праці [35] вказується, що перевищення критичної швидкості характеризується різким збільшенням середніх квадратичних відхилень горизонтальних поперечних прискорень як колісних пар, так і кузова (біля п'ятникових вузлів). При цьому відмічено домінування одної і тієї ж частоти у всіх процесах, що характеризують бокові коливання екіпажу.

Спеціальні досліді, проведені під час випробувань високошвидкісного поїзда TGV французьких залізниць, показали, що досягнення критичної швидкості призводить до різкого підвищення рівня навантаженості ходових частин і колійної структури. Так, для одного з варіантів вагона поїзда TGV отримано, що горизонтальні поперечні прискорення рам візків і бокові сили збільшились у 4 рази [36].

Загалом бокові автоколивання рейкових екіпажів характеризуються порівняно невеликими амплітудами переміщень внаслідок конструкційних обмежень. У значно більшій мірі проявляються сили і прискорення, що відповідають граничним циклам усталених коливань. В реальних умовах експлуатації відбувається накладення автоколивань на процеси вимушених коливань. Проте найбільш суттєвий вклад у величини, що визначають динамічну навантаженість екіпажних конструкцій, вносять автоколивання [37]. Нестабільність рейкових екіпажів викликає різке збільшення рівня бокових сил, що призводить до розладу колії. Тим самим створюється реальна загроза безпеці руху.

У Північній Америці аварії через впливання екіпажів складають більше 10% від загального числа щорічних сходжень рухомого складу з рейок [38]. Поперечні коливання впливання візків викликають надмірні бічні сили дії коліс на колію, збільшують витрату палива, підвищують пошкоджуваність вантажів, чутливих до динамічних навантажень, і призводять до додаткових ушкоджень елементів рухомого складу та залізничної інфраструктури.

Самозбудження бокових коливань засобів рейкового транспорту викликається втратою ними стійкості незбуреного руху. Дослідження умов втрати стійкості динамічними системами пов'язано з застосуванням створеної О. М. Ляпуновим [39] і розвиненою його послідовниками теорії стійкості руху [40-44].

Втрата екіпажем стійкості в колії означає, що його вібропереміщення в поперечному горизонтальному напрямку наростатимуть до тих пір, поки гребені коліс не вступлять в періодичний контакт з головками рейок [45].

Таким чином встановлюються граничні цикли бокових коливань екіпажів, тобто автоколивальні режими руху. Сталі автоколивання рейкових екіпажів на спрощених моделях досліджувались асимптотичними методами нелінійної механіки, розробленими Н. Н. Боголюбовим і Ю. А. Митропольським [46]. Такий підхід використовувався в працях [47, 48]. В указаних працях викладено результати досліджень впливу на характеристики граничних циклів коливань умов взаємодії коліс і рейок.

Проблема впливу рейкових екіпажів вивчалась за допомогою фізичних моделей і в натурних умовах у зв'язку з розробкою рухомого складу для швидкісних ліній Японії [49, 50]. Ці дослідження дозволили встановити особливості бокових коливань рейкових екіпажів при високих швидкостях руху. Зокрема, експериментально було вперше встановлено, що величина швидкості руху, при якій виникає вплив екіпажів, чутлива до умов зчеплення коліс і рейок [50].

Величина критичної швидкості в більшою чи меншою мірою залежить від різних параметрів екіпажів. Найбільш чутлива величина $v_{кр}$ до характеристик ходових частин. В ряді праць відмічено суттєвий вплив на динамічні якості рухомого складу форми поверхні кочення колеса [33, 51-54].

Дотичні сили взаємодії коліс рухомого екіпажу і рейкової колії (сили псевдоковзання або крипу) за своєю структурою є неконсервативними позиційними силами [42]. В теорії коливань системи, що піддані дії неконсервативних позиційних сил, відносяться до активних систем [90]. Такі системи схильні до самозбудження коливань.

Стосовно динаміки рухомого складу залізниць ефективне використання методів теорії стійкості, зокрема першого наближення Ляпунова, здійснено В. А. Лазаряном та його учнями і соратниками [45, 56-58]. Запропоновані ним підходи до побудови математичних моделей і орієнтація на використання прогресивних методів аналізу із застосуванням обчислювальної техніки послужили міцною основою для прискореного розвитку досліджень динаміки рухомого складу.

Досвід створення та впровадження нових типів рухомого складу, головним чином спеціалізованого, призначеного для перспективних умов експлуатації, підтверджує важливість вирішення проблеми виключення автоколивань з режимів нормального функціонування модернізованого та нового рухомого складу. В окремих випадках, якщо це доцільно, можна обмежитися досягненням результату щодо суттєвого зниження інтенсивності автоколивань і тим самим послаблення їхнього впливу на динамічні якості рейкових екіпажів. Але тільки придушення автоколивань визначає необхідні умови забезпечення безпеки руху та плавності ходу залізничного рухомого складу нової генерації.

Виходячи з концепційного положення про необхідність якісних змін у структурі вагонного парку за рахунок його поповнення вагонами нового покоління, необхідно утверджувати головний принцип отримання високих динамічних якостей рейкових екіпажів, сформульований В. А. Лазаряном: критична швидкість повинна бути вища за конструкційну.

При теоретичному визначенні критичної швидкості можливе застосування таких двох підходів [19]:

- перший підхід засновано на аналізі дійсних частин власних значень

$$h_{\max} = \max_{j=1,2n} h_2 = \max_{j=1,2n} \operatorname{Re}(\lambda_j) \text{ матриці коефіцієнтів рівнянь руху}$$

(розв'язок задачі про стійкість руху за О. М. Ляпуновим в першому наближенні);

- другий підхід, ґрунтується на проведенні розрахунків шляхом інтегрування системи рівнянь руху в загальному вигляді за відсутності зовнішніх збурень.

Перший підхід використовується виключно для випадків, коли рівняння руху наближені до лінійних і за умови, якщо лінеаризація системи рівнянь здійснюється коректно в математичному сенсі. За лінеаризованою системою рівнянь руху формується матриця коефіцієнтів. За результатами обчислення власних значень матриці коефіцієнтів для різних швидкостей руху будуються графіки залежностей $h_{\max}(v)$. Значення швидкості руху, що відповідає точці перетину кривої $h_{\max}(v)$ з віссю абсцис, тобто коли $h_{\max} = 0$, є критичною швидкістю $v_{\text{кр}}$.

Другий підхід використовується у випадку нелінійних рівнянь руху рейкового екіпажа. При цьому моделюється рух екіпажа з початковим відхиленням колісних пар в горизонтальному напрямку. Вантажні вагони колії 1520 мм обладнано виключно триелементними візками, характерною особливістю яких, з точки зору механіки, є насиченість вузлами з відкритими парами сухого тертя. Ця обставина суттєво ускладнює аналіз умов стійкості в рейковій колії вагонів як суттєво нелінійних систем.

Через наявність відкритих пар сухого тертя у сполученнях несівних елементів ходових частин між собою та кузовом, можливі зупинки у відносних переміщеннях окремих тіл системи, які включає модель вантажного вагона. Таким чином, система може втрачати ступені вільності і переходити з одного структурного стану в інший. Отже, вихідну розрахункову систему вагона можна розглядати як систему з перемінною структурою. Кількість можливих структурних станів такої системи дорівнює 2^i (i – кількість вузлів тертя).

На підставі концепції принципової перемінності вихідної системи, яка імітує динамічну поведінку вантажного вагона, запропоновано спосіб визначення критичних швидкостей з використанням методу лінеаризації дискретних систем з вузлами сухого тертя [30]. Суть цього способу

полягає у заміщенні вихідної нелінійної системи l лінійними підсистемами ($l = 2^i$). Кожна з l підсистем відповідає одному з можливих станів вихідної нелінійної системи. Такі підсистеми будуються відповідно до структурних змін вихідної системи внаслідок почергового закриття зв'язків з сухим тертям.

При побудові лінійних підсистем основним є визначення параметрів в'язкого тертя, яке заміщує сухе тертя у незакритих зв'язках. За розробленою методикою формування лінійних підсистем визначення коефіцієнта еквівалентного в'язкого опору β_{i-j}^l у $i-j$ зв'язку багатомасової автоколивальної системи здійснюється за формулою, аналогічною використаній С.П. Тимошенко при дослідженні вимушених коливань осцилятора з сухим тертям [60]. Стосовно моделі роботи пристроїв спирання кузова на візки при їх взаємних поворотах згадана формула має вигляд

$$\beta_{1-i}^l = 4W / \pi \cdot \Delta\psi_{1-j} \cdot \omega, \quad (1.1)$$

де $\Delta\psi_{1-j}$ - амплітудні значення кутів взаємних поворотів кузова і візків;
 ω - частота автоколивань.

Значення $\Delta\psi_{1-j}$ і ω визначаються за ітераційним способом, заснованим на поетапному вирішенні й аналізі повної проблеми власних значень матриць коефіцієнтів рівнянь руху підсистем типу $\dot{x} = A^{(l)} \cdot x$. При цьому оцінюється стійкість можливих станів системи (підсистем). За показник стійкості приймається величина $h_{\max}^{(l)} = \max(\operatorname{Re} \lambda_i^{(l)})$, де $\lambda_i^{(l)}$ - власні значення матриць $A^{(l)}$. Для кожної системи визначається критична швидкість V_{KP}^{lm} як значення швидкості руху V при $h_{\max}^{(l)} = 0$, тобто $h_{\max}^{(l)}(V_{KP}^{(l)}) = 0$. Найменша з отриманого в такий спосіб спектра критичних швидкостей і є швидкістю руху V_{AK} , при якій виникають автоколивання в досліджуваній системі з сухим тертям, тобто

$$V_{AK} = \min |V_{KP}^{(1)}, V_{KP}^{(2)}, \dots, V_{KP}^{(l)}|. \quad (1.2)$$

Таким чином, показники стійкості руху найменш стійких з низки підсистем, якими апроксимовано вихідну систему, визначають умови виникнення автоколивань досліджуваного рейкового екіпажу. Отже метод структурної лінеаризації дозволяє поширити потужні методи лінійної алгебри на клас систем, що принципово не лінеарізуються.

1.1.2. Засади математичного моделювання динаміки руху рейкових екіпажів

Комплексні розробки в галузі динаміки рухомого складу залізниць, зокрема щодо проблеми стійкості руху рейкових екіпажів, послужили основою для подальшого розвитку методів і засобів досліджень у вказаній області. При цьому все більшу роль відіграють засоби математичного моделювання [19].

Якісно новий етап у становленні теорії стійкості руху як розділу динаміки рухомого складу пов'язано з розвитком методів і засобів математичного моделювання. В даний час імітаційне або комп'ютерне моделювання стає практично єдиним ефективним засобом знаходження «найкращого» рішення у багатьох складних системах і засобом підтримки прийняття відповідальних рішень в різних сферах діяльності [61, 62]. Моделювання допомагає зрозуміти складні системи, передбачити їх поведінку в різних ситуаціях, дозволяє оцінити ефект планованих змін, виконати порівняльний аналіз якості можливих варіантів технічних рішень.

Комп'ютерне моделювання надає можливість оцінити міру впливу на реальні процеси все більшої кількості чинників. Натурний експеримент, який вважають «критерієм істини», надає результати, що відповідають конкретній ситуації з фіксованим значенням дуже багатьох чинників, залишаючи відкритим питання про переносність отриманих результатів на інші ситуації з іншими значеннями факторів. Моделювання ж надає можливість значно розширити межі віртуального експерименту, а питання достовірності отриманих результатів переходить в площину адекватності математичних моделей, за допомогою яких здійснюється моделювання. Встановлення адекватності математичної моделі – завдання не тривіальне, але з накопиченням досвіду зростаючі можливості комп'ютерного моделювання дозволяють поступово наблизитися до рівня, який задовольняє потреби практики.

Комп'ютерні моделі динаміки рухомого складу залізниць як правило розроблюються за допомогою підходу системи твердих тіл, поєднаних шарнірними і силовими елементами, що забезпечує достатню точність опису динамічної поведінки одиниць рухомого складу і поїздів на підставі законів теоретичної механіки. Для синтезу рівнянь руху в динамічних моделях рухомого складу застосовується метод складених тіл, реалізований в програмному комплексі UM [63]. Нині комп'ютерне моделювання за допомогою ПК UM широко використовується залізницями колії 1520 мм при дослідженні транспортних подій, які пов'язано з трощами поїздів через сходження вагонів і локомотивів з рейок.

В комп'ютерних моделях мають використовуватись ретельно визначені параметри відповідного рухомого складу, які обумовлюють його динамічну поведінку, а саме, інерційні параметри тіл механічної системи, геометричні розміри й параметри цих тіл щодо координат шарнірних елементів й точок приєднання силових елементів, пружні та дисипативні характеристики шарнірних та силових елементів. При цьому використовуються дані технічної документації та результати експериментального визначення параметрів досліджуваних об'єктів. Важливим елементом опису механічних систем виступає повна параметризація моделей, тобто при визначенні всіх інерційних та геометричних параметрів, а також при опису моделей силових елементів застосовуються ідентифікатори або вирази. Такий підхід забезпечує можливість моделювання динаміки руху рухомого складу як в справному технічному стані, так і в стані з відхиленнями.

Стан утримання колії відбивається в комп'ютерних моделях за допомогою геометричних нерівностей рейок. Нерівності колії носять випадковий характер і мають значний розкид характеристик, тому формування адекватних нерівностей колії має принципове значення при моделюванні динаміки рухомого складу. Для моделювання випадкових нерівностей колії використовується алгоритм формування реалізацій випадкового процесу за наданими функціями спектральної щільності. В якості вхідної інформації застосовані функції спектральної щільності, рекомендовані для проведення розрахунків вимушених коливань рухомого складу й отримані на підставі результатів вимірювань й обробки даних на різних ділянках колії.

При динамічних розрахунках вагонів колії 1520 мм використовуються збурення, представлені в тимчасовій області у вигляді мультиплікативної еквівалентної нерівності або випадкового процесу. В якості однієї з найбільш важливих характеристик випадкового процесу використовується функція спектральної щільності, що характеризує розподіл дисперсії процесу по різних частотах. При цьому пропонується використання функції спектральної щільності еквівалентним розрахунковим нерівності у вигляді аналітичного виразу:

$$\overline{G}\eta(f) = \frac{b_l V^{\gamma_l - 1}}{f^{\gamma_l}} + \frac{1}{2\sqrt{\pi}} \sum_{j=1}^m \frac{a_j}{\alpha_j V} \exp \left[-\frac{(f - \beta_j V)^2}{4\alpha_j^2 V^2} \right], \quad (1.3)$$

де $\overline{G}\eta(f)$ - функція спектральної щільності еквівалентної нерівності для колії середнього стану, мм/Гц;

v – швидкість руху, м/с;

f – частота коливань в Гц (діапазон зміни частоти – 0 ... 100 Гц).

У виразі (1.3) числові значення коефіцієнтів для збурень, що діють в горизонтальному і вертикальному напрямках, різні. У практичному застосуванні виникає завдання формування збурень в тимчасовій області за наявною функції спектральної щільності нерівності. Для моделювання нерівностей колії використано алгоритм формування реалізації випадкового процесу за наданими функціями спектральної щільності [63].

Існують різні типи алгоритмів, за допомогою яких можуть вироблятися дискретні реалізації випадкового процесу з заданими імовірнісними характеристиками. У нашому випадку скористаємося алгоритмом, заснованому на представленні процесу, що моделюється, у вигляді розкладання:

$$U(t) = \sum_{k=1}^N A_k \cos(\omega_k t + \varphi_k). \quad (1.4)$$

Величини, що входять в вираз (1.4), визначимо таким чином:

$$A_k = \sqrt{2S_k \cdot \Delta f}; \quad (1.5)$$

$$\omega_k = 2\pi \cdot k \cdot \Delta f, \quad (1.6)$$

де Δf – крок дискретизації частоти;

$S_k = G\eta(f_k)$ – значення спектральної щільності при частоті $f_k = k \cdot \Delta f$;

φ_k – випадкова величина з щільністю ймовірності $p(\varphi_k) = (2\pi)^{-1}$.

Відомо, що спектральна щільність гармонійного коливання з амплітудою A і частотою f_0 дорівнює нескінченності на частоті цього коливання і нулю при інших значеннях частоти:

$$G(f) = \frac{A^2}{2} \delta(f - f_0), \quad (1.7)$$

де A і f_0 – амплітуда і частота гармонійного коливання;

$\delta(f - f_0)$ – дельта-функція Дірака.

Таким чином, моделювання випадкового процесу із заданою спектральною щільністю зводиться до обчислення $A_k, \omega_k, \varphi_k (k = \overline{1, N})$ і подальшого підсумовування за формулою (1.5). Відзначимо, що в наведеному вище алгоритмі задовольняється відповідність значень частотної характеристики, інформація про фази, як відомо, в функції

спектральної щільності не міститься. Реалізації, одержувані за допомогою виразів (1.5), є періодичними з періодом $T_p = 1/\Delta f$ отже, властивістю ергодичності не володіють.

Параметри профілів поверхонь кочення коліс рухомого складу визначаються за креслениками або за даними вимірювань реальних профілів за знятими профілограмами. Для опису нових профілів використовується апроксимація дугами кіл та лінійними функціями, якщо це відповідає кресленикам. У випадку суттєво криволінійних обрисів профілів коліс та тих, що зняті профілографами, використовувалася інтерполяція сплайнами [64]. Методи апроксимації поверхонь кочення коліс також використовуються при опису геометричної взаємодії коліс і рейок різних стандартів та визначенні еквівалентної конусності.

Аналіз динамічних показників методами імітаційного моделювання проводиться шляхом обчислювального експерименту за розрахунковими варіантами, які щонайближче репрезентували експлуатаційні умови, відображаючи типові режими руху. За допомогою побудованих комп'ютерних моделей досліджується динамічна поведінка певних видів рухомого складу з оцінками показників безпеки руху, прискорень кузова, рам візків і колісних пар, показників плавності ходу, сил взаємодії коліс і рейок, силових навантажень несівних конструкцій. Для обчислень за окремими розрахунковими варіантами використовуються числові методи інтегрування за часом нелінійних рівнянь руху з автоматичним вибором кроку, зокрема, метод Адамса-Башфорта-Моултона – для розв'язання відповідних систем диференціальних рівнянь і метод Парка – для диференціально-алгебраїчних рівнянь [65].

Встановлення адекватності застосовуваних моделей динаміки рухомого складу виконується шляхом зіставлення результатів моделювання з експериментальними даними за прискореннями кузова, рам візків і колісних пар в горизонтальному і вертикальному напрямках. Дані моделювання порівнюються з результатами випробувань за середньоквадратичними відхиленнями, характеристиками спектральних щільностей потужності й основними частотами коливань на підставі аналізу й обробки реалізацій прискорень.

Складність досліджень щодо оперативного розслідування сходження вантажних вагонів з рейок, оцінювання ризиків сходження за інтегральним показником і визначення впливу технічного стану візків вантажних вагонів на показники безпеки руху обумовлена великою кількістю чинників, що призводять до сходження. З метою зменшення обчислювальних витрат щодо моделювання динамічних процесів й обробки отриманих шляхом моделювання результатів в окремих завданнях дослідження застосовуються математичні методи планування експериментів [66].

Для оцінки чутливості запасу стійкості від сходження вантажних вагонів різних типів до окремих чинників технічного стану та їх взаємодії на підставі отриманих чисельних експериментів виконується факторний аналіз [67]. Оцінювання ризиків сходження вантажних вагонів з рейок в складах поїздів проводиться шляхом формування повнофакторного плану експерименту, результати якого обробляються за підходом Баєса [68].

Нині на зміну дорогим експериментальним дослідженням приходить віртуальний експеримент, дозволяючи досліджувати сотні варіантів конструкції, вибирати кращий і витратити на це у багато разів менше часу і коштів. Все це стало можливим завдяки спеціалізованим комп'ютерним пакетам, які мінімізують властиві комп'ютерного моделювання недоліки – складність і трудомісткість.

Як результат значного прогресу у розвитку засобів комп'ютерного моделювання в Пам'ятці UIC 518 останньої редакції комп'ютерне моделювання поставлене на одному рівні з випробуваннями рухомого складу, коли йдеться про оцінку безпеки руху та ходових властивостей залізничного транспортного засобу [69]. В цьому документі викладено всі процедури приймання та визначення динамічних характеристик рейкових екіпажів з метою приймання. Зокрема, вказані умови виконання експлуатаційних випробувань та чисельного моделювання, описано вимірювані або змодельовані величини, пов'язані з динамічними характеристиками рухомого складу.

У Пам'ятці UIC 518 відзначено, що вартість приймальних випробувань нових і модифікованих транспортних засобів на залізничній мережі є істотним, до того ж існують труднощі у виконанні всіх вимог до випробувань. Використання чисельного моделювання динамічних характеристик транспортного засобу замість випробувань на колії може бути одним із способів скоротити витрати. Водночас такі чисельні експерименти повинні проводитися з обережністю, щоб гарантувати, що:

- модель транспортного засобу є адекватним відображенням реального транспортного засобу;
- програмне забезпечення, що використовується, підходить для застосування;
- умови функціонування були охоплені правильно;
- спеціалісти, що займаються моделюванням достатньої кваліфікації.

Оскільки приймання транспортного засобу вимагає оцінки динаміки транспортного засобу, то модель повинна бути перевірена для відповідного динамічного діапазону частот. Валідація при необхідності може включати в себе використання статичних і динамічних випробувань разом з критеріями для порівняння. Те ж саме програмне забезпечення і та ж модель транспортного засобу повинні використовуватися для всіх порівнянь.

Процес валідації засновано на порівнянні результатів фізичних випробувань транспортного засобу з чисельним моделюванням тих же випробувань. Це вимагатиме повної тривимірної нелінійної моделі транспортного засобу, включаючи:

- інерційні характеристики і розподіл навантаження по колесах;
- силові характеристики ресорного підвішування, параметри демпфірування, обмежувачі взаємних елементів екіпажних частин переміщень тощо;
- параметри вільних коливань транспортного засобу у відповідному діапазоні частот;
- характеристики інтерфейсу колесо-рейка.

Результати валідації становлять підтвердження того, що модель правильно відображає реальний транспортний засіб. З використанням валідованої моделі отримуються достовірні оцінки динамічних показників досліджуваного транспортного засобу, необхідні для його приймання.

1.2. Визначення силових показників безпеки руху

Умови безпеки руху поїздів в механічному сенсі визначаються, перш за все, конструкційними характеристиками і технічним станом ходових частин рухомого складу та колії. Відповідні чинники набувають все більшої ваги з об'єктивним підвищенням вимог до якості перевезень пасажирів і вантажів.

1.2.1. Система динамічних показників рухомого складу колії 1520 мм

Ходові якості, безпека руху та плавність ходу залізничного рухомого складу колії 1520 мм оцінюються експериментальними та розрахунковими способами за системою динамічних показників [70-73]. Наявна система динамічних показників склалася з урахуванням досвіду численних натурних випробувань рухомого складу як у режимах нормальної експлуатації, так і в екстремальних умовах, пов'язаних із передаварійними ситуаціями та наднормативними механічними діями на вагонні конструкції.

Експериментально значення динамічних показників визначаються за результатами ходових динамічних випробувань дослідних вагонів. Для цього під час випробувань реєструються динамічні навантаження на колісні пари, сили, які діють у ресорному підвішуванні, прискорення кузовів у діапазоні частот коливань до 20 Гц. Значення динамічних показників можна оцінити шляхом розв'язання відповідних задач динаміки

вагонів. Але розрахункові значення динамічних показників можна розцінювати як прогностичні дані, котрі частіше використовуються при проектних розробках.

Ходові якості визначають функціональні властивості рухомого складу. Показники ходових якостей вагонів головним чином залежать від їхніх динамічних характеристик.

До основних показників ходових якостей вагонів колії 1520 мм належать такі величини:

- коефіцієнти вертикальної динаміки $k_{\partial\partial}$;
- рамні сили H_p ;
- вертикальні j_{∂} та горизонтальні j_z прискорення кузова вагона й рам візків.

Коефіцієнти вертикальної динаміки визначаються за формулою:

$$k_{\partial\partial} = \frac{P_{\partial}}{P_{cm}}, \quad (1.8)$$

де P_{∂} - динамічна складова вертикальних сил;

P_{cm} - статичне навантаження.

Величина $k_{\partial\partial}$ характеризує як якість віброзахисту надресорної будови вагона, так і взаємодію неїдресорених частин з верхньою будовою колії.

Рамні сили H_p – це горизонтальні поперечні сили, що діють на колісну пару з боку рами візка. Як динамічний показник визначаються рамні сили в частках від статичного навантаження колісної пари на рейки, тобто $H_p/2P_{cm}$.

Вертикальні j_{∂} та горизонтальні j_z прискорення кузова вагона визначаються в п'ятникових зонах, та, в деяких випадках, в середній частині кузова. Прискорення рам візків вимірюються в точках у відповідності з програмними завданнями. В окремих випадках визначаються прискорення колісних пар (буксових вузлів).

Встановлення запасів стійкості проти сходжень з рейки внаслідок вкочування гребеня на голівку рейки являється достатньо складним завданням. На прямих ділянках колії таке набігання виникає внаслідок впливання рухомого складу. Набігання передніх коліс рухомого складу на зовнішню рейку в кривій обумовлено можливістю вкочування гребеня цих коліс на голівку рейки.

Існує декілька способів встановлення граничного співвідношення сил, що діють на колесо в момент початку сходження. Більшість з них засновано на розгляданні статичної рівноваги колісної пари під дією прикладених до неї динамічних і статичних зусиль в момент спирання на голівку рейки кінцевої частини поверхні гребеня одного з коліс.

Критичним відношенням повного бічного тиску колеса, що набігає, до вертикального тиску його на рейку називають відношення в умовах граничної рівноваги, при якому колесо зависає на рейці, спираючись гребенем на викружці його головки. Це відношення наближено для випадків набігання колеса на рейку з малим кутом має вираз у вигляді коефіцієнта запасу стійкості колеса проти сходжень з рейки. Для визначення границі настання безумовно небезпечних умов руху коефіцієнт запасу стійкості доцільно перевіряти при одночасно діючих на колесо, що набігає, бічному і вертикальному зусиллях.

Критичне сполучення діючих на колісну пару сил може виникати в наступних двох випадках:

- при ударному вході вагона в криву, при проході стрілок на бокову колію, при інтенсивному вилянні візка при русі з максимальною швидкістю прямою ділянкою колії, при інтенсивних бокових виляннях кузова і невідповідних обставинах взаємодії колісної пари і колії;

- при екстремому гальмуванні важковагового поїзда на малій швидкості з головного локомотива при проходженні складом кривої ділянки колії, коли виникають значні квазістатичні зусилля стиснення складу можуть привести до перекосу (зсуву) вагона в колії і появи значних поперечних сил взаємодії коліс з рейками, а в екстремальних умовах – й до «витискання» легковагового (наприклад, порожнього) вагона.

Унормованим показником, що застосовується для оцінювання динамічної поведінки рухомого складу щодо безпеки руху на залізницях колії 1520 мм, є коефіцієнт запасу стійкості колісної пари проти сходження з рейок за умови вкочування гребеня колеса на головку рейки k_{cc} [70].

Окрім коефіцієнтів запасу стійкості динамічна поведінка вагонів оцінюється такими величинами:

- рамні сили H_p , що діють з боку окремої колісної пари на раму візка і визначаються в долях статичного навантаження коліс на рейки;

- коефіцієнти вертикальної динаміки k_d за силами в підвішуванні;

- горизонтальні поперечні та вертикальні прискорення кузова (j_y і j_z) в точках, розміщених над п'ятниковими вузлами і в центрі кузова;

- горизонтальні поперечні та вертикальні прискорення рам візків (j_{py} і j_{pz}).

Разом з тим використання в якості критерію коефіцієнта запасу стійкості k_{cc} проти сходження колісних пар з рейок за умови вкочування гребеня колеса на головку рейки має певні недоліки. Ці недоліки полягають в тому, що значення показника k_{cc} надмірно консервативні і не відбивають адекватно ступінь безпеки вкочування, особливо при малих і від'ємних кутах набігання колісної пари на рейку [74]. Ці умови в більшості випадків не відповідають реальним ситуаціям сходження, які виникають при високих значеннях кутів набігання колісної пари на рейку.

Крім того, суттєвим недоліком використання k_{cc} у якості критерію розпізнавання події сходження, є неадекватність значення коефіцієнта k_{cc} ситуації з подальшим вкочуванням колеса на рейку після виходу на гребеневий контакт. Намагання покращити чутливість критерію шляхом використання часу або шляху вкочування в окремих випадках не призводить до розпізнавання ситуації сходження. Тому одночасно з традиційним підходом до оцінки стійкості одиниць рухомого складу в рейковій колії пропонується до застосування в процесі розпізнавання події сходження використовувати комбінований критерій безпеки $k_{\sigma\sigma}$, який дозволяє адекватно оцінити процес повного вкочування колеса на головку рейки.

Суть цього критерію полягає в наступному. Процес вкочування поділено на дві фази: до критичної точки і вище критичної точки. Критична точка на профілі гребеня – це перша точка контакту в процесі вкочування з найбільшим кутом нахилу твірної гребеня. В другій фазі процесу вкочення колеса на рейку, коли гребеневий контакт виявився в критичній точці, для оцінювання безпеки сходження замість показника k_{cc} пропонується використовувати величину підйому колеса z на головку рейки.

Коефіцієнт запасу стійкості колеса проти сходжень з рейок k_{cc} при русі вагона з максимальною швидкістю прямою колією задовільного стану з сполученнями відступів у плані, перекосами і просадками, що допускаються, обчислюється за формулою:

$$k_{cc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \cdot \frac{P_{\sigma}}{P_{\sigma}} \geq [k_{cc}], \quad (1.9)$$

де β – кут нахилу до горизонту твірної конусоподібної поверхні гребеня колеса, для вагонних коліс з профілем за ГОСТ 9036-88 $\beta = 60^\circ$;

μ – коефіцієнт тертя ковзання поверхонь коліс і рейок, що взаємодіють (у розрахунках приймається $\mu = 0,25$);

P_{σ} – вертикальна складова сил, що діють від коліс на рейки;

P_{σ} – горизонтальна складова сил взаємодії колеса з рейкою, яка діє одночасно з силою P_{σ} .

У формулі (1.9) відношення вертикальної і горизонтальної складових сил, що діють від коліс на рейки, визначається таким чином:

$$\frac{P_a}{P_0} = \frac{P_{ув} \left[\frac{2(b-a_2)}{l} - k_{\partial\sigma}^* \frac{(2b-a_2)}{l} + k_{\partial\sigma}^{**} \frac{a_2}{l} \right] + q \frac{b-a_2}{l} + \frac{r}{l} H_p}{f_{TP} P_{ув} \left[\frac{2(b-a_1)}{l} + k_{\partial\sigma}^* \frac{a_1}{l} - k_{\partial\sigma}^{**} \frac{(2b-a_1)}{l} \right] + f_{TP} q \frac{b-a_1}{l} + \left(1 - \frac{r}{l} f_{TP} \right) H_p}, \quad (1.10)$$

де $P_{ув}$ – статичне навантаження на шийку осі;

q – вага невідресорених частин;

H_p – розрахункове середнє значення рамної сили;

$2b$ – відстань між серединами шийок осі колісної пари ($2b = 2,036$ м);

a_1, a_2 – проекції на вісь відстаней від точок контакту з рейками відповідно набігаючого і ненабігаючого коліс до середин шийок ($a_1 = 0,25$ м, $a_2 = 0,22$ м);

r – радіус кола кочення середньо зношеного колеса ($r = 0,45$ м);

l – середня відстань між точками контакту коліс з рейками ($l = 1,58$ м);

$k_{\partial\sigma}^*$ і $k_{\partial\sigma}^{**}$ – коефіцієнти вертикальної динаміки для набігаючого і ненабігаючого коліс (ці величини приймаються позитивними у разі повного розвантаження коліс).

Допустиме значення коефіцієнта запасу стійкості колісної пари від сходжень з рейок для вантажних вагонів приймається рівним $[k_{cc}] = 1,3$.

Другий розрахунковий випадок характеризує стійкість колісної пари від сходжень з рейки при «витискуванні» порожнього вагона в круговій кривій поздовжніми силами стискування, що виникають при гальмуванні поїзда, в складі якого знаходиться вагон. Коефіцієнт запасу стійкості колісної пари вагона k_{cc} для цього випадку визначається за формулою:

$$k_{cc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \times \frac{P_T + 2\gamma N \left[\frac{\delta L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a} \right) \frac{h_n}{h_a} \pm \alpha \frac{L_c}{R} \right] \frac{h_a}{S} \mp 2P_{TCI} \frac{h_p}{2S} \cdot \frac{h_{II}}{2S}}{\mu P_T + 2\gamma N \left\{ \left[\frac{\delta L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a} \right) \pm \alpha \frac{L_c}{R} \right] \left(1 - \mu \frac{h_a}{S} \right) \mp \mu \alpha \frac{L_c}{R} \frac{h_a - h_n}{2S} \right\} \mp 2P_{TCI} \frac{h_p}{2S} \left(1 - \mu \frac{h_{II}}{2S} \right)}, \quad (1.11)$$

де μ, β – ті самі величини, що й в (1.9);

P_T – вертикальне навантаження від візка на колію з врахуванням розвантаження при ексцентричній дії поздовжніх сил;

γ, α – коефіцієнти перекосу;

N – розрахункові квазістатичні поздовжні стискуючі сили, що постійно діють більше 3 с на автозчепи порожнього вагона, приймаються рівними 0,5 МН – для чотиривісних вагонів;

2δ – сумарний вільний поперечний розбіг рами кузова вагона відносно осі колії у поперечному перетині (по шворню); для вагонів на візках з середньо зношеними гребенями коліс приймається $2\delta = 0,07$ м;

$2l$, $2L$, $2L_c$ – відповідно база візка, відстань між упорними плитами автозчепів і довжина вагона за осями зчеплення автозчепів;

a – довжина корпусу автозчепу від осі зчеплення до кінця хвостовика, для автозчепного пристрою СА-3 приймається $a = 1$ м;

h_p , h_a , h_c – відповідно висоти робочої площини п'ятника, вісі автозчепу і центра мас вагона над рівнем головок рейок;

h_p – підвищення зовнішньої рейки в кривій;

$2S$ – відстань між колами кочення коліс, приймається $2S = 1,6$ м;

R – радіус кривої, приймається $R = 250$ м.

У формулі (1.11) верхні знаки відповідають установці, коли колесо, що набігає, вкоується на зовнішню рейку, нижні – установці, коли колесо, що набігає, вкоується на внутрішню рейку.

Вертикальне навантаження від візка на колію P_T визначається з урахуванням розвантаження під дією поздовжньої сили, що викликана різницею висот осей автозчепів вагона, що досліджується, і сусіднього з ним:

$$P_T = P_{TCT} - \frac{N \frac{\Delta h}{2a} \left(\frac{L+l}{2l} - \frac{L}{l} \cdot \frac{1}{1 + \frac{C_B \cdot l^2}{N \cdot l}} \right)}{1 - \frac{N}{2a \cdot C_B} \cdot \left(1 + \frac{L_2}{l^2} \cdot \frac{1}{1 - \frac{N \cdot L}{C_B \cdot l^2}} \right)}, \quad (1.12)$$

де P_{TCT} – вертикальне статичне навантаження на колію від візка порожнього вагона;

Δh – різниця рівнів осей автозчепів у з'єднанні двох вагонів, приймається $\Delta h = 0,08$ м;

C_B – вертикальна жорсткість ресорного підвішування одного візка.

Коефіцієнти γ і α визначаються за формулами:

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{N}{N_{\kappa a}}}, \quad \alpha = \frac{1 - \frac{N}{N_{\kappa a}}}{1 - \frac{N}{N_{\kappa b}}}, \quad (1.13)$$

де $N_{\kappa a}$ і $N_{\kappa b}$ – поздовжні критичні сили, що призводять до відносного перекосу вагонів і осей автозчепів у плані.

Розрахунок виконується тільки для порожнього вагона у круговій кривій при наявності і відсутності підвищення зовнішньої рейки ($h_p = 0,15$ м і $h_p = 0$).

Значення коефіцієнту запасу стійкості колісної пари проти сходжень з рейок вантажного вагона при «витисканні», що допускається, приймається $[k_{cc}] = 1,2$.

Для передбачення умов, за яких виникає загроза сходжень колісних пар з рейок, здійснюється перевірка їхньої стійкості у рейковій колії за значеннями коефіцієнта k_{cc} . Обчислення значень k_{cc} виконується за результатами моделювання динаміки вагона. Коефіцієнти запасу стійкості розраховуються за миттєвими значеннями динамічних величин. Вертикальні динамічні і бокові сили, за якими визначається k_{cc} , мають братись до розрахунку в один момент часу. Знаходження колеса, що набігає, при розрахунках k_{cc} визначається за напрямом колеса, яке набігає.

Не дивлячись на показову складність розрахунків k_{cc} за формулами (1.9)-(1.13), наведені вище вирази не враховують суттєвої обставини, яка пов'язана з часовим фактором, а саме, тривалість дії бокової сили одного напрямку при несприятливому сполученні з силами, що діють у вертикальному напрямку. Головним недоліком такого підходу до оцінки стійкості рухомого складу в рейковій колії є опосередкованість визначення сил взаємодії коліс і рейок через рамні сили. За діючою методикою рамні сили вимірюються за деформаціями рам візків. Недоліком такого способу вимірювання сил є невисока точність, що, в кінцевому рахунку, позначається на результатах розрахунку сил взаємодії, а значить і коефіцієнта запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок.

З приведених нормативних положень стосовно оцінки безпеки руху вагонів колії 1520 мм виходить, що для визначення величин коефіцієнтів запасу стійкості коліс проти сходжень з рейок необхідні дані щодо бокових сил, тобто сил, що діють на колісні пари з боку рам візків. Далі за відповідним перерахунком за наведеними вище виразами здійснюється спроба оцінити співвідношення сил, що діють в контактах коліс і рейок. Такий підхід можна було сприймати як задовільний для існуючого рухомого складу. Стосовно швидкісного рухомого складу колії 1520 мм

необхідні нові підходи до оцінки умов безпеки руху, засновані на безпосередньому визначенні сил взаємодії коліс і рейок. Для цього слід скористатись досвідом, накопиченим залізницями колії 1435 мм при запровадженні швидкісного і високошвидкісного руху.

1.2.2. Система динамічних показників рухомого складу колії 1435 мм

Сходження рухомого складу з рейок – це процес, протягом якого принаймні одне з коліс рейкового екіпажу втрачає контакт з рейкою в результаті надмірного бокового переміщення колісної пари. За цим настає сходження колісної пари з рейок, що призводить до сходження інших колісних пар і цілого рейкового екіпажу. З точки зору динаміки колесо-рейкової системи бокове переміщення колеса є результатом дії нормальної і поперечної контактних сил. Тому важливим є достовірне визначення цих сил [76].

За критерій стійкості від сходження з рейок рухомого складу колії 1435 мм прийнято частку відношення напрямної сили до вертикальної сили на колесо $(Y/Q)_{\max}$ [69, 76]. Це відношення відоме як критерій Надаля (M. J. Nadal) [76]. Цей критерій ґрунтується на розгляді рівноваги колеса в умовах початку його входження на рейку.

Рівновага сил в точці контакту колеса з рейкою перед початком вкочення гребеня описується такими рівняннями:

$$\begin{aligned} Y &= N \sin \beta - \mu N \cos \beta, \\ Q &= N \cos \beta + \mu N \sin \beta, \end{aligned} \quad (1.14)$$

де β – кут нахилу до горизонту твірної конусоподібної поверхні гребеня колеса;

μ – коефіцієнт тертя ковзання поверхонь коліс і рейок, що взаємодіють.

З рівнянь (1.14) впливає формула Надаля:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\tan \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \tan \beta}, \quad (1.15)$$

де γ – гребневий кут;

μ – коефіцієнт тертя ковзання.

Критична для безпеки руху величина відношення бічної сили до вертикальної, які діють на напрямне колесо, становить $(Y/Q)_{\max, \lim} = 0,8$. Ця величина використовується у випадках, коли криволінійна колія має радіус

$R \geq 250$ м. При квазістатичних випробуваннях застосовують максимальне граничне значення 1,2 (для гребеневого кута 70°). За дослідженнями Європейської залізничної адміністрації граничне значення для $(Y/Q)_{\lim}$ було визначене як 1,2 для кута гребеня 70° і $\mu = 0,36$.

Для залізничних екіпажів колії 1435 мм відношення бічної сили Y , що діє на колесо, до вертикального навантаження Q , тобто Y/Q за виразом (5.9) є головним критерієм стійкості. Іноді це відношення називають коефіцієнтом сходжень. За формулою Надаля в кожному конкретному випадку встановлюється критичне значення відношення Y/Q . Намагання колеса підвестися над голівкою рейки оцінюється за даним показником з урахуванням тривалості імпульсу бокової сили. Значення відношення Y/Q залежать від кількох факторів, серед яких: кут набігання; кут нахилу дотичної до поверхні гребеня колеса в точці контакту його з рейкою; коефіцієнт тертя ковзання; непіддресорена маса колісної пари; вертикальне навантаження на вісь; жорсткість колії.

Відповідно до досліджень на Японських державних залізницях визначено, що критичне значення Y/Q змінюється у широких межах від найбільших при негативних кутах набігання до 0,8, коли кут набігання наближається до одного градуса. За результатами випробувань прийнято за критичне відношення $Y/Q = 0,8$ при тривалості імпульсу бокової сили, що дорівнює 0,05 с і більше. Критичне значення Y/Q може збільшуватися в разі короточасної дії бокової сили Y (до 0,05 с), що відповідає умовам автоколивань виляння колісних пар.

Для забезпечення безпеки руху вагонів, крім зазначеного обмеження на відношення Y/Q , встановлюються також обмеження на величину суми направляючих сил:

$$(\Sigma Y_{2m})_{\lim} \leq \alpha(10+P_0/3), \quad (1.16)$$

де P_0 – статичне осьове навантаження, кН;
 $\alpha = 0,85$ – для вантажних вагонів.

На середньоквадратичні значення суми направляючих сил встановлюються такі обмеження:

$$(s\Sigma Y)_{\lim} = (\Sigma Y)_{\lim} / 2. \quad (1.17)$$

Величини суми бокових буксових сил мають обмежуватись згідно з формулою:

$$(H_{2m})_{\lim} = \beta (10+P_0/3), \quad (1.18)$$

де P_0 – навантаження на вісь, кН;

$\beta = 0,75$ – для порожніх вантажних вагонів;
 $\beta = 0,8$ – для завантажених вантажних вагонів;
 $\beta = 0,9$ – для спеціальних вагонів.

Середньоквадратичне значення суми бокових буксових сил має бути рівним

$$(sH)_{lim} = H_{lim} / 2. \quad (1.19)$$

Залежно від маси m^+ повного візка, включаючи колісні пари, граничне значення бокового прискорення рами візка $\ddot{y}_{s,lim}^+$ становить:

$$\ddot{y}_{s,lim}^+ = 12 - \frac{m^+}{5}. \quad (1.20)$$

Бокові прискорення кузова для вантажних вагонів і спеціального рухомого складу не мають перевищувати $\ddot{y}_{s,lim}^* = 3 \text{ м/с}^2$.

Граничні вертикальні прискорення кузова для вантажних вагонів і спеціального рухомого складу: $\ddot{z}_{s,lim}^* = 5 \text{ м/с}^2$.

В результаті порівняння всіх оброблених величин з допустимим, роблять висновок про те чи транспортний засіб допускається, або ні до експлуатації, що являється головним завданням для забезпечення безпеки руху вагонів.

Поперечна дія рухомого складу на залізничну колію оцінюється за сумою напрямних сил $\sum Y_{max}$ – критерій Прюд'оме (А. Prud'homme). Максимально допустима (критична) величина цього показника за умов стійкості рейко-шпальної решітки від зсуву становить :

$$\sum Y_{max,lim} = k_1 (10 + 2Q_0 / 3), \text{ кН}, \quad (1.21)$$

де коефіцієнт $k_1 = 1,0$ для локомотивів, моторних вагонів, комбінованих одиниць і пасажирських вагонів.

1.3. Деякі залежності динамічних показників безпеки руху рухомого складу від параметрів ходових частин

Чисельні дослідження динаміки рейкових екіпажів вказують на визначальний вплив параметрів ходових частин на показники безпеки руху і плавності ходу [8, 77-83]. Зокрема наголошується на пріоритетності

вибору раціональних силових характеристиках ресорного підвішування. Вплив параметрів ходових частин на динамічні якості рухомого складу, як правило, оцінюється на підставі результатів математичного моделювання.

1.3.1. Технічний стан гідравлічних гасителів коливань і динамічні якості пасажирського вагона

Зважаючи на чутливість динамічних якостей пасажирського рухомого складу до технічного стану гідравлічних гасителів коливань, проблема утримання гасителів залишається актуальною. Основні причини незадовільного стану гасителів коливань локомотивів і вагонів полягають в наступному:

- використовувані гасителі мають ряд конструкційних недоліків;
- відповідна нормативна база застаріла і вимагає докорінної модернізації;
- при тендерних закупівлях гасителів їх якість ще не є пріоритетом;
- застосовуване випробувальне обладнання багато в чому застаріло і допускає вплив людського фактора на результати контролю якості гасителів;
- відсутні програмні завдання щодо створення імпортозамінної продукції в частині придбання гасителів та випробувальних стендів.

Оцінку впливу на безпеку руху і плавність ходу пасажирського вагона технічного стану гасителів коливань дано за результатами комп'ютерного моделювання динаміки руху вагона при різних швидкостях руху [84]. В табл. 1.1 наведено розрахункові варіанти у відповідності від стану гасителів ($\beta_1 = 100$ кН·с/м – робочий стан, $\beta_i = 0$ – непрацездатний стан).

Т а б л и ц я 1.1

Розрахункові варіанти

№ варіанта	Коефіцієнти демпфірування			
	Перший візок		Другий візок	
	β_1 , кН·с/м	β_2 , кН·с /м	β_3 , кН·с /м	β_4 , кН·с /м
1	100	100	100	100
2	0	100	100	100
3	100	100	0	100
4	0	100	0	100
5	0	0	100	100
6	0	100	100	0
7	0	0	0	100
8	0	0	100	0
9	0	0	0	0

За отриманими результатами щодо оцінки запасу стійкості колісних пар від сходження з рейок за мінімальними значеннями нормативного коефіцієнта k_{cc} встановлено, що запас стійкості вагона вичерпується при швидкості руху 115 км/год у випадку відмови всіх гасителів коливань (рис. 1.1, графік 9). В інших випадках непрацездатності гасителів коливань умови безпеки руху не порушуються.

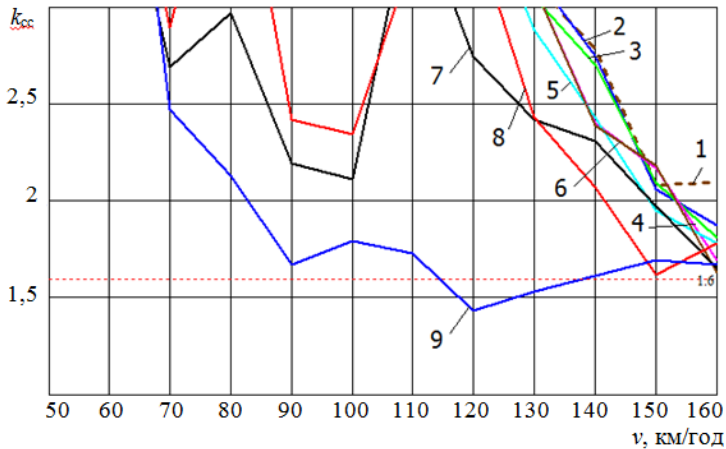


Рис. 1.1. Мінімальні значення коефіцієнта запасу стійкості k_{cc}

Для пасажирських перевезень важливою характеристикою є плавність ходу, показником якої є величина W_i з гранично допустимим значенням 3,25 [70]. За результатами розрахунків виходить, що у випадку, коли всі гасителі знаходяться у робочому стані, значення показника плавності ходу у вертикальному напрямку W_z перевищують граничний рівень при швидкості руху 130 км/год. Непрацездатність одного з гасителів коливань призводить до пониження комфортного рівня при швидкостях руху від 110 км/год. У разі непрацездатності двох гасителів коливань значення показника W_z перевищують граничний рівень при швидкості руху 100 км/год. Якщо ж у непрацездатному стані знаходяться три або чотири гасителі коливань вагона, наднормативне зростання показника плавності ходу W_z спостерігається при швидкостях руху від 90 км/год.

За розрахунковими даними більш чутливими до технічного стану гасителів коливань виявились показники плавності ходу у горизонтальному напрямку W_y . З рис. 1.2, де наведено графіки залежностей від швидкості руху максимальних значень W_y у відповідності

до розглянутих варіантів (табл. 1.1), видно, що, у разі відсутності відмов гасителів коливань (варіант 1), комфортність поїздок забезпечується при швидкостях руху до 115 км/год. Непрацездатність одного з гасителів коливань (варіанти 2 і 3) призводить до перевищення значеннями W_y граничного рівня при швидкостях руху, починаючи зі 100...110 км/год. При несправних двох гасителях коливань (варіанти 4 і 5) показник W_y перевищує граничний рівень при швидкості руху 100 км/год. Коли ж не працюють по одному гасителю коливань на візках (варіант 6), показник W_y перевищує допустиме значення при швидкості руху 80 км/год. Непрацездатний стан трьох або чотирьох гасителів призводить до наднормативного зростання показника плавності ходу, починаючи зі швидкостей руху в діапазоні 50 – 60 км/год. Непрацездатний стан трьох або чотирьох гасителів коливань вагона призводить до надмірного зростання значень показника W_y при швидкості руху 60 км/год (варіант 7), 70 км/год (варіант 8) і 50 км/год (варіант 9).

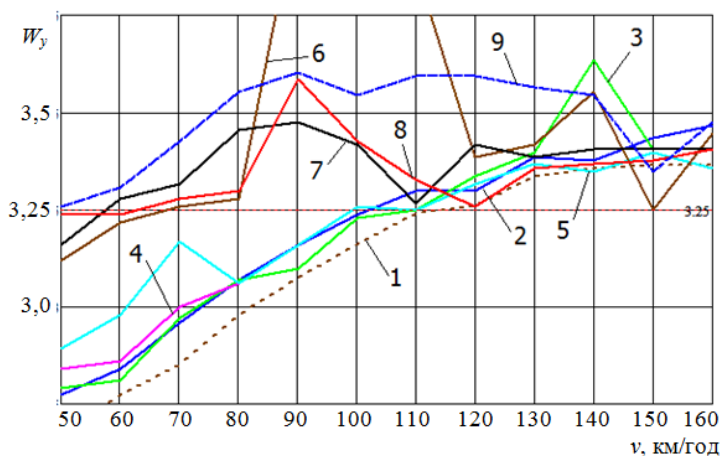


Рис. 1.2. Показники плавності ходу в горизонтальному напрямку

Результати проведених досліджень з вказаної проблеми показали, що відмова гасителів коливань, як правило, не є критичною щодо обмеження швидкості рухомого складу. Інша річ, що непрацездатність гасителів коливань суттєво впливає на комфортність поїздок пасажирів за показниками плавності ходу. Оскільки цей фактор в умовах експлуатації не регламентується, слід звернути увагу на унормування допустимих швидкостей руху за показниками плавності ходу.

1.3.2. Умови втрати вантажними вагонами стійкості від сходження з рейок

За результатами розслідувань багатьох транспортних подій виходить, що об'єктами аварійних ситуацій все частіше стають вантажні вагони [85-88]. До того ж відмічається схильність до втрати стійкості від сходження з рейок вагонів у порожньому стані [89].

З аналізу ряду випадків сходжень вантажних вагонів з рейок типові сходження вантажних вагонів з рейок мають наступні характерні ознаки:

1. До сходжень схильні порожні вагони з високим центром мас (вагони бункерного типу, цистерни, криті), з короткою базою (бункерного типу) і жорстким кузовом (цистерни);

2. Переважають сходження в «сухих» погодних умовах;

3. Сходження відбуваються як на прямих ділянках колії, так і в кривих з радіусом до 1000 м;

4. Сходження можливі як на вибігу, так і в окремих випадках виявлено вплив гальмування локомотивним гальмом;

5. Головним чином сходження відбувається при швидкостях руху вище за 50 км/год;

6. Нормовані параметри ходової частини вагонів, що зійшли, часто наближаються до граничних значень, що допускаються;

7. На розвиток аварійної ситуації, яка може призвести до сходжень рухомого складу, суттєвий вплив має технічний стан колії.

Цей далеко не повний перелік все ж таки показує, що основними чинниками, що обумовлюють можливі сходження з рейок порожніх вагонів, є конструкційні особливості окремих типів вагонів і стан їх ходових частин, а також колії. Зокрема, погіршенню показників безпеки руху вантажних поїздів сприяють конструкційні недоліки візків моделі 18-100 [90]:

- значна непідресорена маса, що безпосередньо взаємодіє з рейками;

- інтенсивне зношування клинових гасителів коливань і невідповідність характеристик демпфірування в порожньому і завантаженому станах вагона;

- недостатні конструктивний зазор і рівень сил тертя між надресорною і боковою балками візка;

- інтенсивне зношування опорних поверхонь п'ятникових вузлів;

- значні поздовжні і поперечні зазори між буксами і боковими рамами, що призводить до «збігання боковин»;

- недостатній міжремонтний пробіг, що не перевищує 160 тис. км.

Звичайно, що кожна транспортна подія пов'язана зі збігом низки несприятливих обставин, серед яких, тим не менше, завжди присутня провідна причина. Низький запас стійкості вантажних вагонів від

сходжень з рейок найчастіше обумовлюється їхніми незадовільними динамічними властивостями, які пояснюються конструкційними особливостями й технічним станом ходових частин.

Через конструкційні особливості візків моделі 18-100 ресорне підвішування вантажних вагонів у порожньому стані може частково або повністю втрачати свої демпфірувальні властивості. При цьому змінюється у бік зменшення жорсткість ресорного підвішування візка. Внаслідок цього знижуються власні частоти вертикальних коливань вагонів, що призводить до зменшення швидкостей руху, при яких виникають резонансні режими [91, 92]. Тому у резонансних режимах коливань в моменти повного розвантажування коліс при дії поперечної горизонтальної сили з'являється реальна загроза сходжень колісних пар з рейок. Ознаками недостатнього гасіння коливань є завищення клинів і ослаблення (розвантаження) підклинових пружин.

Збурення, які викликають резонансні режими рухомого складу, пов'язані як з періодичними нерівностями колії, так і з наявними дефектами на поверхнях кочення коліс. Навіть при допустимих дефектах коліс вони ініціюють розвиток резонансних явищ, коли швидкість руху вагона досягає критичної величини при збігу частоти обертання колісної пари f_K з однією з власних частот f_i , тобто $f_K = f_i$. Отже резонансна швидкість $V_p = L_K \cdot f_i$, де L_K – довжина кола кочення колеса.

На рис. 1.3 показано схему визначення резонансних швидкостей для порожніх вагонів. Тут променями I і II зображено залежності частот обертів колісних пар з повною (I) та граничною (II) товщиною ободів коліс. Резонансні швидкості $V_p^{(i)}$ ($i = 1, 4$) знаходяться за точками перетину променів I і II з горизонталями власних частот вертикальних коливань f_B і f_B^* відповідно при номінальній і зменшеній (внаслідок виключення підклинових пружин) жорсткостях ресорного підвішування. Тобто резонансні швидкості можуть приймати значення в діапазоні від $V_p^{(1)}$ до $V_p^{(4)}$. В реальних умовах експлуатації в залежності від моделей порожніх вагонів і товщини ободів коліс резонансні швидкості можуть знаходитись в діапазоні 30...60 км/год. Отже резонансні швидкості порожніх вагонів потрапляють в діапазон робочих швидкостей руху вантажних поїздів.

Найбільш небезпечним для порожніх вагонів є швидкісний діапазон $V_p^{(1)} - V_p^{(2)}$ км/год, якому відповідають випадки недостатнього або відсутнього демпфірування коливань. У резонансних режимах коливань галопування та підсакування в моменти повного розвантаження коліс у разі дії поперечних горизонтальних сил з'являється реальна загроза сходжень колісних пар з рейок.

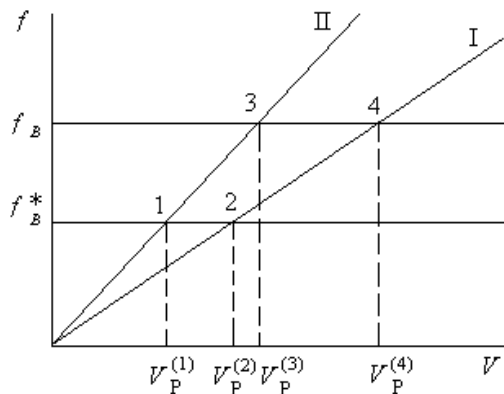


Рис. 1.3. Схема визначення резонансних швидкостей

Крім сприяння появи резонансних режимів, ослаблення клинної системи призводить до втрати зв'язаності візка, що, у свою чергу, веде до так званого «забігання боковин», через яке перекошується візок, а отже і колісні пари. Кути перекосу колісних пар збільшуються зі збільшенням зазорів між корпусами букс і боковими балками. Рух візка у перекошеному стані погіршує умови безпеки руху через те, що сприяє накопчуванню коліс на рейки. До того ж недостатня зв'язаність складеної рами візка призводить до втрати стійкості вантажних вагонів відносно виникнення самозбудних коливань виляння [19].

Визначення конкретних причин, що призводять до втрати стійкості вагонів в колії, вимагає поглиблених досліджень з залученням сучасного наукового інструментарію, застосовуваному в галузі динаміки рухомого складу. Для того, щоб мати змогу встановлювати вплив динамічних явищ за всією сукупністю обставин, що супроводжували сходження, потрібна розробка узагальненої комп'ютерної моделі динаміки поїзда з деталізованим відображенням одиниці рухомого складу, що зійшла першою. Така модель дозволить охопити усю множину впливових чинників і виявити з них найбільш значущі щодо обставин сходження, відновлюваних на підставі комп'ютерного експерименту.

Такий підхід дозволить поглибити пошукові розслідування причин сходжень вагонів, що буде сприяти розробці заходів щодо попередження транспортних подій, підвищить рівень безпеки руху поїздів та збільшить ефективність прогнозованих оцінок щодо динамічних показників рухомого складу, що загалом поліпшить умови для попередження транспортних подій, пов'язаних зі сходженням колісних пар з рейок.

1.4. Оновлення нормативної бази для забезпечення технічної експлуатації рухомого складу

Умови безпеки руху поїздів в механічному сенсі визначаються, перш за все, конструкційними характеристиками і технічним станом ходових частин рухомого складу та колії. Відповідні чинники набувають все більшої ваги з об'єктивним підвищенням вимог до якості перевезень пасажирів і вантажів. Разом з тим, чинні нормативні документи, на підставі яких виконуються роботи з проектування й модернізації рухомого складу колії 1520 мм, орієнтують виробників промислових та ремонтних підприємств на застарілі підходи щодо систем контролю якості й допуску до експлуатації рухомого складу. Крім того, потребують перегляду методи і засоби, що традиційно використовуються при випробуваннях рухомого складу. Тому нині конче потребує прискореного вирішення питання оновлення нормативної документації, яка має складати основу для створення та приймання одиниць рухомого складу за сучасними світовими вимогам щодо критеріїв безпеки руху, міцнісної надійності, плавності ходу та допустимої дії на колію.

1.4.1. Порівняння нормативних вимог щодо рухомого складу колій 1520 мм і 1435 мм

З порівнянь нормативних вимог стосовно оцінки динамічних якостей та дії на колію рухомого складу колії 1520 мм, з одного боку, та відповідних європейських нормативних документів, з другого, можна констатувати про значне розходження у підходах як до розрахункових випадків, так і до оцінки ходових властивостей рухомого складу (табл. 1.2).

Щодо розбіжностей у нормативних вимогах слід зауважити, що, наприклад, оцінка показників безпеки руху за нормами для колій 1520 мм ведеться за методикою, яка не відображає дійсних умов, які підвищують ризики щодо сходу локомотивів і вагонів з рейок, оскільки не враховується часовий фактор. Плавність ходу оцінюється за показниками, які визначаються з використанням методики, розробленої кілька десятиріч тому.

Значне розходження у підходах як до розрахункових випадків, так і до оцінки ходових властивостей рухомого складу колій 1520 і 1435 мм пояснюється, перш за все, тим, що нормативні документи, які діють на залізницях України, застарілі і потребують перегляду. Крім того, ці документи не передбачають вимог до швидкісного рухомого складу. Досі зберігається штучний розподіл нормативних документів за видами рухомого складу [70, 71, 73].

Таблиця 1.2

**Співставлення систем динамічних показників рухомого складу залізниць
колій 1520 мм і 1435 мм**

На колії 1520 мм	На колії 1435 мм
1	2
Коефіцієнт запасу стійкості колісної пари від сходу з рейок	Не визначається
Коефіцієнт запасу стійкості від перекидання	Не визначається
Рамні сили в долях осьового навантаження	Не визначається
Не визначається	Критерій Надаля – відношення бокової та вертикальної сил взаємодії коліс з рейками
Не визначається	Значення суми направляючих сил (або бокових буксових сил)
Не визначається	Прискорення: - прискорення кузова у горизонтальному та вертикальному напрямках; - прискорення ходових частин
Не визначається	Критерій Прюдона – показник стійкості рейко-шпальної решітки від зсуву
Не визначається	Показник опору поворотам візка відносно рами кузова
Коефіцієнт вертикальної динаміки (за ступенями підвішування)	Не визначається
Коефіцієнт конструктивного запасу (за ступенями підвішування)	Не визначається
Горизонтальні та вертикальні прискорення кузова	Прискорення кузова: а) квазістатичні прискорення; б) максимальні прискорення; в) середньоквадратичне значення прискорень
Показники плавності ходу	Показники комфорту пасажирів залежно від вібрації
Частота згинальних коливань кузова	Не визначається

За відсутності сучасної вітчизняної нормативної бази зі створення і допуску до експлуатації рухомого складу необхідною стає розробка нової нормативної документації, яка б складала основу для проектування екіпажних частин за критеріями забезпечення безпеки руху, міцнісної надійності, плавності ходу і допустимої дії на колію. Процедури допуску

до експлуатації нового рухомого складу мають бути пов'язані з відповідними розрахунками та комплексними випробуваннями, метою яких є встановлення відповідності нової залізничної техніки вимогам гарантованої безпеки.

З огляду на відсутність нормативної бази щодо допуску до експлуатації швидкісного рухомого складу, природним є запозичення досвіду залізниць, що освоїли швидкісний і високошвидкісний рух. Тому в справі створення вітчизняної нормативної бази логічним є шлях освоєння міжнародних норм і стандартів.

Європейські стандарти більш інтегровані й систематично оновлюються, підтримуючи нові підходи до проєктування і ґрунтуючись на сучасних досягненнях науки і техніки. Тому виникає необхідність у гармонізації вітчизняної нормативної бази для створення нової техніки залізниць, зокрема швидкісного рухомого складу. Крім того, потребують перегляду методи і засоби, що традиційно використовуються при випробуваннях рухомого складу.

1.4.2. Гармонізація вимог до натурних випробувань рухомого складу

Вимоги, які висуваються щодо проведення випробувань рухомого складу залізниць на коліях різних стандартів 1520 мм і 1435 мм, дещо подібні. Зокрема:

- підготовка вагона до випробувань починається з його обкатки на магістральних ділянках колій для «прироблення» ходових частин, потім проводиться ретельне обмірювання колісних пар з буксовими вузлами й іншими елементами візків;

- для проведення ходових випробувань формується дослідний поїзд, який має у своєму складі локомотив, вагон-лабораторію, один або декілька дослідних вагонів, а також, як правило, вагон-еталон для зіставлення експериментальних даних;

- випробування проводяться на спеціальних експериментальних полігонах (якщо такі є) або на тимчасово виділених для дослідних поїздок ділянках магістральних колій. Полігонні і мережеві ділянки залізничної колії, що використовуються для випробувань, повинні бути статистично представницькими за конструкцією, поточним станом, планом та профілем;

- дослідні поїздки проводяться як на прямих ділянках колії, так і на кривих, а також на стрілочних переводах у всьому проєктному діапазоні допустимих експлуатаційних швидкостей за можливості аж до перевищення конструкційної швидкості на 10%, якщо за даними оперативного аналізу це не загрожує безпеці руху;

- випробування проводяться в завантаженому і порожньому режимах (в окремих випадках і при частковому завантаженні);

- дослідні дані групуються за діапазонами швидкості руху, характерними особливостям ділянки колії, режимами руху (розгін, вибіг, гальмування) та рівнем завантаження вагонів. У процесі обробки й аналізу даних встановлюються характерні види коливань вагона, визначаються їх частоти, оцінюється залежність характеру та інтенсивності коливань від умов руху.

Засадничим документом з приймання та допуску рухомого складу до експлуатації на залізницях країн ЄС документ EN14363 [76], що встановлює вимоги, які значно відрізняються від тих, що діють на залізницях України. В цьому документі визначено методи, засоби й умови проведення випробувань рухомого складу з визначення якостей ходових характеристик. Комплекс контрольних експериментальних досліджень складається зі стаціонарних випробувань і випробувань на колії.

Випробування екіпажа рухомого складу проводяться для оцінювання:

- відповідності його виконання технічній документації та технічним умовам;

- міцності несівної конструкції;
- безпеки руху та плавності ходу;
- безвідмовності й ефективності роботи гальм.

Обов'язкові випробування кваліфікуються за такими групами:

- міцнісні випробування (статичні випробування рами, випробування підняттям, випробування на співудари, динамічні випробування);
- випробування на безпеку руху колією з нерівностями;
- випробування на плавність ходу;
- статичні й ходові випробування гальм;
- експлуатаційні випробування.

До технічних даних транспортного засобу, за якими оцінюються його ходові характеристики, відносяться: розрахункова максимально допустима швидкість транспортного засобу; розрахункова недостача піднесення рейки, що допускається; найменший радіус кривої, яка повинна долатися; конструкція колеса; база візка і відстань між центрами візків; висота центра мас; вага транспортного засобу; розподіл навантаження по колесах і осях; непідресорена маса; первинно підвішена маса; вторинно підвішена маса; моменти інерції кузова транспортного засобу (щодо осі z); крутильна жорсткість кузова транспортного засобу; крутильна жорсткість рами візка; тягове зусилля; розміри колеса і колісної пари; профілі коліс; характеристики первинного вертикального підвішування; характеристики вторинного вертикального підвішування; характеристики напрямляння осей; характеристики вторинного поперечного підвішування; поворотний момент візка; момент інерції візка (щодо осі z). Ці параметри визначаються

і узгоджуються з замовником рухомого складу на відповідність певній конструкції та експлуатаційним вимогам.

Попередньо виконуються випробування з оцінкою можливостей транспортного засобу працювати в умовах граничного за геометрією розташування колії. Це статичні і квазістатичні випробування, які включають вимірювання сил і переміщень між різними компонентами транспортного засобу. Під час цих випробувань здійснюється вимірювання статичного навантаження на колеса та моменту опору повороту візка, проводиться оцінка безпеки проти сходу колісних пар з рейок під дією поздовжніх сил у S-подібних кривих. Крім того, для оцінки поперечних повертальних характеристик визначаються бічні переміщення транспортного засобу при надлишку і недостатці піднесення зовнішньої рейки в кривих.

Статичні міцнісні випробування здійснюються на горизонтальні та вертикальні навантаження. Випробування на підняття кузова відповідають умовам виконання ремонтних робіт. У ході зазначених випробувальних робіт не повинні виникати залишкові деформації, що встановлюється перевіркою геометрії транспортного засобу.

Умови ходових динамічних випробувань передбачають дослідні поїздки на прямолінійних і криволінійних ділянках колії. Випробування відбуваються на експлуатаційних лініях. Обов'язковою вимогою є наявність кривих з радіусами 250...400 м. Фіксованих ділянок колії у зоні випробувань повинно бути не менше як 25. Залежно від плану колії довжина вимірних ділянок колії становить від 70 до 500 м. Максимальна швидкість руху на випробувальних ділянках повинна дорівнювати конструкційній швидкості з додатком 10%.

Під час випробувань колеса вагонів повинні мати профілі поверхонь кочення, котрі відповідають природному спрацюванню у процесі експлуатації. Нові вагони, для яких невідома картина спрацювання коліс в експлуатації, попередньо випробовуються з новими профілями коліс. Остаточні висновки щодо їхніх динамічних властивостей формулюються після випробувань з колесами, що мають експлуатаційні спрацювання. Припускається можливість, за якої профілі коліс відповідали б розрахунковим значенням еквівалентної конусності не менше як 0,15 – на рейках з нахилом $1/40$ і 0,10 – на рейках з нахилом $1/20$.

Еквівалентна конусність – це параметр, який кращим чином характеризує взаємодію контакту колесо-рейка. Дійсне значення еквівалентної конусності отримують тільки на прямих та кривих великого радіусу. Високий рівень еквівалентної конусності підвищує можливість сходу. Значення еквівалентної конусності в залежності від швидкості наведені в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

Максимальні значення еквівалентної конусності

Допустима швидкість	Еквівалентна конусність
$V \leq 140$ км/год	$\leq 0,5$
$140 < V \leq 200$ км/год	$\leq 0,4$
$200 < V \leq 230$ км/год	$\leq 0,35$
$230 < V \leq 250$ км/год	$\leq 0,3$
$250 < V \leq 280$ км/год	$\leq 0,25$
$280 < V \leq 350$ км/год	$\leq 0,15$

За можливості випробування мають проводитись в обох напрямках руху поїзда. Важливим є також стан рейок: рейки мають бути сухими. Щодо інших умов випробувань, то нормативними документами передбачається також положення вагона в складі поїзда.

За європейськими нормами існують два методи вимірювання величин для оцінки динамічних якостей рухомого складу: нормальний і спрощений. При нормальному методі вимірюють сили взаємодії коліс і рейок (бокова Y та вертикальна Q складові), як мінімум для кожної зовнішньої осі візка. Технічні вимоги розраховують на те, що підрозділ, що здійснює приймальні випробування, має у своєму розпорядженні устаткуванням, яке здатне визначити сили Y і Q .

При спрощеному методі, який застосовується у випадках, коли випробуванням піддаються модифіковані вагони, або коли змінюються умови експлуатації, застосовуються два способи вимірювань:

- 1) замість сил взаємодії коліс і рейок дозволяється вимірювати бічну силу H між колісною парою і рамою візка, так звані буксові сили;
- 2) вимірюються лише прискорення кузова та ходових частин у горизонтальному та вертикальному напрямках.

При проведенні ходових динамічних випробувань вагонів колії 1520 мм не передбачається вимірювань вертикального навантаження від коліс на рейки та бокових сил взаємодії гребенів коліс з головками рейок. Тому розрахунок коефіцієнта запасу стійкості проводять на підставі вимірювань прогинів ресорного підвішування і так званих рамних сил, що діють у характерних перерізах бокових рам візків. Крім того, вимірюються вертикальні і горизонтальні (поперечні) прискорення кузова в п'ятникових зонах.

Необхідний обсяг дослідних поїздок і вимірювань встановлюється програмами і методиками з урахуванням конкретних завдань, особливостей і ступеню новизни конструкції і висунутих до неї вимог.

Для забезпечення безпеки руху згідно європейських нормативних документів з граничними значеннями при нормальному методі вимірювань аналізуються такі показники, як максимальна сума направляючих сил $\Sigma Y_{\max}$ максимальне відношення $(Y/Q)_{\max}$, ковзне середньоквадратичне значення направляючих сил ΣY_{rms} , а також прискорення кузова та ходових частин. При спрощеному методі цими показниками є максимальна сума бокових буксових сил $H_{\max}$ і ковзне середньоквадратичне значення бокових буксових сил H_{rms} або прискорення кузова та ходових частин.

Для оцінки ходових якостей вагонів колії 1520 мм за величинами виміряних прискорень, рамних сил і прогинів ресор визначаються ймовірні максимальні значення коефіцієнтів вертикальної динаміки і горизонтальних рамних сил та ймовірні мінімальні значення коефіцієнтів запасів стійкості від сходу з рейок і перекидання.

При визначенні коефіцієнта запасу стійкості колісної пари від сходу з рейок на колії 1520 мм обчислюється відношення вертикального навантаження рейки від колеса, що набігає, до бокового зусилля взаємодії гребеня цього колеса і головки рейки. Згідно європейських норм знаходиться відношення бічної сили, що діє на колесо, до вертикального навантаження, тобто обернене до відповідного відношення, що обчислюється при визначенні коефіцієнта запасу стійкості.

Оцінка результатів випробувань вагонів як на колії 1520 мм, так і на колії 1435 мм проводиться шляхом порівняння отриманих та відповідним чином оброблених експериментальних даних щодо показників міцності і ходових якостей вагонів з нормативними величинами.

Оцінка безвідмовності й ефективності гальм визначається за результатами статичних і ходових випробувань гальмівних систем. При статичних випробуваннях проводяться пробні гальмування, відпуски гальм, перевіряється щільність пневматичної частини. Ходовими випробуваннями передбачається визначення гальмівного шляху, для чого при різних швидкостях руху дослідна одиниця рухомого складу відчіплюється від дослідного поїзда.

Експлуатаційні випробування проводяться для оцінки функціональної придатності екіпажа. Упродовж року дослідної експлуатації пробіг повинен складати близько 120 тис. км.

2. МЕТОДИ ОЦІНКИ ЗАБЕЗПЕЧЕНОСТІ БЕЗПЕКИ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РУХОМОГО СКЛАДУ

Аналіз досліджень динаміки і безпеки руху рейкових транспортних засобі дає підстави для твердження, що проблемними напрямками розвитку методів оцінки ризиків сходження рухомого складу з рейок є: оперативне встановлення ймовірних чинників сходження; оцінювання ризику сходження за характеристиками технічного стану ходових частин рухомого складу та колії. На відміну від оперативного встановлення причин сходження рухомого складу з рейок оцінювання ризиків сходження виявляється завданням з декількома критеріями безпеки руху. В якості ризику сходження прийнята інтегрована імовірнісна міра, пов'язана з умовами порушення будь-якого з критеріїв безпеки на множині типових експлуатаційних режимів. Теоретичну основу, спільну для обох напрямків, складають достатньо розроблені на даний час методи обчислювальної механіки, які втілюються в сучасному програмному забезпеченні, призначеному для моделювання динаміки рухомого складу.

2.1. Метод оперативного розслідування сходження рухомого складу з рейок

Оперативне розслідування сходжень рухомого складу з рейок ґрунтується на комплексному аналізі показників безпеки й залученні відповідного математичного апарату, що надає змогу встановити значущість або вагомість кожного з чинників. Зокрема застосовуються методи обчислювальної механіки, теорія планування експерименту, факторний аналіз, теорія ймовірностей, прийняття рішень та штучного інтелекту [93].

2.1.1. Загальна характеристика розроблюваного метода

Метод оперативного розслідування сходження рухомого складу з рейок (далі – метод ОРС) призначено для виявлення серед можливих механічних причин транспортних подій найсуттєвіших, щоб на підставі отриманих даних знаходити напрямки подальшого удосконалення вимог безпеки руху щодо стану утримання вантажних вагонів і колії й умов їх раціональної експлуатації щодо забезпечення прийняттого рівня безпеки

руху. Метод ОРС встановлює загальний методичний порядок проведення шляхом комп'ютерного моделювання динаміки рухомого складу багатоваріантних досліджень щодо розрахунку показників безпеки руху вантажних вагонів, що зійшли з рейок, та виявляє значущість технічних чинників, які спровокували певну подію.

Комп'ютерні моделі динаміки рухомого складу, розроблювані за методом ОРС обумовлюють певні відмінності у порівнянні з моделями динаміки рухомого складу, що розроблюються за іншим призначенням, наприклад, з метою вибору раціональних параметрів підвищування або прогнозування рівня навантаженості кузова й ходових частин. Загальним при розробці комп'ютерних моделей динаміки за різними призначеннями є використання підходу системи твердих тіл та застосування спеціалізованого програмного забезпечення.

Динамічні моделі рухомого складу, що розроблюються з метою дослідження сходжень з рейок, містять принципові відмінності від моделей іншого призначення. В першу чергу, вони мають відображати не тільки конструкційні особливості рухомого складу, що досліджується, а й враховувати усі ймовірні чинники, що провокують сходження, зокрема, такі, що відображають технічний стан рухомого складу й колії. При побудові моделей динаміки за формалізмом системи твердих тіл, відбивається структура рухомого складу й параметри. При цьому варіювати чинниками можливо тільки за рахунок належної параметризації моделі, залишаючи незмінною її структуру. Отже моделі динаміки рухомого складу, котрі призначено для дослідження сходжень, мають враховувати значно більший обсяг інформації, щоб адекватно відобразити подію.

Динамічна комп'ютерна модель може бути розроблена з різним ступенем деталізації, що відбивається на межах області її застосування. Ступінь деталізації моделей динаміки окремих одиниць залізничного рухомого складу або поїзда в цілому також безпосередньо залежить від обставин події сходження, що в різних випадках відрізняються.

Проведені дослідження щодо розслідування сходжень вантажних вагонів з рейок виявили зв'язаність цих подій не тільки з конструкційними, а й з експлуатаційними особливостями вагонів. Тому комп'ютерні моделі динаміки, що залучаються для розслідування сходжень, мають надавати можливість врахування експлуатаційного зносу деталей та вузлів і забезпечувати варіювання цими параметрами.

З використанням таких комп'ютерних моделей проводиться дослідження динамічних процесів, які супроводжували рух того чи іншого екіпажу на ділянці сходження. Тому належить визначити всі показники, що характеризують безпеку руху. При цьому особливої уваги потребує

відображення взаємодії коліс з рейками, що обумовлює необхідність модельного опису робочих поверхонь коліс і рейок.

Оперативне розслідування сходження рухомого складу з рейок, в першу чергу, ґрунтуються на розробці адекватних комп'ютерних моделей динаміки вагонів або поїзда. Застосування підходу підсистем щодо розробки комп'ютерних моделей динаміки, а саме, створення базових моделей вантажних вагонів розповсюджених типів, надає можливість проведення комп'ютерного моделювання динаміки не тільки окремого вагона, а й поїзда в цілому. При цьому для дослідження сходження доцільно більш детально відображати всі особливості вагона, який зійшов з рейок першим.

Таким чином, в моделі поїзда, вагони якого зійшли з рейок, зберігаються основні експлуатаційні особливості як поїзда, так і окремих вагонів. При цьому забезпечується можливість кількісно оцінювання величини динамічних показників безпеки руху вантажних вагонів, серед яких особливе місце займають показники силової взаємодії коліс з рейками, що не піддаються безпосередньому вимірюванню. Крім того, за рахунок використання різної ступені деталізації моделей досягається раціональне співвідношення між складністю загальної моделі динаміки поїзда й обсягом інформації, яка є необхідною при встановленні причин сходження.

Метод ОРС ґрунтується на засадах факторного аналізу, де інтервали варіювання чинників події представлені в натуральних одиницях вимірювання. При цьому оцінювання показників безпеки за кожним дослідом плану експерименту також здійснюється з врахуванням їх розмірності. Внаслідок цього побудована за результатами методу ОРС функція множинної регресії за обраним показником безпеки руху дозволяє не тільки визначити значущість чинника події сходження, але й встановити рівень чинників, при перевищенні яких порушуються критерії безпеки руху, тобто визначати границі області з прийнятним рівнем безпеки руху.

Загальна процедура методу ОРС полягає в побудові функції множинної регресії від певних факторів, де в якості незалежних змінних (факторів) виступають чинники, що супроводжували подію сходження рухомого складу з рейок. В якості залежної змінної розглядається показник безпеки руху, й результати, за якими здійснюється побудова функціональної залежності, отримуються на підставі проведення комп'ютерного експерименту шляхом використання певної математичної моделі динаміки рухомого складу.

Теоретичне обґрунтування методу ОРЗ полягає в застосуванні положень теорії планування експерименту та факторного аналізу. В математичних термінах метод ОРЗ формулюється як вибір факторів

експерименту, встановлення їх рівнів та інтервалів варіювання, побудова плану експерименту й проведення згідно розробленого плану дослідів з визначенням відгуків системи на зміну факторів та отримання рівнянь регресії, коефіцієнти яких характеризують вплив факторів на відгуки системи.

2.1.2. Формування множини чинників

Першим етапом методу ОРС є встановлення множини ймовірних чинників сходження $F = \{f_1, f_2, \dots, f_k\}$, за якими в подальшому формується план і проводиться комп'ютерний експеримент. В межах використання методу ОРС усі обставини, характеристики й параметри події сходження умовно поділяються на три групи чинників:

- «сталі», до яких віднесено особливості конструкції вагонів й устрій колії за планом і профілем на ділянці сходження;
- «квазісталі», до яких віднесено чинники, що в цілому відбивають експлуатаційні параметри й характеристики, змінні в різних подіях сходжень, зокрема, геометричні розміри деталей та вузлів ходових частин вагонів, які мають розкид значень в широких межах внаслідок технологічних допусків та експлуатаційного зношування;
- стохастичні, стосовно яких інформація взагалі відсутня.

Такий поділ чинників проведено з огляду на значну кількість чинників події сходження, а також недостатність інформації стосовно окремих з них. Крім того, розробка комп'ютерних моделей динаміки рухомого складу, за якими визначаються показники безпеки руху під час комп'ютерного експерименту, не є тривіальним завданням. Метод системи твердих тіл, за яким наразі проводиться моделювання динаміки рухомого складу, враховує структуру вагонів або локомотивів і відбиває її в розроблюваній комп'ютерній моделі. Водночас, не розроблено підходів, що дозволяють варіювати структурою системи, тоді як параметричне варіювання в моделях динаміки не викликає ускладнень. Отже, ще на етапі розробки комп'ютерної моделі динаміки рухомого складу мають бути враховані конструкційні особливості й забезпечена можливість відбиття в моделі всіх чинників, за якими буде в подальшому проводитися комп'ютерний експеримент, а саме чинників події сходження.

За чинниками події сходження, віднесених до «сталих», формування варіантів плану комп'ютерного експерименту не здійснюється, їх значення визначаються в комп'ютерній моделі динаміки вагона одноразово і не змінюються на протязі всього комп'ютерного експерименту. Формування множини ймовірних чинників події сходження $F = \{f_1, f_2, \dots, f_k\}$, за якими

проводиться комп'ютерний експеримент, виконується за чинниками, що віднесено до «квазісталих».

При формуванні множини чинників F для проведення комп'ютерного експерименту щодо технічного стану вантажного вагона, що зійшов з рейок першим, за методом ОРС рекомендується включати:

- радіуси коліс вагона r_j , ($j = \overline{1,8}$);
- просідання пружин ресорних комплектів Δh_j , ($j = \overline{1,4}$);
- зазори в ковзунах Δzkl_j , ($j = \overline{1,4}$);
- знос в підп'ятникових вузлах в поздовжньому wp_j і поперечному напрямках wg_j , ($j = \overline{1,2}$);
- зазори в буксових прорізах в поздовжньому напрямку $w_{-}b_j$, ($j = \overline{1,16}$);
- завищення клинів kl_j , ($j = \overline{1,8}$).

Прийнята кількість факторів K залежить від обставин певної події сходження й може мінятися в широких межах. При цьому потрібно враховувати те, що загальна кількість варіантів розрахунків, необхідних для проведення комп'ютерного експерименту, експоненціально залежить від K . Отже, при формуванні множини чинників F належить приймати заходи щодо обґрунтованого обмеження кількості чинників, обираючи їх за принципом «необхідності й достатності».

Практичне використання методу ОРЗ включає встановлення рівнів та інтервалів I_k кожного чинника, включеного до переліку F . Теоретично для кожного з відібраних чинників можливо обрати декілька рівнів l , наприклад, 2, 3 або й більше. Але виходячи з того, що збільшення кількості рівнів приводить до збільшення кількості дослідних варіантів, а також доцільніше встановлювати однакове число рівнів за всіма факторами, рекомендується для оперативного розслідування сходження використовувати мінімальне число рівнів $l = 2$.

Інтервал варіювання I_k й основний (нульовий рівень) за кожним фактором визначаються як

$$I_k = \frac{f_{k\max} - f_{k\min}}{2}, \quad (2.1)$$

$$f_{0k} = \frac{f_{k\max} + f_{k\min}}{2}, \quad (2.2)$$

де $f_{k \min}$ і $f_{k \max}$ – це мінімальне (рівень 1) й максимальне (рівень 2) значення факторів.

Крім того, для подальшого спрощення розрахунків замість реальних (натурних) рівнів f_k використовуються нормовані значення чинників, що здійснюється за допомогою перетворення:

$$f_k = \frac{\tilde{f}_k - f_{k0}}{I_k}, \quad (2.3)$$

де $\tilde{f}_k$ – натуральне значення фактора; I_k – інтервал варіювання; f_{k0} – основний рівень; f_k – нормоване значення.

В результаті цього перетворення кожний фактор f_k приймає на границях варіювання значення $f_k = \pm 1$, а на основному рівні – $f_k = 0$.

2.1.3. Організація проведення експерименту

На підставі одного розрахунку (далі дослід) на підставі комп'ютерного моделювання з прийнятним ступенем точності кількісно обчислюються значення показників безпеки руху вантажного вагона, що рухався з певною швидкістю V_c на ділянці сходу L_c .

Як показали проведені дослідження, для здійснення комп'ютерного експерименту з визначення впливу чинників на сходження вантажних вагонів за методом ОРЗ достатньо прийняти загальний шлях вагона $L_c = 300$ м. При цьому мають також бути відтворені всі особливості колії щодо характеристик й геометрії профілів рейок та стану утримання на відрізку L_c . Щоб відобразити стан утримання колії на підставі даних колієвимірювального вагона за розробленим алгоритмом формуються нерівності рейок з лівого і правого боку в горизонтальному й вертикальному напрямках. При цьому принципове значення має «синхронізація» нерівностей за ділянкою сходу і місцем події сходження.

Виходячи з цілі дослідження й значної кількості необхідних розрахункових варіантів, які виникають при математичному опису завдання розслідування сходження, перебирання факторів з множини $F = \{f_1, f_2, \dots, f_K\}$ має бути впорядкованим і ґрунтуватися на теорії планування експериментів, щоб забезпечити отримання максимальної кількості інформації при проведенні найменшої кількості дослідів.

Прийняття рішення щодо плану експерименту покладається на дослідника. Основними вимогами, що висуваються до плану експерименту, є їх ортогональність і рототабельність. В ортогональному

плані виконується умова парної ортогональності стовпчиків матриці планування. Використання ротатабельного плану забезпечує для будь-якого напрямку від центру експерименту рівнозначність точності оцінювання функції відгуку на рівних відстанях від центру експерименту.

За екстремальними значеннями показників безпеки руху, що визначені на ділянці сходження за кожним дослідом, здійснюється їх опрацювання щодо побудови функції множинної регресії від факторів за методом найменших квадратів. Рівняння множинної регресії обрано з врахуванням головних лінійних ефектів факторів і їх взаємодії не вище другого порядку у вигляді:

$$y = Y(f_1, f_2, \dots, f_K) = b_0 + b_1 f_1 + \dots + b_K f_K + b_{1,1} f_1 f_1 + b_{1,2} f_1 f_2 + \dots b_{K,K} f_K f_K, \quad (2.4)$$

де b_0 – вільний член рівняння; b_k ($k = \overline{1, K}$) – головний (лінійний) ефект k -го фактору; b_{k_1, k_2} ($k_1 = \overline{1, M}, k_2 = \overline{1, M}$) – ефекти взаємодії факторів і квадратичні ефекти.

Шукані коефіцієнти b_0, b_k, b_{k_1, k_2} рівняння (2.4) визначаються в результаті розв'язку системи рівнянь наступного вигляду:

$$y_i = b_0 + b_1 f_{1i} + \dots + b_K f_{Ki} + b_{1,1} f_{1i} f_{1i} + b_{1,2} f_{1i} f_{2i} + \dots b_{K,K} f_{Ki} f_{Ki}, \quad (i = \overline{1, N}), \quad (2.5)$$

де f_{ki} – значення k -го фактору при проведенні i -го дослідів; y_i – екстремальні значення показника безпеки руху, що визначені на ділянці події сходження.

Зазначене завдання вирішується відповідно принципу максимальної правдоподібності, що забезпечує обчислення коефіцієнтів b_0, b_k, b_{k_1, k_2} за методом найменших квадратів. При цьому мінімізується функція $\Phi(b_0, b_1, \dots, b_{K,K})$, яка сформована за принципом

$$\Phi(b_0, b_1, \dots, b_{K,K}) = \sum_{i=1}^n [(y_i - Y(f_i, b_0, b_1, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{K,K}))^2]. \quad (2.6)$$

Таким чином ця задача зводиться до системи рівнянь, що отримуються як перші похідні від функції Φ за кожним параметром $b_0, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{K,K}$:

$$\begin{cases} \frac{\partial \Phi}{\partial b_0} = 0 \\ \frac{\partial \Phi}{\partial b_1} = 0 \\ \dots \\ \frac{\partial \Phi}{\partial b_{K,K}} = 0 \end{cases} . \quad (2.7)$$

Після запису системи рівнянь (2.7) з врахування (2.6) отримуємо систему лінійних рівнянь щодо визначення параметрів $b_0, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{K,K}$:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n [y_i - Y(f_i, b_m)] \cdot Y'_{b_0}(f, b_1, b_2, \dots, b_{K,K}) = 0 \\ \sum_{i=1}^n [y_i - Y(f_i, b_m)] \cdot Y'_{b_1}(f, b_0, b_1, \dots, b_{K,K}) = 0 \\ \dots \\ \sum_{i=1}^n [y_i - Y(f_i, b_m)] \cdot Y'_{b_m}(f, b_0, b_1, \dots, b_{K,K}) = 0 \end{cases} . \quad (2.8)$$

Розв'язавши систему рівнянь (2.8) відносно параметрів $b_0, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{K,K}$, знаходимо всі коефіцієнти, а отже й конкретний вигляд шуканої функції регресії. Для обчислення коефіцієнтів застосовано числовий метод Ньютона-Гаусса, за яким розроблено комп'ютерну програму в системі Mathcad, що була протестована при обробці даних комп'ютерного експерименту щодо можливості сходження напіввагона в порожньому стані.

Встановлено, що включення в функцію регресії (2.5) додаткових членів, які враховують взаємодію факторів вище другого порядку, переускладнює модель регресії і не надає додаткової інформації щодо оцінювання впливу чинників події сходження на показники безпеки руху, зокрема, на коефіцієнт запасу стійкості колеса проти сходження з рейок за умов вкочування гребеня колеса на головку рейки k_{cc} [70].

В результаті розрахунку коефіцієнтів $b_0, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{K,K}$ визначається аналітичний опис функціонального зв'язку показників безпеки руху з чинниками динамічної системи за результатами проведеного експерименту, що дозволяє оцінювати вплив цих чинників на рівень показників. Таким чином, коефіцієнти $b_0, \dots, b_K, b_{1,1}, \dots, b_{K,K}$ характеризують внесок кожного фактора й їх взаємодії в значення

показника безпеки руху вагона на ділянці сходження. Процес переносу початку координат в центр простору факторів з координатами дуже важливий при обробці даних будь-яких експериментів, що описуються моделлю у вигляді гіперплощини, оскільки дозволяє отримати усереднене значення для b_0 .

Принциповим етапом використання методу ОРЗ є з'ясування, за яким з показників безпеки руху слід аналізувати вплив чинників на подію сходження. За допомогою комп'ютерних моделей динаміки вагонів на підставі моделювання проводиться дослідження силової взаємодії вагона з колією. Вихідні величини, що отримуються за кожним дослідним варіантом, включають повний спектр унормованих показників безпеки руху й динамічних якостей вагона [70].

З аналізу матеріалів розслідувань транспортних інцидентів виходить, що найбільш поширеним механізмом сходження вантажних вагонів з рейок є перекочування колеса через головку рейки. Тому при розробці методу ОРС враховано, що для вантажних вагонів основним показником безпеки руху є коефіцієнта запасу стійкості проти сходження з рейок за умов вкочування гребеня колеса на головку рейки k_{cc} , який залежить від кута нахилу до горизонту твірної конусоподібної поверхні гребеня колеса, коефіцієнта тертя ковзання поверхонь колеса і рейки, що взаємодіють, та відношення вертикальної і горизонтальної складових сил взаємодії колеса з рейкою, що діють одночасно [70].

В методі ОРС на підставі рівня коефіцієнта стійкості k_{cc} формуються функції відгуку, що відображають схильність або потенційну можливість сходження вантажного вагона з рейок. В якості допоміжного показника безпеки, за яким також формується функція відгуку, характеризуючи подію сходження рухомого складу з рейок, розглядається комбінований показник безпеки $K_{бв}$ колісної пари, який дозволяє адекватно оцінити процес повного вкочування колеса на головку рейки і є більш чутливим до розпізнавання події сходження [74]. Суть критерію за комбінованим показником $K_{бв}$ полягає в тому, що процес вкочування поділено на дві фази: до критичної точки і вище критичної точки, де за критичну точку на профілі гребеня прийнята перша точка контакту в процесі вкочування з найбільшим кутом нахилу утворюючої гребеня. Впродовж другої фази продовження вкочування колеса на рейку від критичної точки пропонується використовувати безпосередньо величину підйому колеса z над головою рейки для оцінювання безпеки сходження, починаючи з положення, при якому гребеневий контакт виявився в критичній точці. Застосування нормування одиниці відстані максимальної висоти підйому за вертикаллю від критичного положення колеса до його повного вкочування на головку рейки перетворює цей комбінований показник

безпеки при продовженні вкочування в неперервний і такий, що зменшується до 0 при виході гребеня на вершину головки рейки.

Обираючи показники безпеки руху відповідно інших типових механізмів сходження рухомого складу з рейок, запропонований метод також дозволяє будувати функції відгуку від визначених чинників події, зокрема для коефіцієнтів запасу стійкості за умови витискання k_{cv} й коефіцієнтів запасу стійкості від перекидання k_{cp} в разі прикладення до вагона поздовжніх сил, рамних сил H_p або бокових сил H_b . Для цього на ділянці безпосереднього сходження оцінювання виконується за вказаними вихідними величинами, причому з врахування того, що силові показники мають оцінюватися за максимальними значеннями, на відміну від коефіцієнтів, що оцінюються за мінімальними значеннями.

Особливий інтерес при удосконаленні запропонованого метода складають випадки сходження, коли механізм сходу не виявлено. В такому разі можливо застосовувати функцій відгуку за сукупністю показників, що поєднує часткові показники безпеки руху за різними типовими механізмами сходження на підставі врахування їх відносної значущості або проводити пошук суттєвих чинників з залученням методів векторної оптимізації. При цьому складності обумовлює те, що критерієм сходу за одними показниками є мінімальні значення, тоді як для інших – максимальні значення.

2.1.4. Аналіз результатів та інтерпретація функції регресії

За методом ОРС аналіз результатів виконується на підставі побудованої функції множинної регресії (2.5), що дозволяє визначити взаємозалежність між показником безпеки, що аналізується, й чинниками події сходу, серед тих, що відібрані до множини факторів F . Рівняння регресії трактується як рівняння поверхні в багатофакторному просторі. У випадку розгляду в якості функції відгуку коефіцієнта запасу стійкості проти сходу з рейок за умов вкочування гребеня колеса на головку рейки, що пропонується за методом ОРС, шукане рішення складають координати із значеннями факторів впадини цієї поверхні. Оскільки кількість чинників, що відбираються для проведення комп'ютерного експерименту щодо виявлення найсуттєвіших чинників події сходження, включає значну кількість факторів K ($K > 2$), то відображення результатів у вигляді поверхні можливо здійснити тільки за двома факторами, при фіксуванні інших.

Інтерпретація результатів за методом ОРС включає оцінку величини й напрямку впливу окремих факторів та їх взаємодії, а також співставлення впливу сукупності факторів. Коефіцієнти рівняння регресії надають

інформацію про вагу впливу окремих чинників на рівень коефіцієнтів запасу стійкості k_{cc} .

Для прикладу розглянуто результати комп'ютерного експерименту за шістьма факторами $K = 6$ стосовно оцінки стійкості руху напіввагона на прямій ділянці колії із задовільним станом утримання. В якості факторів були вибрані: коефіцієнт тертя ковзання в п'ятникових вузлах fp ; зноси в поздовжньому напрямку в п'ятникових вузлах wp (м); коефіцієнт тертя в ковзунах fs ; завищення клинів kl (м); зноси в поздовжньому напрямку буксових вузлів $wb1$ (м) і $wb2$ (м) першого і другого візків відповідно. Для кожного з відібраних факторів було визначено два або три рівні (табл. 2.1).

Таблиця 2.1

Рівні факторів

Фактор	fp	wp	fs	kl	$wb1$	$wb2$
Розмірність		м		м	м	м
Рівень 1	0,1	0	0,1	0	0	0
Рівень 2	0,4	0,005	0,4	0,015	0,004	0,004
Рівень 3					0,008	0,008

За методом ОРС рекомендується аналіз й інтерпретацію результатів проводити на підставі карт Парето. Ці діаграми показують зміну у відсотках очікуваного середнього значення функції відгуку на верхніх та нижніх рівнях кожного з факторів. Чинники або причини втрати якості приводяться в спадному порядку значущості. На рис. 2.1 і 2.2 наведено карти Парето, що отримані в межах застосування методу ОРС щодо коефіцієнта запасу стійкості k_{cc} напіввагона при швидкостях руху 60 і 80 км/год.

Представлена на рис. 2.1 карта Парето дозволяє встановити, що при швидкості 60 км/год визначальний вплив на коефіцієнт запасу стійкості від сходжень здійснюють непрацюючі клини чи збільшене тертя в п'ятникових вузлах (до 0,4) або обидва ці фактори разом.

Як видно з рис. 2.2, головними факторами щодо зменшення запасу стійкості від сходжень колеса з рейки для порожнього напіввагона при швидкості руху 80 км/год стають непрацюючі клини, збільшені коефіцієнти тертя ковзання в п'ятникових вузлах разом зі збільшеними коефіцієнтами тертя в ковзунах, зноси в поздовжньому напрямку в п'ятникових вузлах та сполучення цих факторів.

Однаковий вплив чинників на рівень запасу стійкості рухомого складу проти сходження з рейок, зустрічається досить рідко, частіше причиною події є наявність декількох значущих в негативному сенсі чинників. За принципом Парето стверджується таке: вплив факторів

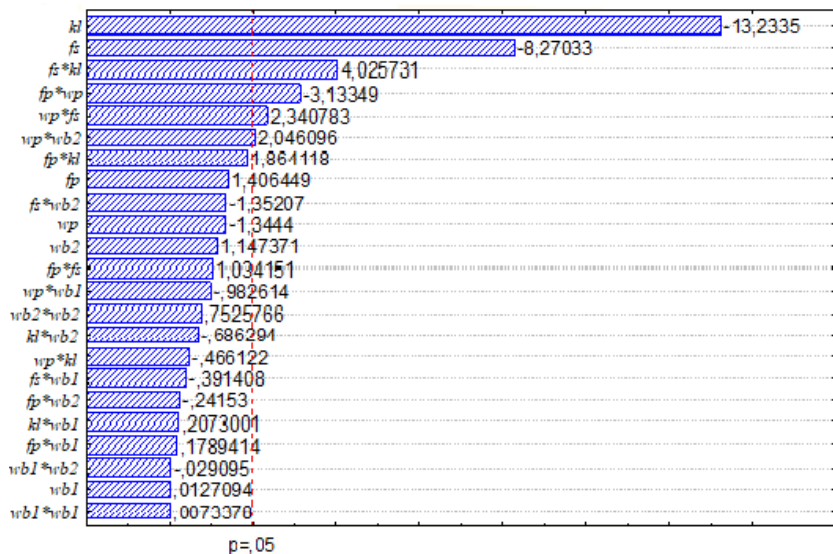


Рис. 2.1. Оцінка ефекту при швидкості 60 км/год

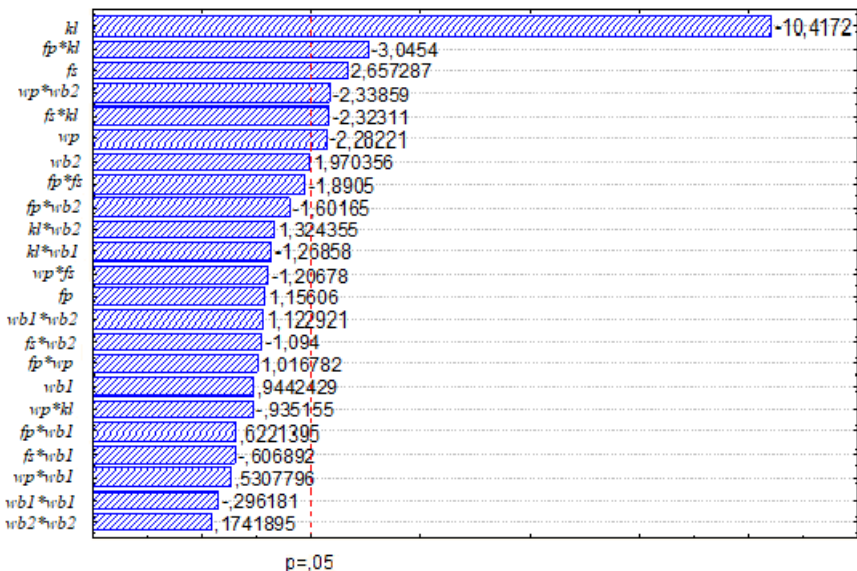


Рис. 2.2. Оцінка ефекту при швидкості 80 км/год

на втрату якості досить погано розподілених, невелике число можливих причин, що погіршують стан, відповідають за більшість виникаючих проблем. Отже, карти Парето допомагають визначити, на що саме необхідно звернути увагу з ціллю підвищення безпеки руху рейкових транспортних засобів.

2.2. Метод встановлення причин сходження рухомого складу з рейок

За методом ВПС для відображення чинників події сходження використовуються ознаки за принципом «є/немає», що забезпечує можливість відбивати в комп'ютерній моделі динаміки рухомого складу параметри, характеристики й обставини події сходження. За множиною ознак проводиться планування повно факторного комп'ютерного експерименту, виконується аналіз результатів окремих дослідів з виявленням таких, за якими подія сходу напевно сталася б, і таких, за якими подія сходу напевно не сталася б. Встановлення причин сходження рухомого складу з рейок ґрунтується на результатах статистичної обробки даних комп'ютерного експерименту, за якими розраховуються вагові коефіцієнти впливу чинників на подію сходження на підставі статистичних висновків й обчислення умовної ймовірності [94].

2.2.1. Чинники події сходження

Представлення чинників події сходження за допомогою ознак, що пропонується за методом ВПС, розширює можливості пошуку найсуттєвіших чинників серед параметрів, характеристик й обставин події сходження, що дозволяє рекомендувати цей метод для розслідування причин стосовно режимів руху, схеми формування поїзда тощо.

Загальна процедура методу ВПС полягає в наступному:

- формування множини чинників F події сходження у вигляді ознак, за якими проводитиметься пошук найсуттєвіших з них, і формулюванні альтернативних до них з «протилежним» значенням;
- побудова плану повно факторного експерименту;
- розробка комп'ютерної моделі динаміки поїзда з прийнятним ступенем деталізації, що дозволяє відбивати множину чинників F ;
- проведення за планом комп'ютерного експерименту дослідів і з'ясування можливості сходження за кожним дослідом;
- обчислення вагових коефіцієнтів впливу чинників події сходження на підставі статистичної обробки результатів з залученням підходу Баєса.

Структурна схема методу ВПС приведена на рис. 2.3.

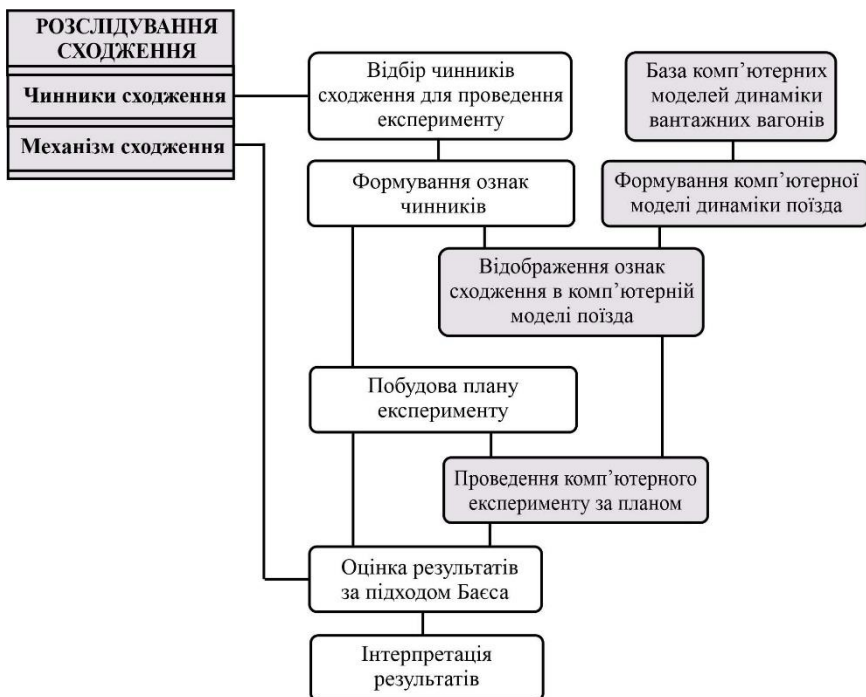


Рис. 2.3. Структурна схема методу ВПС

Доопрацювання при розробці цього методу потребує процедуру формування множини чинників у вигляді ознак, побудову моделі динаміки поїзда, формування матриці експерименту, що пов'язана з алгоритмом оцінювання ваги чинників, за якими будується план експерименту.

Теоретичне обґрунтування методу ВПС ґрунтується на ідеї парних порівнянь за кожним чинником з множини F й альтернативним до нього настання події сходження та обчислення умовних ймовірностей події на підставі результатів комп'ютерного експерименту, отриманих за допомогою математичної моделі динаміки поїзда.

Особливої уваги при розробці методу ВПС вимагають етапи визначення множини чинників у вигляді ознак, що відбивали подію сходження за різними обставинами, й формулювання альтернатив до них, створення комп'ютерної моделі динаміки поїзда з прийнятною адекватністю щодо проведення комп'ютерного експерименту, а також розробка матриці плану експерименту, яка використовується для обчислення умовних ймовірностей події сходження за чинниками.

При формуванні множини чинників F події сходження з огляду на різноманітність обставин сходження рухомого складу з рейок застосовано декомпозицію загальної задачі на чотири під задачі для з'ясування впливу:

- режиму ведення поїзда;
- схеми формування вагонів у складі поїзда;
- стану утримання колії на ділянці сходу;
- технічного стану вагона, що зійшов першим.

В такому разі загальна множина чинників F отримується як об'єднання підмножин чинників $F = F_1 \cup F_2 \cup F_3 \cup F_4$, де F_i ($i = 1, \dots, 4$) – це множина чинників i -ї підзадачі. Переліки чинників кожної підзадачі формуються окремо, забезпечуючи можливість за певних відомих обставин сходження скорочення кількості підзадач або множини чинників кожної підзадачі.

Для кожного рівня за кількістю елементів, що включені до множин F_1, F_2, F_3, F_4 , визначається кількість розрахункових варіантів N_1, N_2, N_3, N_4 , які є мінімально необхідними для надання відповіді, чи був вплив величин чинників цього рівня вирішальним щодо порушення умов безпеки руху на ділянці сходження. Кількість елементів в кожній множині F_i , формується на підставі відомої інформації за обставинами певного сходження. Загальна кількість дослідних варіантів, що утворюють план комп'ютерного експерименту, дорівнює добутку $N = N_1 \cdot N_2 \cdot N_3 \cdot N_4$.

За режимом ведення поїзда підмножину F_1 утворюють чотири параметри $F_1 = \{n_{vn}, n_r, n_r, n_{tE}\}$, де n_{vn} – ознака швидкості руху V_n на початку ділянки сходження; n_r – ознака стосовно часу зміни режиму руху поїзда τ_r , що вимірюється від моменту, коли перший локомотив поїзда заїхав на ділянку сходження; n_r – ознака застосованого режиму гальмування або положення контролера машиніста для режиму тяги; n_{tE} – ознака стосовно часу застосування локомотивного гальма [95-97]. Повна множина ознак F_1 дозволяє сформувати декілька сценаріїв руху поїзда, включаючи перехідні режими руху.

За схемою формування поїзда підмножину чинників $F_2 = \{n_{1v}, n_{2v}\}$ створено двома параметрами: n_{1v} – це ознака завантаженості вагонів, що передують тому, що зійшов першим; n_{2v} – це ознака завантаженості вагонів, що рухалися позаду вагона, що зійшов першим. Кожна ознака n_{1v} і n_{2v} може приймати два значення 0 і 1.

За станом утримання колії підмножину чинників F_3 утворюють три параметри $F_3 = \{n_k, n_{rl}, n_{rr}\}$, де n_k – це ознака стану утримання колії;

n_{rl} – це ознака стану робочих поверхонь рейок з лівого боку і n_{rr} – це ознака стану робочих поверхонь рейок з правого боку колії за напрямком руху на ділянці сходу. В разі $n_k = 0$ – в розрахунках використовуються дані про фактичний стан колії; в разі $n_k = 1$ – використовуються дані про стан утримання колії, що репрезентує стан колії з відступами другого ступеню.

Ознаки стану робочих поверхонь рейок n_{rl} і n_{rr} з лівого і правого боків за напрямком руху застосовуються при відомій інформації про зношеність рейок на ділянці сходу. В разі $n_{rl} (n_{rr}) = 0$ в розрахунках використовуються дані про фактичний зношений стан робочих поверхонь рейок з лівого (правого) боку колії за напрямком руху; в разі $n_{rl} (n_{rr}) = 1$ – використовуються дані, що описують робочі поверхні нових рейок.

За технічним станом вагона, що зійшов першим, множину чинників F_4 утворює сім ознак чинників $F_4 = \{n_d, n_p, n_n, n_z, n_{pp}, n_b, n_{kl}\}$, які призначені для формування варіантів за: n_d – діаметром коліс вагона; n_p – дефектами поверхонь кочення коліс; n_n – просіданням пружин ресорних комплектів; n_z – зазорами в ковзунах; n_{pp} – зносом в підп'ятникових вузлах; n_b – зазорами в буксових прорізах; n_{kl} – завищенням клинів.

Кожна ознака може приймати два значення: 0 – для розрахунку за фактичними значеннями відповідних чинників; 1 – для розрахунку за номінальними значеннями відповідних чинників.

2.2.2. Дослідження обставин сходження

З'ясування найбільш вагомих причин виникнення обставин сходження потребує розробки комп'ютерної моделі, до якої включено усі складові системи «поїзд-вагон-колія». Складність проблеми і взаємозв'язок цих складових вимагає побудови узагальненої моделі, що поєднує в собі опис поздовжньої динаміки поїзда та просторової динаміки локомотива або вагона, що зійшов першим. Опис поздовжньої динаміки поїзда надає можливість обчислювати зусилля, що діють на включений в поїзд екіпаж за умови реалізованого режиму ведення поїзда, для якого зафіксовані необхідні вхідні дані, тоді як просторова динамічна модель вагона (локомотива) дозволяє обчислити взаємодію коліс і рейок.

Комп'ютерна модель динаміки руху поїзда дозволяє здійснювати таке:

- конкретизувати режим ведення поїзда;
- розраховувати динаміку руху поїзда і відповідні поздовжні сили;

- моделювати рух поїзда за режимом ведення відмінним від того, що зафіксовано в реальній події, і розраховувати відповідні поздовжні динамічні сили;

- здійснювати порівняння розрахункових значень поздовжніх динамічних сил з нормативними, такими, що забезпечують безпеку руху поїзда;

- виявляти в поїзді найбільш небезпечні ділянки за рівнем поздовжньо-динамічних сил.

За визначеними силами в міжвагонних зв'язках і на підставі деталізованих моделей окремих вантажних вагонів (локомотивів) уточнюється картина взаємодії коліс і рейок, що, як впливає з наведеного огляду типових механізмів сходу, саме й спричиняє сходження з рейок рухомого складу.

Головні особливості комбінованої комп'ютерної моделі поїзда, призначеної для визначення механічних причин сходів рухомого складу з рейок, полягають у врахуванні:

- взаємодії між усіма одиницями рухомого складу поїзда за дійсною схемою його формування, фактичним завантаженням і послідовністю, а також характеристиками міжвагонних з'єднань;

- режиму ведення поїзда (тяга, вибіг, гальмування) та швидкості руху на ділянці сходу;

- устрою колії за планом та профілем на ділянці сходу;

- конструктивних особливостей і технічного стану вагона, що зійшов з рейок першим;

- стану утримання колії на ділянці сходу.

Комп'ютерна модель динаміки поїзда з детальним представленням усіх вагонів та локомотивів внаслідок своєї складності не дозволить оперативно отримувати результати моделювання або призведе до неприпустимого скорочення кількості розрахункових варіантів. Отже для оперативного встановлення причин сходження рухомого складу з рейок пропонується використовувати комбіновану модель, до якої включається зчеп з кількох вагонів (трьох або п'яти), що представлені більш детально, ніж інші екіпажі поїзда, і серед яких той, що зійшов першим.

Місце розміщення в моделі поїзда зчепу з трьох або п'яти просторових моделей вагонів визначається за порядковим номером вагона, що зійшов першим. Цей вагон представлено всередині зчепу, а інші вагони приєднані до нього попереду й позаду. При формуванні моделі поїзда однотільні моделі локомотива й вагонів описуються за дійсними геометричними розмірами (відстанями за осями зчеплення автозчепів) і фактичним станом завантаження щодо обставин певного сходження [11].

Моделі вантажних вагонів в зчепі відображаються у визначеній обставинами сходження послідовності за їх типом (напіввагон, критий

вагон, хопер, цистерна тощо). При цьому модель будь-якого вантажного вагона представлена системою з 19-ти твердих тіл й має 114 степенів вільності, на відміну від моделей інших одиниць рухомого складу поїзда, які представлено одномасовими тілами з одним степенем вільності, поєднаними пружно-дисипативними елементами, еквівалентними міжвагонним зв'язкам за своїми характеристиками. З метою підвищення адекватності комп'ютерної моделі поїзда щодо обставин певного сходження особливу увагу потрібно приділити технічному стану вагона, що зійшов з рейок першим.

План комп'ютерного експерименту та алгоритмізації подальшої обробки отриманих результатів за всіма дослідними варіантами формується за певним алгоритмом [66, 98]. Для цього усім чинникам із створеного переліку надаються символічні позначення, наприклад, за англійським алфавітом. Формування матриці плану комп'ютерного експерименту розпочинається з визначення стовпчиків з позначкою A і перебігає до останнього стовпчика. Загальна кількість варіантів розрахунку становить $N = 2^K$, де K – це кількість відібраних чинників.

У ініційованому початковому варіанті плану всі ознаки чинників дорівнюють 0, що відображає фактичні обставини сходження. Далі, починаючи з першого стовпчика, по чергову вносяться значення ознак чинників за таким правилом: в другому рядку замінити чинник зі стовпчику A на 1; чинник зі стовпчика B замінюється на 1 через два рядки, чинник зі стовпчика C – через чотири рядки і т.д. Коли алгоритм досягає останнього чинника, процес формування матриці плану закінчується.

Рядки побудованої матриці відповідають дослідом, стовпчики – факторам. Елемент матриці f_{ji} задає значення i -го фактора в j -му досліді. Таким чином, реалізується повно факторний план, в якому кожний фактор приймає тільки два значення: значення 0 відповідає дійсним обставинам сходження, значення 1 – протилежним, які за припущеннями, встановленими з досвіду розслідувань, послаблюють схильність рухомого складу до сходження. При цьому значенню чинника 1 відповідають параметри, характеристики або обставини, що належать можливому діапазону зміни відповідного чинника.

Після побудови матриці плану комп'ютерного експерименту, можливо приступати до його проведення. Варто звернути увагу на те, що матриця плану будується на підставі ознак чинників. Конкретні варіанти плану комп'ютерного експерименту утворюються з відповідних рядків за ознаками чинників шляхом підстановки конкретних значень аргументів.

З метою встановлення ваги впливу кожного чинника належить, при виконанні моделювання за кожним дослідним розрахунковим варіантом, виявити здійснення одної з двох подій: подію H_0 , що відповідає ситуації

сходження рухомого складу з рейок на ділянці сходу, або протилежну подію H_1 , що відповідає ситуації, коли сходження не відбувається.

Крім того, за значеннями вектора результату дослідів Y обчислюється загальна кількість варіантів, що призвели до сходження, та кількість варіантів, за якими сходження не відбулося.

На підставі розрахованих величин обчислюються ймовірності події сходження $p0$ та протилежної події $q0$ за всіма варіантами, а також ймовірності цих двох подій $pA, pB, \dots$ й $qNA, qNB, \dots$, відповідно кожному чиннику.

Розрахунок ваги впливу чинника F_j на подію сходу здійснюється шляхом розрахунку умовної ймовірності події сходження H_0 за формулою Басса [99]:

$$P(H_0|F_j) = \frac{P(H_0)P(F_j|H_0)}{P(H_0)P(F_j|H_0) + P(H_1)P(F_j|H_1)}, \quad (2.9)$$

де значення ймовірностей $P(H_0) = p0$; $P(H_1) = p1$, $P(F_j|H_0) = pA (pB, \dots)$;

$P(F_j|H_1) = pNA (pNB, \dots)$ обчислюються на підставі комп'ютерного експерименту.

Результати розрахунку за формулою (2.9) надаються у вигляді переліку чинників F_j , що супроводжували певне сходження, зі значеннями вагових коефіцієнтів λ_j їх впливу на здійснення події сходу.

Розроблений алгоритм визначає відносну значущість усіх чинників зі зформованого переліку чинників, що за результатами розслідування вважаються такими, що за припущенням впливають на подію сходу. Ґрунтуючись на результатах моделювання за кожним з варіантів, цей алгоритм вказує найбільш суттєві чинники сходу серед множини чинників, що включено у розгляд.

2.3. Динаміка і стійкість від сходження з рейок вантажних вагонів

Для максимального наближення до визначення першопричин транспортних подій у суто технічному сенсі необхідно мати якомога повнішу інформацію про реальні характеристики об'єкту досліджень. Оскільки несівні частини візків вагонів колії 1520 мм поєднані односторонніми зв'язками, то при сходженнях з рейок вони, як правило, хаотично розділяються, отримуючи пошкодження.

2.3.1. Динаміка вантажного вагона в аварійній ситуації

Базовим матеріалом для встановлення параметрів вагона, що зійшов з рейок, служать дані щодо його загальної характеристики і технічного стану, а також результати службового розслідування [100]. Порядок службового розслідування встановлено спеціальними методичними вказівками. За цими вказівками визначаються основні розміри і технічний стан елементів візків, зокрема, бокових і надресорних балок, буксових вузлів, ресорного підвішування, ковзунів. Особлива увага приділяється колісним парам.

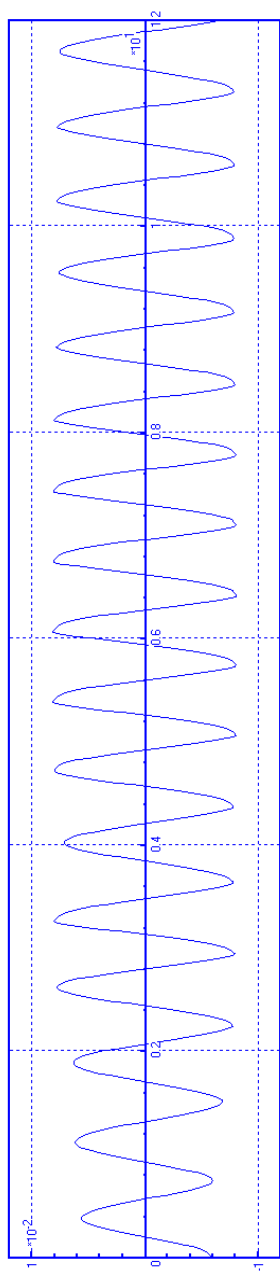
Внаслідок сходження з рейок колісні пари зазнають значних пошкоджень, що унеможливує отримання повних даних щодо їх контрольованих розмірів за допомогою штатних вимірювальних засобів. Разом з тим, адекватність моделювання динамічної поведінки вагона суттєво залежить від точності встановлення параметрів поверхонь кочення коліс (профілограм) на момент сходження.

Методами математичної обробки профілограми приводяться до виду, необхідного для використання в комп'ютерній моделі динаміки досліджуваного вагона. При цьому, завдяки відтворенню конфігурації профілів, які мали поверхні кочення коліс безпосередньо перед сходженням, тобто до отримання пошкоджень внаслідок транспортної події, за розробленим алгоритмом визначаються дійсні розміри коліс.

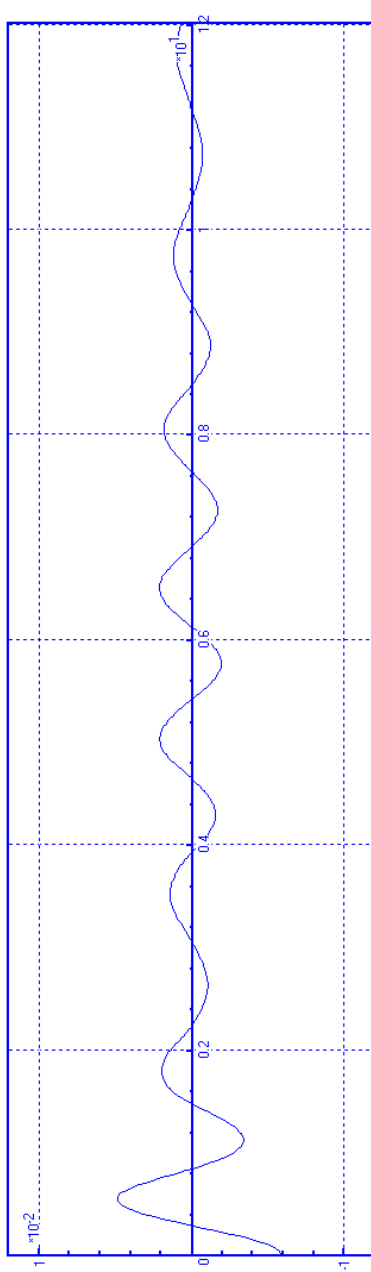
Для визначення характеру власних коливань вагонів розглядається режим їх прямолінійного поступального руху ідеальною колією, тобто без нерівностей [92]. На рис. 2.4 представлено графіки (осцилограми) власних горизонтальних коливань однієї з колісних пар порожньої цистерни моделі 15-1547 при швидкості руху 75 км/год.

Графік на рис. 2.4а отримано для випадку, коли колеса за станом поверхонь кочення відповідають натурним вимірюванням, тобто мають певні зноси. Як видно, у цьому випадку коливання колісної пари мають незгасаючий характер. Довжина хвилі виляння становить близько 14 м. Аналогічний вигляд мають осцилограми коливань інших колісних пар цистерни. Режим сталих автоколивань свідчить про те, що швидкість руху вагона вища за критичну.

Для порівняння на рис. 2.4б показано осцилограму коливань виляння колісної пари у випадку, коли колеса мали би незношені (знову обточені) поверхні кочення. Видно, що після початкового збурення коливання поступово згасають, тобто у цьому випадку швидкість руху вагона нижча критичної. При цьому довжина хвилі виляння досягає 30 м, що більше ніж вдвічі перевищує аналогічну величину для випадку коліс з реальними профілями поверхонь кочення.



a



b

Рис. 2.4. Вільні коливання впливня колісних пар

Для моделювання збурень, які діють на колісні пари з боку колії внаслідок нерівностей за її наявним станом, використовуються дані промірів колії шаблоном і за проходом колісвимірjuвального вагона. На основі цих даних формуються реальні нерівності колії на фіксованій ділянці, які далі використовуються при моделюванні у якості збурень.

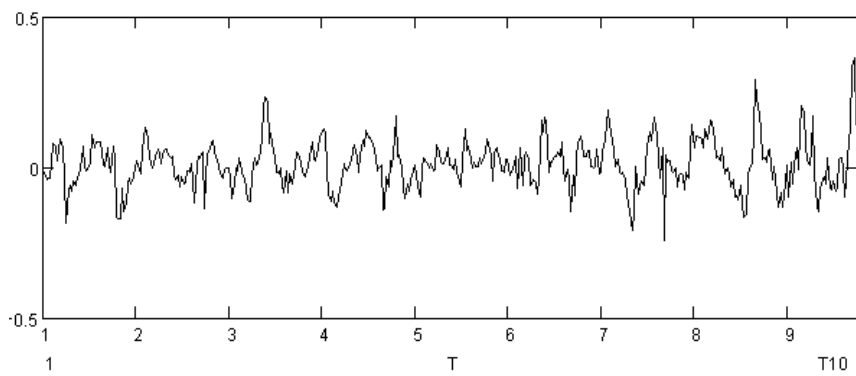
Побудована за представленою методикою комп'ютерна модель вантажного вагона дає можливість одержувати всі необхідні динамічні показники, за якими оцінюються умови безпеки руху, і безпосередньо спостерігати за процесом взаємодії коліс і рейок.

При моделюванні динаміки вагона з метою визначення ймовірних причин розвитку процесів сходження колісних пар з рейок проводиться аналіз нормативних динамічних показників, які діють на залізницях колії 1520 мм. Для більшої достовірності оцінки передумов аварійних ситуацій рекомендується додатково визначати також показники, які використовуються для оцінки безпеки руху вагонів колії 1435 мм.

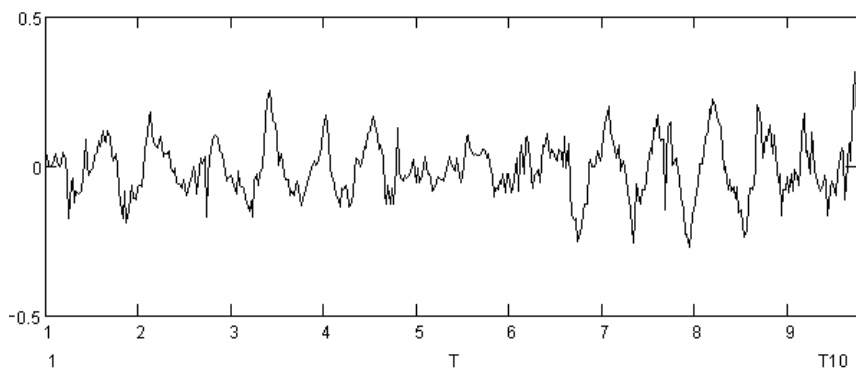
В процесі моделювання з метою відтворення умов конкретної аварійної ситуації досліджується рух вагона заданою ділянкою колії з визначеною швидкістю. За результатами моделювання визначаються екстремальні величини динамічних показників.

На рис. 2.5 представлено графіки, які відображають процеси змін у часі розрахункових значень однієї з величин, що характеризують динамічні показники безпеки руху, а саме – рамних сил в долях статичного навантаження колісної пари на рейки. Позначення на рис. 2.5 – $a_{1...2}$ відповідає номерам колісних пар за ходом руху – 1...4. Максимальні значення цього показника по колісних парах відповідно складають 0,36, 0,32, 0,61, 0,59. З розрахункових даних виходить, що відношення до осового навантаження рамних сил, які діють на колісні пари другого візка, перевищують гранично допустиме за Нормами [70] значення 0,4.

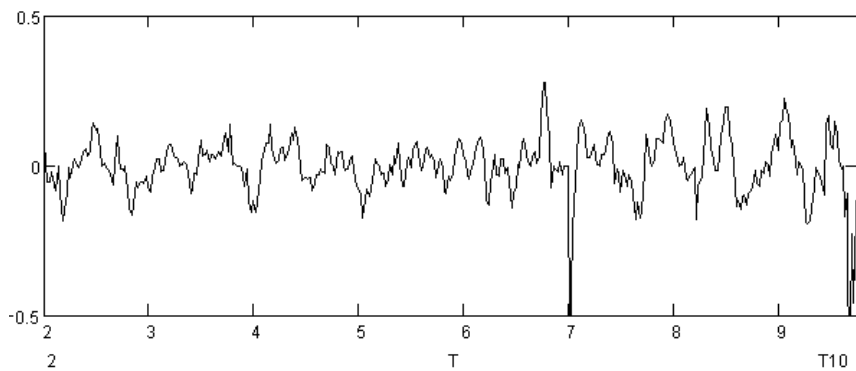
Комплексним показником безпеки руху вагонів є коефіцієнт запасу стійкості колісних пар від сходу з рейок за умови вкочування гребеня колеса на голівку рейки - $k_{ст}$. Тому цей показник розглядається як основний при оцінці умов безпеки руху вагона. В табл. 2.2 представлено мінімальні значення $k_{ст}$, отримані за результатами моделювання динаміки порожньої цистерни моделі 15-1547 при швидкості руху 75 км/год. Там же наведено показники стійкості колісних пар в рейковій колії за відношеннями горизонтальних і вертикальних контактних сил (критерій Надаля).



a



b



c

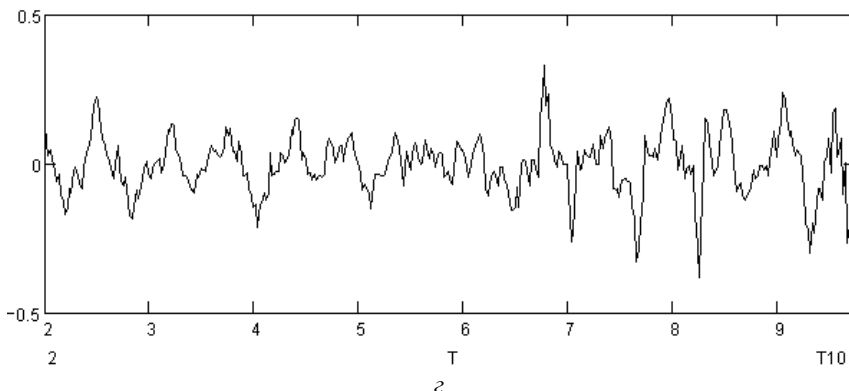


Рис. 2.5. Відношення до осьового навантаження рамних сил

Т а б л и ц я 2.2

Показники стійкості колісних пар в рейковій колії

Показник и	Візок №1				Візок №2			
	колеса				колеса			
	1Л	1П	2Л	2П	3Л	3П	4Л	4П
$k_{ст}$	0,66	0,56	0,66	0,48	0,76	0,62	0,39	0,88
Критерій Надаля	1,5	1,6	1,5	1,4	1,3	1,6	2,6	1,1

З отриманих даних виходить, що як за коефіцієнтом запасу стійкості колісних пар від сходу з рейок $k_{ст}$, так і за критерієм Надаля не виконуються нормативні вимоги щодо безпеки руху даного вагона. Найбільш нестійка четверта колісна пара – для лівого колеса цієї колісної пари коефіцієнт запасу стійкості від сходу з рейок за умови вкочування гребеня колеса на голівку рейки нижчий за гранично допустиме значення (1,3) в 3,3 рази, а допустиме значення відношення бокової сили до вертикальної (0,8 за критерієм Надаля) перевищено в 3,25 рази. Таким чином, стійкість руху вагона при заданому стані колії в поєднанні з наявними зносами колісних пар не забезпечується.

2.3.2. Дослідження залежностей показників безпеки руху вантажних вагонів від параметрів ходових частин та технічних характеристик залізничної колії

Для дослідження і виявлення ймовірних причин сходжень з рейок вантажних вагонів використано базову комп'ютерну модель динаміки

чотирирівнісного вагона з візками моделі 18-100 [101]. Ця модель дозволяє отримувати модифікації динамічних моделей вантажних вагонів основних типів (напіввагонів, критих вагонів, вагонів-хоперів, цистерн), які розрізняються за конструкцією кузовів, але мають типові ходові частини. В комп'ютерній моделі динаміки вантажного вагона передбачено детальний опис технічного стану ходових частин вантажних вагонів, які зійшли з рейок. Завдяки цьому стає можливим настроювання спеціалізованих параметрів моделі, зокрема таких, що характеризують технічний стан ходових частин вагона, який зійшов з колії, та характеристик ділянки сходження.

Необхідним етапом роботи з визначення передумов сходження є дослідження впливу певних чинників на характеристики динамічних процесів, які супроводжують рух вагона. Оцінкою динамічних характеристик при цьому мають бути обрані показники запасу стійкості колісних пар від сходження з рейок за умови вкочування гребеня колеса на головку рейки, які комплексно характеризують сполучення як горизонтальної, так і вертикальної сил, які одночасно діють на колесо кожної колісної пари [70].

Виконання аналізу ймовірних причин сходжень вантажних вагонів потребує проведення за попередньо складеним планом серії чисельних експериментів з протоколюванням ходу обчислень і збереженням результатів розрахунків. Для того, щоб мати змогу інтерпретувати дані, які накопичуються в ході імітаційного (обчислювального) експерименту, тобто оцінити внесок кожного з чинників або їх сукупності на можливість сходжень, слід застосувати факторний аналіз. Ідеї факторного аналізу широко використовуються у багатьох прикладаннях, де на підставі експериментальних даних, спостережених при певних відомих умовах та деяких випадкових чинниках, встановлюється так званий кореляційний зв'язок між залежною і незалежними змінними (натомість функціональному зв'язку).

Загальна процедура імітаційного експерименту щодо дослідження умов сходження вантажних вагонів зводиться до таких етапів:

- структурізація і ранжування факторів, що впливають на запас стійкості вагонів в рейковій колії;
- складання плану експерименту;
- обчислення коефіцієнтів стійкості від сходжень колісних пар з рейок за умови вкочування гребеня колеса на головку рейки;
- визначення степеню впливу відповідних факторів на динамічні показники стійкості вагонів від сходження з рейок.

Визначення ймовірних причин сходжень вагонів на основі комп'ютерного моделювання здійснюється на підставі сканування простору параметрів. Цей метод забезпечує повну інформацію про цільову

функцію в межах тих наборів параметрів, які визначено. Як звісно, кількість комп'ютерних експериментів при скануванні обчислюється як $N = m^k$, де k – кількість параметрів або факторів, що варіюється, m – число рівнів, за якими варіюється кожний фактор. В залежності від кількості факторів і рівнів кожного з них, що відібрані для проведення сканування, кількість варіантів стрімко зростає. Таким чином, значно зростає час проведення сканування, тобто обчислювальних витрат. На рис. 2.6 наведено залежності кількості обчислювальних варіантів від кількості k факторів, що досліджується, і їх рівнів m .

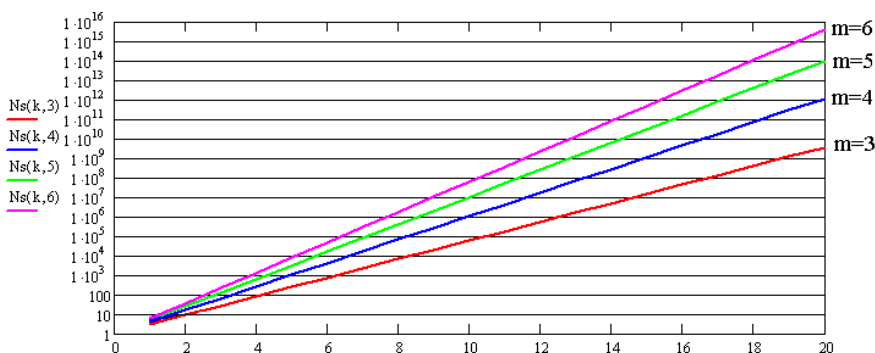


Рис. 2.6. Залежності кількості варіантів від кількості факторів

В завданні для сканування, крім швидкості руху V , в якості факторів дослідження відібрані такі характеристики ходових частин: fp – коефіцієнти тертя ковзання в п'ятникових вузлах; wp – зноси п'ятникових вузлів в поздовжньому напрямку; fs – коефіцієнти тертя в бічних ковзунах; kl – завищення клинів візків; $wb1$ і $wb2$ – зноси в поздовжньому напрямку буксових вузлів відповідно першого в другого візка. Для кожного з відібраних факторів було визначено рівні, які приведені в табл. 2.3.

Т а б л и ц я 2.3

Рівні факторів

Рівні	fp	wp , м	fs	kl , м	$wb1$, м	$wb2$, м
1	0,1	0	0,1	0	0	0
2	0,4	0,005	0,4	0,015	0,004	0,004
3					0,008	0,008

Повний факторний план експерименту як план дослідів, що проводяться, враховує усі можливі комбінації рівнів кожного фактору. За визначеними факторами сформовано повний факторний план

експерименту з кількістю варіантів 144 (табл. 2.4). Експеримент за таким планом дозволяє кількісно оцінювати ефекти впливу, як окремих факторів, так і взаємодії факторів [98].

Таблиця 2.4

Розрахункові варіанти щодо технічного стану ходових частин напіввагона

Номери варіантів	fp	wp , м	fs	kl , м	$wb1$, м	$wb2$, м
1	2	3	4	5	6	7
1/2/3	0,1	0	0,1	0	0	0/0,004/0,008
4/5/6	0,1	0	0,1	0	0,004	0/0,004/0,008
7/8/9	0,1	0	0,1	0	0,008	0/0,004/0,008
10/11/12	0,1	0	0,1	0,015	0	0/0,004/0,008
13/14/15	0,1	0	0,1	0,015	0,004	0/0,004/0,008
16/17/18	0,1	0	0,1	0,015	0,008	0/0,004/0,008
19/20/21	0,1	0	0,4	0	0	0/0,004/0,008
22/23/24	0,1	0	0,4	0	0,004	0/0,004/0,008
25/26/27	0,1	0	0,4	0	0,008	0/0,004/0,008
28/29/30	0,1	0	0,4	0,015	0	0/0,004/0,008
31/32/33	0,1	0	0,4	0,015	0,004	0/0,004/0,008
34/35/36	0,1	0	0,4	0,015	0,008	0/0,004/0,008
37/38/39	0,1	0,005	0,1	0	0	0/0,004/0,008
40/41/42	0,1	0,005	0,1	0	0,004	0/0,004/0,008
43/44/45	0,1	0,005	0,1	0	0,008	0/0,004/0,008
46/47/48	0,1	0,005	0,1	0,015	0	0/0,004/0,008
49/50/51	0,1	0,005	0,1	0,015	0,004	0/0,004/0,008
52/53/54	0,1	0,005	0,4	0,015	0,008	0/0,004/0,008
55/56/57	0,1	0,005	0,4	0	0	0/0,004/0,008
58/59/60	0,1	0,005	0,4	0	0,004	0/0,004/0,008
61/62/63	0,1	0,005	0,4	0	0,008	0/0,004/0,008
64/65/66	0,1	0,005	0,4	0,015	0	0/0,004/0,008
67/68/69	0,1	0,005	0,4	0,015	0,004	0/0,004/0,008
70/71/72	0,1	0,005	0,1	0,015	0,008	0/0,004/0,008
73/74/75	0,4	0	0,1	0	0	0/0,004/0,008
76/77/78	0,4	0	0,1	0	0,004	0/0,004/0,008
79/80/81	0,4	0	0,1	0	0,008	0/0,004/0,008
82/83/84	0,4	0	0,1	0,015	0	0/0,004/0,008

Продовження табл. 2.4

1	2	3	4	5	6	7
85/86/87	0,4	0	0,1	0,015	0,004	0/0,004/0,008
88/89/90	0,4	0	0,1	0,015	0,008	0/0,004/0,008
91/92/93	0,4	0	0,4	0	0	0/0,004/0,008
94/95/96	0,4	0	0,4	0	0,004	0/0,004/0,008
97/98/99	0,4	0	0,4	0	0,008	0/0,004/0,008
100/101/102	0,4	0	0,4	0,015	0	0/0,004/0,008
103/104/105	0,4	0	0,4	0,015	0,004	0/0,004/0,008
106/107/108	0,4	0	0,4	0,015	0,008	0/0,004/0,008
109/110/111	0,4	0,005	0,1	0	0	0/0,004/0,008
112/113/114	0,4	0,005	0,1	0	0,004	0/0,004/0,008
115/116/117	0,4	0,005	0,1	0	0,008	0/0,004/0,008
118/119/120	0,4	0,005	0,1	0,015	0	0/0,004/0,008
121/122/123	0,4	0,005	0,1	0,015	0,004	0/0,004/0,008
124/125/126	0,4	0,005	0,1	0,015	0,008	0/0,004/0,008
127/128/129	0,4	0,005	0,4	0	0	0/0,004/0,008
130/131/132	0,4	0,005	0,4	0	0,004	0/0,004/0,008
133/134/135	0,4	0,005	0,4	0	0,008	0/0,004/0,008
136/137/138	0,4	0,005	0,4	0,015	0	0/0,004/0,008
139/140/141	0,4	0,005	0,4	0,015	0,004	0/0,004/0,008
142/143/144	0,4	0,005	0,4	0,015	0,008	0/0,004/0,008

У якості об'єкту дослідження розглянуто рух напіввагона, як найбільш поширеного у вагонному парку типу вантажного вагона. Рух напіввагона моделювався у порожньому стані при значеннях швидкості руху $V = 60, 70, 80, 90$ км/год. Також розглянуто два рівня нерівностей колії. В першому випадку умовно приймався стан колії з відступами не вище II ступеню. При цьому середньоквадратичні відхилення нерівностей колії становили в горизонтальному напрямку 0,0035 м, в вертикальному напрямку – 0,0046 м. В другому випадку умовно приймався стан колії з відступами IV-V ступенів. В цьому випадку середньоквадратичні відхилення нерівностей колії становили в горизонтальному напрямку 0,0071 м, в вертикальному напрямку 0,0092 м. Для з'ясування впливу плану колії на передумови сходження моделювалися два режими руху напіввагона на прямій ділянці колії і в круговій кривій з радіусом 600 м. При цьому стан колії приймався з відступами не вище II ступеню. Загальна кількість виконаних варіантів розрахунку динаміки руху напіввагона становила 1728.

За вказаними варіантами шляхом комп'ютерного моделювання проведені розрахунки динаміки напіввагона в порожньому стані. Порівняльний аналіз отриманих результатів проведено за об'єднаним показником стійкості від сходження напіввагона з рейок K_{c0} , який розраховувався як найменше з мінімальних значень коефіцієнтів запасу стійкості від сходжень з рейок K_{c1} , K_{c2} , K_{c3} , K_{c4} відповідно для кожної колісної пари (min min).

На рис. 2.7 наведені значення об'єднаного коефіцієнта стійкості проти сходження K_{c0} при швидкостях руху напіввагона 60, 70, 80 і 90 км/год на прямій ділянці колії задовільного стану для всіх варіантів розрахунку.

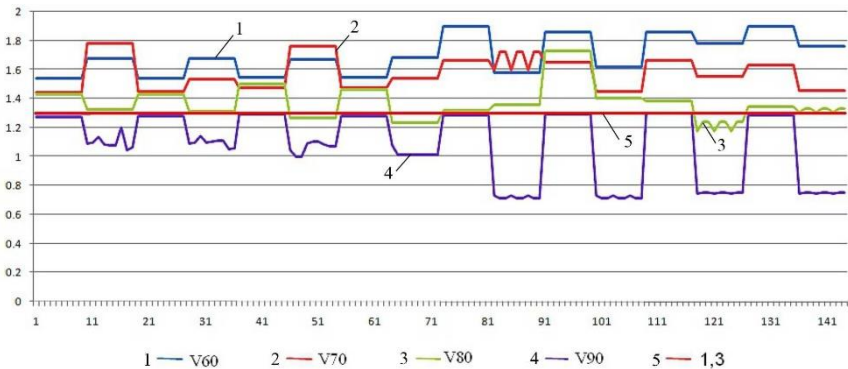


Рис. 2.7. Об'єднаний показник запасу стійкості K_{c0} для всіх варіантів розрахунку; $V = 60, 70, 80, 90$ км/год

При швидкостях руху 60 і 70 км/год усі обчислені значення коефіцієнтів запасу стійкості K_{c0} отримано вище за допустимий рівень – 1,3 [70]. Разом з тим запас стійкості помітно залежить від змін параметрів і характеристик щодо технічного стану ходових частин вагона. Наприклад, як це отримано в розрахункових варіантах 82 – 90 і 100 – 108, завищення клинів погіршує ситуацію щодо сходжень напіввагона виключно в поєднанні з завищеним тертям, як в п'ятникових вузлах, так і на ковзунах.

При швидкості 80 км/год спостерігається вичерпання запасу стійкості у варіантах з поєднанням трьох чинників: збільшеного тертя і поздовжнього зносу в п'ятникових вузлах, разом з завищенням клинів (варіанти 64 – 72, 118 – 126). Для інших розрахункових варіантів одержані значення коефіцієнта K_{c0} вищі за гранично допустимий рівень.

За результатами розрахунків при $V = 90$ км/год виходить, що, у залежності від варіантів поєднання розглянутих факторів, значення K_{c0} або

знаходяться на межі допустимого, або суттєво нижче. Так, у розрахункових варіантах, що відповідають випадкам руху напіввагона з виключеними гасителями коливань (варіанти 10 – 18, 28 – 36, 46 – 54, 64 – 72, 82 – 90, 100 – 108, 117 – 126, 136 – 144), отримані значення K_{co} майже у два рази нижче допустимого рівня, коли клинова система знаходиться в справному стані (варіанти 1 – 9, 19 – 27, 37 – 45, 55 – 63, 73 – 81, 91 – 99, 109 – 117, 127 – 135). Таким чином, при швидкості руху 90 км/год ситуація щодо сходжень напіввагона з рейок є можливою з високим ступенем ймовірності.

Для оцінки впливу стану колії на коефіцієнти запасу стійкості від сходжень з рейок порожнього напіввагона рівень нерівностей в горизонтальному і вертикальному напрямках було збільшено у два рази. Це дозволило змодельовати стан колії з відхиленнями IV ступеню. На рис. 2.8 показано об'єднаний показник K_{co} при двох станах колії: 1 – для задовільного стану (II ступень відхилень); 2 – для незадовільного стану (IV ступень відхилень).

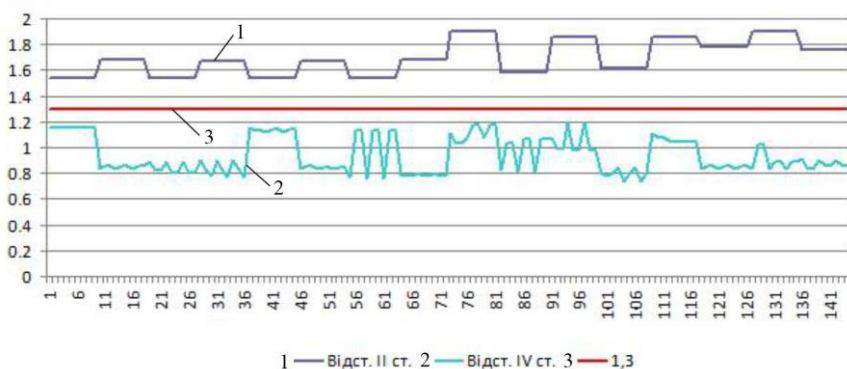


Рис. 2.8. Об'єднаний показник запасу стійкості проти сходжень вагона з рейок при задовільному і незадовільному станах колії; $V = 60$ км/год

З порівняння об'єднаних коефіцієнтів запасу стійкості від сходжень K_{co} , що розраховані для двох станів колії і приведені на рис. 2.8, випливає висновок про значне зниження значень коефіцієнту K_{co} при погіршенні стану колії. Таким чином, стан колії здійснює суттєвий вплив на рівень коефіцієнтів запасу стійкості проти сходжень, і, як наслідок, на ймовірність сходжень напіввагона з рейок.

На рис. 2.9 зведено усі об'єднані показники K_{co} запасу стійкості від сходжень порожнього напіввагона з рейок, що обчислені за різними

варіантами технічного стану ходових частин для незадовільного стану колії і швидкостях руху 60, 70, 80 і 90 км/год.

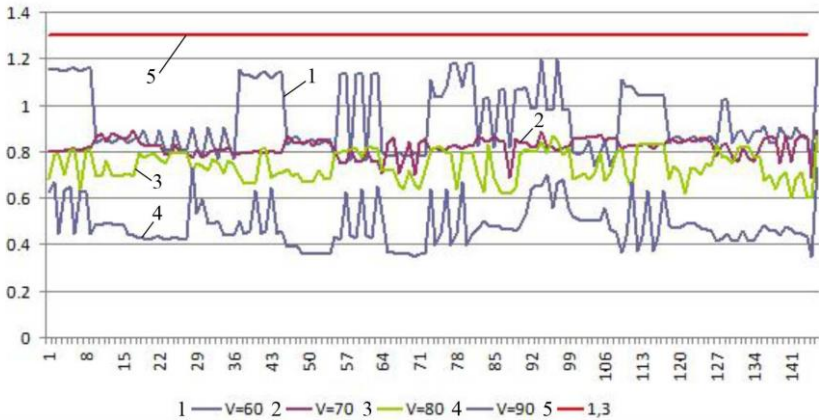


Рис. 2.9. Об'єднаний показник запасу стійкості від сходжень напіввагона з рейок при незадовільному стану колії; $V = 60, 70, 80, 90$ км/год

Як видно з результатів, що представлені на рис. 2.9, значення коефіцієнтів запасу стійкості від сходжень з рейок порожнього напіввагона (K_{Co}) при незадовільному стані колії, по-перше, значно нижчі допустимого рівня, по-друге, при швидкостях 70 і 80 км/год технічний стан напіввагона впливає на значення цих коефіцієнтів не так суттєво, як при швидкостях 60 і 90 км/год.

Для оцінки впливу плану колії на коефіцієнти запасу стійкості від сходження з рейок порожнього напіввагона виконані комп'ютерні дослідження за всіма розрахунковими варіантами щодо технічного стану ходових частин вагона при його русі в круговій кривій з радіусом 600 м, на ділянці колії з відступами щодо її стану не вище II ступеню. За результатами моделювання динаміки криволінійного руху напіввагона при швидкості 60 км/год мінімальні коефіцієнти запасу стійкості від сходження колісних пар K_{c1} , K_{c2} , K_{c3} , K_{c4} змінювалися відповідно в діапазонах їх значень: 1,28 – 1,96; 1,58 – 2,62; 1,11 – 1,87; 1,55 – 2,47. Отже, перша і третя колісні пари напіввагона відзначаються значно нижчим запасом стійкості від сходження ніж друга та четверта. Для окремих варіантів розрахунків (82, 85, 88, 100, 118, 121, 124, 136, 139, 142) обчислені значення коефіцієнтів запасу стійкості виявилися нижчими за допустимий рівень. Загальними для вказаних варіантів чинниками, що визначають низький рівень запасу стійкості вагона від сходження з рейок, є збільшення коефіцієнтів тертя в їх п'ятникових вузлах і завищення клинів.

3. КОМПЛЕКСНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІЧНИХ УМОВ БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИСОКОШВИДКІСНИХ РЕЙКОВИХ ЕКІПАЖІВ

Впродовж останніх десятиліть спостерігався бурхливий розвиток і реалізація технічних рішень щодо удосконалення засобів рейкового транспорту, зокрема швидкісного і високошвидкісного. Природно, що цей процес має супроводжуватись впровадженням нових підходів до оцінки показників безпеки руху поїздів.

3.1. Розрахункова оцінка динамічних показників безпеки руху швидкісного електропоїзда

Серед комплексу заходів щодо організації швидкісних пасажирських перевезень на залізницях України важливе місце посідає освоєння нової техніки, зокрема рухомого складу. Показовим у цьому контексті є приклад допуску до експлуатації та початковий етап роботи з міжрегіональними електропоїздами двосистемного живлення моделі HRCS2 виробництва компанії Hyundai Rotem Corporation [102, 103].

Досвід експлуатації в умовах залізниць України електропоїздів моделі HRCS2 показав їх невисоку надійність. Кількість відмов цих поїздів, особливо на початку експлуатації, значно перевищує кількість звичайних відмов, що мали місце на стадіях доопрацювання в умовах українських залізниць тягового рухомого складу інших виробників. Невдовзі після запуску в експлуатацію в шворневих балках рам кузовів вагонів виявлено макротріщини в зонах кріплень гасителів коливань виляння [104].

За допомогою методу неруйнівної металографії з використанням реплік (відбитків структури) з метою виявлення мікротріщин було детально досліджено місця у шворневій балці безпосередньо в зоні виникнення тріщин [11]. В лабораторних умовах при мікроскопічному дослідженні реплік, знятих з елементів рами кузова одного з вагонів на відстані приблизно 50 мм від макротріщин, виявлено як поодинокі мікротріщини, які в подальшій експлуатації можуть призвести до розвитку макротріщин.

Попередній аналіз причин утворення втомних тріщин в шворневих балках рам кузовів вагонів швидкісних електропоїздів за методом експертних оцінок [105] надав підстави для поглибленого дослідження

шляхом комп'ютерного моделювання динамічних показників безпеки руху та оцінити характеристики динамічного навантаження шворневих балок рам кузовів вагонів електропоїзда.

3.1.1. Недоліки конструкції екіпажної частини електропоїздів HRCS2 та робіт щодо допуску їх до експлуатації

Значною мірою ситуація з невдалим початком експлуатації електропоїздів HRCS2 обумовлена конструкційними недоліками екіпажної частини.

Загалом конструкція екіпажної частини електропоїздів HRCS2 побудована за типовими схемами, прийнятими для рухомого складу з конструкційними швидкостями 160 км/год. Разом із тим, за результатами аналізу конструкційних особливостей ходових частин виявлено суттєві відмінності за конструкцією та характеристиками центрального ресорного підвішування та інших пристроїв поєднання візків із надресорною будовою від типових технічних рішень, застосовуваних у сучасних швидкісних електропоїздах. Так, у центральному ступені ресорного підвішування електропоїзда HRCS2 відсутні гасителі вертикальних коливань, тоді як у другому ступені підвішування швидкісних екіпажів такі гасителі встановлюються. Відсутність вертикальних гідравлічних гасителів коливань у центральному ступені підвішування можна пояснити демпфірувальними властивостями пневмопідвішування, проте відповідні дані не були визначені при випробуваннях із допуску електропоїздів HRCS2 до експлуатації. Крім того, відсутні пристрої, які мають додатково обмежувати нахили кузовів при русі поїздів у кривих із непогашеними прискореннями (торсіонні системи).

Нетиповим є технічне рішення щодо встановлення кронштейнів кріплення гасителів коливань виляння. Подібні кронштейни, як правило, встановлюються на повздовжніх балках рам кузовів, тоді як у вагонах електропоїзда HRCS2 такі кронштейни встановлено на шворневих балках (рис. 3.1). Наявні відхилення від загальноприйнятих технічних рішень щодо кріплень гасителів коливань виляння до рам кузовів мали бути обґрунтовані відповідними міцнісними розрахунками, що не було зроблено на стадії проєктування електропоїзда HRCS2.

Аналізуючи передумови, що сприяли появі низки технічних відмов електропоїздів, слід зауважити, що українські залізниці донедавна не мали достатнього досвіду в організації швидкісного руху. Очевидно, що на кількість відмов електропоїздів HRCS2 значно вплинули недостатні за обсягом, глибиною й достовірністю попередні та приймальні випробування й технічні експертизи цих поїздів.



Рис. 3.1. Візок вагона електропоїзда NRCS2

Зокрема, не було проведено ходових міцнісних випробувань і випробувань на співударяння. Також не проведено випробувань пневморесор у аварійному режимі і випробування на скидання з клинів. При проведенні випробувань із взаємодії струмоприймачів із контактною мережею виявлено серйозні недоліки.

Технічна експертиза втомної міцності рами кузова виконана з принциповими недоліками, що не сприяло достовірності прогнозованої оцінки показників втомної міцності несівних конструкцій. Так, за технічним завданням на розробку електропоїзда динамічні характеристики візка у різних робочих режимах повинні відповідати Пам'ятці UIC 518 OR [69], а міцність рами візка має підтверджуватись розрахунком і випробуванням на втому за вимогами Пам'ятки UIC 615-4 [106]. Відповідні перевірки не були проведені.

В процесі експлуатації шворневі балки рам кузовів піддаються навантаженням за складною схемою: у вертикальному напрямку – від пневморесор; у горизонтальному поперечному напрямку – від гасителів коливань відносу та пневморесор; у поздовжньому напрямку – від пневморесор і гасителів коливань вилання. Ці складові сил повинні бути враховані при проєктуванні, що не було виконано у повному обсязі.

В міцнісних розрахунках розробника не враховані навантаження на раму кузова, що виникають від дії гасителів коливань вилання. Саме ці навантаження за наявності недосконалого конструкційного вирішення вузла кріплення гасителів коливань вилання до шворневих балок призвели до втомних руйнувань останніх.

Як наслідок, після 1,5-річної експлуатації всі електропоїзди моделі HRCS2 було відправлено на доопрацювання, а саме розробку й реалізацію рекомендацій щодо усунення й запобігання появі тріщин у несівних елементах шворневих балок. Руйнування шворневих балок рам кузовів спричинило необхідність термінових робіт із модернізації вузлів кріплень гасителів коливань виляння.

У зв'язку з визначенням причин виникнення руйнувань шворневих балок у зонах кріплення гасителів коливань виляння рам кузовів електропоїздів HRCS2 виникли такі завдання: визначити шляхом комп'ютерного моделювання динамічні показники безпеки руху та оцінити характеристики динамічного навантаження шворневих балок рам кузовів вагонів електропоїзда.

3.1.2. Комп'ютерне моделювання динаміки руху вагонів електропоїзда

Для вирішення зазначених завдань розроблено узагальнену комп'ютерну модель динаміки причіпного й моторного вагонів електропоїзда. Загальну структуру моделі наведено на рис. 3.2.

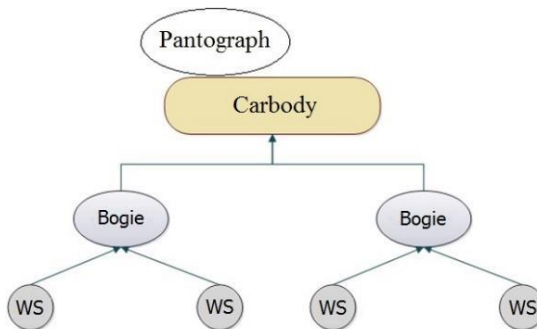


Рис. 3.2. Структура моделі динаміки руху вагона

Модель динаміки вагона об'єднує кузов та елементи струмоприймача, включає дві підсистеми візків, кожна з яких містить раму та колісні пари. Геометричні й інерційні параметри моделі визначено за технічною документацією вагона, обладнаного струмоприймачем.

Для моделювання дії пневморесор, які входять у систему другого ступеню підвішування, застосовано силові елементи, представлені за допомогою моделі S. Nishimura. Жорсткість та коефіцієнти демпфірування силових елементів встановлено за відповідними параметрами пневморесор. Для відображення дії гасителів поперечних коливань та

гасителів коливань впливання в моделі застосовано нелінійні силові елементи.

На динамічні показники рухомого складу суттєво впливає стан колії, який визначається наявними нерівностями. Для моделювання нерівностей колії використано алгоритм формування реалізації випадкового процесу за наданими функціями спектральної щільності [63]. Моделювання динаміки руху досліджуваних вагонів виконано на прямих ділянках колії та в кривих. Розрахунки динамічного навантаження шворневих балок виконано при двох станах колії, які умовно характеризуються оцінками «добре» та «задовільно».

Загальна система сформована з 19 твердих тіл і має 50 ступенів вільності. За вихідні беруться величини, необхідні для оцінки як навантаження шворневих балок, так і відповідності динамічних характеристик досліджуваних екіпажів умовам безпеки руху. Для забезпечення наочності комп'ютерної моделі її окремі деталі, зокрема буксовий вузол, рама візка, кузов та елементи струмоприймача, розроблено у вигляді тривимірних графічних об'єктів у програмному забезпеченні Solid Works, які імпортуються в комп'ютерну модель динаміки кожного вагона [107].

Графічний формат комп'ютерної моделі динаміки руху причіпного вагона наведено на рис. 3.3. За подібною процедурою розроблено модель моторного вагона.

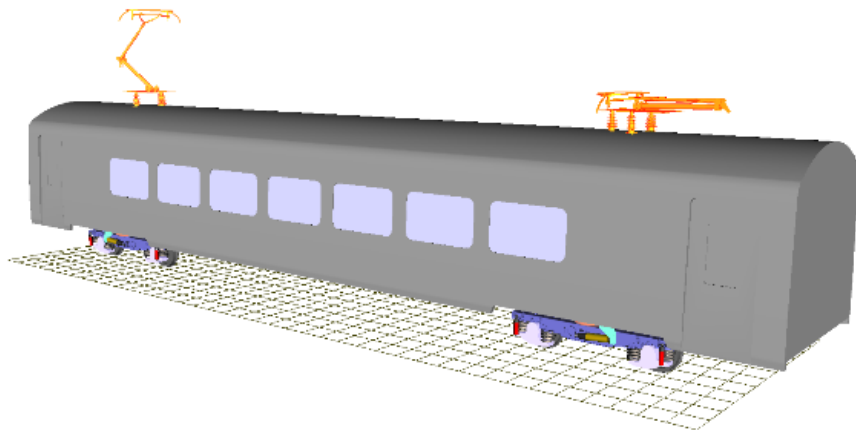


Рис. 3.3. Загальний вигляд динамічної моделі вагона

Верифікацію розробленої комп'ютерної моделі проведено шляхом співставлення результатів розрахунків із даними контрольних ходових динамічних випробувань вагонів. Задовільною відповідністю результатів

розрахунків та експериментальних даних підтверджено адекватність комп'ютерної моделі динаміки руху вагонів.

За вихідні беруться величини, необхідні для оцінки як навантаження шворневих балок, так і відповідності динамічних характеристик досліджуваних екіпажів умовам безпеки руху. Набір вихідних величин моделі вагона містить два основні блоки. Перший блок – це горизонтальні й вертикальні прискорення кузова вагона, рам візків та колісних пар, а також показники стійкості від сходження з рейок. Другий блок сформований з переміщень точок кузова в направляючому (шворневому) перетині, а також переміщень точок струмоприймача.

Для обчислення вихідних величин в моделі вагона призначені певні точки – «датчики», загальна кількість яких становить 44. Ці «датчики» розміщені на компонентах механічної системи таким чином: 5 точок – на струмоприймачі в двох положеннях, які відповідають крайнім висотам контактного підвісу; 12 точок – на кузові вагона; 5 точок – на кожній рамі візка; 3 точки – на кожній колісній парі.

Схеми розміщення «датчиків» показані на рис. 3.4 і 3.5. Для оцінки динамічних характеристик вагонів, а саме, ходових якостей і показників безпеки руху, застосована система показників, що включає: горизонтальні поперечні і вертикальні прискорення кузова вагона (точки $C1$, $C0$, $C2$ на рис. 3.4); горизонтальні поперечні прискорення рами візка (точки $Ri1$ і $Ri2$, де i – номер колісної пари, на рис. 3.5); горизонтальні поперечні і вертикальні прискорення буксових вузлів.

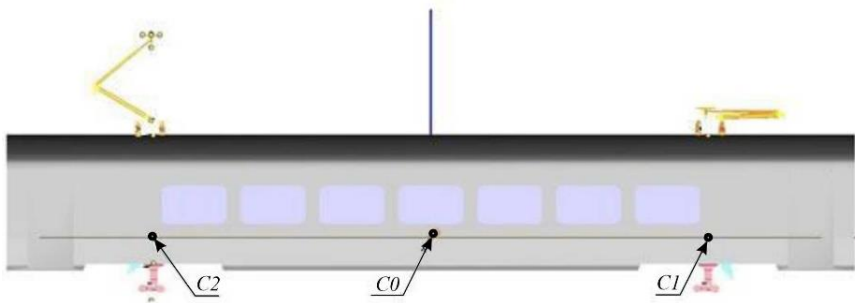


Рис. 3.4. Розміщення «датчиків» на кузові вагона

В якості вхідних даних використовуються значення, необхідні для оцінки навантажень як опорних балок, так і відповідності динамічних характеристик випробуваного рухомого складу умовам безпечної експлуатації. Набір початкових значень моделі вагона має два основних блоки. Перший блок — це горизонтальні та вертикальні прискорення кузова вагона, рам візків і колісних пар, показники стійкості проти

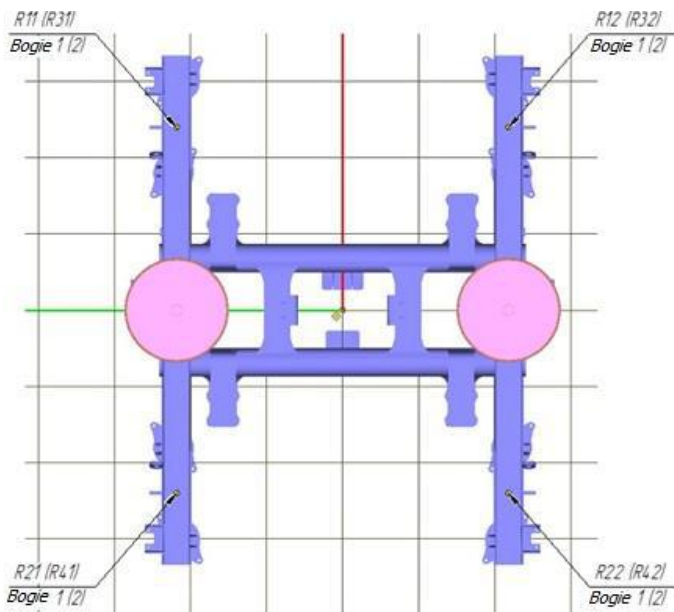


Рис. 3.5. Розміщення «датчиків» на рамі візка

сходження з рейок. Другий блок складається із переміщень точок кузова в направляючому (шворневому) поперечному перерізі та переміщень точок струмознімального пристрою.

На підставі проведених імітаційних досліджень оцінено горизонтальні відхилення осі струмоприймача щодо осі колії та визначено бокові відхилення направляючого перетину на прямих ділянках колії та в кругових кривих при різних радіусах кривих і підвищеннях зовнішньої рейки й параметрах перехідних ділянок за всіма можливими швидкостями руху.

Результати комп'ютерного моделювання динаміки вагонів електропоїзда HRCS2 доводять, що шворневі балки зазнають значної силової дії просторового характеру, зокрема з боку гасителів коливань впливання. Разом із тим, компанією-виробником при виконанні міцнісних розрахунків кузовів вагонів електропоїзда HRCS2 не були проведені розрахунки міцності шворневих балок на силову дію гасителів коливань впливання. Натомість в експертному висновку щодо оцінки втомної міцності рами кузова не зазначено, що в міцнісних розрахунках виробника не враховані навантаження на раму кузова, які виникають від дії гасителів коливань впливання. Саме ці навантаження за наявності недосконалого

конструкційного вирішення вузла кріплення гасителів коливань виляння до шворневих балок призвели до втомних руйнувань останніх.

За результатами комп'ютерного моделювання та експертного аналізу щодо встановлення причин виникнення руйнувань шворневих балок у зонах кріплення гасителів коливань виляння рам кузовів вагонів електропоїздів HRCS2 визначено, що фактор стану колії має значно менший вплив на втомну міцність шворневих балок порівняно з іншими факторами.

Аналіз динамічних показників безпеки руху вагонів електропоїзда HRCS2 проведено на підставі чисельного експерименту за розрахунковими режимами, які найближче репрезентують експлуатаційні умови. Для дослідження впливу характеристик гасителів коливань виляння на умови безпеки руху розглянуто три конструкційні варіанти, які відповідають таким розрахунковим випадкам:

- 1 – початкова силова характеристика гасителів коливань виляння;
- 2 – дворазове зменшення параметра демпфірування гасителя коливань виляння;
- 3 – гасителі коливань виляння відсутні.

Для кожного з розрахункових варіантів визначено:

- мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості колісних пар проти сходження з рейок за умови вкочування гребеня колеса на голівку рейки;
- рамні сили в долях статичного навантаження;
- прискорення кузова;
- значення коефіцієнтів вертикальної динаміки центрального й буксового ступенів підвищування;
- прискорення рам візків;
- бокові та вертикальні сили взаємодії коліс і рейок.

На рис. 3.6 і 3.7 наведено залежності від швидкості руху мінімальних значень коефіцієнтів запасу стійкості колісних пар проти сходження з рейок для розглянутих розрахункових варіантів стосовно причіпного й моторного вагонів відповідно.

Як видно з цих рисунків, у розглянутих розрахункових варіантах граничний рівень коефіцієнта запасу стійкості не досягається, отже можна стверджувати, що як причіпний, так і моторний вагони відповідають вимогам безпеки руху в робочому діапазоні швидкостей руху. Слід зазначити, що загалом значення коефіцієнта запасу стійкості, розраховані для варіанта 1, нижче аналогічних значень для варіантів 2 і 3. При цьому найбільшим запасом стійкості відрізняється випадок, коли гасителі коливань виляння відсутні (варіант 3). Усе це доводить недостатню обґрунтованість прийнятого компанією-виробником рішення щодо використання гасителів коливань виляння та вибору їх характеристик.

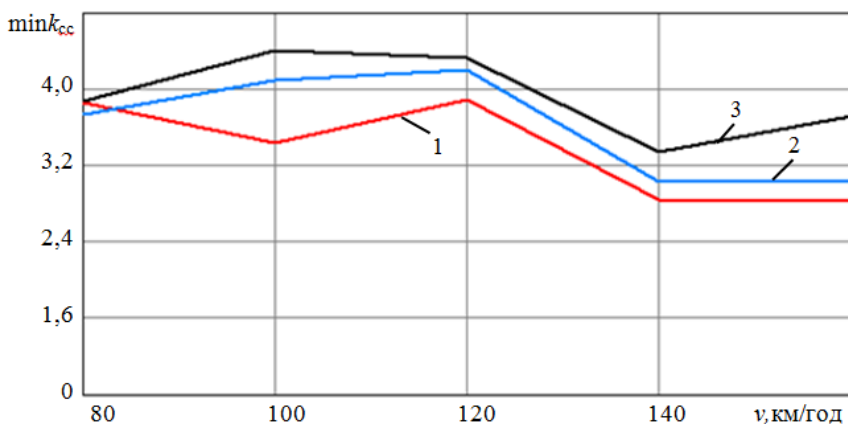


Рис. 3.6. Мінімальні значення коефіцієнта запасу стійкості проти сходження з рейок колісних пар причіпного вагона

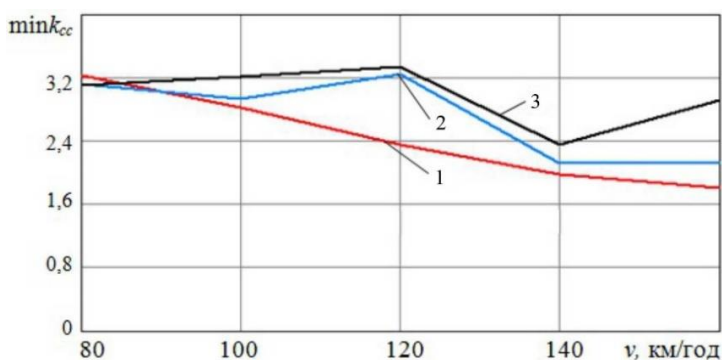


Рис. 3.7. Мінімальні значення коефіцієнта запасу стійкості проти сходження з рейок колісних пар моторного вагона

3.2. Дослідження динамічних характеристик швидкісного вагона

Питанням математичного моделювання динаміки швидкісного рухомого складу присвячено чисельні дослідження. Значна робота в цьому напрямку виконана українською науковою школою академіка В. А. Лазаряна [108]. Так, ще в 1971-72 роках за ініціативи В. А. Лазаряна було проведено серію унікальних експериментів зі швидкісним вагоном-

лабораторією (ШВЛ), який приводився в рух спаркою реактивних двигунів літака ЯК-40, встановлених над кабіною машиніста головного вагона електропоїзда ER22Р. Під час випробувань ШВЛ на Придніпровській залізниці було досягнуто рекордної на той час для залізниць колії 1520 мм швидкості руху – 250 км/год. За результатами цих випробувань було перевірено раніше побудовану математичну модель просторових коливань ШВЛ [109]. У подальшому ця модель як базова використовувалась при дослідженнях динаміки швидкісного рухомого складу, наприклад, вагонів електропоїзда ER-200.

3.2.1. Моделювання динаміки руху вагона локомотивної тяги

В якості об'єкта досліджень прийнято швидкісний вагон на візках типу моделі 68-7041 з пневмопідвішуванням. Математичну модель динаміки цього вагона створено за методом підсистем [110]. За структурою розрахункова модель досліджуваного вагона подібна до раніше побудованих і верифікованих моделей [111, 112].

Структурно досліджуваний об'єкт «Швидкісний вагон» є цілісною системою, до складу якої входять окремі підсистеми твердих тіл, пов'язаних між собою шарнірними зв'язками і силовими елементами. Прийнятими підсистемами вагона є кузов і візки, які в свою чергу включають підсистеми колісних пар. За структурою модель динаміки руху швидкісного пасажирського вагона має три рівні (рис. 3.8): 1 – «Колісні пари»; 2 – «Візки»; 3 – «Вагон». Загальна модель містить тотожні підсистеми з еквівалентними ідентифікаторами параметрів інерційних характеристик тіл, пружно-дисипативних властивостей, силових зв'язків.

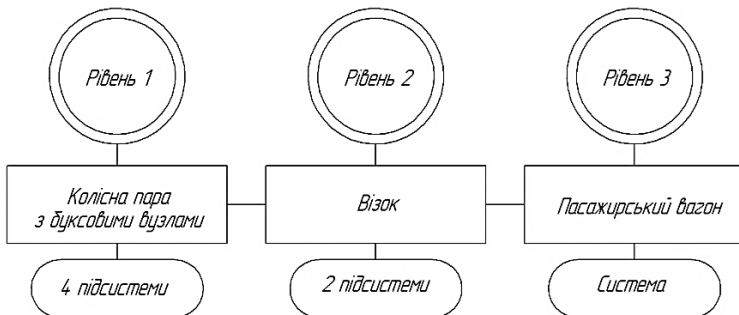


Рис. 3.8. Структурна схема побудови моделі динаміки вагона

Моделювання динаміки руху вагона виконано стосовно руху прямими ділянками. При цьому стандартні відхилення геометричних нерівностей рейкових ниток в горизонтальному й вертикальних напрямках

задані рівними 0,010 і 0,014 м відповідно. Формування нерівностей колії здійснено за представленим у роботі [63] алгоритмом. Для кожного розрахункового варіанту швидкість руху вагонів v варіювалася в діапазоні від 80 до 160 км/год з кроком 20 км/год.

Тестовий розрахунок виконано при фіксованому значенні швидкості руху $v = 160$ км/год. Результат тестового розрахунку представлено фрагментом з процесу моделювання на рис. 3.9. Зокрема, наведені картини силового навантаження коліс контактними силами (зліва вгорі) і осцилограми прискорень рами візка (зліва внизу) і кузова (справа вгорі).

У табл. 3.1 співставлено результати максимальних значень прискорень кузова вагона, отриманих за розрахунками і експериментально при швидкості руху 160 км/год.

Т а б л и ц я 3 . 1

Максимальні прискорення кузова

Спосіб отримання результатів	Горизонтальні прискорення кузова, м/с ²	Вертикальні прискорення кузова, м/с ²
Шляхом комп'ютерного моделювання	1,18	1,10
За результатами ходових динамічних випробувань	1,17	1,25

Дані табл. 3.1 свідчать про задовільну відповідність результатів розрахунків і експерименту. Так, відмінність по горизонтальних прискореннях становить 0,9%, а по вертикальних – 12%. Таким чином, проведене тестування підтверджує адекватність розробленої комп'ютерної моделі досліджуваному об'єкту.

Побудовану таким чином комп'ютерну модель динаміки руху швидкісного вагона використано для проведення комплексу досліджень з визначення впливу на динамічні показники безпеки руху й комфортність перевезень пасажирів параметрів ходових частин та колії на ділянках, призначених для швидкісного руху. Зокрема, досліджено залежності динамічних характеристик вагона від величини еквівалентної конусності.

Як встановлено за результатами численних досліджень, в залежності від конструкції і параметрів ходових частин на динамічну поведінку рейкових транспортних засобів, зокрема на критичні швидкості щодо автоколивальності, значно впливає конфігурація робочих поверхонь коліс і рейок [81]. Особливого значення проблема оптимальної взаємодії екіпажних частин і колії набуває для швидкісного рухомого складу.

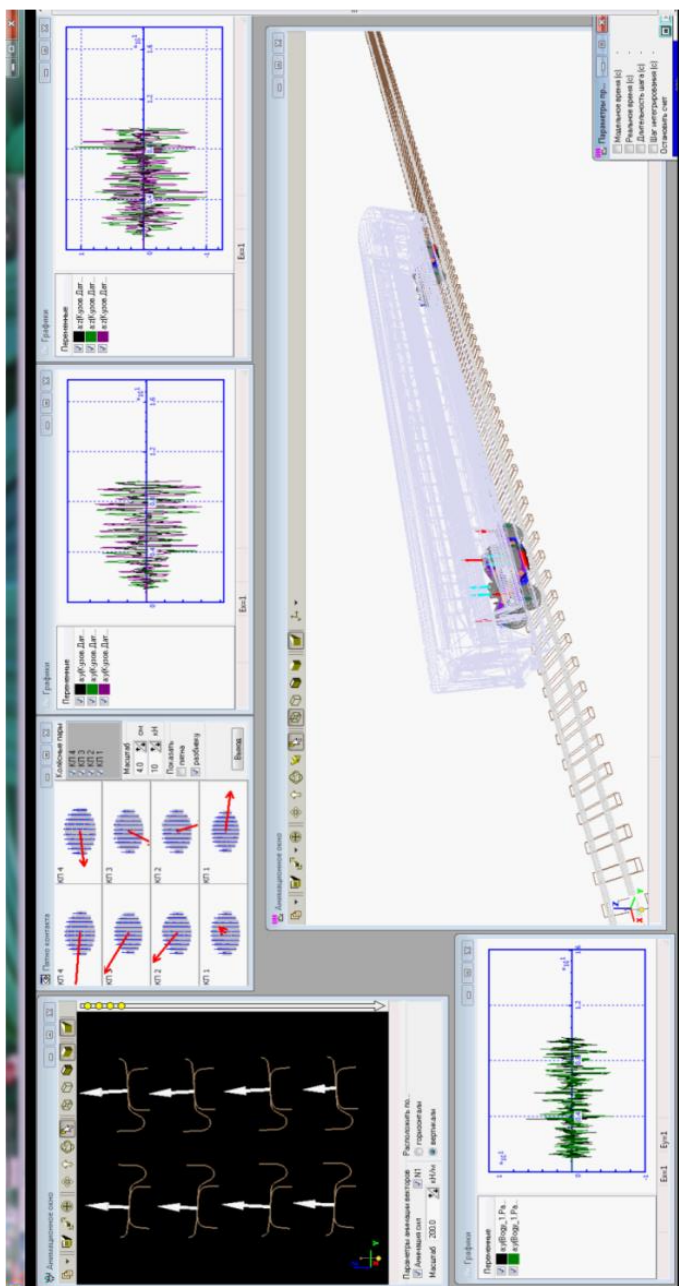


Рис. 3.9. Фрагмент процесса моделирования динамики ruchu швидкісного вагона при $v = 160$ км/год

За нормативними документами, що діють на залізницях країн Євросоюзу, польові випробування з допуску до експлуатації рухомого складу мають проводитись за певних параметрів взаємодії коліс і рейок, зокрема таких, що відбивають умови зношених робочих поверхонь, що контактують [69, 76]. Такий підхід запроваджено з метою перевірки впливу на динамічні якості рухомого складу природних спрацювань коліс і рейок. Результатами відповідних досліджень доведено, що для певних одиниць рухомого складу критичні швидкості щодо автоколивань впливання значно чутливі до обрисів поверхонь кочення коліс [19]. Однак до теперішнього часу в нормативних документах щодо проведення ходових динамічних випробувань рухомого складу колії 1520 мм не передбачено перевірки впливу зношеності коліс на динамічну поведінку того чи іншого екіпажу, що не дає змоги якісно оцінити його ходові якості в реальних умовах експлуатації [113, 114].

Як свідчать численні дослідження коливань та стійкості руху рейкових екіпажів, геометричні характеристики взаємодії коліс і рейок належать до чинників, що визначають динамічні властивості рухомого складу [73, 115]. Тому при дослідженні умов безпечної та комфортної експлуатації рухомого складу, призначеного для експлуатації з підвищеними швидкостями, перш за все, слід оцінити вплив характеристик геометричної взаємодії коліс і рейок.

3.2.2. Еквівалентні конусності

Серед параметрів, що характеризують геометричну взаємодію колісних пар і рейок, узагальнену роль виконує так звана «еквівалентна конусність». Саме цей параметр дозволяє оптимально оцінювати контакт пари «колесо-рейка» на прямих ділянках колії й в кривих великого радіусу. За визначенням еквівалентна конусність дорівнює тангенсу $tg\gamma_e$ кута конуса γ_e колісної пари з конічними колесами, поперечний рух якої має ту ж кінематичну довжину хвилі, що й ця колісна пара [116].

Еквівалентна конусність надає можливість зіставляти умови контакту коліс і рейок у різних станах за конструкцією і утриманням. При цьому використовується підхід лінеаризації. Цей підхід полягає у заміні нелінійної залежності зміни радіусу кола кочення лінійною. Кутовий коефіцієнт цієї лінійної залежності і є еквівалентною конусністю.

Для того, щоб мати змогу порівнювати результати, отримувані для різних залізниць, необхідно при визначенні еквівалентної конусності дотримуватись єдиних правил. З цією метою Міжнародним союзом залізниць запроваджені принципи обчислення еквівалентної конусності, які визначені Пам'яткою UIC 519 [116].

Методика обчислення еквівалентної конусності полягає в наступному [117]: задається аналітичний опис профілів коліс і рейок; для кожного поперечного переміщення у колісній парі обчислюють характеристику $\Delta r = f(y)$ як різницю між правим і лівим радіусами кіл кочення коліс $\Delta r = r_r - r_l$; застосовуючи лінійну регресію до частини характеристики $\Delta r = f(y)$ в межах інтервалу $2y$, визначають еквівалентну конусність $tg\gamma_e$ для поперечного переміщення у колісній парі. Еквівалентна конусність має бути обчислена з фактичним профілем колеса випробовуваного транспортного засобу і теоретичним профілем рейки колії відповідної ширини. При цьому бічне переміщення колісній парі розглядається в діапазоні $y = \pm 3$ мм.

За означеною методикою обчислено величини еквівалентної конусності для варіантів профілів коліс за ГОСТ 9036 і ДМетІ [118]. При цьому профіль колеса за ГОСТ 9036 розглядається у двох станах – початковому (новому або заново обточеному) і зношеному (рис. 3.10).

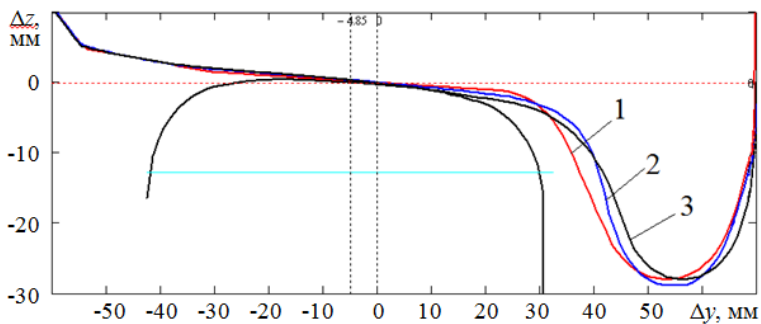


Рис. 3.10. Профілі коліс, для яких визначено ефективні конусності:
1 – новий профіль за ГОСТ 9036; 2 – профіль зі зносом; 3 – профіль ДМетІ

За розрахунками для колії 1520 мм з рейками типу Р65 еквівалентна конусність μ_e коліс зі стандартним профілем поверхні кочення до вибору зазору в колії постійна й становить 0,05, а після вибору зазору значення μ_e швидко збільшуються до 0,49. Еквівалентна конусність коліс з профілем UIC становить приблизно 0,01 при переміщеннях до 8 мм, а потім збільшується до 0,3. Колеса з поверхнею кочення за ДМетІ у розглянутому діапазоні мають постійну еквівалентну конусність $\mu_e = 0,123$.

У разі використання рейок типу UIC60 еквівалентна конусність стандартних вагонних коліс в діапазоні переміщень до 4,5 мм дорівнює

0,05, тобто вона така ж сама, що й на рейках типу Р65. Після вибору зазору в колії значення μ_e стрімко зростають, досягаючи 0,86 при переміщенні колісної пари на 0,01 м. У коліс з профілем UIC $\mu_e = 0,4$ при $y = 0,001$ м і $\mu_e = 0,161$ при $y = 0,005$ м. Після вибору зазору в колії величина μ_e зростає за характером, близьким до білінійного. Ефективна конусність коліс з профілем поверхонь кочення за ДМетІ залишається постійною при зміщеннях колісної пари до 8 мм ($\mu_e = 0,131$), після чого значення μ_e повільно зростає.

За рекомендаціями ОСЖД при утриманні колії на ділянках швидкісного руху мінімальні допуски ширини становлять $\{+2, -2\}$, а максимальні – $\{+6, -4\}$ [119]. Таким чином, стосовно колії 1520 мм розмір ширини колії S допускається в діапазоні 1516–1526 мм. Для заданих профілів коліс обчислено еквівалентні конусності при зміні ширини колії з рейками Р65 у зазначеному діапазоні з кроком 2 мм.

За результатами розрахунків отримано, що еквівалентна конусність $tg\gamma_e$ для коліс з новим стандартним профілем поверхні кочення в межах змін ширини колії від 1516 до 1526 мм постійна й дорівнює 0,05. Еквівалентна конусність для коліс зі зношеними поверхнями кочення змінюється від значення 0,247 при ширині колії 1516 мм до 0,111 при ширині колії 1526 мм. Коли ширина колії змінюється від 1516 мм до 1520 мм, значення $tg\gamma_e$ змінюється з 0,247 до 0,142. Далі, при ширині колії 1522 мм $tg\gamma_e = 0,149$, а коли ширина колії збільшується від 1524 мм до 1526 мм, значення еквівалентної конусності змінюється від 0,133 до 0,111.

Для колеса з поверхнею кочення за профілем ДМетІ значення еквівалентної конусності поступово змінюється з $tg\gamma_e = 0,128$ при ширині колії 1516 мм до $tg\gamma_e = 0,115$ при ширині колії 1526 мм, що більше ніж вдвічі перевищує значення ефективної конусності для випадку коліс з стандартним профілем поверхонь кочення.

Відмінності за значеннями ефективної конусності при різних профілях коліс призводять до зміни довжини хвиль виляння L_{he} колісної пари. Так, якщо у випадку коліс обточених по профілю за ГОСТ 9036 $L_{he} = 17,21$ м і не залежить від ширини колії, то при зношених колесах значення L_{he} змінюється від 7,74 м при $S = 1516$ мм до 11,55 при $S = 1526$ мм. У разі використання профілю ДМетІ довжина хвилі виляння колісної пари незначно змінюється від 10,76 м до 11,35 м з уширенням колії від 1516 мм до 1526 мм.

Слід зазначити, що скорочення довжини хвилі виляння підвищує частоти горизонтальних коливань екіпажу. Так, при $v = 160$ км/год частота коливань виляння колісної пари з колесами, що мають профіль за ГОСТ 9036 становить 2,60 Гц, тоді як при зношених колесах частота коливань виляння колісної пари зростає до 4,35 Гц.

У табл. 3.2 зведено значення ефективної конусності $tg\gamma_e$ і довжини хвилі виляння L_{he} , які обчислені для трьох варіантів конфігурації поверхонь кочення коліс, що розглядаються, при різній ширині колії. З табличних даних видно, що розглянуті сполучення профілів коліс і рейок суттєво різняться за характером взаємодії. Так, якщо для випадку нових коліс, обточених за ГОСТ 9036, ефективна конусність і довжина хвилі виляння колісної пари не залежать від ширини колії, то при зношених колесах ці величини стають суттєво чутливими до зміни ширини колії.

Таблиця 3.2

Довжини хвиль виляння при взаємодії колісних пар з різними профілями коліс і ширині рейкової колії

Ширина колії, мм	Стандартний профіль				Профіль ДМетІ	
	Новий		Зношений			
	$tg\gamma_e$	L_{he} , м	$tg\gamma_e$	L_{he} , м	$tg\gamma_e$	L_{he} , м
1516	0,05	17,21	0,247	7,74	0,128	10,76
1518	0,05	17,21	0,177	9,15	0,126	10,84
1520	0,05	17,21	0,142	10,21	0,123	10,98
1522	0,05	17,21	0,149	9,97	0,12	11,11
1524	0,05	17,21	0,133	10,55	0,117	11,25
1526	0,05	17,21	0,111	11,55	0,115	11,35

Як встановлено численними дослідження, в залежності від конструкції і параметрів ходових частин на динамічну поведінку рейкових транспортних засобів, зокрема на критичні швидкості щодо коливань виляння, може значно впливати конфігурація робочих поверхонь коліс і рейок.

3.2.3. Визначення критичних швидкостей

Запровадження швидкісного руху пов'язано з відповідною підготовкою колійної структури за вимогами, що передбачають більш жорсткі обмеження щодо параметрів колії. Перш за все це стосується

допусків на розміри колії [119]. При цьому значна увага має приділятися вимогам до ширини колії [120, 121, 122].

Критичні швидкості в залежності від еквівалентної конусності визначались з використанням комп'ютерної моделі динаміки руху швидкісного вагона. Моделювання руху вагона колією проводилось без збуджень, що діють через нерівності колії, з неперервним зниженням швидкості від 140 до 50 м/с [117]. При заданій тривалості інтегрування рівнянь руху вагона 30 с темп падіння швидкості складав 4,2 м/с². У кожному розрахунковому варіанті отримувались графіки змін у часі поперечних переміщень колісних пар. При цьому критична швидкість $v_{кр}$ визначалась за моментом, коли припинявся режим автоколивань.

На рис. 3.11 показано зведені графіки змін у часі горизонтальних поперечних переміщень всіх чотирьох колісних пар з колесами у початковому (незношеному) стані на колії шириною 1520 мм. Як видно з наведених даних, у цьому випадку автоколивання колісних пар припиняються на 12 с, що при заданому темпі зниження швидкості руху відповідає значенню 89,4 м/с, тобто $v_{кр} = 89,4$ м/с. Отримані результати розрахунків у випадку незношених коліс, обточених за профілем за ГОСТ 9036, при інших значеннях ширини колії в діапазоні 1512–1526 мм показали нечутливість величини критичної швидкості щодо автоколивань вилучення зміни ширини колії.

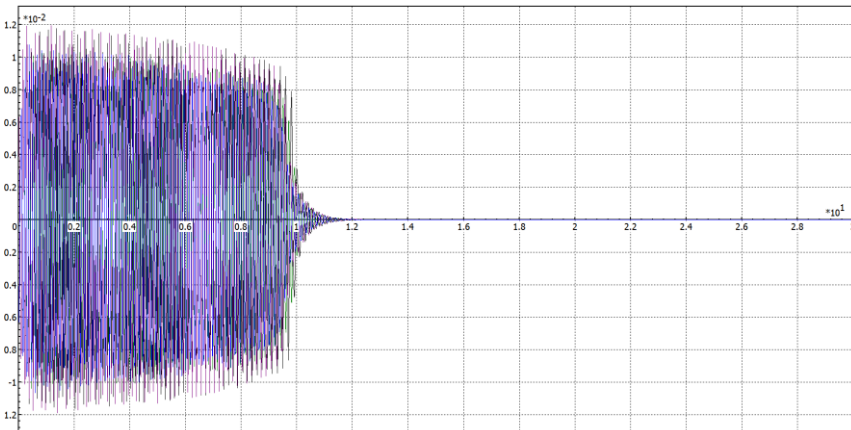


Рис. 3.11. Горизонтальні поперечні переміщення колісних пар (профіль коліс за ГОСТ 9036)

Графіки переміщень колісних пар зі зношеними колесами на колії шириною 1520 мм приведені на рис. 3.12. У цьому випадку критична швидкість становить 48,3 м/с. З порівняння цих даних з представленими на

рис. 3.11 виходить, що зі зносом коліс суттєво погіршуються показники стійкості руху вагона колією з номінальною шириною. Водночас прослідковується тенденція підвищення критичних швидкостей з уширенням колії наступним чином: при $S = 1516$ мм – $v_{кр} = 5,4$ м/с; при $S = 1518$ мм – $v_{кр} = 30,7$ м/с; при $S = 1520$ мм – $v_{кр} = 48,3$ м/с; при $S = 1522$ мм – $v_{кр} = 64,4$ м/с; при $S = 1524$ мм – $v_{кр} = 77,1$ м/с; при $S = 1526$ мм – $v_{кр} = 88,3$ м/с.

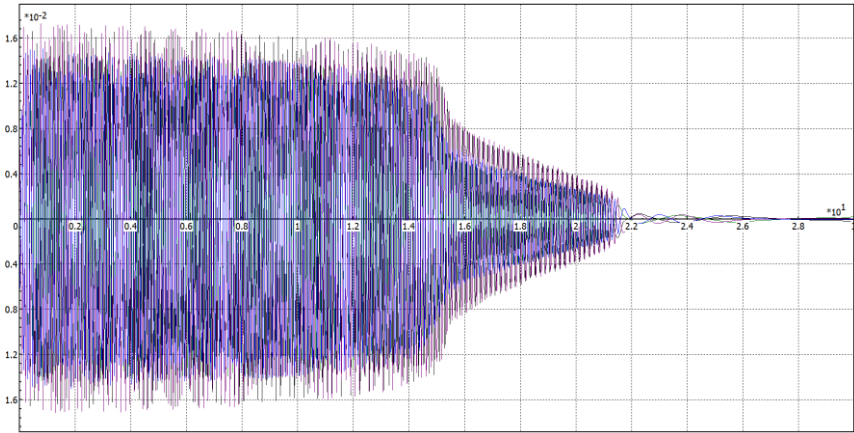


Рис. 3.12. Горизонтальні поперечні переміщення колісних пар (колеса зі зносом)

На рис. 3.13 представлено графіки горизонтальних поперечних переміщень на колії 1520 мм колісних пар, колеса яких мають профіль ДМетІ. З результатів комп'ютерного моделювання у цьому розрахунковому випадку випливає висновок про малу чутливість величини критичної швидкості до зміни ширини колії. Так, при ширині колії в діапазоні $S = 1516$ – 1522 мм значення $v_{кр} = 56,0$ м/с, а при $S = 1524$ – 1526 мм значення $v_{кр} = 60,1$ м/с.

Таким чином, за результатами проведеного дослідження підтверджено суттєву залежність критичної швидкості щодо автоколивальних впливів швидкісного рейкового екіпажу, як основного показника стійкості його руху, від еквівалентної конусності, що характеризує геометричну взаємодію коліс і рейок. Значення критичної швидкості залежить від уживаного профілю коліс.

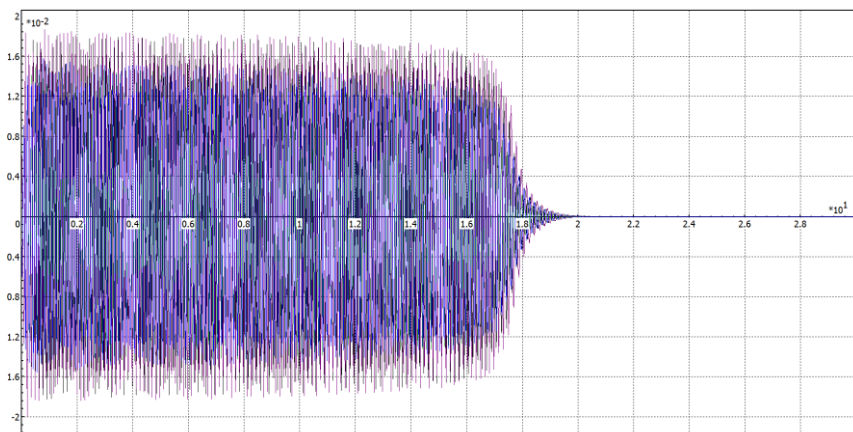


Рис. 3.13. Горизонтальні поперечні переміщення колісних пар
(профіль коліс ДМетІ)

3.2.4. Вплив конфігурації поверхонь кочення коліс на динамічні показники

Як свідчать численні дослідження коливань та стійкості руху рейкових екіпажів, геометричні характеристики взаємодії коліс і рейок належать до чинників, що у значній мірі визначають динамічні властивості рухомого складу. Тому при дослідженні умов безпечної та комфортної експлуатації швидкісного рухомого складу, перш за все, слід оцінювати динамічний вплив характеристик геометричної взаємодії коліс і рейок.

З метою визначення міри впливу конфігурації поверхонь кочення коліс на динамічні показники швидкісного вагона прийнято до розгляду розрахункові випадки, коли колеса досліджуваного екіпажу мають профілі за ГОСТ 9036 (у початковому і зношеному станах) і ДМетІ. При цьому ширина колії варіювалась від 1516 мм до 1526 мм. Для оцінки безпеки руху та плавності ходу швидкісного вагона застосовано аналіз прискорень ходових частин і кузова.

Одним з критеріїв стійкості рухомого складу від сходження з рейок виступають значення горизонтальних поперечних прискорень рам візків [69]. За умови стійкості руху середньоквадратичні відхилення (СКВ) горизонтальних поперечних прискорень рами візка обмежені наступним чином:

$$(\ddot{y}_s^+)_{\lim} = \frac{(\ddot{y}_s^+)_{\lim}}{2}, \quad (3.1)$$

де граничне значення максимального прискорення $\ddot{y}_{\max}^+$ визначається за виразом $\ddot{y}_{\max, \lim}^+ = 12 - \frac{m^+}{5}$, де m^+ – маса візка в т.

Виходячи з того, що маса візка швидкісного вагона становить 6,68 т, значення $(s\ddot{y}_s^+)_{\lim}$ становить 5,33 м/с².

За розрахунковими даними побудовані графіки залежностей СКВ горизонтальних прискорень рам візків, що представлені на рис. 3.14–3.18. На цих рисунках позначено: 1 – СКВ горизонтальних прискорень рами першого (за напрямком руху) візка вагона над першою колісною парою; 2 – СКВ горизонтальних прискорень першого візка вагона над другою колісною парою; 3 – СКВ горизонтальних прискорень рами другого (за напрямком руху) візка вагона над першою колісною парою; 4 – СКВ горизонтальних прискорень другого візка вагона над другою колісною парою.

Розрахункові дані, отримані при моделюванні руху вагона з колесами за ГОСТ, показали, що величини СКВ горизонтальних прискорень рам візків у всіх контрольованих точках близькі і значно нижче допустимого рівня (рис. 3.14). Встановлено, що зміна ширини колії практично не впливає на цей показник.

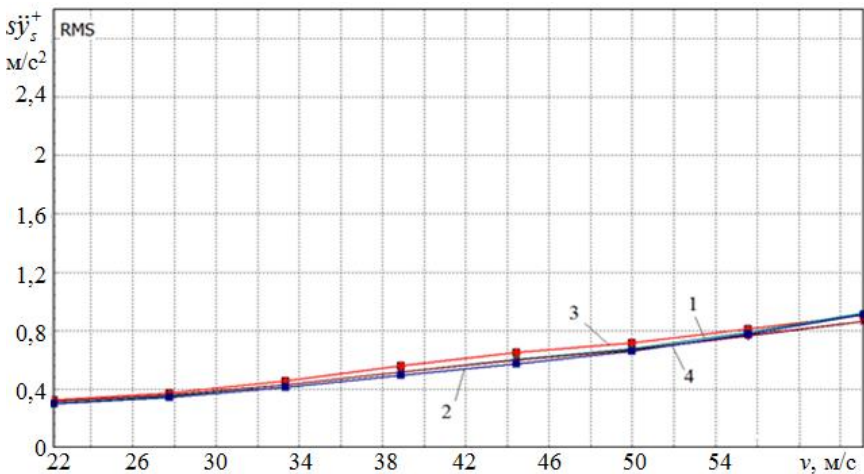


Рис. 3.14. СКВ горизонтальних прискорень рам візків (новий профіль коліс за ГОСТ)

У випадку зношених коліс рівень горизонтальних прискорень рам візків суттєво залежить від ширини колії, знижуючись зі збільшенням ширини колії (рис. 3.15–3.17).

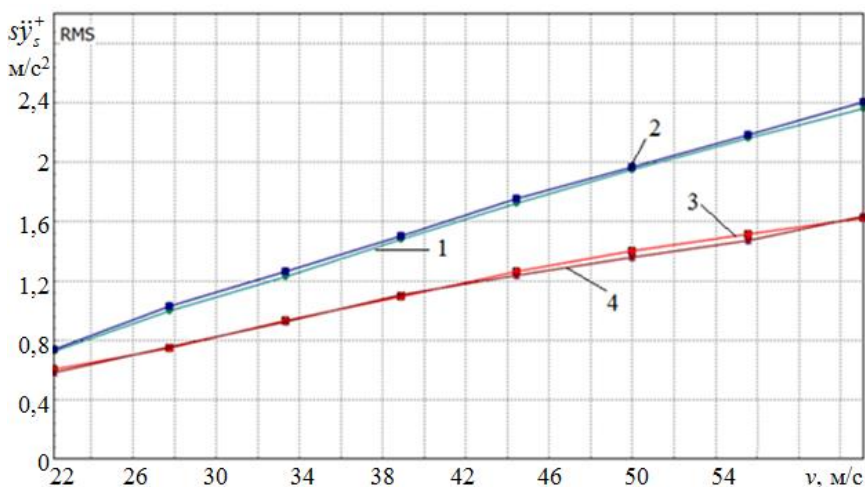


Рис. 3.15. СКВ горизонтальних прискорень рам візків (профіль коліс зі зносом, $S = 1516$ мм)

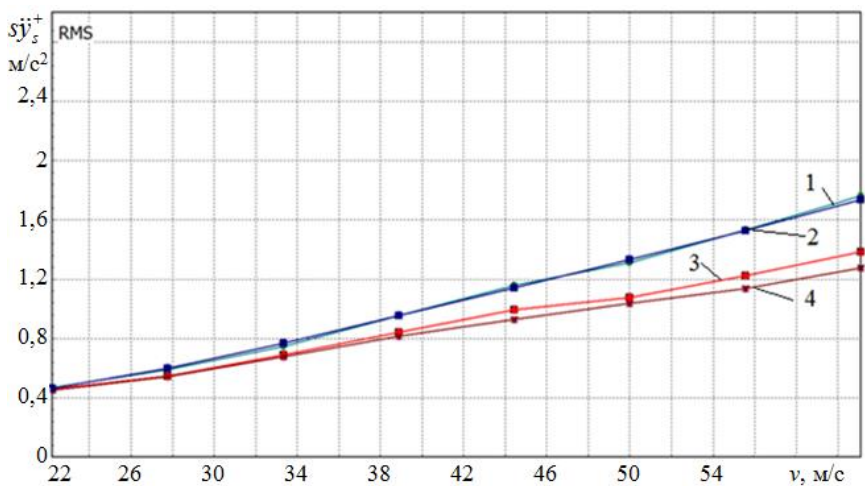


Рис. 3.16. СКВ горизонтальних прискорень рам візків (профіль коліс зі зносом, $S = 1520$ мм)

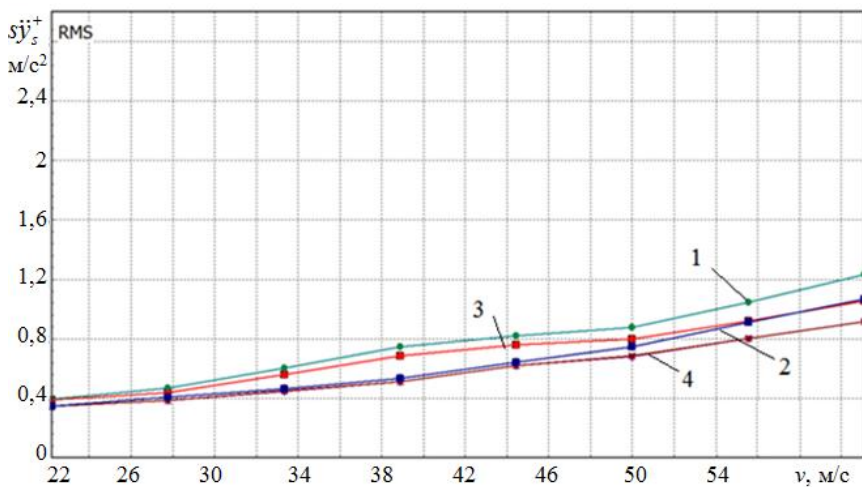


Рис. 3.17. СКВ горизонтальних прискорень рам візків
(профіль коліс зі зносом, $S = 1526$ мм)

При використанні профілю колеса ДМетІ залежності від швидкості руху вагона СКВ горизонтальних прискорень рам візків мало чутливі до зміни ширини колії і залишаються подібними до представлених на рис. 3.18.

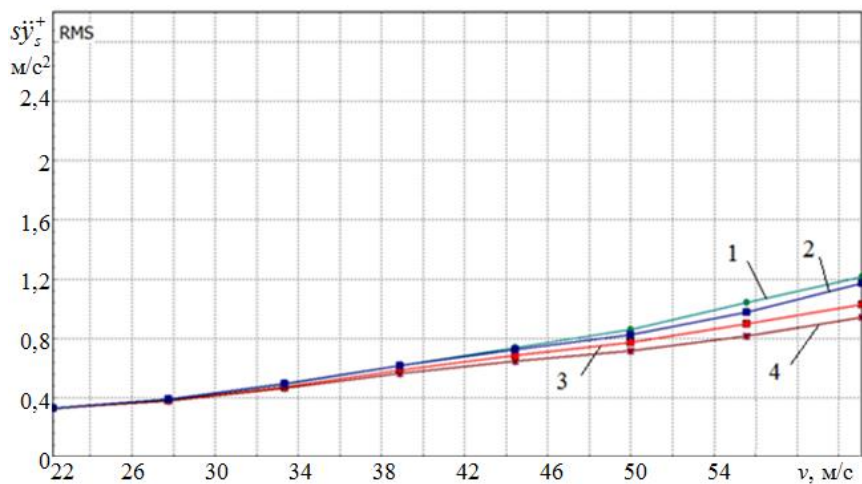


Рис. 3.18. СКВ горизонтальних прискорень рам візків
(профіль ДМетІ, $S = 1516$ мм)

Важливою характеристикою ходових якостей пасажирських вагонів для оцінки комфортності їзди є плавність ходу. Плавність ходу вагонів колії 1520 мм вимірюється в умовних одиницях – показниках плавності ходу W_{zi} . Відповідно до типової методики показники плавності ходу W_{zi} визначаються за середньоквадратичним значенням прискорень u_k на виході «фізіологічного фільтра» [123]:

$$W_i^k = (q_k \cdot \sigma_{ni})^{0,3},$$

де коефіцієнт q_k при дослідженні горизонтальних коливань дорівнює 1,71, а при дослідженні вертикальних коливань – 1,34;

σ_{ni} – стандарт прискорення п'ятника вагона, відкорегований «фізіологічним» фільтром, що враховує реакцію людини на вібрацію, з нормованою частотною характеристикою $q(f)$.

Модуль частотної характеристики фільтра визначається за формулами:

- для горизонтальних коливань –

$$q(f) = \frac{2,67 f}{(1 + 4 f^2)(1 + 0,445 f^2)}, \quad (3.2)$$

- для вертикальних коливань –

$$q(f) = \frac{1,15 f \sqrt{1 + 0,1 f^2}}{\sqrt{(1 + 4,04 f^2) \left((1 - 0,0364 f^2)^2 + 0,045 f^2 \right)}}. \quad (3.3)$$

У виразах (6.2) і (6.3) f – частота вимушених коливань, Гц. Тоді

$$\sigma_{ni} = \sqrt{2 \int_{f_1}^f q^2(f) S(f) df}, \quad (3.4)$$

де $S(f)$ – спектральна щільність прискорень.

За результатами кожного розрахункового варіанта для кожної групи вихідних величин передбачено статистичну обробку, зокрема, визначення найбільших за абсолютною величиною значень, математичних очікувань та середньоквадратичних відхилень перелічених величин. При цьому

розглянуто вплив на значення W_z профілів поверхонь кочення коліс і ширини колії.

За отриманими результатами моделювання динаміки руху вагона визначено, що залежності значень показника W_{zv} у вертикальному напрямку від швидкості руху у розглянутих розрахункових випадках залишаються однаковими. Отже, цей показник не чутливий до зміни параметрів, що варіювались, а саме ширини колії в заданому діапазоні 1516 – 1526 мм і розглянутих профілів поверхонь кочення коліс – за ГОСТ у початковому і зношеному стані та ДметІ. Загалом плавність ходу по вертикалі задовольняє вимогам комфортності перевезень пасажирів.

Графіки залежностей показників плавності ходу у горизонтальному напрямку W_{zg} від швидкості руху представлено на рис. 3.19–3.21. Тут позначено: 1 – показники W_{zg} посередині кузова вагона, 2 – показники W_{zg} над першим (за напрямком руху) візком, 3 – показники W_{zg} над другим візком.

Як видно з рис. 3.19, при використанні профілю коліс за ГОСТ у початковому стані показники плавності ходу W_{zg} задовільняють нормативні вимоги у всьому діапазоні швидкостей руху. При зношених колесах показники плавності ходу у горизонтальному напрямку перевищують граничне нормативне значення 3,25 при швидкості руху близько 160 км/год (рис. 3.20).

У разі застосування профілю ДметІ показники плавності ходу у горизонтальному напрямку збільшуючись з ростом швидкості руху, не перевищуючи граничного значення (рис. 3.21).

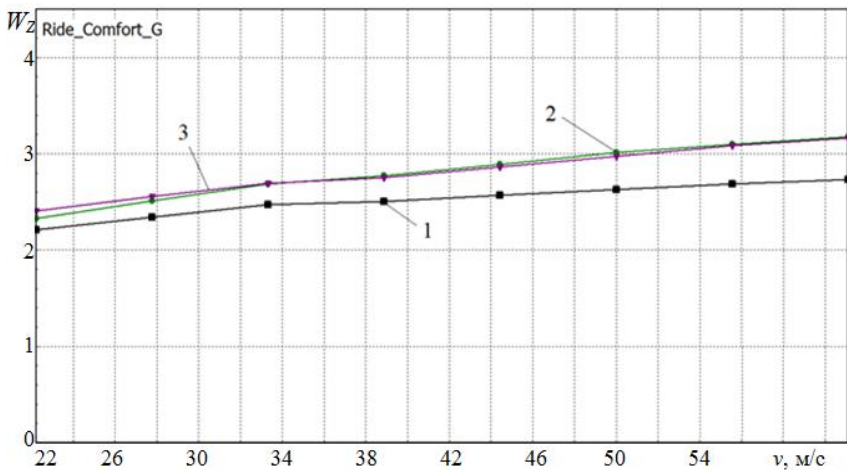


Рис. 3.19. Показники плавності ходу у горизонтальному напрямку (новий профіль коліс за ГОСТ)

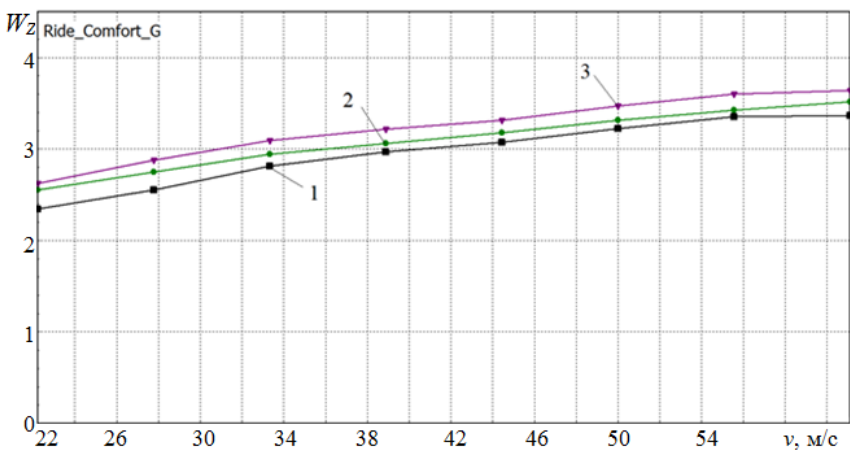


Рис. 3.20. Показники плавності ходу у горизонтальному напрямку (профіль коліс зі зносом)

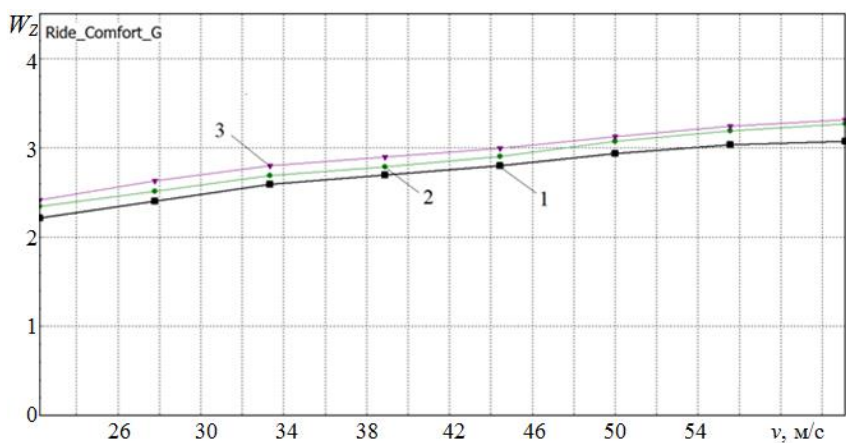


Рис. 3.21. Показники плавності ходу у горизонтальному напрямку (профіль ДМет1)

3.3. Вимоги до ходових частин рухомого складу та стану колії на лініях швидкісного руху

Прогнозоване запровадження швидкісного руху на залізницях України потребує орієнтації на досвід країн, які мають достатні напрацювання щодо організації швидкісних пасажирських перевезень.

Перш за все це має стосуватись якісно нових вимог до рухомого складу і колійної структури на основі гармонізації вітчизняної нормативної бази з європейськими стандартами з безпеки та комфорту пасажирських перевезень залізничним транспортом.

Серед першочергових проблем науково-технічного плану щодо подальшого розвитку швидкісних перевезень, які потребують невідкладного вирішення, постає задача раціонального вибору параметрів екіпажних частин швидкісного рухомого складу (ШРС) і розробка рекомендацій щодо вимог до устрою і стану колії на основі поглибленого вивчення процесів взаємодії рухомого складу і колії. Тому при організації швидкісного руху головна увага повинна приділятися вимогам до конструкції та умовам утримання ходових частин ШРС і колійної структури.

Успішному вирішенню завдань з поповнення парка ШРС мають сприяти науково обґрунтовані підходи до вибору параметрів екіпажних частин з точки зору забезпечення безпеки руху та плавності ходу. Аналіз прогресивних технічних рішень, реалізованих в конструкціях сучасного ШРС, вказують на необхідність створення відповідної нормативної бази стосовно розрахунку й оцінки міцності несівних елементів, динамічних якостей та дії на колію екіпажних частин [124]. Підлягають перегляду нормативні вимоги щодо конструкції та технічного стану колій на лініях швидкісного руху [120].

3.3.1. Вимоги до розробки ходових частин нової генерації

Серед першочергових проблем науково-технічного плану щодо подальшого розвитку швидкісних перевезень, які потребують невідкладного вирішення, постає задача раціонального вибору параметрів екіпажної частини швидкісного рухомого складу (ШРС). Сучасні методи проектування екіпажних частин ШРС передбачають широке застосування засобів комп'ютерного моделювання [124]. Ці засоби використовуються як для міцнісних, так і для динамічних розрахунків.

Перехід до якісно нових вимог до рухомого складу у зв'язку з запровадженням швидкісного руху потребує орієнтації на досвід країн, які мають достатні напрацювання щодо організації швидкісних пасажирських перевезень. Перш за все це має стосуватись європейських стандартів з безпеки та комфорту пасажирських перевезень залізничним транспортом.

Серед першочергових проблем науково-технічного плану щодо подальшого розвитку швидкісних перевезень, які потребують невідкладного вирішення, постає задача раціонального вибору параметрів екіпажної частини швидкісного рухомого складу (ШРС).

Принципово новим елементом у системі вибору раціональних параметрів екіпажної частини ШРС є визначення критичної швидкості щодо автоколивань виляння. Для отримання високих динамічних якостей рейкових екіпажів критична швидкість повинна бути вища за конструкційну. Для отримання високих динамічних якостей рейкових екіпажів критична швидкість $v_{кр}$ повинна бути вища за конструкційну v_k , тобто $v_{кр} > v_k$.

Оскільки динамічні якості рейкових екіпажів визначаються головним чином характеристиками ходових частин, тому при створенні екіпажних частин ШРС візки повинні розроблятися з урахуванням вимог [121]:

- регламентованих сучасних і перспективних умов експлуатації за умов забезпечення безпеки руху;

- регламентованих сучасних і перспективних вимог до їх динамічних якостей та дії на колію, які забезпечують зниження зношуваності ходових частин і елементів колії, що взаємодіють;

- необхідної міцності й корозійної стійкості конструкційних елементів;

- обґрунтованих вимог до надійності, в тому числі безвідмовності, довговічності й ремонтпридатності;

- найбільших зручностей і найменших витрат при використанні, обслуговуванні і ремонті;

- можливостей за необхідністю модернізації конструкції;

- вимог діагностики за маршрутом прямування, при обслуговуванні та ремонті;

- можливостей зручної утилізації.

Заявлені в технічній документації параметри ходових частин повинні знаходитися в установлених межах впродовж всього терміну служби, забезпечуючи здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах, умовах експлуатації та технічного обслуговування.

Очікувана дія на колію нових і модернізованих екіпажів повинна перевірятися в процесі їх проектування методами математичного моделювання з урахуванням нормативних допусків утримання ходових частин і колії, проектних і допустимих швидкостей руху колією відповідної конструкції і стану.

При створенні екіпажної частини рекомендується наступний порядок робіт, який має бути відображений в технічному завданні:

- а) розробка структурної схеми екіпажу і проведення динамічних розрахунків та комп'ютерного моделювання з метою вибору оптимальних характеристик;

- б) проектування та розрахунки на міцність і втомну довговічність вузлів екіпажної частини, які забезпечують безпеку руху;

в) виготовлення дослідних зразків ШРС та проведення випробувань з метою оцінки міцності несівних конструкцій та динамічних якостей в цілому;

г) приймальні випробування з метою перевірки екіпажних частин на відповідність вимогам технічного завдання.

Конструкція ШРС повинна передбачати можливість постійного контролю за технічним станом основних вузлів екіпажної частини на основі використання бортового і стаціонарного діагностичного устаткування. Контроль якості виготовлення ШРС має здійснюватися шляхом проведення періодичних, типових та сертифікаційних випробувань. У разі виявлення в процесі випробувань і експлуатації недоліків в конструкціях, вони підлягають усуненню підприємствами-виробниками за узгодженим порядком.

При проєктуванні екіпажних частин повинна забезпечуватися необхідна несівна здатність елементів, призначених для сприйняття як граничних, так і експлуатаційних навантажень. Несівна здатність конструкційних елементів оцінюється такими величинами: коефіцієнтом запасу міцності щодо допустимих напружень; коефіцієнтом запасу стійкості; довговічністю або ресурсом. Наявна несівна здатність екіпажної частини повинна доводитися за допомогою розрахунків і/або випробувань.

Оцінка несівної здатності екіпажних конструкцій повинна ґрунтуватись на таких положеннях:

- забезпечення збереження несівної здатності конструкції при граничному навантаженні;
- прийнятий запас міцності повинен бути таким, щоб при частковому перевищенні граничного навантаження не відбувались руйнування та зломи несівних елементів;
- конструкційна жорсткість повинна бути такою, щоб деформації під динамічним навантаженням за власними частотами залишалися в допустимих межах, відповідаючи експлуатаційним вимогам;
- циклічні навантаження мають витримуватися протягом призначеного терміну служби (довговічності або ресурсу) без ушкодження конструкції.

Додатково при проєктуванні візків необхідно проводити розрахунки на міцність та втомну довговічність таких складових, як осей колісних пар, пружних елементів ресорного підвішування, гасителів коливань, підшипників тощо.

Динамічні властивості рухомого складу мають оцінюватися за показниками безпеки руху та плавності ходу, а також за коефіцієнтами вертикальної динаміки, горизонтальними поперечними силами, що діють на колісну пару з боку обресорених частин екіпажу (буксові сили), прискореннями кузова й рам візків. Основними показниками, що

характеризують безпеку руху, ϵ : критична швидкість, коефіцієнт запасу стійкості проти сходження коліс із рейок, коефіцієнт запасу стійкості від перекидання.

При проектуванні ШРС розрахунковий рівень їх силової взаємодії з колією повинен забезпечувати безпеку руху за показниками, що характеризують стійкість колеса від вповзання на головку рейки, стійкість рейко-шпальної решітки від зсуву, міцність верхньої будови колії.

Одиниці ШРС нових типів не повинні порушувати умови стійкості та викликати перенапруження в елементах верхньої будови колії під час руху на прямих із конструкційними швидкостями та в кривих зі швидкостями, що відповідають допустимому непогашеному прискоренню при максимально можливому підвищенні зовнішньої рейки.

Визначення розрахункових показників, що характеризують дію екіпажів на колію, має проводитись при граничних допусках на знос коліс, рейок і відхилення від норм будови й утримання колії. При цьому відхилення від проектних за конструкцією результатів поколісного та поосьового розважування повинні знаходитись у межах встановлених допусків, а технічний стан ходових частин, включно з колісними парами, має відповідати експлуатаційним вимогам.

Для руху ШРС з мінімальним опором мають бути раціональним чином встановлені зазори між гребенями коліс і боковими поверхнями головок рейок. Для забезпечення необхідного зазору між колесами та боковими поверхнями головок рейок рекомендується ввести додатковий нормативний параметр «ширина колісної пари», що дорівнює відстані між точками на зовнішніх поверхнях гребенів в місцях визначення їх товщини.

Практика проектування довела доцільність використання засобів комп'ютерного моделювання для вибору раціональних параметрів екіпажних частин доцільно. Для побудови комп'ютерних моделей динаміки руху ШРС та подальшого проведення за їх допомогою динамічних розрахунків для обґрунтування раціональних параметрів екіпажних частин належить використовувати сучасні програмні комплекси, спеціалізовані в галузі динаміки рухомого складу залізниць і мають відповідне підтвердження.

В комп'ютерних моделях динаміки руху ШРС мають бути ретельно визначені параметри, які обумовлюють динамічну поведінку екіпажу, а саме, інерційні параметри тіл механічних системи, які відбивають конструкційні особливості досліджуваних об'єктів, геометричні параметри цих тіл щодо координат шарнірних елементів й точок приєднання силових елементів, пружні та дисипативні характеристики шарнірних та силових елементів.

Включення до комп'ютерної моделі геометричних моделей твердих тіл (3D моделей деталей) не є обов'язковим, але з метою унеможливлення

помилковості завдання геометричних параметрів системи доцільно використовувати (імпортувати) геометричні моделі твердих тіл в якості графічних образів комп'ютерної моделі.

Перед проведенням динамічних розрахунків рекомендується здійснити перевірку опису шарнірних і силових елементів моделі шляхом визначення відповідних силових характеристик (залежність сили чи моменту від переміщення або від швидкості переміщення) на підставі попередніх розрахунків, виконаних за умови відсутності нерівностей колії.

Комп'ютерна модель динаміки ШПС має включати опис поверхонь кочення коліс. Параметри профілів поверхонь кочення коліс слід визначати за креслениками або за даними вимірювань реальних профілів, наприклад, за знятими профілограмами. Для опису нових профілів рекомендується використовувати апроксимацію дугами кіл та лінійними функціями, якщо це відповідає кресленикам. У випадку суттєво криволінійних обрисів профілів доцільно використовувати інтерполяцію сплайнами.

Нерівності колії можуть бути представлені у вигляді різних комбінацій детермінованих складових або випадкових функцій. Для моделювання випадкових нерівностей колії рекомендується використовувати алгоритм формування реалізацій випадкового процесу за наданими функціями спектральної щільності [63]. Опис нерівностей може також бути здійсненим на підставі реальних замірів відхилень рейкової колії, виконаних колієвимірною технікою.

Розроблена модель динаміки екіпажа має перевірятися на адекватність реальному об'єкту. Підтвердження адекватності моделі рекомендується здійснювати шляхом порівняння результатів моделювання з експериментальними даними, наприклад, прискорень кузова й рам візків, отриманими при випробуваннях дослідного зразка.

Шляхом аналізу й оцінки результатів моделювання визначається критична швидкість екіпажа, здійснюється вибір раціональних параметрів підвищування, обчислюються динамічні показники, у тому числі такі, що не піддаються безпосередньому вимірюванню, виконується прогнозування зносу коліс під час експлуатації, уточнюються характеристики динамічних навантажень, потрібних для оцінки міцності та довговічності несівних конструкцій екіпажної частини та проведення їх стендових випробувань. Структурну схему можливих застосувань результатів комп'ютерного моделювання динаміки ШПС показано на рис. 3.22.

При моделюванні динаміки руху ШПС в якості вихідних використовуватися такі величини:

- динамічні бокові сили, що діють на буксові вузли колісних пар (буксові або рамні сили);



Рис. 3.22. Структурна схема реалізації комп'ютерного моделювання

- прогини ресорного підвішування та взаємні переміщення складових частин конструкції екіпажу;
- горизонтальні поперечні та вертикальні прискорення кузова, рам візків і буксових вузлів;
- сили контактної взаємодії коліс і рейок.

При комп'ютерному моделюванні динаміки екіпажу особлива увага має приділятися визначенню динамічних показників, які не піддаються безпосередньому вимірюванню, зокрема, силам взаємодії коліс і рейок. З одного боку, за цими силами оцінюється навантаженість колії та її стійкість від зсуву, а з другого боку, за відношенням прямої сили до вертикальної на колесо оцінюється стійкість екіпажу від сходження з рейок та уточнюється значення коефіцієнта запасу стійкості від сходження колісної пари з рейок. За прискореннями кузова в горизонтальному й вертикальному напрямках обчислюються показники плавності ходу [125].

За результатами розрахунків здійснюється статистична обробка показників за окремими варіантами, обчислюються і будуються графіки максимальних, середніх і середньоквадратичних значень усіх показників від швидкості руху. Отримані вихідні величини порівнюються з граничними значеннями відповідних показників. В разі перевищення граничних значень здійснюється зміна параметрів підвішування екіпажу і розрахунок повторюється знову. При цьому належить враховувати ту обставину, що рух на прямих і в криволінійних ділянках колії обумовлює суперечливі впливи на показники динаміки, отже чисельний експеримент має виконуватися за всіма режимами щодо устрою колії на підставі цілеспрямованого вибору раціональних параметрів, з застосуванням, наприклад, алгоритму послідовних наближень.

3.3.2. Вимоги до стану колії на лініях швидкісного руху

Вирішення програмних завдань щодо розширеного запровадження руху пасажирських поїздів з підвищеними швидкостями вимагає якісно нових підходів до підготовки інфраструктури, зокрема колійної структури. Загалом, встановлення нормативних вимог щодо конструкції та технічного стану колій на лініях швидкісного руху має базуватись на положеннях відповідних документів, розроблених ОСЖД, з урахуванням Пам'яток УІС, європейських стандартів – EN та Технічних вимог інтероперабельності – TSI (Technical specification for interoperability) [126].

Інструкція з улаштування та утримання колії залізниць України не передбачає вимог до колії для швидкісного руху [127]. Загалом, при розробці вимог до колії на лініях швидкісного руху нормативи ширини рейкової колії, допустимі відхилення від них та допустимі нерівності на поверхнях кочення рейок потребують обґрунтованих уточнень і узгодженості з міжнародними стандартами.

Основні положення щодо устрою та утримання колії на ділянках швидкісного руху викладено в Пам'ятці ОСЖД О+Р-788 [119]. Показники якості колії TQI (сумарне середньоквадратичне відхилення) повинні відповідати вимогам цього документу. Колії, показники якості яких виявляються вище допустимих, вимагають відповідних робіт з утримання та ремонту.

Величина TQI визначається за такою формулою:

$$TQI = \sum_{i=1}^7 \sigma_i, \quad (3.5)$$

де σ_i – нормативне відхилення параметрів геометричного розміру (мм), що в свою чергу визначається за виразом:

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{j=1}^N (x_{ij} - \bar{x}_i)^2}. \quad (3.6)$$

У (3.6) $\bar{x}_i$ – середнє значення амплітуди відхилення параметрів геометричного розміру для безперервних вимірювальних періодів на одиничній ділянці (мм), N – кількість вимірювальних періодів ($N = 800$ – на одиничній ділянці довжиною 200 м).

Запровадження швидкісного руху пов'язано з відповідною підготовкою колійної структури за вимогами, що передбачають більш жорсткі обмеження щодо геометричних параметрів колії. Перш за все це

стосується допусків на розміри колії [69]. При цьому значна увага має приділятися вимогам до ширини колії [120, 121]. За Пам'яткою ОСЖД 788 [119] при утриманні колії на ділянках швидкісного руху мінімальні допуски ширини становлять $\{+2, -2\}$, а максимальні – $\{+6, -4\}$. Таким чином, стосовно колії 1520 мм розмір ширини колії S допускається в діапазоні 1516–1526 мм.

За результатами досліджень динаміки руху швидкісного екіпажу встановлено вплив зміни ширини колії у заданому діапазоні на динамічні показники. Зокрема показано, що у випадку коліс з профілем за ГОСТ 9036 критична швидкість не залежить від ширини колії, тоді як при зношених колесах критична швидкість суттєво залежить від ширини колії, збільшуючись з розширенням колії.

За критерієм стійкості колісних пар від сходження з рейок екіпаж має достатній запас стійкості в рейковій колії при всіх розглянутих варіантах профілів коліс і ширини колії. Як правило, запас стійкості збільшується з розширенням колії.

Плавність ходу по вертикалі задовольняє вимогам комфортності перевезень пасажирів і не залежить від зміни ширини колії в заданому діапазоні. Водночас показники плавності ходу у горизонтальному напрямку збільшуючись з ростом швидкості руху, перевищуючи при $v \geq 50$ м/с перевищують гранично допустиме значення. При введенні в дію демпферів проти автоколивань впливання візків ці показники задовольняють вимогам до комфортності їзди у всьому діапазоні швидкостей руху.

Вертикальні сили взаємодії коліс і рейок мало чутливі до зміни ширини колії. Найбільші розрахункові значення бокових сил одержано у випадку, коли розглядається варіант зношених коліс і задається мінімальна ширина колії. Демпфірування коливань впливання візків суттєво знижує рівень бокової взаємодії коліс і рейок.

На підставі проведених досліджень і аналізу нормативних вимог ОСЖД [119] і EN [128] щодо ширини колії, а також приймаючи до уваги результати дослідження [120], можна рекомендувати для на швидкісних ліній колії 1520 мм допуски на ширину $\{+4, -2\}$.

Стратегія технічного обслуговування колії на швидкісних лініях значною мірою визначається умовами організації швидкісного руху. При цьому розглядаються три можливі варіанти:

- швидкісний рух організовано на спеціалізованій лінії, параметри устрою якої мають повністю відповідати розрахунковим швидкостям руху;
- швидкісний рух організовано на повністю реконструйованій спеціалізованій лінії, параметри устрою якої значною мірою наближені до необхідних за планом і профілем, а також за показниками стабільності підбаластного шару;

- швидкісний рух організовано при поетапному посиленні колій на існуючих лініях із частковим збереженням на них вантажного руху.

Останній варіант розповсюджено на залізничних колії 1520 мм і представляє найбільшу складність з погляду технічного обслуговування колії. Під технологією технічного обслуговування колії розуміється комплекс заходів, що включає в себе системи:

- діагностики стану колії;
- профілактичних заходів щодо попередження появи розладів колії;
- усунення окремих відступів у геометрії колії й заміни елементів верхньої будови колії, що вийшли з ладу;
- виконання проміжних ремонтів на окремих ділянках колії.

Технологія технічного обслуговування швидкісних ділянок повинна передбачати створення банків даних, що містять інформацію про відповідність параметрів влаштування колії вимогам швидкісного руху і геометричного положення колії й стану елементів верхньої будови пропонованим вимогам, а також результати моніторингу стану колії, що дозволяють виявити ступінь його стабільності або тенденції зміни за прогнозуванням на перспективу. Крім того, на часі розробка наступних систем:

- визначення потреби в проведенні профілактичних і ремонтних робіт на основі аналізу наявної інформації;
- планування робіт на основі даних про потребу в їхньому проведенні, а також наявних ресурсів і технічних засобів;
- провадження робіт з мінімальним порушенням показників стабільності колії;
- контролю якості виконання робіт.

Крім безпосередніх питань технічного обслуговування, технологія технічного обслуговування колії повинна передбачати створення пунктів контролю стану вантажних вагонів, що надходять на швидкісну ділянку з інших регіонів, щоб виключити підвищені впливи від рухомого складу, викликані технічним станом ходових частин.

Часткове збереження на швидкісних ділянках вантажного руху обумовлює підвищену інтенсивність розладів колії в порівнянні зі спеціалізованими лініями й потребує відповідного корегування строків перевірки колії й проведення ремонтних робіт. При цьому колія повинна відповідати як усім вимогам, пропонованим до ділянок звичайного вантажного руху зі швидкостями до 80-90 км/год, так і додатковим вимогам для швидкісного руху, у тому числі за параметрами довгих нерівностей. Необхідно також урахувати, що ходові частини швидкісного рухомого складу мають значно більш досконалу систему ресорного підвішування у порівнянні зі звичайним, особливо вантажним

рухомим складом, тому істотного посилювання нормативів щодо геометрії рейкової колії в порівнянні зі звичайними лініями не буде потрібно.

Найбільшу складність на лініях, пристосованих для швидкісного руху, представляє вибір параметрів пристрою кривих, і в першу чергу, піднесення зовнішньої рейки, тому що його надлишок викличе інтенсивний розлад колії вантажними поїздами. Для запобігання цього може бути рекомендований рух швидкісних поїздів з непогашеним прискоренням до 1 м/с^2 .

Таким чином, технологія технічного обслуговування колії на швидкісних лініях повинна включати наступні заходи:

- моніторинг стану колії;
- недопущення умов для інтенсивного розладу колії;
- виконання профілактичних робіт і робіт з усунення локальних відступів в окремих перетинах колії.

Розгляд технічних проблем впровадження швидкісного руху має передбачувати необхідність створення системи контролю стану колії сучасними технічними засобами. При цьому важливу роль набуває достовірна оцінка стану колії і оптимізація проведення колійних робіт на основі методів та засобів діагностики.

Модернізація системи діагностики колій повинна бути спрямована на автоматизацію процесів управління за рахунок впровадження принципово нових систем діагностики, аналізу та прогнозування, що дозволяють мінімізувати вплив людського фактору на ухвалення рішень, пов'язаних з безпекою руху. Комплексний підхід до оцінки стану об'єктів інфраструктури дозволить також знизити витрати на утримання й ремонт колії, як за рахунок скорочення планових поїздок діагностичних засобів, так і завдяки технології оцінки на основі моніторингу та прогнозування стану контрольованих об'єктів.

Для оцінки стану об'єктів інфраструктури та призначення робіт з утримання та ремонту на зарубіжних залізницях широко використовуються автоматизовані діагностичні комплекси та системи обробки даних контролю. Оцінка стану колії та об'єктів інфраструктури ведеться на основі комплексних показників і математичного моделювання взаємодії колії і рухомого складу з урахуванням типу рухомого складу, умов експлуатації та швидкостей руху, навантаженого і ненавантаженого стану колії з точною прив'язкою до координат колії. Широко використовуються системи вимірювання силового впливу рухомого складу на колію.

Як показує досвід експлуатації, результати вимірювання геометричних параметрів колії не завжди дозволяють оцінити проблемні ділянки за умовами взаємодії з рухомим складом. На основі досягнутого рівня освоєння сучасними методами і засобами натурних випробувань

рухомого складу пропонуються нові підходи до подальшого розвитку технологій оцінки технічного стану колії [128].

Для отримання достовірних даних щодо параметрів взаємодії рухомого складу і колії перспективним є застосування технічних засобів контролю, якими синхронно з оцінкою геометрії колії аналізуються силові параметри взаємодії в системі «колесо-рейка», умови взаємодії, динамічні показники екіпажу, умови взаємного контакту колеса і рейки, параметри руху. Представляється також доцільним під час моніторингу колії застосовувати вимірювання прискорень за рекомендаціями EN 13848-1 [129]. Вимірювані прискорення можуть бути використані як показники якості геометрії колії, так і для виявлення місцевих геометричних відхилень, що впливають на динамічну поведінку рухомого складу.

Вимоги до колії для проведення випробувань рухомого складу викладено в Пам'ятці UIC 518 [69]. Ця Пам'ятка охоплює всі умови ходових випробувань рухомого складу на лінії для оцінки динамічної поведінки у зв'язку з безпекою руху, втомою колії та ходовими якостями рейкових екіпажів. Зокрема, серед умов випробувань визначається конструкція колії, її геометрична якість, швидкість і дефіцит підвищення зовнішньої рейки в кривих. Крім того, аналізується геометрія контакту колеса з рейкою.

Параметри геометричної якості колії, що впливають на динамічну поведінку транспортного засобу, наступні:

- вертикальне вирівнювання (N_L) – це геометричне відхилення в вертикальному напрямку, що представляє різницю (в міліметрах) між верхньою точкою рейки в площині руху і ідеальною середньою лінією повздовжнього профілю;
- бокове (поперечне) вирівнювання (D) – це геометричне відхилення в поперечному напрямку горизонтальної площини, що представляє різницю (в міліметрах) між точкою з боку рейки, на висоті приблизно 15 мм нижче площини руху і ідеальною середньою лінією від вирівнювання;
- ширина колії (E) – відстань (в міліметрах) між внутрішніми поверхнями рейок на висоті приблизно 15 мм нижче площини руху;
- завихрення (g_b) є різниця нахилів (в міліметрах) між двома секціями колії, на відстані b (в метрах) в бік, поділене на вимірювальну базу b . Отже $[g_b] = \text{мм/м}$.

Під час приймання одиниць рухомого складу рівні геометричної якості визначають за критеріями утримання колії, представленими трьома рівнями якості:

Q№1 – оцінка, що вимагає нагляду за станом колії або звичайного циклу планованих робіт з утримання та ремонту;

Q№2 – оцінка, яка передбачає короточасні роботи з утримання та ремонту;

Q№3 – оцінка, якщо вона ігнорується, призводить до усунення відрізка колії від аналізу даних, тому що його геометрична якість не відповідає стандартному рівню якості. Така оцінка ще не відповідає найбільш несприятливому стану утримання і залишається допустимою.

При виборі відрізків колії для кожної випробувальної зони рекомендується наступний розподіл:

50% відрізків колії найкращої якості або близького до Q№1;

40% відрізків колії представляють якість між Q№1 і Q№2;

10% відрізків колії представляють рівень якості між Q№2 і Q№3.

Опис геометрії колії відповідно до рівнів якості Q№1, Q№2 і Q№3 являє собою основний метод. Геометрична якість колії визначається за стандартними відхиленнями вертикального і бокового вирівнювання колії.

Пікові значення ізолюваних дефектів вертикального і бокового вирівнювання подаються тільки для інформації. Як тільки ізолювані відхилення досягають значень Q№3, відповідний експериментальний відрізок виключають з розгляду та аналізу.

Геометрична якість визначається окремо для повздовжнього і бокового вирівнювання. Як правило, оцінка секції має складатися з двох різних категорій якості: а саме, для вертикального і бокового вирівнювання.

Визначальним критерієм для класифікації колії, що впливає на клас якості, є максимальне абсолютне значення вимірювань на двох рейках, за виключенням бокового вирівнювання (правки) в кривих, де пікове значення на зовнішній рейці є вирішальним, особливо для кривих, де R менший ніж 600 м.

4. ЗАСОБИ ОЦІНКИ ЗАБЕЗПЕЧЕНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ БЕЗПЕКИ РУХОМОГО СКЛАДУ

У процесі експлуатації одиниці рухомого складу, як і будь-які складні технічні системи, схильні до відмов, причинами яких можуть бути: порушення технології виготовлення окремих елементів, важкі умови експлуатації, недотримання норм технологічних процесів навантаження, вивантаження і транспортування вантажів, старіння і знос вузлів тощо. Саме тому важливим та актуальним завданням є впровадження на залізницях контрольних періодичних випробувань та динамічної діагностики рухомого складу протягом всього життєвого циклу.

4.1. Системи моніторингу технічного стану рухомого складу в експлуатаційних умовах

Необхідною складовою сучасних систем утримання і технічного обслуговування рухомого складу є постійний нагляд в експлуатації за параметрами технічного стану. За останні десятиліття широкого застосування набули як бортові, так і стаціонарні (підлогові) пристрої, за допомогою яких здійснюється контроль технічного стану рухомого складу.

4.1.1. Приклади систем діагностики й контролю ходових частин

Для швидкісного рухомого складу типу поїздів ICE компанією Siemens SGP Verkehrstechnik у співпраці з фірмою PSE PRO розроблено бортову систему діагностики й контролю ходових частин [132]. Вказана система складається з блоків виміру контрольованих величин, електричного живлення та пам'яті. Головні функції системи полягають у контролі стабільності ходової частини та виявленні тенденцій до сходження колісних пар з рейок. Крім того, здійснюється діагностика гасителів вилянь, коліс і буксових підшипників.

Поряд з розвитком бортових систем контролю широкого застосування набувають стаціонарні засоби контролю та моніторингу технічного стану рухомого складу в поїздах, що проходять спеціально обладнаними вимірювальними ділянками колії [130]. Сучасні системи

моніторингу динамічного стану транспортних засобів, що мають на меті виявлення несправностей, в основному використовують концепції та гіпотези, які базуються на глибинних методах фільтрації та аналізі часових рядів [131]. Практична реалізація таких систем здійснюється на основі оцінки динамічної поведінки як безпосередньо рухомого складу, так і колійної структури під час проходження поїздів [132-136].

На даний час більшість комерційних продуктів для моніторингу стану залізничних транспортних засобів зосереджені на ходових частинах через те, що деякі найважливіших компонентів візків піддаються швидкій зміні їх технічного стану і серйозно впливають на працездатність системи «рейковий екіпаж – колія» та безпеку руху. Ключовим аспектом при цьому є здатність існуючої технології моніторингу виявляти діагностичні параметри в режимі реального часу для оцінки та прогнозування часу технічного обслуговування [131].

Радою безпеки залізниць та стандартів (The Rail Safety and Standards Board, RSSB) були проаналізовані і класифіковані за функціональними категоріями системи моніторингу, що встановлені на коліях. В окрему групу були виділені детектори навантаження на колеса, які визначали наявність дефектного колеса шляхом вимірювання величини навантаження (сила, з якою колесо діє на рейку) і порівняння його з заданим пороговим значенням. За інструктивними вказівками Асоціації американських залізниць (Association of American Railroads, AAR) вилученню із експлуатації підлягають колеса, що створюють ударні навантаження величиною більше 410 кН.

До детекторів для вимірювання вертикальних та бокових сил на рейки відноситься система WILD (Wheel Impact Load Detector). Ця система дозволяє не тільки виявити дефектні колеса, а також визначає швидкість рухомого складу, загальний тоннаж та довжину поїзда, виконує підрахунок локомотивів, вагонів та осей [130].

Для зниження напруженості в діяльності Північноамериканських залізниць протягом багатьох років розвиваються і впроваджуються системи індикації як вертикальних, так і бічних сил взаємодії коліс і рейок. Бічні коливання виляння візків знаходяться постійно в центрі уваги галузі, щоб запобігати пошкодженням вантажів, а також передбачати небезпечні ситуації в експлуатаційних умовах [38]. Розроблений Salient Systems, Inc. (SSI) детектор візкового виляння HTD (Hunting Truck Detector) – одне з підлогових пристроїв безпеки, які широко впроваджуються на Північноамериканських залізницях. Система HTD вимірює параметр HI (Hunting Index), названий показником виляння, і виявляє бічну нестійкість візків. За даними Федеральної адміністрацією залізниць США – FRA (U.S.

Federal Railroad Administration), впровадження подібних систем сприяло відчутному скороченню числа аварій.

Інструментальну основу систем моніторингу складають оптичні датчики, акселерометри, датчики навантаження або датчики деформації. Доступними системами на ринку є MATILD GE Transportation, Wheelchex DeltaRail, WCM Teknis та WILD системи Salient System [131]. Однак ці системи не є надійними, і в більшості випадків необхідна додаткова перевірка залізничних транспортних засобів відбувається в депо перед тим, як вони виходять на лінію. Такі перевірки забирають багато часу і схильні до людської помилки. Ці технології існують протягом багатьох років, але збільшення пошкоджених колісних пар через більш високі швидкості руху, більш важкі навантаження та зміна умов експлуатації призвело до того, що залізниці вимушені переглядати стратегії цих перевірок.

Складним питанням для роботи таких систем є визначення порогового значення вимірюваних величин, які характеризують силову взаємодію коліс і рейок. Якщо значення напружень на підшві рейки є стандартизованим, то обґрунтування порогових значень прискорення рейки або дані для оптичних датчиків становлять суттєві труднощі лише при наявності вихідного сигналу та необхідності оцінки різних типів рухомого складу, навантаження на вісь та технічні умови використання цього сигналу.

Для країн з залізничною колією шириною 1520 мм якість технічного обслуговування та конструкцій рухомого складу, що використовується, створюють додаткові ризики появи наднормативної силової дії рухомого складу на рейки. Тому розвиток і створення адаптованої системи виявлення одиниць рухомого складу з дефектами ходових частин, що призводять до наднормативної дії на колійну структуру, має бути серед пріоритетів в стратегії забезпечення гарантованої безпеки перевізного процесу.

Загалом інтеграція підлогових пристроїв моніторингу технічного стану рухомого складу в єдину систему представляється перспективним напрямком реалізації заходів з попередження виникнення небезпечних ситуацій. Функціонування систем автоматичного виявлення несправностей ходових частин буде сприяти розвитку і запровадження технологій попереджувального технічного обслуговування і ремонту рухомого складу, що дозволить відійти від виконання операцій з утримання і ремонту, які не викликані дійсною необхідністю. Тим самим буде досягнуто значної економії трудових витрат, коштів, матеріальних та енергетичних ресурсів.

4.1.2. Мобільна система визначення динамічної навантаженості рухомого складу в умовах експлуатації

Сучасні тенденції розвитку вимірювальної техніки надають широкі можливості реалізації нових інструментальних підходів для оцінки динамічних якостей, умов безпеки руху поїздів і оперативного прийняття заходів щодо попередження аварійних ситуацій. Враховуючи успішний досвід впровадження систем діагностики екіпажної частини пасажирських вагонів і локомотивів, виникає необхідність у подальшому вдосконаленні засобів і методів експериментальної оцінки ходових динамічних якостей і показників безпеки руху рейкових екіпажів [137]. З метою оперативного визначення показників навантаженості екіпажних частин в умовах експлуатації розроблено спеціалізовану мобільну систему для контрольних ходових випробувань та динамічної діагностики рухомого складу [138].

Розробка мобільного програмно-апаратного комплексу (ПАК) для контрольних ходових випробувань та динамічної діагностики одиниць рухомого складу ґрунтується на вимогах, сформованих за результатами аналізу нормативної бази та сучасних засобів вимірювань, що застосовуються переважно на залізницях країн Євросоюзу [139].

Завдання ПАК полягає у забезпеченні можливості автономного проведення контрольних випробувань та динамічної діагностики одиниць рухомого складу з метою визначення навантаженості ходових частин, як основну складову перевірки якості виконання ремонтних робіт, оцінки залишкового ресурсу несівних конструкцій, виконання контрольних випробувань та визначення навантаженості ходових частин в умовах експлуатації рухомого складу. ПАК складається з апаратної частини, що базується на платформі CompactRIO, та програмного забезпечення написаного мовою графічного програмування «G» в програмному комплексі LabVIEW (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) фірми National Instruments [140].

Апаратна частина мобільної системи для контрольних ходових випробувань та динамічної діагностики одиниць рухомого складу на базі платформи National Instruments CompactRIO дозволяє вирішувати широкий спектр задач, пов'язаних з контролем технічного стану транспортних засобів, як в умовах випробувань, так і в штатних режимах експлуатації. Система реалізує дві функціональні опції: оцінка показників міцності та безпеки в режимі реального часу (рис. 4.1а), а також виконання вимірювань фізичних величин (переміщення, прискорення, деформації) в автономному режимі «чорного ящика» з подальшою статистичною обробкою (рис. 4.1б).



Рис. 4.1. Використання мобільної системи:
а – в режимі реального часу; *б* – в автономному режимі

Крім того, для аналізу впливу швидкості руху на зміну контрольованих параметрів, отримання сигналів точного часу та визначення поточних координат використовуються дані отримані за допомогою модуля GPS-приймача з частотою опитування до 8 Гц. Загальну блок-схему ПАК наведено на рис. 4.2.

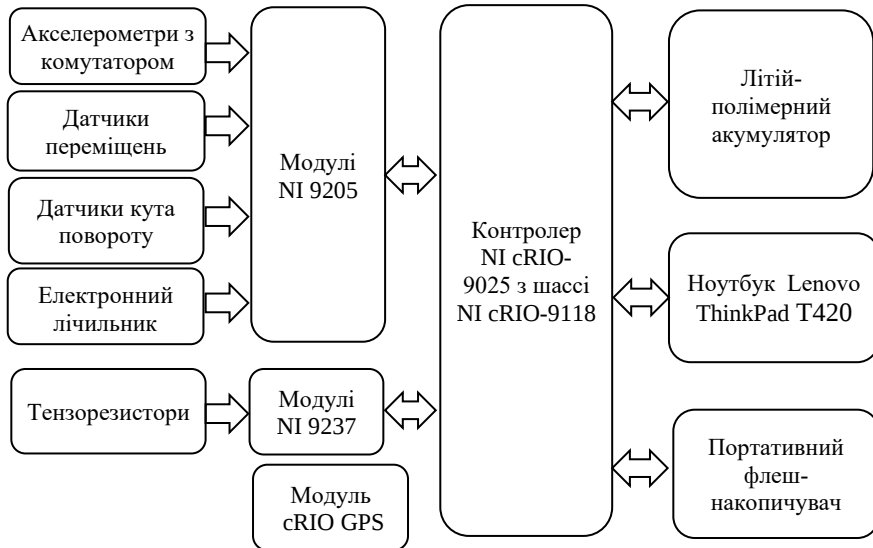


Рис. 4.2. Блок-схема ПАК

Для вимірювання та оцінки динамічної навантаженості екіпажної частини рухомого складу використовуються низькочастотні акселерометри. В табл. 4.1 приведено загальні технічні вимоги до акселерометрів, які рекомендується використовувати при проведенні ходових динаміко-міцнісних випробувань для визначення динамічної навантаженості ходових частин в умовах експлуатації рухомого складу.

Т а б л и ц я 4 . 1

Загальні технічні вимоги до акселерометрів

Зона встановлення акселерометра	Рекомендований діапазон, м/с ²	Робочий діапазон частот (чутливість мікросхеми), Гц	Додаткові вимоги
Буксовий вузол	+/- 500	0...100 (0...250)	а) загальна передача частот у діапазоні 0,4 Гц ±0,5 дБ; б) нелінійність та гістерезис: – ≤ 0,3% вимірювального діапазону; в) чутливість пересічних осей: ≤ 0,05 (м/с) ² ; г) температурний ефект: - за ≤ 3% вимірювального діапазону; - за чутливості ≤ 5,10 % – 4,0/0С.
Візок з одноступеневим ресорним підвищенням	+/- 100	0...100 (0...250)	
Візок з двома і більше ступенями підвищення	+/- 50	0...40 (0...100)	
Кузов	+/- 15	0...20 (0...50)	

В залежності від необхідності конкретної оцінки вимірювання прискорень проводиться у визначених місцях на кузові і візках. Так, вертикальні прискорення букс вимірюються для виявлення дефектів поверхонь рейок і ізольованих геометричних нерівностей. Поперечні прискорення візка служать для оцінки запасу безпеки руху. За поперечними і вертикальними прискореннями кузова виявляються дефекти колії, що впливають на динамічні показники комфорту.

Частота дискретизації повинна бути як мінімум в 2,5 рази вище частоти зрізу, що застосовується до сигналу. Вимірювання прискорень візків і кузова мають виконуватись в робочому діапазоні швидкостей руху для ліній в межах допуску +/-10%.

Вимірювані прискорення можуть бути використані як показники якості геометрії колії та для виявлення місцевих геометричних відхилень, що впливають на динамічну поведінку рухомого складу. Ці вимірювання повинні бути використані в поєднанні з визначенням основних параметрів.

Програмне забезпечення мобільної системи складається з наступних підсистем [141]:

- а) збору вимірювальної інформації;
- б) визначення рівня комфортності;
- в) визначення показників плавності ходу;
- г) визначення показників безпеки руху в режимі експрес-обробки.

Підсистема збору вимірювальної інформації виконує збір, зберігання і візуалізацію зміни інформаційних сигналів датчиків переміщень, віброприскорень і механічних деформацій. Крім того, для аналізу впливу швидкості руху на зміну контрольованих параметрів, отримання сигналів точного часу і визначення поточних координат використовуються дані приймача GPS. Узагальнена структура підсистеми вимірювальної інформації показано на рис. 4.3.

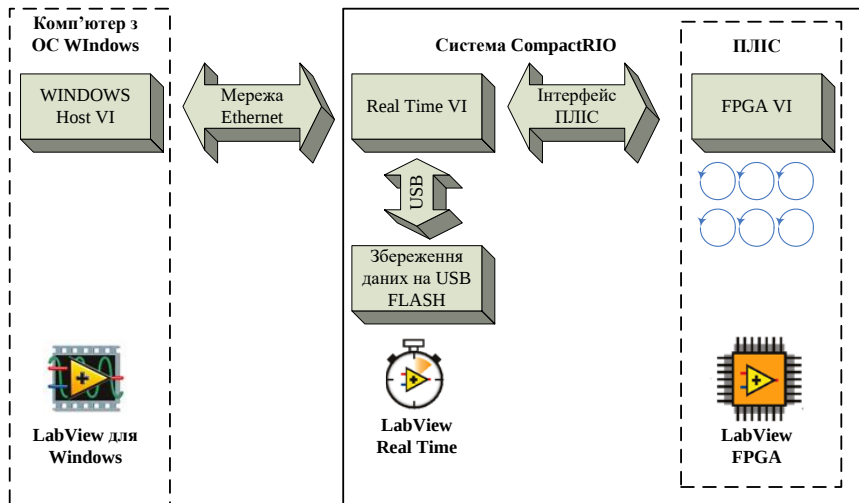


Рис. 4.3. Структура програмного забезпечення

Розроблена підсистема збору забезпечує роботу контролера CompactRIO з шасі на 8 модулів зі вбудованою програмованою логічною інтегральною схемою (ПЛІС) та – двох універсальних модулів АЦП 9205 з максимальною частотою дискретизації 250 кГц і п'яти модулів тензометрії 9237 з максимальною частотою 50 кГц на канал, модуля-приймача сигналу GPS.

Завдяки вбудованій ПЛІС, CompactRIO має можливість реалізовувати алгоритми обробки вимірювальних даних на апаратному рівні з детермінованим часом виконанням 25 нс без перенесення завантаження на

центральный процесор контролера. Типове облаштування CompactRIO включає контролер з операційною системою реального часу PharLab або VxWorks, шасі і модулів введення-виведення. Шасі несе на собі ядро ПЛІС, безпосередньо з'єднується з універсальними або спеціалізованими модулями введення-виведення, що мають вбудовані засоби узгодження і обробки інформаційних сигналів. Існують різні моделі шасі, що мають різну кількість слотів для модулів і відрізняються за характеристиками мікросхем ПЛІС.

Завдяки автономності, апаратним і масово-габаритним характеристикам, а також можливості роботи в несприятливих умовах, CompactRIO може бути використаний для вирішення широкого спектру завдань щодо збору вимірювальної інформації і управління процесами.

Більшість програмного забезпечення для CompactRIO розробляється за схемою, яка передбачає його умовне розділення на три рівні: віртуальний прилад HOST VI на ПК, що управляє, з ОС Windows, RT VI на контролері з ОС реального часу і FPGA VI на ПЛІС, що не має власної ОС, оскільки логіка роботи програми реалізувалася безпосередньо на апаратному рівні. Кожен з представлених рівнів має свій специфічний функціонал і реалізує окремі функції системи в цілому [142].

Типові завдання, що виконуються за допомогою HOST VI: збереження даних на комп'ютері і доступ до баз даних; інтеграція із зовнішніми інформаційними системами; організація інтерфейсу.

Типові завдання, що виконуються в RT VI на контролері реального часу: обробка даних; управління; збереження даних у вбудованій пам'яті контролера і на зовнішніх носіях.

Типові завдання, що виконуються в FPGA VI на ПЛІС: операції введення-виведення; апаратного тактування і управління процесом взаємодії з устаткуванням; низькорівнева обробка вимірювальних сигналів.

ПЛІС є мікросхемою, функціональність якої визначається при програмуванні або «конфігурації», що є поширенішим терміном при роботі з цим класом інтегральних схем. Пакет LabVIEW FPGA Module є доповненням до програмного середовища LabVIEW, що дозволяє задавати логікові роботи ПЛІС у вигляді звичайного віртуального пристрою замість її програмування з використанням спеціалізованої мови VHDL. Цей пакет дозволяє створювати програми з синхронними і асинхронними паралельними циклами, що виконуються на апаратному рівні, і забезпечує детермінований за часом збір і аналіз даних.

Програмний пакет LabVIEW FPGA Module повністю бере на себе багатоступінчастий процес перетворення віртуального приладу у бінарний код ПЛІС. На першому етапі віртуальний прилад конвертується в текстовий код на мові VHDL, яка після цього компілюється стандартним

промисловим компілятором Xilinx ISE у бінарний вигляд. В процесі компіляції відбувається оптимізація коду за швидкістю виконання і кількістю задіяних логічних вентилів.

Результатом компіляції є бінарний файл (bitstream file), який повністю визначає конфігурацію ПЛІС. При запуску програми бінарний файл завантажується на шасі, тобто відбувається процес конфігурації ПЛІС. Бінарний файл може бути записаний у вбудовану флеш-пам'ять і автоматично завантажуватися при включенні системи. При відключенні живлення конфігурація не зберігається, тому після повторного включення бінарний файл має бути завантажений знову. При відповідному налаштуванні конфігурації він може завантажуватися автоматично з флеш-пам'яті пристрою ПЛІС або програмою, за допомогою контролера.

Віртуальні прилади FPGA VI можуть виконуватися повністю, незалежно від інших компонентів системи, і зберігати працездатність навіть при збої роботи контролера. Більше того, на ПЛІС може бути організований буфер, який запобігає втраті даних в подібній ситуації. ПЛІС призначено, насамперед, для тактування, синхронізації, управління, збору даних та попередньої цифрової обробки інформаційних сигналів, управління кожним модулем введення-виведення.

Віртуальний пристрій для контролера CompactRIO зазвичай включає два або більше циклів: цикл з критичним пріоритетом, в якому реалізуються алгоритми управління та обробки даних, і цикл з нормальним пріоритетом, який відповідає за збереження даних, віддалений web-інтерфейс і зв'язок по мережі Ethernet або шині RS-232.

Для підняття на рівень контролера реального часу даних, отриманих від модулів, платформа CompactRIO передбачає три шляхи: через елементи передньої панелі, за допомогою механізму відомого в LabVIEW як локальні змінні (Local Variables), і через DMA FIFO буфер. Перші два підходи є порівняно простими, з точки зору реалізації, однак неоптимальними, з точки зору ефективності. Разом з тим метод DMA FIFO дозволяє без затримок приймати дані, отримані на високих частотах дискретизації з великої кількості модулів. Одна з переваг режиму DMA полягає в тому, що передача даних відбувається незалежно від центрального процесора.

Пристрої ПЛІС, що підтримують буфери DMA FIFO, мають прямий доступ до пам'яті, на відміну від інших способів, що вимагають обов'язкової участі процесора. Прямий доступ до пам'яті реалізується за допомогою захоплення шини PCI (bus mastering) пристроєм ПЛІС, при якому він отримує доступ до управління шиною, а значить, і доступ до пам'яті, минаючи процесор.

Буфер DMA FIFO складається з двох відділів: одна частина знаходиться в пам'яті ПЛІС, інша – в пам'яті контролера. На ПЛІС може

здійснюватися поелементно запис або читання з буфера за допомогою методів FIFO Read і FIFO Write, а на контролері може проводитися запис або читання вибірок елементів. Зв'язок двох частин буфера здійснюється за допомогою програмно-апаратного контролера DMA. Таким чином, з точки зору програмного забезпечення, виглядають як єдиний буфер FIFO.

Віртуальний пристрій FPGA VI, розміщений на ПЛІС, реалізує функціонал ініціалізації, тактування, опитування модулів збору даних і подальшого завантаження отриманих відліків в буфер DMA FIFO. Для забезпечення детермінованої послідовності виконання команд використовується структура мови програмування в LabVIEW «Flat Sequence Structure», в якій розташовані елементи опитування модулів і запису в буфер.

Буфер DMA FIFO циклічно опитується через інтервал часу, що задається таймером на рівні контролера реального часу, після чого відліки, отримані у вигляді цілих чисел згідно з динамічним діапазоном і розрядністю модуля збору, нормуються за значеннями прискорень і деформацій. Отримані дані подаються на віртуальний пристрій, що забезпечує їх обробку та зберігання на зовнішньому накопичувачі, підключеному за допомогою шини USB.

Контролери CompactRIO мають вбудований USB 2.0 контролер, однак не всі накопичувачі підтримують цей стандарт, що може призвести до значних затримок записи, які, в свою чергу, призводять до переповнення DMA FIFO буфера і некоректної роботи системи в цілому. У представленій системі відсутній віртуальний прилад управління, що розміщується на персональному комп'ютері, а замість нього використовується механізм LabVIEW Remote Panel. Дана функція реалізує так звану модель Клієнт-Сервер, де сервером служить контролер, а клієнтом – будь-який комп'ютер з встановленим LabVIEW. За замовчуванням CompactRIO має ліцензію на одне зовнішнє підключення, проте їх кількість може бути розширена. Для активації Remote Panel на контролері необхідно в настройках проекту активувати Web-сервер і вибрати ті віртуальні прилади, до яких необхідно дозволити віддалений доступ. Дана функція дозволяє значно скоротити витрати часу, які необхідні на розробку HOST VI, проте може створювати навантаження на мережу передачі даних [141].

Окрім модулів збору, для синхронізації часу і набуття значень поточної швидкості та координат, до контроллера підключений також GPS-приймач, що встановлюється на шасі так само, як і стандартні модулі. Оскільки приймач виробляється сторонньою компанією, LabVIEW Real Time Module не має стандартних засобів для отримання даних GPS, тому для взаємодії з ним використовується набір закритих віртуальних пристроїв, що встановлюються окремо. Крім того, для забезпечення

коректного функціонування модуля у складі проєкту в FPGA VI слід також додати SubVI, що поставляються разом з модулем. У випадку, якщо ініціалізація пройшла успішно, дані GPS представляються у вигляді кластера або безпосередньо в текстовому форматі, який може бути використаний для налагодження програмного забезпечення або виконання інших завдань.

Підсистема визначення рівня комфортності заснована на вимогах стандарту [143]. Цей документ передбачає оцінку комфорту пасажирів вагонів магістральних залізниць, в яких пасажирів штатно займають положення «сидячи» або «стоячи».

За прийнятою методикою індекс комфортності розраховується за прискореннями: а) кузова в середній частині, над шворневими вузлами в трьох напрямках (відповідно – N_{MVM} , N_{MVI} , N_{MVII}); б) ефективних прискорень на рівні підлоги, на подушці місця для сидіння в вертикальному і поперечному напрямках, на спинці крісла для сидіння в поздовжньому напрямку; в) кузова вагона на рівні підлоги в трьох напрямках.

Для виключення високочастотних складових в спектрі вихідного сигналу і вибору для аналізу смуги частот, що відповідає власним коливанням вагона, в процесі попередньої обробки даних використовується цифрова фільтрація сигналу. Залежно від осі прискорення та місця розташування акселерометра використовується типова фільтрація з різними амплітудно-частотними характеристиками.

Відповідно до стандартних вимог розраховується індекс комфортності, який оцінюється за наступною шкалою: $N < 1$ - дуже хороша комфортність; $1 < N < 2$ – хороша комфортність; $2 < N < 4$ – середня комфортність; $4 < N < 5$ – погана комфортність; $N > 5$ – неприйнятна комфортність.

Технічна імплементація підсистеми виконана на підставі результатів ходових випробувань вагона моделі 62-7067 на лінії Київ-Харків. Розраховані значення індексу комфортності N_{MV} зіставлені з граничним значенням $[N_{MV}] = 4,0$. За результатами розрахунків побудовано графіки залежностей індексів комфортності від швидкості руху (рис. 4.4). Як видно, умови комфортності відчутно погіршуються в діапазоні швидкості руху 120-140 км/год, залишаючись на рівні середньої оцінки.

Підсистема визначення показників плавності ходу W_z заснована на вимогах відповідної методики [122]. Показники плавності ходу залежать від інтенсивності і спектрального складу прискорень кузова вагона. Розрахунок значень W_z реалізовано W_z за таким алгоритмом: визначається розмір блоку для розрахунків; розмір вхідного блоку визначається логарифмом за основою два, і за допомогою вбудованої функції LabVIEW проводиться перетворення Фур'є для побудови спектра потужності; на

підставі перетворення Фур'є формуються масиви частот і масиви даних в заданому діапазоні частот від 0,5 Гц до 20 Гц; розраховується значення нормованої амплітудно-частотної характеристики коригуючого фільтра.

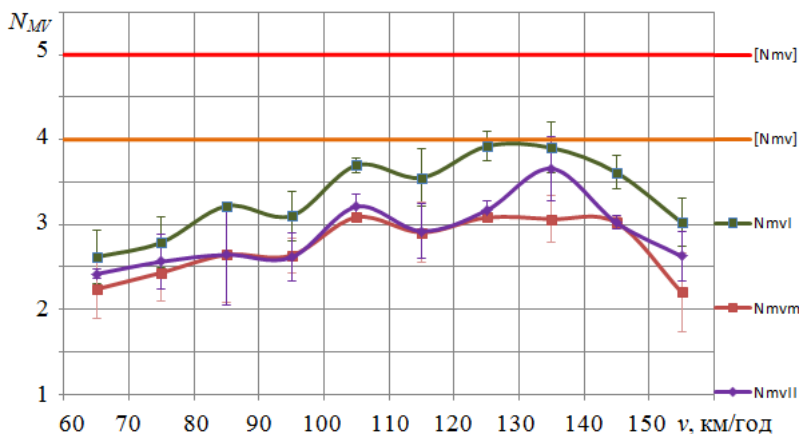


Рис. 4.4. Індекси комфортності:
 N_{MVI} , N_{MVII} – в зоні шворнів I і II; N_{MVM} – в середині кузова

Приклад результатів оцінки плавності ходу електровоза ЧС2 наведено на рис. 4.5. Отримані значення показників плавності ходу порівняно з допустимим граничним значенням для локомотивів $[Wz] = 3,75$ [71].

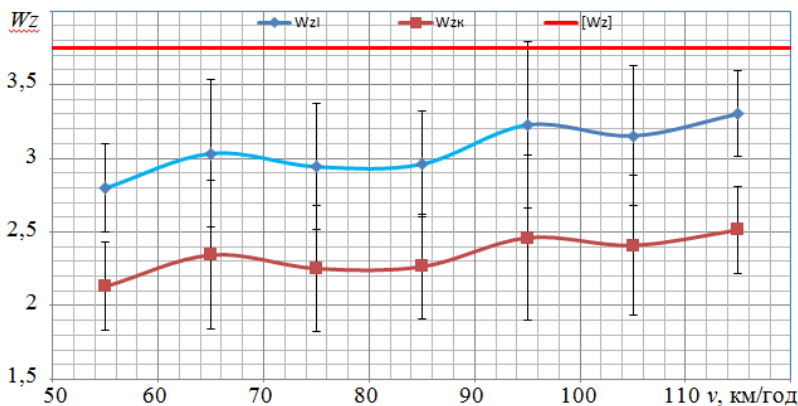


Рис. 4.5. Показники плавності ходу в вертикальному напрямку:
 W_{ZI} – в шворневому перетині; W_{ZK} – в кабіні машиніста

Підсистему визначення показників безпеки руху призначено для роботи в режимі експрес-обробки. Ця підсистема представляє собою комплекс програмного забезпечення встановленого на ПК і реалізує визначення та відображення показників безпеки в реальному масштабі часу з інтервалом поновлення результату один раз в дві секунди або один раз на 100 м пройденого шляху.

Згідно з діючими методиками натурних випробувань на залізницях колії 1520 мм передбачається визначення показників безпеки руху на основі так званих «рамних сил», які діють з боку рамних конструкцій ходових частин на колісні пари. Однак, внаслідок того, що дані характеристики не дають безпосередньої картини силового взаємодії коліс з рейками, це призводить до зниження достовірності результатів, отриманих в процесі ходових досліджень.

На залізницях країн ЄС оцінка показників безпеки руху швидкісного рухомого складу регламентується стандартами, що встановлюють такі методи випробувань [69, 76]:

а) нормальний метод, що передбачає обов'язкове вимірювання сил контактної взаємодії в горизонтальному поперечному (Y) і вертикальному (Q) напрямках;

б) спрощений метод: вимірювання бічної сили (H) і прискорень кузова в поперечному ($\ddot{y}^*$) і вертикальному ($\ddot{z}^*$) напрямках;

в) спрощений метод: вимірювання поперечних прискорень рами візка ($\ddot{y}^+$) і прискорень кузова в поперечному ($\ddot{y}^*$) і вертикальному ($\ddot{z}^*$) напрямках.

З метою впровадження сучасних підходів до оцінки показників безпеки руху виконана робота з технічної імплементації спрощеного методу випробувань, заснований на вимірюванні прискорень ($\ddot{y}^+$, $\ddot{y}^*$, $\ddot{z}^*$). Визначені максимальні значення прискорень порівнюються з гранично допустимими, які задані стандартом [69] наступним чином: для вертикальних прискорень кузова $(\ddot{z}_s^*)_{lim} = 3 \text{ м/с}^2$; для поперечних прискорень кузова – $(\ddot{y}_s^*)_{lim} = 3 \text{ м/с}^2$ при русі прямими і в кривих великого радіусу, $(\ddot{y}_s^*)_{lim} = 2,8 \text{ м/с}^2$ – в кривих радіусом $400 \leq R \leq 600 \text{ м}$, $(\ddot{y}_s^*)_{lim} = 2,6 \text{ м/с}^2$ – в кривих радіусом $250 \leq R \leq 400 \text{ м}$. Для поперечних прискорень рами візка рівні гранично допустимих прискорень визначаються за виразами (6.6) і (6.7).

4.2. Перспективні технології діагностування технічного стану рухомого складу

Попередженню аварійних ситуацій на залізницях має сприяти комплекс спеціальних заходів, в тому числі відносно технічних аспектів.

Сучасний інструментарій для досліджень динаміки і міцності машин відкриває можливості для розробки і впровадження нових підходів до оцінки технічного стану залізничного рухомого складу. Нижче подано деякі пропозиції щодо удосконалення засобів діагностування технічного стану рухомого складу.

4.2.1. *Розрахунково-експериментальний метод прогнозування динамічних характеристик рейкових екіпажів*

Розрахунково-експериментальний метод (РЕМ) оцінки динамічних якостей вантажних вагонів встановлює загальний методичний порядок проведення розрахункових робіт і ходових динамічних випробувань вагонів, візки яких модернізовано під час планових видів ремонту [144]. На основі РЕМ відповідні організації розробляють програми та методики (ПМ) спрощених випробувань вантажних вагонів з модернізованими ходовими частинами, які мають супроводжуватись комп'ютерним моделюванням динаміки досліджуваних вагонів. Основні положення РЕМ можуть також розповсюджуватись на вагони промислового транспорту, що експлуатуються з можливістю виходу на залізницю України.

Мета поєднання ходових динамічних випробувань за спрощеною схемою і комп'ютерного моделювання полягає в контрольній перевірці відповідності показників ходових якостей вантажних вагонів з модернізованими ходовими частинами вимогам чинної нормативно-технічної документації. Таким чином, основним завданням робіт за РЕМ є перевірка загальної працездатності зазначених вагонів в експлуатаційних умовах, визначення та оцінка показників ходових якостей, що забезпечуються модернізованими візками при русі з різними режимами завантаження і швидкостями руху, включаючи конструкційну, на характерних ділянках залізничної колії відповідної конструкції і поточного стану.

Пропонована РЕМ оцінка динамічних властивостей вантажних вагонів рекомендується до використання у випадках, коли в конструкцію ходових частин внесено визначені зміни, за яких допускається проведення ходових випробувань за скороченою програмою. При цьому нестача вихідних величин, які отримуються експериментально, компенсується результатами математичного моделювання динаміки досліджуваного вагона. Ідея даного методу полягає в розширенні обмежених експериментальних даних про динамічну поведінку вагонів за рахунок використання відповідних математичних моделей. Загальну схему оцінки динамічних властивостей вагонів за РЕМ представлено на рис. 4.6.

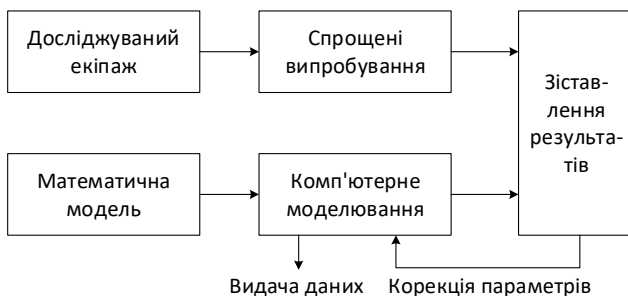


Рис. 4.6. Схема реалізації PEM

Технологія застосування PEM для оцінки динамічних властивостей вагонів передбачає виконання наступних послідовних операцій:

1. За допомогою спеціального програмного забезпечення створюється комп'ютерна модель вимушених просторових коливань вагона;
2. Визначаються та уточнюються параметри досліджуваного вагона;
3. Проводяться випробування вагона за спрощеною процедурою з вимірюваннями прискорень, визначених в ПМ;
4. За отриманими експериментальними даними проводиться налаштування побудованої комп'ютерної моделі до задовільної узгодженості результатів випробувань і розрахункових даних;
5. За допомогою відкоригованої комп'ютерної моделі розраховується повний спектр вихідних величин, необхідних для всебічної оцінки динамічних якостей вагона.

Подібний підхід до визначення показників динаміки вантажних вагонів було вперше застосовано при оцінці умов безпеки руху дослідних вагонів-цистерн типу «Схід-Захід» фірм DEC (Польща) і VTG (ФРН) [145]. Його витоки пов'язані з даними проведених у свій час досліджень еволюції динамічних характеристик вагонів з модернізованими ходовими частинами при їх інтенсивній експлуатації в дослідних поїздах.

У відповідності до покрокової процедури застосування PEM, перш за все, виконуються роботи з моделювання динаміки вагона. Для побудови відповідної комп'ютерної моделі й подальшого проведення за її допомогою динамічних розрахунків належить використовувати сучасні верифіковані програмні комплекси, що спеціалізовані в області динаміки рухомого складу залізниць. Такі програмні комплекси, використовуючи підхід систем твердих тіл щодо моделювання динаміки технічних об'єктів, містять в собі загальні процедури, як-от: автоматичне формування диференціальних або диференціально-алгебраїчних рівнянь руху, їх розв'язок та аналіз, автоматизовану обробку результатів розрахунків, графічне відображення елементів моделей й результатів. Крім того, за

спеціалізованими процедурами задаються параметри конструкції колії, визначаються характеристики поверхонь кочення коліс і рейок, формуються сили взаємодії коліс і рейок тощо. Все це зменшує ймовірні помилки при моделюванні й скорочує час розробки моделі.

Комп'ютерна модель динаміки вагона будується у вигляді механічної системи твердих тіл, які поєднані шарнірними і силовими елементами, що забезпечує достатню точність опису динамічної поведінки реального вагона на підставі законів теоретичної механіки. До механічної системи, якою представлено вагон, в якості окремих тіл включаються кузов, рами візків, колісні пари. Комп'ютерна модель динаміки має враховувати всі просторові степені вільності механічної системи і відбивати конструктивні особливості вагона та умови його експлуатації.

При розробці комп'ютерної моделі вагона потрібно застосовувати параметризацію щодо якнайбільшої кількості вихідних параметрів, тобто визначати певні параметри за допомогою ідентифікаторів та виразів, забезпечуючи можливість швидкого корегування моделі. В комп'ютерній моделі вагона мають бути задані ретельно визначені параметри, які обумовлюють його динамічну поведінку, а саме, інерційні параметри тіл механічної системи, яка відбиває конструкцію вагона, геометричні параметри цих тіл щодо координат шарнірних елементів й точок приєднання силових елементів, пружні та дисипативні характеристики шарнірних та силових елементів. При цьому використовуються дані технічної документації та результати експериментального визначення параметрів досліджуваного вагона.

Комп'ютерна модель динаміки вагона має включати опис поверхні кочення колеса, радіус середнього кола кочення й відстань між середніми колами кочення. Параметри профілів поверхонь кочення коліс слід визначати за креслениками та перевірятись за даними вимірювань реальних профілів, наприклад, за знятими профілограмами. Для опису нових профілів рекомендується використовувати апроксимацію дугами кіл та лінійними функціями, якщо це відповідає кресленикам. У випадку суттєво криволінійних обрисів профілів доцільно використовувати інтерполяцію сплайнами.

В силу залежності динамічних показників вагона від устрою рейкової колії комп'ютерна модель має відтворювати рух вагона на прямолінійних та криволінійних ділянках колії, включаючи стрілочні переводи, а також – рух ділянками зі змінним вертикальним профілем колії. Параметри колії, що використовуються при розрахунках динаміки вагона, мають задаватися геометричними характеристиками плану і профілю. Опис колії за планом формується ділянками певної довжини з параметрами, що характеризують пряму, криву певного радіусу та підвищення зовнішньої рейки з додатковим уширенням колії, якщо це передбачено устроєм відповідної

кривої, перехідну криву або стрілочний перевід. Опис колії за профілем формується ділянками певної довжини й ухилу. Стан утримання колії відбивається в комп'ютерній моделі завданням нерівностей рейок.

Стан утримання колії відбивається в комп'ютерній моделі завданням нерівностей рейок. Так як нерівності колії носять випадковий характер і значний розкид характеристик, то формування адекватних нерівностей колії має принципове значення при моделюванні динаміки рейкового екіпажу. Нерівності колії у горизонтальному і вертикальному напрямках можуть бути представлені у вигляді різних комбінацій детермінованих складових (наприклад, як сума декількох гармонічних сигналів) або випадкових функцій. Для моделювання випадкових нерівностей колії рекомендується використовувати алгоритм формування реалізацій випадкового процесу за наданими функціями спектральної щільності.

Опис нерівностей може бути також здійсненим на підставі реальних замірів відхилень рейкової колії, виконаних колієвимірювальною технікою. В цьому разі нерівності колії в горизонтальному і вертикальному напрямках обчислюють за даними, що отримані колієвимірювальним вагоном, на підставі зворотної функції перетворення вимірювальної системи.

Набір розрахункових варіантів за планом колії має відбивати усі суттєві умови експлуатації за технічними вимогами та бути достатнім, щоб ідентифікувати випадки найбільш жорстких умов з точки зору динамічної навантаженості вагона.

Аналіз динамічних показників проводиться на підставі чисельного експерименту за розрахунковими режимами, які найближче репрезентують експлуатаційні умови. Розрахункові варіанти, за якими рекомендується обчислювати динамічні показники, мають відображати експлуатаційні умови за режимами та швидкостями руху, параметрами і станом колії, технічним станом ходових частин, зокрема колісних пар.

При моделюванні динаміки вагона в якості вихідних формуються такі величини:

- динамічні бокові сили, що діють на буксові вузли колісних пар (буксові або рамні сили);
- прогини ресорного підвішування та взаємні переміщення складових частин конструкції екіпажа;
- горизонтальні поперечні та вертикальні прискорення кузова, рам візків і буксових вузлів;
- сили контактної взаємодії коліс і рейок.

Усі динамічні показники обчислюються на підставі комп'ютерного моделювання за всіма режимами руху, швидкостями, конструкції та стану колії. Крім того, проводяться розрахунки при незношеному (початковому) і

середньозношеному профілях поверхонь кочення коліс з варіюванням характеристик взаємодії коліс і рейок.

При статистичній обробці динамічних процесів визначаються максимальні, мінімальні та середні значення, а також середньоквадратичні відхилення вихідних величин. Отримані статистичні оцінки динамічних показників порівнюються з відповідними нормативними значеннями.

При комп'ютерному моделюванні динаміки вагона особлива увага має приділятися визначенню динамічних показників, які не піддаються безпосередньому вимірюванню, зокрема, силам взаємодії коліс і рейок. За цими силами, з одного боку, оцінюється навантаженість колії та її стійкість від зсуву, з другого боку, за відношенням напрямної сили до вертикальної на колесо оцінюється стійкість вагона від сходження з рейок та уточнюється значення коефіцієнта запасу стійкості від сходження колісної пари з рейок.

Розроблена модель динаміки вагона має перевірятися щодо підтвердження її адекватності. Підтвердження відповідності моделі динаміки вагона реальному об'єкту рекомендується здійснювати шляхом порівняння результатів моделювання з експериментальними даними за прискореннями кузова і рам візків в горизонтальному та вертикальному напрямках. Розбіжність оцінок вимірюваних і розрахованих даних не має перевищувати 10-15%.

До параметрів, що мають визначатись, відносяться:

- маса вагона, що приходить від кожного його колеса на рейку, а також маса кузова, візків і колісних пар;
- вертикальна і горизонтальна жорсткості ресорного підвішування;
- власні частоти коливань кузова при підскакуванні, галопуванні та бічній хитавиці;
- параметри демпфірування.

Визначення дійсних значень параметрів вагонів проводиться шляхом:

- поколісного зважування;
- встановлення основних розмірів візків;
- встановлення силових характеристик ресорного підвішування;
- скидання вагона з клинів.

Поколісне зважування виконується з метою визначення фактичної маси вагона і розподілу вертикальних навантажень по колесах. При поколісному зважуванні вагона визначають наступні показники:

- відхилення фактичного значення маси вагона від проектного;
- різниця навантажень по колесах колісної пари;
- різниця навантажень по осях в одному візку;
- різниця навантажень по боках вагона.

Встановлення основних розмірів ходових частин вантажних вагонів виконується за відповідними інструкціями та методичними вказівками. При цьому визначаються:

- діаметри коліс і відстані між внутрішніми гранями;
- профілі поверхонь кочення коліс;
- висоти пружин ресорного комплекту;
- зазори між ковзунами вагона і візків;
- розміри п'ятників і підп'ятників;
- розміри боковин;
- зазори між буксами і направляючими боковин.

Силові характеристики ресорного підвішування встановлюються шляхом побудови залежностей прогинів пружинних комплектів від навантаження. Зміна вертикального навантаження візків здійснюється підніманням і опусканням кузова за допомогою домкратів. Горизонтальне навантаження візків здійснюється спеціальними тарувальними пристроями.

Скидання вагона з клинів проводиться з метою визначення власних частот коливань кузова на ресорному підвішуванні та характеристик системи демпфірування коливань. При проведенні випробувань на скидання вагона з клинів імітуються його коливання підстрибування, галопування та бічної хитаவிці, у тому числі з виключеними гасителями коливань.

Для реєстрації вимірюваних процесів у якості первинних перетворювачів використовуються низькочастотні акселерометри, які встановлюються на кузові вагона за схемами визначеними для ходових випробувань у відповідності з ПМ. Реєстрацію вимірюваних процесів розпочинають до початку руху вагона і закінчують після його зупинки. За отриманими записами вільних коливань відповідних видів визначають власні частоти вагона і декременти коливань. При цьому величини частот і декрементів коливань рекомендується розраховувати за першими періодам квазіперіодичного процесу згасаючих коливань.

Частоти власних коливань вагона визначають також за результатами динамічних розрахунків шляхом комп'ютерного моделювання. Розрахункові дані порівнюються з отриманими за результатами випробувань.

В процесі спрощених ходових динамічних випробувань вимірюються вертикальні та горизонтальні (поперечні) прискорення кузова в зоні п'ятника і в середньому перетині, а також горизонтальні (поперечні) прискорення ходових частин за схемами, вказаними в ПМ. Зареєстровані прискорення оцінюються за нормативними вимогами [70].

Похибка при визначенні показників динаміки рейкових екіпажів складається з двох складових: невиключених систематичних похибок і

випадкових похибок. При цьому випадкові похибки, як правило, мають нормальний закон розподілу, а для систематичних похибок ухвалюється рівномірний закон розподілу в інтервалі $\pm \Delta_{h.ci}$, де $\Delta_{h.ci}$ – абсолютна похибка i -ого показника. За основну характеристику похибки показника приймається його середньоквадратичне відхилення (СКВ).

При вказаних вище законах розподілу оцінка сумарного СКВ з урахуванням випадкової і систематичної складових похибки визначається за формулою

$$\delta_{\Sigma} = \sqrt{\delta_{(\Delta_{h.c.})}^2 + \delta_{(\bar{x})}^2}, \quad (4.1)$$

де $\delta_{(\Delta_{h.c.})}^2$ – оцінка СКВ суми невиключених систематичних похибок, яка визначається за виразом:

$$\delta_{(\Delta_{h.c.})}^2 = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \Delta_{h.c.i.}^2}; \quad (4.2)$$

де $m = 3$ – джерела внесків найбільших похибок;

$\delta_{(\bar{x})}^2$ – оцінка СКВ випадкової похибки, що орієнтовно (для довірчої вірогідності $P = 0,997$) визначається за формулою:

$$\delta_{(\bar{x})}^2 = \frac{\Delta_h}{3}, \quad (4.3)$$

де Δ_h – верхня межа інтервалу випадкової похибки, що допускається, так званий «пороговий рівень».

При комп'ютерному моделюванні динаміки випробуваного вагона розраховуються значення величин, необхідні для повної оцінки ходових якостей досліджуваного вагона. Умови безпеки руху вагона перевіряються за нормованими показниками, до яких відносяться [70]:

- коефіцієнти запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок;
- коефіцієнти запасу стійкості вагона від перекидання.

У якості додаткових показників стійкості рекомендуються величини, нормовані для залізниць колії 1435 мм [69, 76]:

- відношення бокової та вертикальної сил взаємодії коліс з рейками;
- показник стійкості рейко-шпальної решітки від зсуву.

При проведенні вимірювань в дослідних поїздах дозволяється використовувати тільки повірені або атестовані засоби вимірювальної техніки. Застосовувані засоби повинні забезпечувати діапазон та похибку

вимірювань відповідно до вимог, зазначених в нормативних документах, і бути підготовлені до проведення вимірювань відповідно до вимог програмної документації. Вживане для випробування устаткування, засоби вимірювань і пристосування повинні знаходитися в технічно справному стані та мати комплект технічної документації.

Випробування вагонів проводяться на виділених ділянках загальної мережі залізниць. Мережеві ділянки залізничної колії, використовувані для ходових випробувань, повинні бути статистично представницькими за конструкцією, планом і профілем, поточним станом для передбачених умов експлуатації випробовуваного вагона. Основні характеристики та протяжність колії приводяться в ПМ.

Необхідний об'єм дослідних поїздок і вимірювань встановлюється ПМ з урахуванням конкретних завдань і вимог, що пред'являються до вагона, що випробовується. У загальному випадку необхідний масив експериментальної інформації щодо досліджуваних величинах при ходових динамічних випробуваннях рекомендується утворювати шляхом послідовного набору записів (реалізацій) процесів при різних швидкостях і режимах руху дослідного поїзда як на характерних заздалегідь вибраних (намічених), так і на випадкових (що довільно чергуються) відрізках залізничної колії.

Рєсстрація вимірюваних процесів повинна проводитися на прямих і кривих ділянках колії і стрілках при швидкостях руху, визначених ПМ. В криволінійних ділянках колії швидкості руху не повинні перевищувати значень, що відповідають непогашеному прискоренню $0,7 \text{ м/с}^2$. Перехід до вищих швидкостей руху допускається тільки після попереднього аналізу результатів вимірювань, проведених на меншій швидкості.

При підготовці і проведенні ходових динамічних випробувань повинні строго дотримуватися вимоги техніки безпеки і виробничої санітарії, інструкції по охороні праці і техніки безпеки, передбачені в промисловості і на залізничному транспорті, а також спеціальні інструкції по правилах проведення робіт. Вимоги до охорони праці під час випробувань визначаються відповідними положеннями ПМ.

Застосування нового підходу до оцінки динамічних якостей рухомого складу з модернізованими ходовими частинами за РЕМ дозволить скоротити витрати на ходові випробування та прискорити вирішення питань щодо їх допуску до експлуатації. Крім того, методика випробування за спрощеною схемою може бути корисною для перевірки якості ремонту та проведення періодичних контрольних випробувань рухомого складу.

З накопиченням практичного досвіду використання РЕМ доцільним вбачається поширене впровадження у випробувальні роботи комп'ютерного моделювання як ефективного інструменту перевірки і прогнозування динаміко-експлуатаційних якостей рухомого складу

перспективних конструкцій. Зокрема, за розробленим методом можуть проводитись випробування з допуску до експлуатації рухомого складу колії 1520 мм збудованого і випробуваного за стандартами, прийнятими на залізницях колії 1435 мм.

4.2.2. Використання нейромережєвих технологій

Нині існують численні завершені розробки та технічні комплекси цифрової діагностики рухомого складу [137, 146-148]. Використанням сучасних інтелектуальних інформаційних технологій (ІТ) та новітніх апаратно-програмних засобів в сфері діагностування стану рухомого складу дозволить покращити якість та швидкість діагностичних операцій і, як наслідок, значно підвищити безпеку пасажирських та вантажних перевезень.

На даний час спектр сучасних ІТ представлений такими напрямками: експертні системи, системи прийняття рішень, нечітка математика, адаптивні та еволюційні алгоритми, інтелектуальний аналіз даних. Останні роки бурхливо розвивається напрям інформаційних технологій, що спеціалізується на штучних нейронних мережах (ШНМ або нейромережа) [148].

Актуальність досліджень у напрямку нейромережєвих ІТ підтверджується масою різних застосувань ШНМ, зокрема там, де людський інтелект малоефективний, а, наприклад, обчислення великої кількості діагностичних даних трудомісткі. Це дозволяє вважати ШНМ невід'ємною частиною для побудови новітніх програмних засобів діагностування технічних об'єктів, зокрема рейкових екіпажів.

Основними перевагами ШНМ є здатність «навчатися» на множині прикладів (станів технічного об'єкту) в тих випадках, коли невідомі закономірності розвитку ситуації про поведінку чи поточний стан об'єкта та залежностей між вхідними і вихідними даними цього об'єкта [149]. У тих випадках коли традиційні математичні методи, такі як експертні системи стають малоефективними, ШНМ здатні успішно вирішувати такі задачі, спираючись на неповну, викривлену, зашумлену і внутрішньо суперечливу вхідну інформацію про стан об'єкта.

На рис. 4.7 представлена модель діагностичної системи для виявлення відхилень у технічному стані контрольованих одиниць рухомого складу [150]. Виявлення аварійних станів у роботі екіпажа зосереджується навколо нейромережєвої моделі (НМ) стану рухомого складу (РС), яка складається (навчається) з інформації (параметрів), отриманої за нормативних умов функціонування РС. Коли НМ побудована, тоді кожен новий кадр інформації про поточний стан РС порівнюється з нормативною інформацією та визначається відмінність між ними.



Церковная ШКОЛА первично религиозного не публиковалась

Государственный издательский дом ЦИМ имени Гитлера

CHARTERED BY THE BOARD OF DIRECTORS OF THE NATIONAL ASSOCIATION OF REALTORS

у вхідний вектор для подачі на асоціативну тришарову ШНМ, заздалегідь навчену за алгоритмами ЗРП.

Введення в алгоритм діагностування розкладання сигналів від датчиків в спектр дозволяє аналізувати частотні зміни процесів у зоні перевантажень та вібрацій, що є більш інформативним з точки зору отримання діагностичної інформації про стан РС. Блок порівняння та прийняття рішень виставляє прапор помилки у разі, якщо деяка кількість нормативних параметрів стану РС в «натренованій» асоціативній ШНМ за значенням буде не співпадати зі значеннями, що поступатимуть від датчиків, розташованих на об'єкті РС, безпосередньо під час оперативного діагностування.

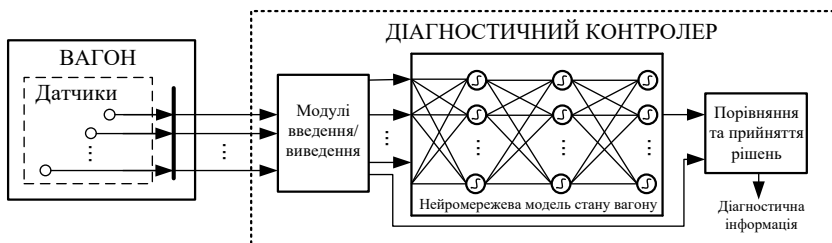


Рис. 4.8. Структура неймережевої системи діагностики стану вагонів

4.3. Спосіб експериментального визначення параметрів взаємодії рухомого складу та колійної інфраструктури

Забезпечення своєчасного виявлення несправностей ходових частин рухомого складу є важливою складовою системи безпеки руху поїздів. З іншого боку експлуатація рухомого складу з несправними ходовими частинами може спричиняти підвищену силову дію на колію, викликаючи тим самим тенденцію до розладу колійної структури. Виходячи, таким чином, з вимог забезпечення гарантованої безпеки руху і збереженості колійної інфраструктури, в системі утримання рухомого складу головна увага має приділятися контролю стану елементів ходових частин і колії, що взаємодіють.

4.3.1. Стаціонарні засоби інструментальної оцінки динамічної навантаженості колії

З метою створення системи визначення рівня динамічного навантаження колії рухомим складом проведено відповідне дослідження [138]. Розроблювана система, позначена як АВНК, призначена для

забезпечення безперервного технічного контролю в автоматичному режимі та ідентифікацію одиниць рухомого складу з понаднормативною динамічною дією на колію.

Існуючі системи контролю силової дії рухомого складу на колію складаються з стаціонарного пристрою у вигляді ділянки колії, обладнаної датчиками, та програмного комплексу, який здійснює збір, зберігання, візуалізацію та обробку інформаційних сигналів з датчиків. Ці системи, як правило, засновані на використанні тензометричних засобів вимірювань. Система оцінки динамічного впливу рухомого складу на колію, яка застосовується на залізницях колії 1520 мм, регулюється відповідними нормативними документами та включає в себе оцінку напружено-деформаційного стану елементів колій під силовою дією рухомого складу.

На відміну від штатних систем контролю параметрів взаємодії рухомого складу та колії на основі тензометричних вимірювань, в проєкті системи АВНК розглядається можливість використання датчиків вібраційних прискорень (акселерометрів) для оцінки динамічного навантаження елементів верхньої будови колії, що не потребує спеціальних умов для обладнання тестової ділянки колії [151-153]. Передбачається, що системи, які базуються на вимірюванні прискорень елементів ходових частин та колії, повинні надавати можливості виявляти одиниці рухомого складу з наднормативним впливом на колію, їх ідентифікацією і оперативну передачу інформації для прийняття відповідних організаційно-технічних заходів.

Система АВНК виконує збір, збереження, візуалізацію та обробку інформаційних сигналів від датчиків віброприскорень, якими оснащено визначену ділянку колії. Система включає первинні перетворювачі, лінії передачі сигналів, блок обробки сигналів, лінії передачі сигналів, відеокамери, блоку обробки та індикатора (рис. 4.9).

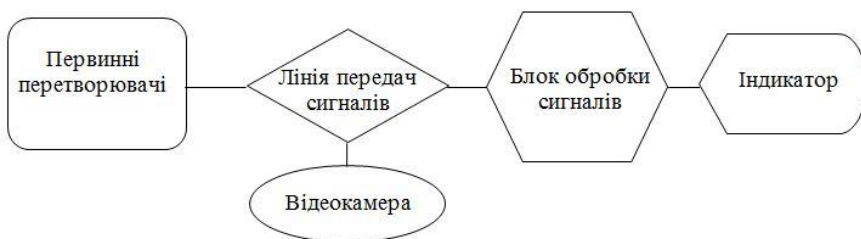


Рис. 4.9. Структурна схема пристрою

Первинними перетворювачами є низькочастотні акселерометри. Лінії передачі аналогових сигналів – це системи кабелів, коробів та відводів, що забезпечують сполучення складових частин пристрою та роботу його в автоматичному режимі. Блок обробки сигналів містить в собі програмно-

апаратний реєстратор, який складається з програмної та апаратної частин в складі тензометричних модулів та модулів аналого-цифрового перетворення (далі – АЦП). Відеокамеру призначено для виконання моніторингу процесу вимірювання. Індикатором є персональний комп'ютер (далі – ПК) зі спеціалізованим програмним забезпеченням.

Схему розміщення обладнання пристрою на вимірювальні ділянці колії представлено на рис. 4.10.

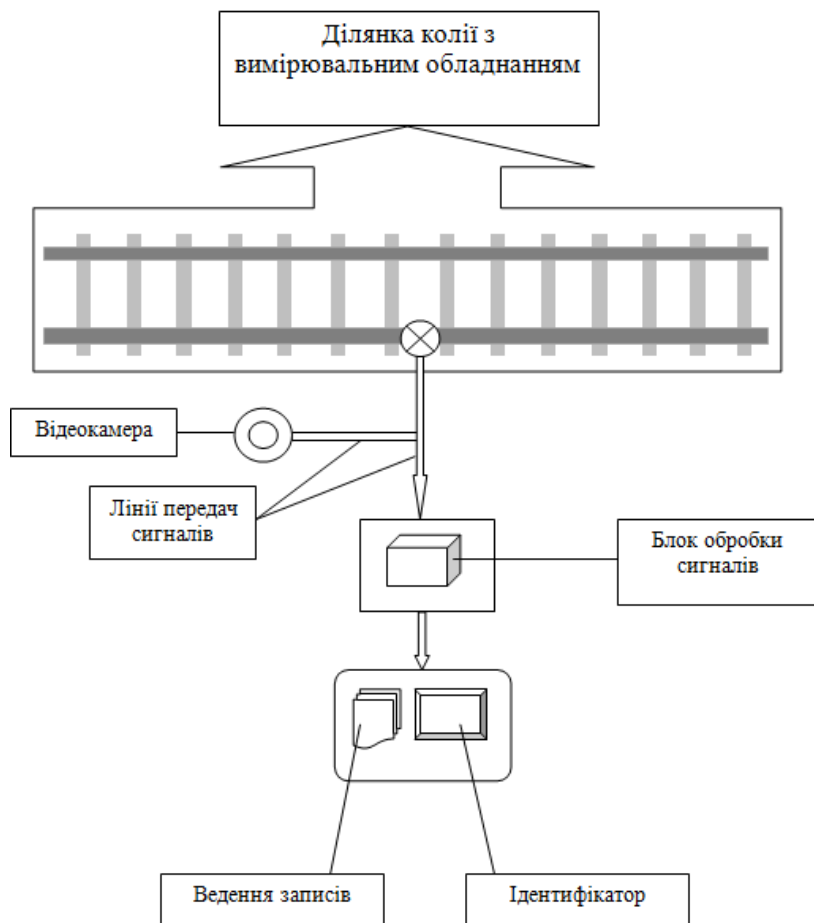


Рис. 4.10. Схема розміщення пристрою

Розроблене програмне забезпечення АВНК розподілено на чотири рівні: віртуальний інструмент (VI) FPGA (Field-Programmable Gate Array)

на ПЛІС (програмована логічна інтегральна схема), що не має власної ОС (операційної системи), RT VI на контролері з ОС реального часу, (VI) на керуючому ПК з ОС Windows та підсистема обробки й аналізу результатів вимірювань на ПК зі спеціалізованим інформаційним програмним забезпеченням, що визначає інформацію про склад та параметри поїзда.

Підсистема обробки й аналізу результатів вимірювань дії на колію ходових частин рухомого складу, розроблена в програмному комплексі LabVIEW, побудована на основі визначення наднормативного рівня дії колеса на рейку. Для кращої достовірності результатів роботи комплексу використовується поєднання цих статистичних критеріїв за допомогою логічної кон'юнкції. Такий підхід надає можливість використовувати цей програмно-апаратний комплекс без апріорної інформації про рівень завантаженості рухомого складу та дозволяє відмовитися від нормування вимірювального каналу перед кожним наступним вимірюванням.

Для зменшення негативного впливу фільтрації та збереження повної інформації слід скористатися лінійною фільтрацією. У результаті застосування лінійних фільтрів, що згладжують, відбувається придушення шумів, але одночасно розмиваються границі між областями з різною амплітудою сигналу. Для фільтрації вибірки вибрано медіанний фільтр.

Медіанний фільтр замінює центральний елемент маски медіаною впорядкованої вибірки, сформованої з усіх відліків, що покриваються маскою фільтра. При застосуванні цього фільтра відбувається послідовна обробка кожної точки, в результаті чого утворюється послідовність оцінок. При медіанній фільтрації використовується ковзне двовимірне вікно. Для кожного відліку виконується незалежна оцінка медіани у вікні. З метою прискорення оцінки доцільно алгоритмічно на кожному кроці використовувати раніше виконані обчислення. Відліки вибірки, що знаходяться в межах вікна, утворюють робочу вибірку поточного відліку.

Обробку прямих вимірювань рекомендується починати з перевірки відліків на наявність аномальних значень. Існує багато критеріїв виявлення таких значень, але жоден з них не є універсальним.

За критерієм Шовене елемент вибірки X_i є аномальним значенням, якщо імовірність його відхилення від середнього значення не більше $1/12n$ (n – розмір вибірки).

Критичне значення K визначається за формулами:

$$K = \frac{|x_i - \bar{x}|}{s}, \quad (4.4)$$

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (4.5)$$

$$s = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2. \quad (4.6)$$

Якщо критичне значення $K > K^*$, то значення x_i вважається аномальним значенням. Критичні значення K^* критерію Шовене наведено в табл. 4.2.

Т а б л и ц я 4.2

Критичні значення K^* критерію Шовене

n	4	5	6	10	15	25	50	100	300
K^*	1,54	1,65	1,73	1,96	2,13	2,33	2,57	2,81	3,14

При аналізі вибірок, отриманих в результаті вимірювання віброприскорень, що виникають в місцях кріплення акселерометрів, відмічено, що об'єм вибірок значно перевищує 300 значень. В даних умовах критичне значення за критерієм Шовене K^* наближається до 3,14.

В табл. 4.3 наведено довірчі інтервали $[x-\Delta x, x+\Delta x]$ для довірчої імовірності α (в долях σ).

Т а б л и ц я 4.3

Значення довірчих інтервалів в долях σ

α	0,68	0,90	0,95	0,990	0,997	0,999
σ	1,0	1,65	2,0	2,6	3,0	3,3

Цей критерій також використовується для ідентифікації колеса, що спричиняє аномальний вплив на рейку з усієї реалізації точок. В записаному сигналі відбувається підрахунок піків, що перевищують заданий рівень 2σ . В цьому випадку порядковий номер піку відповідає номеру колісної пари. Використання плаваючого діапазону попадання точок в діапазон дозволяє без апріорної інформації про вагу й завантаженість вагонів здійснювати пошук конкретних колісних пар серед усього рухомого складу.

4.3.2. Експериментальна перевірка системи АВНК на функціональність

З метою оцінки застосовності запропонованого способу моніторингу дії рухомого складу на колію під час ходових динамічних випробувань вагона-зерновоза моделі 19-7053 здійснено вимірювання прискорень рейок на досліджуваній ділянці колії [153].

Кількість вимірювальних перетинів залізничної колії в процесі випробувань складало $m_s = 15$. Датчики прискорень були встановлені на підшвах рейок посередині між шпалами, симетрично під правою та лівою рейками, їх загальна кількість $n_s = 2m_s = 30$. Слід зазначити, що для цілей моніторингу кількість вимірювальних перетинів уздовж колії може бути збільшено до 24.

Дослідний поїзд складався з двох двосекційних електровозів ЧС8 і вагона-зерновоза моделі 19-7053 з візками моделі 18-7033. Дослідні поїздки виконувались у прямому і зворотному напрямках, тобто «човником», з швидкостями руху v_j ($j = 1 \dots 10$) від 40 до 130 км/год з інтервалом $\Delta v = 10$ км/год. На кожній швидкості v_j було проведено $l = 12$ проходів поїзда.

На кожному проході сформовано багатовимірний сигнал $S = [S_0 \dots S_i \dots S_{2n_s-1}]$. Всі компоненти S_i сигналу S мають довжину $N + 1$, що залежить від частоти дискретизації F , яку реалізовано в системі моніторингу. Задля необхідності виявлення під час руху поїзда високочастотних коливальних процесів у рейках, ця частота становила 1500 Гц.

На рис. 4.11 наведено приклад фрагментів записів сигналів S_0 і S_{56} , зареєстрованих системою, коли швидкість поїзда $v_5 = 80$ км/год, що відповідає вертикальним прискоренням лівої рейки, вимірюваних датчиками $n = 1$ і $n = 29$ (в перетинах $p = 1$ і $p = 15$ відповідно).

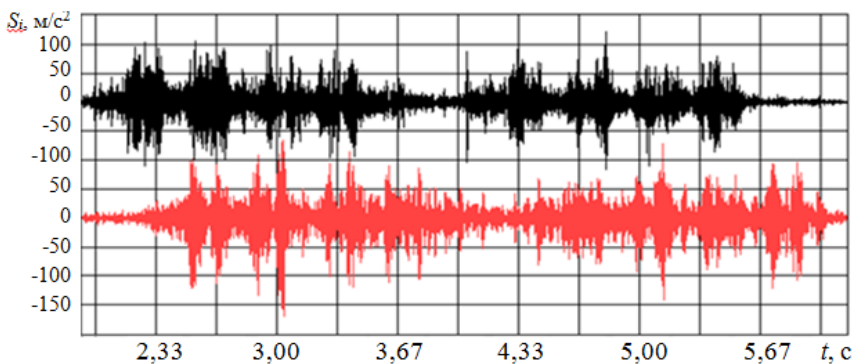


Рис. 4.11. Фрагменти записів сигналів S_0 і S_{56} при $v_5 = 80$ км/год ($k = 1$)

Одновимірний сигнал S_i містить інформацію про швидкість руху поїзда, відстань між його колісними парами та рівень дії у вертикальному або горизонтальному напрямках, обумовленої характеристиками й станом кожного екіпажу.

До сигналів, що представляють прискорення структурних елементів, застосовні статистичні методи обробки, спектральний та кореляційний аналізи, смугова фільтрація й вейвлет-аналіз [154, 155]. Сигнали, що представляють прискорення рейок, викликані проходженням поїздів, є високочастотними нестационарними процесами. У системах моніторингу рухомого складу широко використовується вейвлет-перетворення [156]. Алгоритм, заснований на статистичному аналізі прискорень, показав задовільні результати для моніторингу стану візків поїздів на мережі високошвидкісних залізниць Shinkansen [157].

Величини напружень та сил, виміряних під час випробувань рухомого складу на вплив на колію шириною 1520 мм за стандартними схемами, розглядаються як випадкові, що підкоряються закону нормального розподілу. Традиційним методом обробки даних є об'єднання аналогічних значень X (за однаковим показником взаємодії) з різних поперечних перетинів колії в одну вибірку для кожного з коліс випробуваного екіпажа. Далі, для отриманої вибірки здійснюється перевірка на відповідність нормальному закону розподілу. Однорідність вибірки оцінюється за коефіцієнтом варіації, який у відповідності до [138] повинен бути не більше 0,4 у випадку тестування на залізничній колії з горизонтальними і вертикальними нерівностями другого і третього ступенів. Після встановлення рівномірності вибірки визначаються середні значення середнього $mean(X)$ та стандартного відхилення $\sigma(X)$, за якими розраховуються ймовірні максимальні значення $max_{pr}(X)$, як:

$$max_{pr}(X) = mean(X) + k \cdot \sigma(X), \quad (4.7)$$

де k – коефіцієнт, що залежить від рівня довірчої ймовірності та визначає розмір інтервалу довірчої ймовірності (для ймовірності, що дорівнює 0,994, у випадку нормального розподілу приймається $k = 2,5$).

Аналогічним чином проведено статистичну обробку сигналів, отриманих під час тестування запропонованої системи моніторингу експлуатаційних навантажень колії. Метою обробки було встановлення впливу швидкості поїзда на величину прискорення рейок у вертикальному та горизонтальному напрямках, виникаючих під колесами рухомого складу. Для поділу в автоматичному режимі сигналу S на сегменти, пов'язані з окремими колесами, був розроблений обчислювальний алгоритм [151].

Цей алгоритм складається з таких етапів:

- розкладання сигналу S на три частини $S = S' \cup S'' \cup S'''$, де частини S' , S'' , S''' відповідають вимірюванням прискорень рейок перед проходом

поїзда, під час проходу поїзда і після проходу поїзда над місцями встановлення датчиків;

- фільтрація сигналу S'' з використанням методології вейвлет-стиснення з непараметричним видаленням шуму з використанням функції *Waveshrink*;

- побудова за допомогою перетворення Гільберта обвідних для всіх компонентів багатовимірною сигналу;

- побудова взаємних кореляційних функцій за обвідними однотипних сигналів та обчислення на цій основі зміщення між сигналами, отриманими від різних датчиків;

- зміщення (вирівнювання) обвідних компонентів сигналів від різних датчиків у положення, що відповідає сигналу від першого датчика, та формування сумарного сигналу, що дозволяє виділити сегменти, пов'язані з окремими колесами.

На першому кроці алгоритму проводиться декомпозиція оброблюваного сигналу. Інформативною частиною сигналу виступає S'' , початок N_1 і закінчення N_2 якої мають довільні значення при різних проходах поїзда. Тому для виділення частини S'' застосована ітеративна процедура з використанням функцій вартості $E_N^m(x_{m,i})$ для двох компонентів сигналу $S_m = \{x_{m,i}\}$, $m=0$ і $m = 2n_s - 1$, $i = \overline{0, N}$, у вигляді

$$E_N^m(x_{m,i}) = -\sum_{i=0}^N \left(\frac{x_{m,i}}{\sigma_m}\right)^2 \cdot \ln \left(p\left(\frac{x_{m,i}}{\sigma_m}\right)\right)^2, \quad (4.8)$$

де $\sigma_m = \sqrt{\sum_{i=0}^N x_{m,i}^2}$.

Процес починається з обчислення загальної функції вартості $E0_N^0$ компоненти сигналу S_0^N з першого датчика, де N вказує на повну кількість елементів сигналу. Далі, на підставі цієї компоненти формується скорочений з правого боку сигнал S_0^{N1} з довжиною, що становить $N1 = \text{ceil}(0,1 \cdot N)$, і для нього обчислюється функція вартості $E1_{N1}^0$. Значення $E1_{N1}^0$ та $E0_N^0$ порівнюються, якщо $E1_{N1}^0 < 0,005 \cdot E1_N^0$, то довжина скороченого сигналу збільшується на $\Delta N1 = \text{ceil}(0,1 \cdot N)$, тобто $N2 = N1 + \Delta N1$. Знову обчислюється функція вартості $E2_{N2}^0$, значення якої порівнюються з $E0_N^0$, якщо $E2_{N2}^0 < 0,005 \cdot E1_N^0$, то довжина сигналу S_0^{N2} знову збільшується і т.д. Якщо на k -ому кроці $E k_{Nk}^0 \geq 0,005 \cdot E0_N^0$, то ітеративний процес зупиняється. Таким чином для частини сигналу S'' визначається ліва границя $N_1 = Nk$, яка забезпечує значення функції вартості (ентропії) частини сигналу S' таке, що не перевищує 0,5% від загальної функції вартості сигналу.

Права границя частини сигналу S'' обчислюється аналогічним чином, тільки аналізується сигнал S_M^N з останнього за напрямком руху поїзда датчика і скорочення сигналу S_M^{N1} виконується з лівого боку, тобто ітераційна процедура проводиться в реверсному напрямку. В результаті обчислюється права границя $N2$ частини сигналу S'' , при цьому функція вартості частини сигналу S''' не перевищує 0,5% від загальної функції вартості сигналу.

Фільтрація сигналу S'' (другий крок) виконується шляхом застосування методології вейвлет-стиснення з непараметричним видаленням шуму за допомогою функції WaveShrink. Кожний компонент сигналу S''_m з правого боку доповнюється нульовими значеннями, так щоб загальна кількість елементів складала ступінь 2. Після цього здійснюється дискретне вейвлет-перетворення із застосуванням вейвлетів Добеші [158]. Після використання функції WaveShrink виконується зворотне вейвлет-перетворення й додані елементи сигналу відкидаються, тобто довжина сигналу встановлюється за початковим значенням. Результати видалення шуму з компоненти сигналу S_0 показано на рис. 4.12.

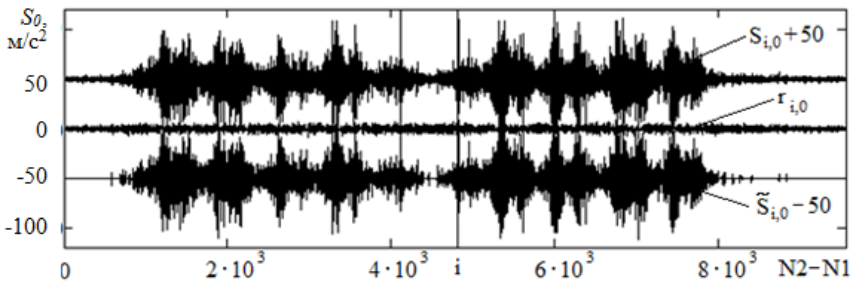


Рис. 4.12. Використання функції WaveShrink для фільтрації сигналу ($S_{i,0}$ – вихідний сигнал; $r_{i,0}$ – видалений шум; $\tilde{S}_{i,0}$ – сигнал після фільтрації)

Побудова за допомогою перетворення Гільберта обвідних для всіх компонентів багатовимірного сигналу виконується на третьому кроці. Кожен з компонентів S_m сигналу піддається перетворенню Гільберта й обчислюється його обвідна ES_m .

На четвертому кроці будуються взаємні кореляційні функції за обвідними однотипних сигналів ES_m та обчислюються на їх підставі зсуви між сигналами, що отримані з різних датчиків. Далі обчислюються функції взаємної кореляції CZL_{mp} (CZR_{mp} , CYL_{mp} , CYR_{mp}) за обвідними однотипних компонентів сигналу з першого датчика ($m_p = 0$) і датчика з номером m_p , $m_p=1, M_s$, де як однотипні розглядаються компоненти сигналу, виміряні з

лівої або з правої рейкових ниток в одному напрямі (в вертикальному або горизонтальному).

На п'ятому кроці здійснюється переміщення обвідних компонентів сигналу з різних датчиків в положення відповідне компоненту з першого датчика та формування сумарного сигналу $SvES$ (за однотипними компонентами), який дозволяє виділити сегменти, асоційовані з окремими колесами поїзда. Встановлення кількості K колісних пар поїзда здійснюється на підставі сигналу $SvES$, значення якого обчислюється шляхом усереднення суми значень обвідних компонентів сигналів з обох рейкових ниток в вертикальному або горизонтальному напрямках. Для сигналу $SvES$ визначаються локальні максимальні значення $Amax_k$, $k=0, K-1$, і абсциси $nmax_k$, які відповідають цим значенням. Різниці між абсцисами сусідніх локальних максимумів $\Delta n_k = nmax_k - nmax_{k-1}$ дозволяють визначити відстані між колісними парами поїзда як

$$l_k = \Delta n_k \cdot n_s \cdot d_s, \quad (4.9)$$

де d_s – це відстань між двома сусідніми датчиками.

Крім того, значення $nmax_k$, забезпечують можливість поділити кожен компонент сигналу на сегменти, що відповідають окремим колесам.

На рис. 4.13, де показано сигнал $SvES$, спостерігаються двадцять локальних максимальних значень, що відповідає проїзду поїзда з $K = 20$ колісними парами. Як показала перевірка запропонованого алгоритму, відстані між колісними парами збігаються з відстанями між колісними парами поїзда, який брав участь у відпрацюванні системи. На підставі значень $nmax_k$ виділені сегменти компонентів сигналів S_m , асоційовані з окремим колесам поїзда, і виконана їх статистична обробка.

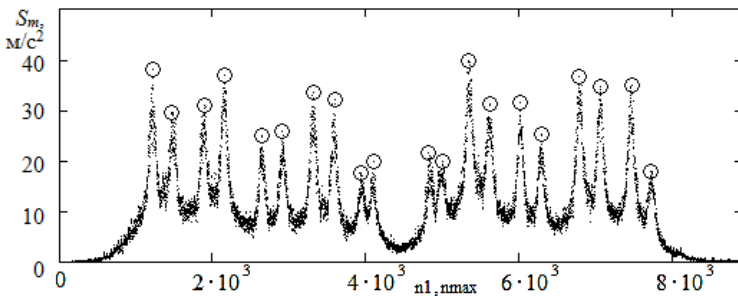


Рис. 4.13. Сигнал $SvES$ і локальні максимальні значення

На підставі обчислених значень $m_p \cdot n_s$ виконується зсув вліво значень компонентів сигналу з датчиків m_p , при цьому відповідним чином

вирівнюється довжина всіх компонентів сигналу з правого боку. Аналогічним чином здійснюється зсув обвідних.

Слід зазначити, що розроблений алгоритм не вимагає введення інформації про швидкість поїзда на вимірювальній ділянці колії та відстані між колісними парами. Значення цих параметрів обчислюються за алгоритмом.

Виконання статистичної обробки включало групування реалізацій у вертикальному Z та горизонтальному Y напрямках для лівої L і правої R рейок, в результаті чого виділено чотири основні групи вибірок ZR, ZL, YR, YL . При цьому за кожною базовою групою формується вибірка, що включає максимальне прискорення для всіх колісних пар $w = 1, \dots, 20$ і всіх перетинів колії, тобто $m = 1, \dots, 15$. Для них розраховано статистичні показники, а саме: значення математичного очікування $meanZR, meanZL, meanYR, meanYL$; значення стандартного відхилення $\sigma ZR, \sigma ZL, \sigma YR, \sigma YL$; ймовірні максимальні значення $\max_{pr}ZR, \max_{pr}ZL, \max_{pr}YR, \max_{pr}YL$.

За отриманими даними вимірювань виходить, що максимальні прискорення рейки у вертикальному напрямку при проходженні перших колісних пар локомотива і вагона нарастають зі збільшенням швидкості руху поїзда з 40 до 120 км/год наступним чином: від 15 до 245 м/с² – для локомотива; від 10 до 225 м/с² – для вагона. При швидкостях руху 40 і 80 км/год максимальні прискорення рейки при проходженні вагонної колісної пари близькі між собою і не перевищують 30 м/с², тоді як прискорення рейки, які викликає прохід колісної пари локомотива при швидкості 80 км/год досягають 160 м/с². При цьому розкид максимальних значень прискорень рейки в різних перетинах колії з ростом швидкості руху локомотива проявляється більше, ніж у випадку вагона.

На рис. 4.14 і 4.15 показано діаграми розмахів (box-and-whiskers diagrams) для оцінки однорідності вибірок, що розглядаються, за величиною коефіцієнта варіації.

Значення коефіцієнтів варіації для прискорень правої рейки від перших колісних пар локомотива і вагона-зерновоза (рис. 4.14 і 4.15 відповідно), а також значення цих величин, які розраховані для інших вибірок, не перевищили 0,4, що підтверджує їх придатність для подальшої статистичної обробки.

На рис. 4.16 і 4.17 представлені ймовірні максимальні значення прискорення рейок під першими двома колісними парами електровоза та вагона-зерновоза визначених за чотирма поїздами.

З наведених експериментальних даних випливає, що швидкість руху істотно впливає на рівень прискорень рейок. Вплив швидкості на прискорення у вертикальному напрямку є більш значимим, ніж у горизонтальному напрямку. При цьому відмічається стрибкоподібне зростання прискорень рейок внаслідок проходження вагона вимірювальною

ділянкою колії з максимальною швидкістю, що свідчить про наявність обмеження конструкційної швидкості через технічні характеристики вагона.

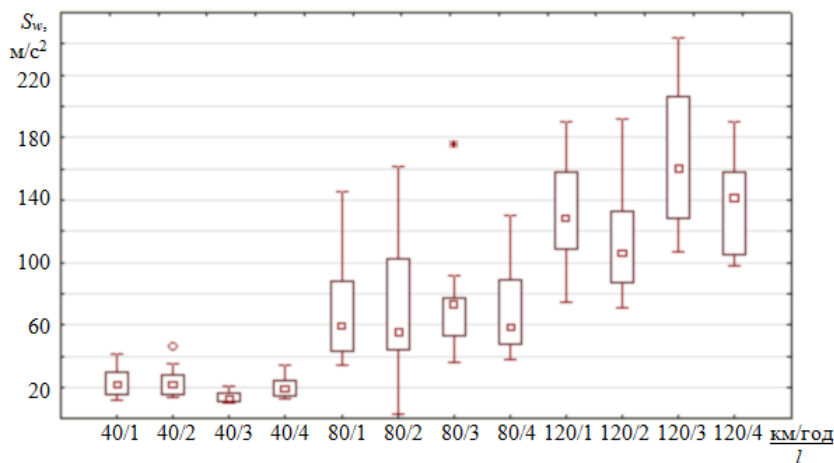


Рис. 4.14. Діаграми розкиду ZR для перших колісних пар локомотива при швидкості руху $v = 40, 80, 120$ км/год

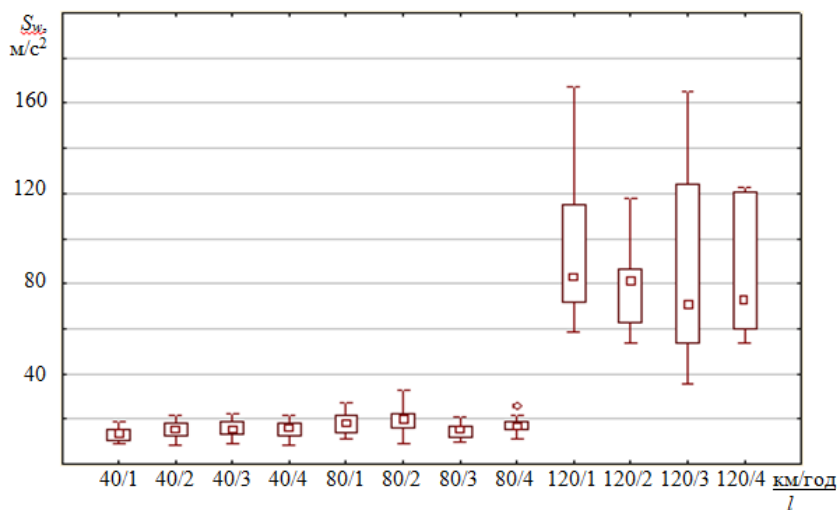


Рис. 4.15. Діаграми розкиду ZR для перших колісних пар вагона-зерновоза при швидкості руху $v = 40, 80, 120$ км/год

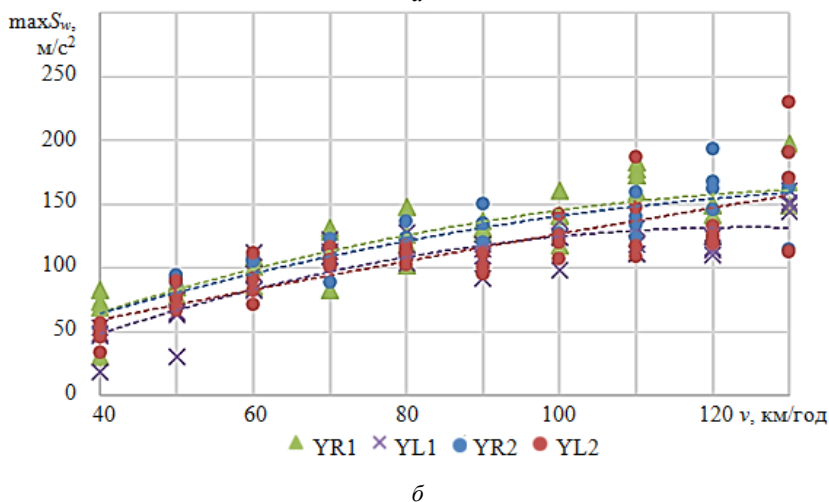
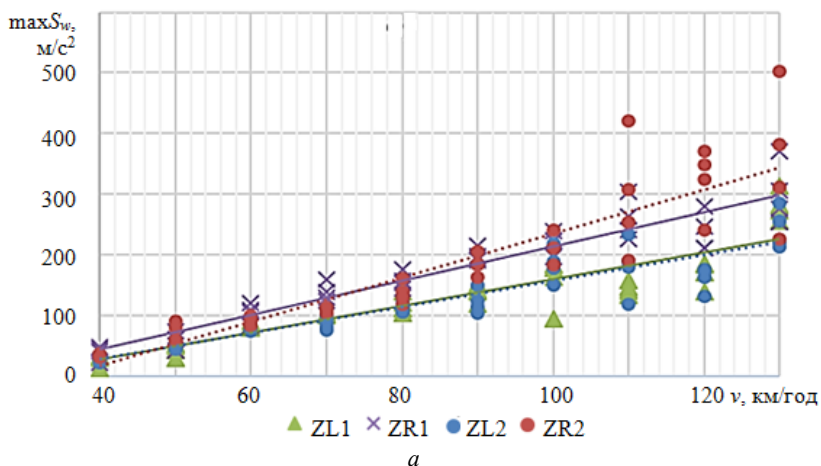
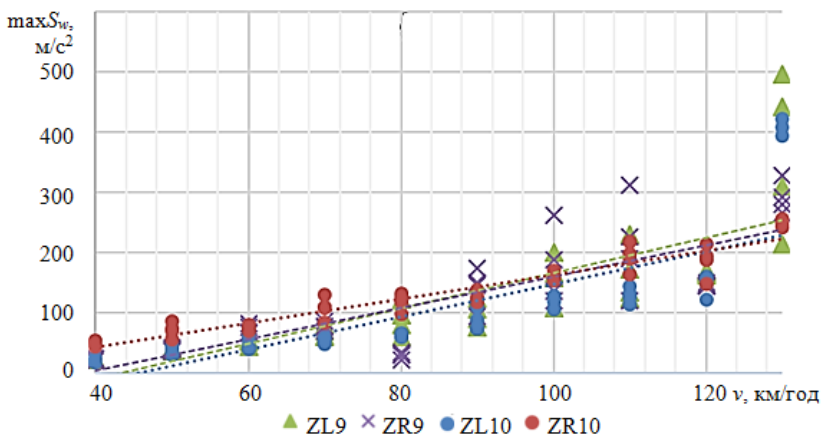
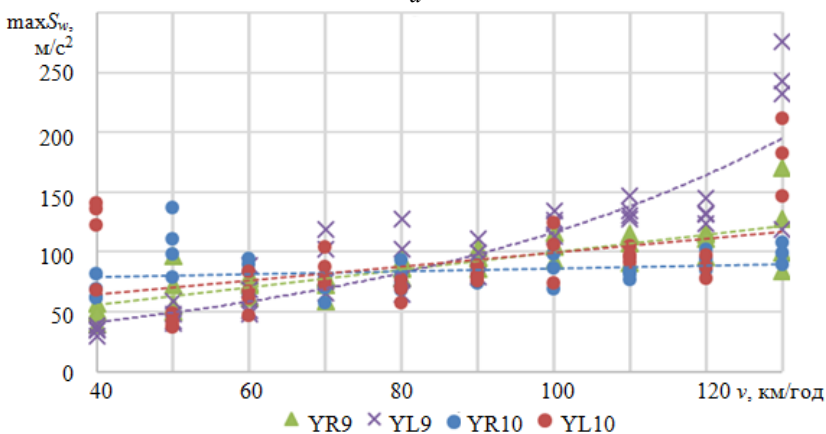


Рис. 4.16. Залежності від швидкості руху локомотива максимальних значень прискорень: a – ZR_w і ZL_w ; b – YR_w і YL_w ($w = 1$ і 2)

На основі результатів проведених досліджень розроблено технічні вимоги до стаціонарного пристрою для виявлення несправностей коліс вантажних вагонів під час руху в поїздах. Реалізація проекту системи АВНК надасть можливість ідентифікації вантажних вагонів з понаднормативною дією на колію з оперативною передачею інформації на найближчу станцію для виконання технічного діагностування.



a



б

Рис. 4.17. Залежності від швидкості руху вагона максимальних значень прискорень: а – ZR_w і ZL_w ; б – YR_w і YL_w ($w = 9$ і 10)

За чинними правилами допуску вантажних вагонів до експлуатації випробуванням піддаються як вагони нових моделей, так і модернізовані. При цьому під модернізованими розуміються такі вагони, що виготовляються заново і відрізняються від тих, що випускались раніше, за своїми технічними характеристиками. Натомість будь-яка модернізація під час планового ремонту, а таких за строк служби вантажних вагонів може бути декілька, не приводить до появи нової продукції, оскільки не міняється номер виробу, не змінюється відпрацьований ресурс, а внесені

зміни відображаються в існуючому паспорті виробу. За цих причин вантажні вагони після їх капітально-відновного ремонту з модернізацією не можуть бути віднесені до заново виготовленої продукції.

Водночас методи і засоби випробувань, які застосовуються для вирішення питань щодо допуску до експлуатації нових типів вантажних вагонів, стосовно оцінки відповідності вимогам безпеки руху та динамічних якостей модернізованих вагонів є зайво витратними як за коштами, так і за часом. Тому процедури допуску вантажних вагонів модернізованих під час планових ремонтів можуть бути спрощеними у порівнянні з процедурами, що супроводжують допуск до експлуатації нових (модернізованих) вагонів. При цьому варто звернутись до досвіду залізниць країн ЄС, де за нормативними документами EN та UIC при спрощених випробуваннях вимірюються або бічні сили між колісними парами (буксовими вузлами) і рамою візка (так звані буксові сили), або лише прискорення кузова та ходових частин.

5. УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ДОПУСКУ РУХОМОГО СКЛАДУ ДО ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Досвід, набутий в процесі впровадження в експлуатацію електропоїздів HRCS2 [103, 104] та вагонів на візках з розсувними колісними парами [159-161], свідчить про нагальну необхідність удосконалення системи допуску швидкісного рухомого складу з урахуванням досягнень залізниць світу, зокрема країн Євросоюзу і Китаю, які мають значні напрацювання щодо використання рухомого складу з конструкційними швидкостями 160-200 км/год і вище.

У зв'язку з формуванням парку швидкісного рухомого складу колії 1520 мм особливо актуальними стають питання щодо допуску до експлуатації рейкових екіпажів нової генерації. Крім того, тривалий час залишаються невирішеними питання створення визначеної системи процедур з допуску до постійної експлуатації пасажирських и вантажних вагонів, призначених для інтероперабельних перевезень. Зазначене вказує на необхідність перегляду методів і засобів, котрі традиційно використовуються у випробуваннях рухомого складу.

5.1. Процедури підтвердження можливості експлуатації рухомого складу

Спираючись на нормативні вимоги щодо порядку і методів проведення випробувань рухомого складу колії 1435 мм, пропонується удосконалити систему випробувань рухомого складу залізниць України. При цьому доцільно переглянути методичні підходи до формування процедурних завдань і оновити способи та засоби натурних випробувань [162].

Ефективне використання сучасних методів і засобів комп'ютерного моделювання для оцінки міцності несівних елементів екіпажних частин та їх динамічних якостей суттєво підвищує вірогідність отримання відповідних характеристик реальної конструкції. Разом із тим, остаточні висновки щодо допуску до експлуатації нових типів рухомого складу або тих, що були модернізовані, належить складати за результатами комплексних випробувань. Процедурні дії, за результатами яких має прийматися рішення щодо допуску рейкових транспортних засобів до

експлуатації, включають комплекс натурних випробувань, такі як: стаціонарні випробування, випробування на міцність і стійкість несівних конструкцій, ходові й гальмівні випробування, випробування щодо дії на колію.

5.1.1. Стаціонарні випробування

Ці випробування мають включати поколісне зважування, визначення опору повороту візків відносно кузова в горизонтальній площині та скидання з клинів.

Поколісне зважування виконується з метою визначення фактичної маси екіпажу й розподілу вертикальних навантажень по колесах. Вимірювання поколісних навантажень певної одиниці рухомого складу здійснюється на спеціалізованому стенді (ваговому агрегаті) або за допомогою пристрою, що дозволяє послідовний підйом та вимірювання навантажень на окремі колеса.

Програмне забезпечення до пристрою поколісного зважування, яке було розроблено в програмному комплексі LabVIEW, налаштоване на різні типи рухомого складу з можливістю почергового або одночасного вимірювання статичного навантаження на кожне колесо, з автоматизованим розрахунком, записом та виданням карти контролю по наступних параметрах:

- а) навантаження на одне колесо (кожне колесо);
- б) розбіжність навантажень на колеса однієї колісної пари (по кожній колісній парі);
- в) розбіжність навантажень на сторони екіпажу;
- г) розбіжність навантажень на кожний візок;
- д) розбіжність навантажень на колеса по діагоналі;
- е) загальну вагу екіпажу.

При поколісному зважуванні визначаються наступні показники: відхилення фактичного значення маси екіпажу від проектного; різниця навантажень по колесах колісної пари; різниця навантажень по осях в одному візку; різниця навантажень по сторонах. Під час зважування заборонено виконувати регулювання та вносити будь-які зміни в ходові частини. Гальма повинні бути відпущені, колісні пари не мають бути затиснені. Відхилення фактичного значення маси екіпажу від проектного значення, а також різниця навантажень по колесах не повинні перевищувати 3%.

Для оцінки результатів зважування мають використовуватися наступні вирази:

- а) повна маса екіпажу:

$$m_{veh} = \frac{\sum_{j=1}^n (Q_{j1} + Q_{j2})}{g}; \quad (5.1)$$

б) середнє навантаження на вісь:

$$2Q_{0,mean} = \frac{m_{veh}g}{n}; \quad (5.2)$$

в) навантаження на колісну пару:

$$2Q_{0,j} = Q_{j1} + Q_{j2}; \quad (5.3)$$

г) максимальне навантаження на вісь:

$$2Q_{0,max} = \max(Q_{j1} + Q_{j2}) \text{ для } j = 1, n; \quad (5.4)$$

д) відношення різниці навантаження коліс до навантаження на колісну пару:

$$\Delta q_j = \frac{|Q_{j1} - Q_{j2}|}{2Q_{0,j}}; \quad (5.5)$$

е) відношення різниці між максимальним і середнім навантаженням до навантаження на вісь:

$$\Delta 2q_{0,max} = \frac{2Q_{0,max} - 2Q_{0,mean}}{2Q_{0,mean}}; \quad (5.6)$$

ж) відношення різниці між навантаженнями однієї сторони (1 або 2) до середнього по сторонах:

$$\Delta q_{side} = \frac{\left| \sum_{j=1}^n (Q_{j1} - Q_{j2}) \right|}{m_{veh}g}, \quad (5.7)$$

де n – число колісних пар;

Q_{jk} – навантаження на колесо.

Визначення характеристик опору повороту візків відносно кузова виконується з метою оцінки одного з критеріїв доказу безпеки руху

екіпажу, яким є показник X . Рекомендовані значення показника X знаходяться в межах 0,03...0,07. Цей показник обчислюється за формулою [76]:

$$X = \frac{M_{z,R\min}}{2a^+ 2Q_0}, \quad (5.8)$$

де $M_{z,R\min}$ – обертовий момент візка відносно кузова в плані, визначений для кута повороту (кута виляння) $\psi = a^*/R_{\min}$;

a^* – половина відстані між шворнями, м;

$R_{\min}$ – мінімальний радіус кривої, м;

$2a^+$ – відстань між крайніми осями візка, м;

Q_0 – середня сила вертикального навантаження колеса направляючої колісної пари випробовуваного екіпажу.

Вимірювання обертового моменту проводяться на спеціальному стенді (рис. 5.1). Цей стенд повинен забезпечувати постійну кутову швидкість виляння рівну 1 градус/с і реєстрацію поточних змін значень моменту у функції кута повороту візка. Вимірювання необхідно проводити окремо для кожного візка при поворотах візка в обидві сторони на кут, що відповідає руху локомотива кривою з мінімальним радіусом $R_{\min}$. За вимогами [76] кут повороту належить обчислювати за виразом:

$$\Delta\psi^* = \frac{a^*}{R_{\min}} + \frac{0,020}{2a^+}, \text{ рад.} \quad (5.9)$$

Випробування повинне тривати від нульового кута виляння так, щоб можна було отримати замкнуту гістерезисну петлю. Кут виляння $\Delta\psi^*$ і обертовий момент M_z , необхідний для повороту візка, повинні вимірюватись і записуватись безперервно. За результатами вимірювань будуються діаграми (рис. 5.2), що представляють поворотний момент у функції кута повороту $M_z = f(\Delta\psi^*)$.

Момент сил опору повороту $M_{z,\max}$ візка відносно кузова в кривій найменшого радіусу $R_{\min}$ для певного типу екіпажу, без врахування зазору в колії, тобто

$$\Delta\psi^*_{\text{eval}} = \frac{a^*}{R_{\min}}. \quad (5.10)$$

Вираз (5.10) є визначальним для доказу умови безпеки проти сходу колісних пар з рейок.



Рис. 5.1. Приклад стендового обладнання для визначення моменту опору повороту візка відносно кузова (Лабораторна база Інституту залізничного транспорту, м. Варшава)

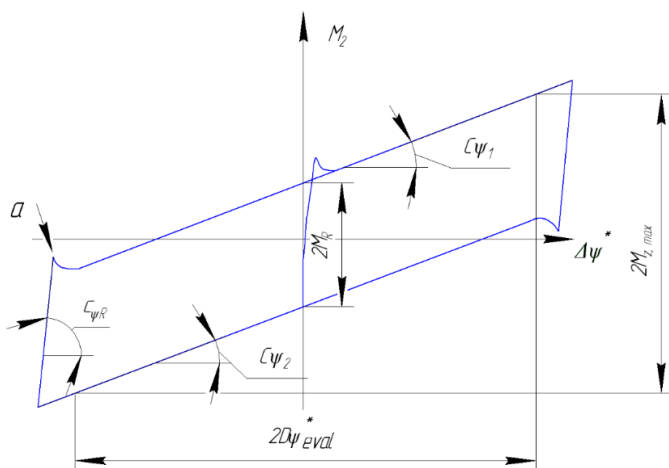


Рис. 5.2. Діаграма моменту сил опору повороту візка (Fig. 11 в [76])

Випробування на скидання з клинів проводиться з метою визначення власних частот коливань екіпажу на ресорному підвішуванні і коефіцієнтів демпфірування [163]. При проведенні випробувань на скидання з клинів імітуються коливання підстрибування, галопування і бокової хитаவிці. Для імітації коливань підстрибування під всі колеса випробовуваного екіпажа підкладають спеціальні клини. Вільні коливання галопування кузова і підстрибування візків викликаються підкладанням клинів спочатку під всі колеса одного з візків, а потім – під всі колеса другого візка. Для імітації коливань бічної хитаவிці кузова і візка клини підкладають спочатку під всі колеса з одного боку, а потім – під всі колеса з іншого боку екіпажа. Накочення екіпажа, що випробовується, на клини виконують при малій швидкості (не більше як 3 км/год).

Для реєстрації власних коливань екіпажа використовують датчики прискорень, які встановлюють на кузові і візках вагона за схемами визначеними для ходових випробувань. За отриманими записами вільних коливань відповідних видів визначають власні частоти екіпажа і декременти коливань. При цьому величини частот і декрементів коливань рекомендується розраховувати за першими періодам квазіперіодичного процесу згасаючих коливань.

Як відомо, швидкість згасання вільних коливань залежить від коефіцієнта демпфірування β . Згідно з Нормами [70] значення коефіцієнта демпфірування слід вибирати за умови $\beta = (0,2 \dots 0,3) \beta_{кр}$, де $\beta_{кр}$ – критичне значення коефіцієнта демпфірування. Величина $\beta_{кр}$ залежить від логарифмічного декременту коливань ν , який визначається наступним чином:

$$\nu = \ln \frac{z_i}{z_{i+1}} = h\tau_1 = h \frac{2\pi}{\nu_1} \approx h \frac{2\pi}{\nu}, \quad (5.11)$$

де z_i і z_{i+1} – дві сусідні амплітуди;
 h – параметр демпфірування;
 τ_1 і ν_1 – період і кругова частота згасаючих коливань;
 ν – власна кругова частота.

Формулу (5.11) можна використовувати для експериментального визначення параметра демпфірування за виразом:

$$h = \nu \frac{\nu}{2\pi} = \nu f, \quad (5.12)$$

де f – власна лінійна частота.

Таким чином, визначивши величину h , отримуємо критичне значення коефіцієнта демпфірування: $\beta_{cr} = 2hm$, де m – маса кузова екіпажа.

Для обробки даних отриманих в ході випробувань було розроблено спеціальний програмний модуль, що приймає у якості вихідних даних бінарні файли відліків, які були отримані за допомогою CompactRIO. Розроблене програмне забезпечення дозволяє проводити попередню обробку сигналів акселерометричних датчиків, виконувати фільтрацію завад за допомогою медіанного фільтра, та розраховувати логарифмічний декремент коливань та характеристики демпфірування. Отже, періодичні випробування зі скидання з клинів дозволяють контролювати достатність степеню демпфірування коливань одиниць рухомого складу як після ремонту, так і в процесі експлуатації.

5.1.2. Випробування на міцність і стійкість несівних конструкцій

Ці випробування мають складатись зі статичних і динамічних випробувань, стендових випробувань на опір утомі й випробувань на співударяння [162].

Статичні випробування включають визначення засобами тензометрії напружень у несівних вузлах і деталях візків від навантаження кузова. Крім того, для локомотивів і моторних вагонів визначаються напруження в зазначених вузлах і в елементах тягового приводу від дії крутильного моменту тягового електродвигуна. Напруження, отримані при статичних випробуваннях, після обробки використовують як середні значення напружень циклу при перевірці розрахунків за межею витривалості або за граничним накопиченням пошкоджень вузлів і деталей візків й елементів тягового приводу.

Динамічні міцнісні випробування, як правило, проводяться під час ходових випробувань. При цьому визначається напружено-деформований стан випробовуваної конструкції в цілому, а також окремих її елементів. Реєстрацію динамічних напружень у несівних елементах конструкції екіпажу й тягового приводу здійснюють одночасно з процесами, що відображають навантаженість конструкції й динамічні показники.

Стеновими випробуваннями на опір утомі оцінюється тривала міцність несівної конструкції при заданих режимах вібраційного або ударного навантажень [107]. Ці випробування мають визначити загальний термін служби несівної конструкції, оцінити запас міцності та позначити імовірно слабкі зони, які не були виявлені при статичних випробуваннях, та підтвердити або скоригувати дані, отримані при попередніх розрахунках. У процесі випробувань на втому досліджується циклічна довговічність конструкції при режимах динамічного навантаження, заданих програмою випробувань. Характер навантаження конструкції на

стендовому обладнанні повинен якомога повніше відповідати дії експлуатаційних навантажень.

Випробуванням на втому піддаються натурні вузли й елементи конструкції екіпажних частин. До початку випробувань складові несівних конструкцій обладнуються датчиками деформації (тензорезисторами) для вимірювання напружень у характерних зонах конструкції. Місця розміщення тензорезисторів повинні визначатись за результатами кінцево-елементного аналізу.

Перед проведенням стендових випробувань щодо опору втомі окремих складових конструкції з метою з'ясування діючого комплексу навантажень та їх характеру також рекомендується застосовувати комп'ютерне моделювання динаміки екіпажу. При налаштуванні випробувального стендового обладнання необхідно забезпечувати можливість просторових навантажень несівної конструкції за характеристиками та комбінаціями, що сформовані на підставі динамічних розрахунків. При цьому тривалість дії окремих навантажень визначається за ваговими коефіцієнтами щодо призначеного ресурсу.

Програмою випробувань рам візків повинно передбачатись повторення базової кількості циклів вертикальних і поперечних сил [107]. Вертикальні сили прикладаються до обох бокових балок конструкції та включають такі складові: статична – $F_{z1} = F_{z2}$; квазістатична – $F_{z1кв} = F_{z2кв}$; динамічна – $F_{z1д} = F_{z2д}$.

Поперечні сили прикладаються до кожної осі колісної пари і включають такі складові: квазістатична – $F_{y1кв} = F_{y2кв}$; динамічна – $y1д = F_{y2д}$.

Варіанти, за якими сили задаються в часі, представлені на рис. 5.3. Динамічні складові вертикальної і поперечної сил діють одночасно з однаковою частотою, яку встановлюють таким чином, щоб відтворити процес навантаження несівної конструкції.

Випробування дослідних зразків на опір втомі проводяться у три етапи, зі зростаючим рівнем навантаження, як це показано на рис. 5.4:

- на першому етапі задається динамічне навантаження з 6×10^6 циклів дії вертикальних та горизонтальних поперечних сил;

- другий етап навантаження складається з 2×10^6 циклів дії вертикальних та горизонтальних поперечних сил з незмінною статичною складовою як на першому етапі і збільшеною квазістатичною та динамічною складовими в 1,2 рази;

- третій етап навантаження за числом циклів повторює другий, але при рівні навантаження збільшеним у 1,4 рази.

Після перших двох етапів навантаження не повинно бути виявлено будь-яких руйнувань (тріщин). Для цього застосовуються неруйнівні методи контролю (електромагнітна дефектоскопія або контроль

проникаючими речовинами – пенітрантами), що проводиться після 4×10^6 циклів та наприкінці першого і другого етапів навантаження. Поява в ході третього етапу навантажень незначних тріщин є допустимою, оскільки це явище не вимагатиме негайного ремонту в умовах експлуатації. На підставі результатів випробувань проводяться абсолютна і порівняльна оцінки опору втомі конструкції, ефективного коефіцієнта концентрації, довговічності, живучості і несівної здатності конструкції.

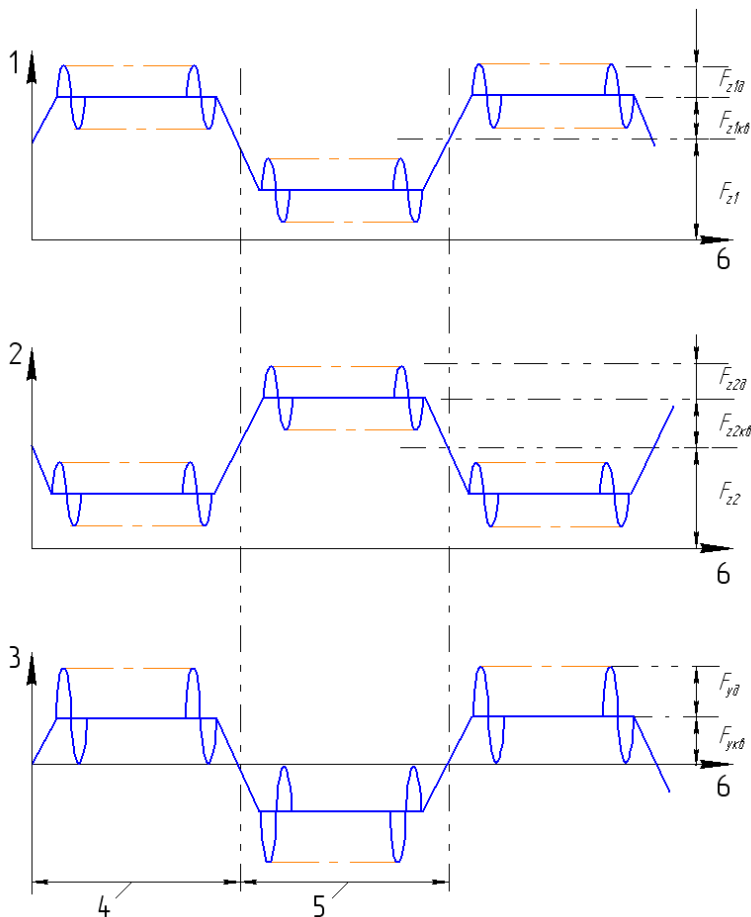


Рис. 5.3. Варіанти завдання навантажень (Fig. G.2 в [307]):
1 і 2 – сили, що прикладаються до бокових рам, F_{z1} і F_{z2} ; 3 – горизонтальна поперечна сила F_y ; 4 і 5 – кількість циклів, що відповідають кривим протилежної кривизни; 6 – цикли

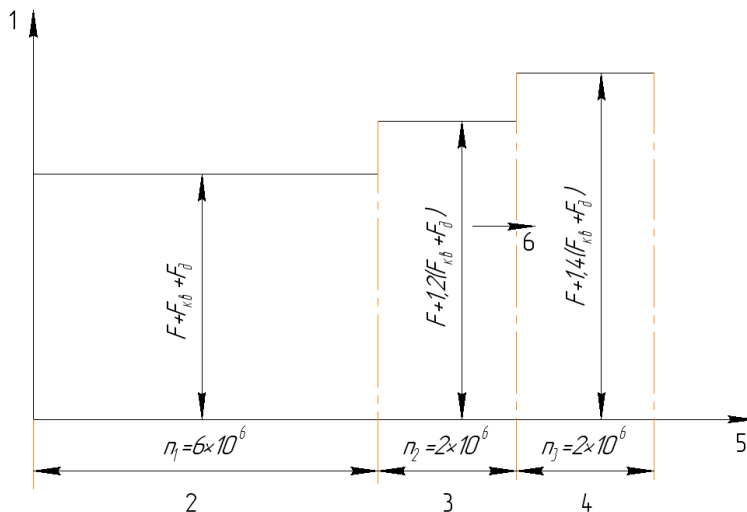


Рис. 5.4. Етапи навантажень (Fig. G.1 в [307]):

1 – величина сили; 2, 3, 4 – 1-й, 2-й, 3-й етапи навантажень; 5 – цикли

При випробуваннях екіпажів на співударяння оцінюється напружено-деформований стан несівних елементів конструкції при дії поздовжніх сил ударного характеру. У процесі випробувань безпосередньо вимірюються сила удару в автозчеп, швидкість співударяння, динамічні напруження в несівних елементах, прискорення в певних точках екіпажної частини, хід (стиск) поглинального апарата. За результатами випробувань оцінюють міцнісні характеристики конструкції екіпажної частини за допустимим напруженням.

5.1.3. Ходові динамічні випробування

Ходові випробування рухомого складу на колії здійснюються з метою визначення динамічних показників екіпажів й оцінювання за ними умов безпеки руху, плавності ходу й силової дії на колію [70, 76]. До ходових випробувань допускаються екіпажі за умови, що їх механічні характеристики перевірені та визнані такими, що задовольняють технічним вимогам для серій цього типу та технічному завданню на розробку, а несівні конструкції мають відповідні міцнісні характеристики, що підтверджено результатами відповідних розрахунків і стендових випробувань.

З метою оцінки динамічних величин, що можуть супроводжувати рух випробовуваних одиниць рухомого складу, рекомендується на етапі підготовки до випробувань застосовувати комп'ютерне моделювання динаміки руху [124, 162]. За умови адекватності побудованої комп'ютерної моделі просторової динаміки досліджуваного рейкового екіпажу на підставі проведення серії розрахунків (комп'ютерного обчислювального експерименту), можуть з прийнятною точністю оцінюватись динамічні величини.

За рахунок проведення аналізу і оцінки отриманих шляхом моделювання динамічних величин обчислюється критична швидкість екіпажу, визначаються динамічні показники, які не піддаються безпосередньому вимірюванню, скорочуючи тим самим загальний обсяг випробувань, виконується прогнозування зносу поверхонь кочення коліс під час експлуатації.

Модель транспортного засобу повинна бути адекватним відображенням всіх особливостей реального об'єкту, які впливають на динамічну характеристику. Для цього мають використовуватись дані стаціонарних випробувань стосовно поколісного зважування, визначення моменту сил опору повороту візків відносно кузова (в плані), скидання з клинів.

Ходові випробування проводяться на експериментальних полігонах або на спеціально виділених експлуатаційних ділянках колії [162]. Ці ділянки повинні бути статистично представницькими за конструкцією та станом, планом і профілем. Ходові випробування необхідно проводити при двох станах профілів поверхонь кочення коліс – новому (незношеному) і спрацьованому в процесі експлуатації. Для профілів поверхонь кочення коліс випробовуваного зразка й фактичних профілів робочих поверхонь рейок дослідних ділянок колії мають бути розраховані значення еквівалентної конусності.

Рекомендується випробування проводити в два етапи:

- перший етап випробувань проводять на експлуатаційній ділянці протяжністю 60–80 км. При цьому здійснюють вимірювання всіх процесів, передбачених програмою випробувань;

- другий етап випробувань проводять на експлуатаційній ділянці протяжністю не менше 200 км різного технічного стану (на колії задовільного, доброго і відмінного утримання).

Вимірювання проводяться на прямих і в кривих, а також на стрілочних переводах. Реєстрацію динамічних процесів при ходових випробуваннях ШРС з конструкційними швидкостями $v_k = 160\text{--}200$ км/год здійснюють з швидкості від 80 км/год до швидкості не більше $1,1 v_k$ з інтервалами 10–15 км/год. У кожному інтервалі швидкостей руху тривалість реалізацій динамічних процесів, які використовуються для

оцінки екіпажної частини за нормативними показниками, має бути не менше трьох хвилин окремо для прямих і кривих.

При ходових випробуваннях обов'язковим вимірюванням підлягають наступні величини: динамічні бокові сили, що діють на буксові вузли колісних пар (буксові сили); прогини ресорного підвішування та взаємні переміщення складових частин конструкції екіпажа; вертикальні та горизонтальні поперечні прискорення кузова, рам візків і буксових вузлів; сили контактної взаємодії коліс і рейок.

За необхідності додатково вимірюються динамічні сили, що діють на досліджувані вузли та несівні елементи конструкції.

У разі випробувань модифікованого екіпажу або коли змінюються умови експлуатації, рекомендується спрощена процедура ходових випробувань, за якою передбачається два способи оцінки умов безпеки руху:

а) визначення сумарної бокової буксової сили (на колісну пару) H , граничне значення якої становить: $H_{\max, \lim} = 0,9(10 + 2Q_0 / 3)$, кН;

б) вимірювання горизонтальних поперечних прискорень рами візка $\ddot{y}^+$ і горизонтальних поперечних та вертикальних прискорень кузова $\ddot{y}^*_s$, $\ddot{z}^*_s$. Граничне значення прискорення $\ddot{y}^+$ приймається у відповідності до [76]. Граничне значення для максимальних прискорень кузова $\ddot{y}^*_{\max}$ і $\ddot{z}^*_{\max}$ приймається рівним 3 м/с².

Динамічні бокові сили, що діють на буксові вузли, визначають за допомогою засобів тензометрії. При цьому тензометри розміщуються на елементах візка, що навантажуються лише буксовими силами.

Вертикальні та горизонтальні прогини ресорного підвішування, що відповідають переміщенням рами візки відносно букси і кузова, вимірюються за допомогою датчиків переміщень, які встановлюють в зонах розміщення ресорних комплектів.

Жорсткості елементів ресорного підвішування, що використовуються для визначення динамічних навантажень, можуть бути прийняті з розрахунків, виконаних розробником.

Для перевірки і підтвердження розрахункових значень жорсткості ресорного підвішування і їх елементів попередньо визначають залежності між величинами навантажень і переміщеннями, що виникають в елементах ресорного підвішування при дії цих навантажень. При цьому одночасно уточнюють фактичні значення коефіцієнтів конструктивного запасу шляхом фіксації величини навантаження і початку зіткнення витків пружин.

Кути повороту в плані візків відносно кузова (кути виляння) вимірюються за допомогою датчиків переміщень, які встановлюють між рамами візків і кузова.

Прискорення кузова, рам візків і буксових вузлів визначають за допомогою датчиків прискорень. Вертикальні і горизонтальні (поперечні) прискорення кузова вимірюються датчиками прискорень, які встановлюються безпосередньо на підлозі в шворневих перерізах і в середній частині кузова.

Сили контактної взаємодії з рейками коліс екіпажів з конструкційними швидкостями, що перевищують 160 км/год, повинні визначатися шляхом безпосереднього вимірювання цих сил для встановлення достовірних даних щодо стійкості швидкісного рухомого складу в рейковій колії [81]. Новітні розробки систем безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс і рейок засновані на використанні технологій, які дозволяють обладнання колісних пар довільної конфігурації без втручання в конструкцію з використанням бездротової передачі сигналів від тензометричних схем [164, 165].

Як відзначено вище, оцінка динамічних показників безпеки руху швидкісного рухомого складу залізниць має передбачати визначення сил взаємодії коліс і рейок засобами безпосереднього їх вимірювання. Чинними методиками натурних випробувань рухомого складу на залізницях колії 1520 мм передбачається визначення показників безпеки руху за силами, що діють з боку рамних конструкцій ходових частин на колісні пари, так звані рамні сили [70]. Крім того, що рамні сили не дають безпосередньої картини силової взаємодії коліс з рейками, при проведенні ходових випробувань рухомого складу використовуються схеми, достовірність даних, отримуваних за їхньою допомогою, піддається сумніву. Тому необхідні науково обґрунтовані технічні пропозиції щодо безпосередніх вимірювань сил взаємодії коліс і рейок для визначення дійсного запасу стійкості колісних пар від сходу з рейок. Такий підхід має забезпечити підвищення рівня безпеки руху поїздів та збільшити ефективність прогнозованих оцінок щодо динамічних показників рухомого складу, що загалом поліпшить умови для попередження транспортних подій, пов'язаних зі сходами колісних пар з рейок.

Для визначення динамічних властивостей рейкових екіпажів та оцінки умов їх безпечної експлуатації найбільш ефективним є застосування вимірювальних колісних пар, тобто колісних пар, обладнаних пристроями для безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс і рейок [166]. За цим способом сили взаємодії колеса з рейкою вимірюються за допомогою тензорезисторів, встановлених на елементах колісної пари і об'єднаних у відповідні тензометричні схеми.

Використання вимірювальних колісних пар дає ряд переваг. Такий інструментарій забезпечує пряме вимірювання миттєвих значень контактних сил в системі колесо-рейка. Безпосереднє вимірювання протиставляється непрямому або приблизному, що передбачає визначення сил взаємодії коліс з рейками через деформації несівних конструкцій ходових частин.

З метою розробки науково-технічної бази щодо впровадження в практику організації швидкісного руху на залізницях України системи безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс і рейок було виконано науково-дослідну роботу з дослідження ефективності способів і засобів безпосереднього вимірювання сил взаємодії коліс і рейок. За попередніми розрахунками було визначено зони деформаційної чутливості диска колеса [167]. Прогнозовані місця розташування на диску колеса зон чутливих до дії вертикального та бокового навантажень були уточнені експериментально за методикою ВНДІЗТ [168].

Отримані експериментальні дані дозволили виділити зони максимальних напружень, що виникають на диску колеса при дії бокових (горизонтальних) і вертикальних навантажень. Дослідні дані дали підстави для розроблення уточненої тензометричної схеми для безпосередніх вимірювань сил взаємодії коліс і рейок.

Досліди з безпосереднього вимірювання сил в системі колесо-рейка проводилися на колісній парі візка типу КВЗ-ЦНІІІ-М колієвимірювального вагона, обладнаного на базі пасажирського вагона. Записи даних, отримуваних з тензометричних схем, проводилась з використанням мобільного програмно-апаратного комплексу та програмно-віртуального реєстратора.

Дослідницькі випробування проводилися на ділянці колії між станціями Київ-Пасажирський та Київ-Волинський. Положення вагона на ділянці та швидкість його руху визначались за допомогою GPS-Logger. Опитування GPS проводилось один раз в секунду.

Статистичній обробці піддано репрезентативні частини записів динамічних процесів. Максимальні значення досліджуваних величини, а саме контактних сил, визначених за результатами обробки, наведені в табл. 5.1.

Т а б л и ц я 5 . 1

Результати статистичної обробки значень контактних сил

Оцінка величини	Вертикальна сила, тс	Горизонтальна сила, тс
СКВ	0,47	0,33
Максимальне значення	9,77	0,99

Розрахункову оцінку сил взаємодії коліс з рейками проведено з використанням комп'ютерної моделі динаміки пасажирського вагона [110]. За допомогою цієї комп'ютерної моделі виконано розрахунки з визначення сил взаємодії коліс з рейками за рівнем і характером змінювання у часі. Розглянуто рух вагона прямою колією з реальними нерівностями при швидкостях 36, 72, 108, 144 і 180 км/год. Всі отримані реалізації піддавались статистичній обробці. Результати обробки зведено в табл. 5.2 і 5.3, де в чисельнику приведені значення СКВ, а в знаменнику – математичні сподівання.

Т а б л и ц я 5.2

Статистичні характеристики сил Y_i в кН

Колісна пара	Колесо	Швидкості руху, км/год				
		36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	4,93	5,75	8,44	17,15	19,58
		-3,4	-3,97	-5,08	-8,56	-9,18
	Праве	4,81	5,98	8,71	17,94	19,75
		3,42	3,97	5,04	8,80	9,22
КП №2	Ліве	3,24	4,51	7,87	19,38	22,87
		-2,34	-3,18	-4,29	-9,60	-11,47
	Праве	3,17	4,91	8,23	19,94	23,02
		2,34	3,20	4,26	9,67	11,37
КП №3	Ліве	4,87	5,16	9,31	17,85	19,47
		-3,20	-3,63	-5,23	-8,99	-8,89
	Праве	4,69	5,18	9,21	18,21	19,06
		3,17	3,66	5,23	9,14	8,90
КП №4	Ліве	3,23	3,84	8,57	20,17	22,45
		-2,25	-2,83	-4,40	-10,15	-10,76
	Праве	3,14	4,12	8,72	20,26	22,10
		2,30	2,80	4,45	10,18	10,60

З порівняння значень СКВ, одержаних шляхом комп'ютерного моделювання (табл. 5.2 і 5.3) та з експерименту (табл. 5.1), виходить, що по боковому навантаженню розбіжність становить 0,22%, а по вертикальному – 9,34%. Таким чином, ці дані підтверджують, з одного боку, достовірність розробленої комп'ютерної моделі, а з другого, ефективність запропонованого способу безпосереднього вимірювання контактних сил взаємодії коліс і рейок.

Статистичні характеристики сил Q_i в кН

Колісна пара	Колесо	Швидкості руху, км/год				
		36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	5,23	5,43	7,96	10,01	15,50
		72,45	72,51	72,53	72,49	72,58
	Праве	5,37	5,86	7,70	10,52	15,45
		72,68	72,64	72,58	72,75	72,68
КП №2	Ліве	4,25	4,52	7,78	11,45	17,43
		72,58	72,54	72,54	72,55	72,56
	Праве	4,28	4,99	7,87	12,08	17,57
		72,59	72,62	72,59	72,64	72,55
КП №3	Ліве	5,11	4,66	6,36	9,86	15,04
		72,48	72,48	72,53	72,52	72,51
	Праве	5,20	4,99	6,25	10,32	15,42
		72,64	72,65	72,62	72,63	72,66
КП №4	Ліве	4,18	4,92	6,66	11,27	16,61
		72,45	72,54	72,53	72,53	72,52
	Праве	4,31	5,25	6,92	11,92	17,40
		72,71	72,60	72,67	72,55	72,54

На рис. 5.5 і 5.6 представлено графіки залежностей від швидкості руху вагона середньоквадратичних відхилень (СКВ) сил взаємодії коліс і рейок (Y_i і Q_i), побудовані за даними табл. 5.2 і 5.3. Тут цифрами 1...8 позначено номери коліс.

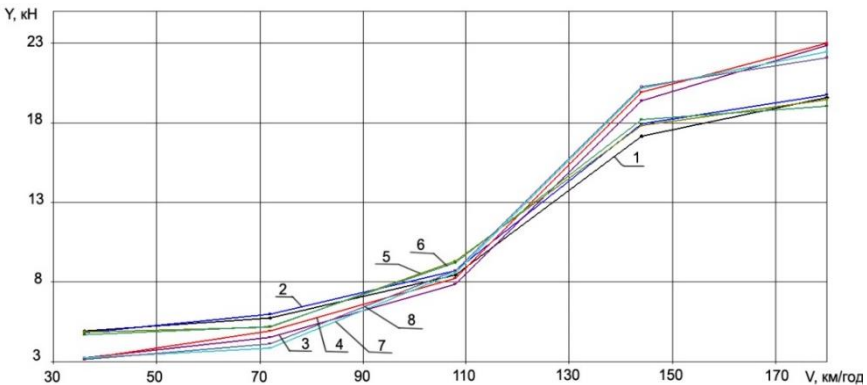


Рис. 5.5. СКВ горизонтальних сил взаємодії

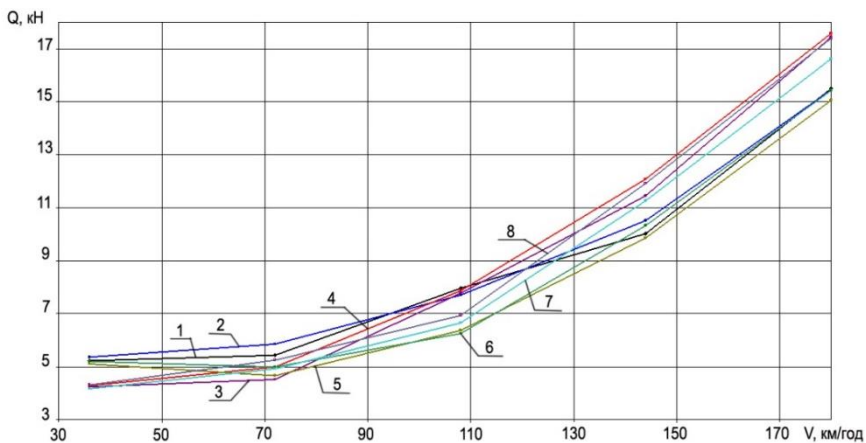


Рис. 5.6. СКВ вертикальних сил взаємодії

З розрахункових даних виходить, що СКВ горизонтальних сил інтенсивно нарастають в діапазоні швидкостей 108-144 км/год (рис. 5.5), тоді як СКВ вертикальних сил (рис. 5.6) плавно збільшуються з підвищенням швидкості руху вагона.

В табл. 5.4 і 5.5 приведені максимальні значення сил взаємодії коліс і рейок.

Таблиця 5.4

Максимальні значення сил Y_i , кН

Колісна пара	Колесо	Швидкості руху, км/год				
		36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	18,19	21,22	30,40	60,01	67,92
	Праве	17,85	21,91	31,17	62,62	68,47
КП №2	Ліве	12,06	16,71	27,9	67,74	80,08
	Праве	11,85	17,93	28,95	69,49	80,43
КП №3	Ліве	17,81	19,11	33,16	62,54	67,3
	Праве	17,24	19,2	32,86	63,77	66,08
КП №4	Ліве	11,94	14,35	30,11	70,66	78,11
	Праве	11,72	15,16	30,61	70,96	76,9

Максимальні значення сил Q_b , кН

Колісна пара	Колесо	Швидкості руху, км/год				
		36	72	108	144	180
КП №1	Ліве	88,14	88,80	96,41	102,5	119,1
	Праве	88,79	90,22	95,68	104,3	119,0
КП №2	Ліве	85,33	86,10	95,88	106,9	124,8
	Праве	85,43	87,59	96,20	108,9	125,3
КП №3	Ліве	87,81	86,46	91,61	102,1	117,6
	Праве	88,24	87,62	91,37	103,6	118,9
КП №4	Ліве	84,99	87,30	92,51	106,3	122,3
	Праве	85,64	88,35	93,43	108,3	124,7

За оцінками максимальних значень досліджуваних величин виходить, що при $v = 144$ км/год горизонтальні сили наближаються до величини статичного навантаження від колеса на рейку ($P_0 = 64$, кН), а при $v = 180$ км/год сили Y_2 і Y_3 (від коліс другої і четвертої колісних пар) перевищують цю величину. Динамічні добавки вертикальних сил взаємодії коліс і рейок при $v = 108$ км/год становлять 30% від статичного навантаження, при $v = 144$ км/год – 50%, а при $v = 180$ км/год досягають 75%.

Визначення точок розташування тензометрів проведено на підставі результатів попередніх досліджень напружено-деформаційного стану коліс, за якими встановлено зони деформаційної чутливості до вертикальних і бокових навантажень коліс. Для проведення розрахунку напружено-деформованого стану колісної пари методом скінчених елементів згідно конструкторської документації має створюватись 3D-моделі вагонного колеса, осі та рейки. З розроблених 3D-моделей вказаних елементів складається 3D-модель колісної пари, встановленої на рейки. Створена таким чином 3D-модель колісної пари використовується при побудові розрахункової моделі за методом скінчених елементів.

Для проведення розрахунку напружено-деформованого стану колісної пари та аналізу характеру деформацій, що виникають в дисках коліс, застосовано три розрахункові схеми навантаження. Перша схема включає дію вертикального навантаження на кожну шийку осі силою, відповідно до статичного навантаження колісної пари. Другою схемою імітується тарувальне навантаження колісної пари. Третя схема відповідала навантаженню колісної пари максимальними горизонтальними та вертикальними силами при гребневому контакті одного з коліс.

За результатами міцнісних розрахунків коліс визначено зони деформаційної чутливості дисків стосовно дії вертикальних і горизонтальних навантажень [167]. Місця розміщення тензометрів на дисках коліс уточнювались за результатами даних попередніх експериментальних досліджень. За результатами дослідного аналізу розроблено рекомендації щодо схем остаточного розміщення тензометрів на дисках коліс. Приклади рекомендованих місць розміщення тензометрів на диску колеса показано на рис. 5.7.

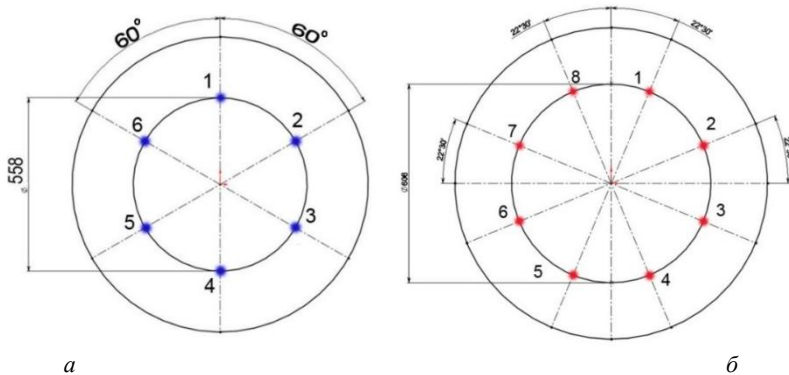


Рис. 5.7. Схеми розміщення тензометрів для вимірювання деформацій:
а – від вертикального навантаження; б – від бокового навантаження

Для досягнення точних і надійних вимірювань потрібна значна увага при встановлюванні тензометричних схем на колесах вимірювальної колісної пари. Оскільки ВКП має працювати в умовах широкого діапазону динамічних навантажень, підвищеної вологості і значних коливань температури, то для забезпечення надійної роботи вимірювальних схем застосовують спеціальну технологію захисту від води, масел і сильних вібрацій.

Для калібрування тензометричних схем, розміщених на колесах ВКП, застосовуються спеціалізовані пристрої – для реалізації бокового навантаження колеса в частині, що максимально наближається до зони його контакту з рейкою, і для завдання вертикального навантаження. Ці пристрої повинні бути переносного типу і забезпечувати зручність у проведенні тарувальних робіт.

Пристрій для тарувального навантаження коліс ВКП боковими силами збірно-розбірної конструкції, складеної з окремих елементів. До складу подібного пристрою входять: гідравлічний домкрат, придатний для роботи у горизонтальному положенні; силовимірювальний датчик;

замкнута несівна конструкція. Приклад тарувального пристрою показано на рис. 5.8.

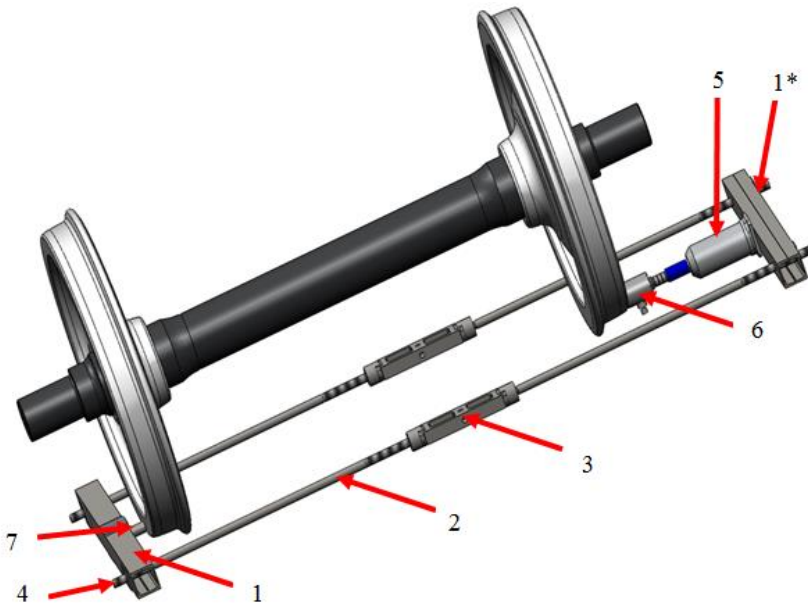


Рис. 5.8. 3D-модель тарувального пристрою:

- 1 і 1* - упорні балки; 2 – тяга; 3 – стяжна муфта; 4 – гайки M24;
5 – гідравлічний домкрат; 6 – силомірний датчик; 7 – натискний ролик

Тарувальний пристрій має забезпечувати горизонтальне навантаження коліс горизонтальною силою в діапазоні від 0 до $Y_{\max}$. Значення $Y_{\max}$ задається за вимогами програми випробувань і не повинно бути меншим за $0,8Q_0$, де Q_0 – статичне навантаження колеса на рейку.

Для виконання тарувальних робіт з калібрування тензометричних схем, які призначено для вимірювань вертикальних сил взаємодії коліс з рейками, рекомендується скористатися засобами визначення статичного навантаження коліс залізничного рухомого складу на рейки колії. Для цього застосовується пристрій, який складається з вимірювального та навантажувального блоків.

Вимірювальний блок включає ваговий тензометричний пристрій у комплекті з вторинним приладом і силовимірювальним датчиком. Діапазон вимірювання навантажень складає 0-200 кН. Навантажувальний блок включає: гідравлічний домкрат вантажопідйомністю до 200 кН при максимальному тиску 70 МПа і рівнем піднімання до 500 мм; гідравлічний

насос з ручним приводом, який забезпечує тиск до 70 МПа; манометр з діапазоном шкали 0-1000 бар.

Порядок роботи тарувального пристрою калібрування вимірювальних систем колісної пари боковим навантаженням полягає в наступному. Перш за все встановлюються складові пристрою. Далі здійснюється ступеневе навантаження колісної пари. Крок силового навантаження визначається відповідною програмою випробувань. В процесі навантаження реєструються як величини сили, що прикладається, так і сигнали від тензометричних схем. За результатами обробки отриманих даних тарувань визначаються масштабні коефіцієнти, за якими під час ходових динамічних випробувань певної одиниці рухомого складу визначаються дійсні величини бокових сил.

Перед початком тарувань на вертикальне навантаження виконуються наступні роботи. На позначене місце встановлюється спеціальний башмак для спирання гідродомкрата, при цьому центр башмака суміщають з точкою, визначеною з допомогою виска. На шток гідродомкрата встановлюється тензодатчик вагового тензометричного пристрою, і з допомогою ручного гідравлічного насоса опору тензодатчика підводять до контакту з корпусом букси. Далі проводиться підготовка до вимірювань вагового тензометричного пристрою відповідно до інструкції з його експлуатації.

При виконанні суто тарувальних робіт спочатку за цифровим табло вторинного приладу вагового тензометричного пристрою знімають нульові відліки (без навантаження). Ручним гідравлічним насосом повільно добавляють тиск в його робочому циліндрі, весь час контролюючи стик між поверхнею кочення колеса і головкою рейки колії за допомогою пластинки щупа товщиною 0,2 мм. По цифровому табло вторинного приладу вагового тензометричного пристрою знімають покази, які тотожні навантаженню колеса на рейку.

5.2. Проблеми допуску до експлуатації рухомого складу для інтеперабельних перевезень

З огляду на суспільно-політичну ситуацію, що склалась, стан економіки України загалом, та залізничного транспорту зокрема, потребує невідкладних заходів щодо переформатування торгово-економічних відносин з сусідніми країнами та переорієнтування транспортних потоків у напрямку Європейського Союзу. Нагальна необхідність в активному поглибленні розвитку політичних, економічних та соціальних зв'язків між країнами ЄС й Україною обумовлює пріоритетність розвитку ефективного міжнародного залізничного сполучення.

5.2.1. Стан проблем

До відомих проблем, що потребують системного вирішення при плануванні заходів щодо інтеграції залізниць України в європейську транспортну мережу, відносяться питання, пов'язані з безпечним і швидким переходом рухомим складом через пункти стику колій різного стандарту. Дотепер залізничне сполучення між Україною і країнами Європейського Союзу забезпечується застосуванням застарілих технологій, які засновані на зміні ходових частин та перевантаженні. Перехідні пункти на стиках колій 1520/1435 мм розташовані головним чином на Львівській залізниці (табл. 5.6).

Таблиця 5.6

Прикордонні залізничні переходи

Найменування переходів	Суміжна держава	Напрямок
Ягодин – Дорохуск	Польща	Ковель – Хелм
Ізов – Хрубешув	Польща	Ковель – Славкув
Мостиська-2 – Медика	Польща	Львів – Перемишль
Чоп – Чіерна-над-Тісоу	Словаччина	Львів – Братислава
Ужгород – Матевце	Словаччина	Ужгород – Кошице
Чоп – Захонь	Угорщина	Львів – Будапешт
Вадул-Сирет – Дорнешти	Румунія	Львів – Вікшані

Міжнародні пасажирські перевезення у залізничному сполученні з країнами ЄС переважно забезпечуються традиційними технологіями, які засновані на заміні ходових частин. Відповідні технічні засоби зосереджені на пунктах перестановки вагонів (ППВ), які розміщені на прикордонних станціях. За виключенням ППВ на ст. Ягодин, який має закриті приміщення, всі інші працюють просто неба, що створює певні незручності для обслуговуючого персоналу при несприятливих погодних умовах. Пов'язані з перестановкою вагонів виробничі процедури включають маневрові операції з розставляння вагонів по стійлах та формування складів з них після заміни візків, піднімання й опускання вагонів на домкратах, вилучення з-під вагонів візків одного типу і подача візків іншого типу. У цих операціях незначно використовуються засоби автоматизації та механізації робіт пов'язаних з безпекою руху та вантажопідйомними роботами. До техніко-економічних недоліків системи переставляння вагонів відноситься необхідність у наявності парку запасних візків у відповідності до кількості вагонів, що перетинають кордон.

Зміна візків на ППВ доставляє пасажирів безліч незручностей, пов'язаних з необхідністю виконання зазначених технологічних операцій. Деякі із цих операцій, наприклад, піднімання й опускання вагонів з пасажиром на домкратах, потенційно небезпечні. Роботи з вагонами на виробничих площах ППВ проводяться в умовах підвищеної шумової дії на пасажирів. Тривалість операцій з перестановки вагонів приводить до порушень санітарно-гігієнічних умов, що не сумісно з вимогами комфорту.

Застосування пунктів перестановки вантажних вагонів носить епізодичний характер, що свідчить про їх невідповідність сучасним вимогам до міжнародних перевезень. Значна частина вантажів долає прикордонні переходи знову ж таки архаїчним способом, а саме шляхом перевантаження-перевалювання, що пов'язано зі значними витратами часу і праці, а також з небезпекою пошкоджень як вантажів, так і рухомого складу.

Очевидно, що застосування технології перестановки вагонів зміною візків не відповідає сучасним вимогам до перевезень пасажирів і вантажів і не сприяє підвищенню привабливості міжнародних поїздок залізничним транспортом. Тому все більшого розповсюдження набувають технології AGCS (Automatic Gauge Changeover Systems) з застосуванням автоматичних систем переходу рухомим складом пунктів стикання залізниць колій, що відрізняються за шириною колій [169-171]. Дослідженню та представленню таких систем присвячено численні праці, такі як, наприклад, [172-177]. Застосування автоматичних систем значно скорочує час переходу рухомим складом пунктів стику колій різного стандарту. Крім поліпшення часового фактору, зникають всі незручності перестановочної технології.

Перспективи широкого впровадження систем AGCS пов'язуються з розвитком міжнародних транспортних коридорів. У якості першочергових пропонується розглянути наступні напрямки: Балтійське море – Чорне море (складова частина проєкту «Балто-Чорноморська вісь»); Україна – Польща – Німеччина; Україна – Угорщина – Словенія – Італія; Україна – Словаччина – Австрія/Чехія. Останні два коридори з боку України є природним продовженням коридорів трансєвропейської транспортної мережі TEN-T, а саме коридорів Rhine-Danube Corridor і Mediterranean Corridor.

Попередніми дослідженнями техніко-технологічної забезпеченості міжнародних залізничних сполучень визначено, що для пасажирських перевезень відсутня альтернатива технологіям, заснованим на автоматизованих системах переходу стиків колій 1520/1435 мм. Техніко-економічними дослідженнями доведено доцільність застосування систем AGCS для міжнародних вантажних перевезень [166, 178].

За Дорожньою картою надання підтримки реалізації плану Директиви про експлуатаційну сумісність залізничної системи ключовим технічним питанням, яке все ще залишається відкритим, є наступне: чи почне Україна використовувати систему автоматичної зміни ширини колії, знімаючи реальне обмеження експлуатаційної сумісності через зміну ширини колії на кордоні з ЄС, чи залишиться у діючій схемі перевантаження вантажів і пасажирів на кордоні з ЄС?

Застосування систем AGCS з метою активізації високотехнологічних транспортних процесів, включаючи інтермодальні та інтегровані перевезення, стане каталізатором інтеграції залізниць України до Європейської транспортної мережі. Розвитку цих систем сприятимуть заходи, спрямовані на створення нової та модернізацію існуючої інфраструктури, зміни в законодавстві, спрощення митних процедур і дозволів проводити на кордоні саме ті операції, які найкраще підходять для кожного конкретного перевезення.

З урахуванням встановлених колісперевідних пристроїв на станціях Мостиська-2 і Дорохуск, за умови збільшення парку вагонів на візках з розсувними колісними парами, можна стверджувати про технічне забезпечення прискорених міжнародних пасажирських перевезень за головними напрямками – Берлін-Дрезден-Вроцлав-Краків-Львів-Київ, Берлін-Варшава-Київ та Гданськ-Варшава-Київ. Крім цих напрямків міжнародних перевезень, до перспективних напрямків перевезень з застосуванням автоматизованих перехідних систем можна віднести маршрути Львів-Будапешт і Львів-Братислава з встановленням колісперевідних пристроїв на переходах Чоп-Захонь і Чоп-Чірна-над-Тісоу. Розвитку перевезень за цими напрямками буде сприяти завершення будівництва нового Бескидського тунелю. Доцільним також є встановлення колісперевідного пристрою на переході Вадул-Сирет-Дорнешти.

Системна робота щодо організації безперевантажувальних перевезень за стратегічними напрямками «Схід-Захід» має передбачати формування парку спеціалізованих вагонів, адаптованих до умов експлуатації на залізницях як колії 1520 мм, так і колії 1435 мм. Створення вагонів типу «Схід-Захід» для комбінованого транспорту дозволить істотно збільшити обсяги міжнародних перевезень, що сприятиме як розвантаженню автодоріг, так і охороні навколишнього середовища. Рухомий склад згаданого типу забезпечить вирішення завдань щодо поставки в країни Євросоюзу та у зворотному напрямку товарів широкої номенклатури, включаючи транзитні вантажі. Власники такого рухомого складу отримають на європейському ринку транспортних послуг певні економічні та конкурентні переваги.

На шляху до практичного використання тієї або іншої системи автоматизованого переходу пунктів стику колій різного стандарту необхідно реалізувати комплекс заходів щодо забезпечення безпеки експлуатації рухомого складу з ходовими частинами обладнаними РКП.

На даний час немає нормативно визначених процедур для допуску до експлуатації рухомого складу, призначеного для використання на залізничних колій 1520 мм та 1435 мм. Тому питання допуску до експлуатації вагонів у міжнародному сполученні визначається тимчасовими угодами між залізничними адміністраціями, як учасників перевезень.

Враховуючи суттєві розбіжності у нормативних вимогах щодо оцінки динамічних показників безпеки руху рухомого складу залізниць колій 1435 мм і 1520 мм, пропонується комплексний підхід до процедурних дій, за результатами яких приймається рішення щодо взаємного допуску до експлуатації вагонів типу «Схід – Захід» обладнаних РКП. Вагони для міжнародних перевезень до затвердження для експлуатації повинні пройти всебічні натурні випробування. Ці випробування необхідні для того, щоб визначити ступінь відповідності вагона технічним вимогам за критеріями безпеки руху, довговічності, надійності і функціональності.

Для допуску до модельних тестів необхідно провести перевірку відповідності рішень візків з розсувними колісними парами технічним вимогам та конструкторській документації, а також оцінити відповідність вимогам нормативних документів для вагонів колії 1520 мм. Крім того, необхідно перевірити сертифікати якості, дозволи, свідоцтва, прийняття висновків для кожного елемента і матеріалу.

Перед серією необхідних випробувань вагонів на візках з розсувними колісними парами на залізниці колії 1520 мм належить перевірити розрахунки та моделювання динаміки і міцності за призначенням згідно обов'язкових норм.

Процедури підтвердження можливості експлуатації вагонів колії 1520/1435 мм, що проводяться на залізничних колій 1435 мм і підлягають визнанню для залізниць України, мають включати перевірку розрахунків і моделювання, а також результатів стендових та ходових випробувань. Зокрема, перевірки підлягають: розрахунки міцності вісі, колеса, букс, рами візка, механізмів блокування та їх компонентів; розрахунки теплової напруги в колесі, що виникає в процесі гальмування; розрахунки максимального зносу компонентів системи, що перебудовується, з точки зору функціональності і безпеки; гальмівні розрахунки.

Мають бути перевірені результати стендових випробувань: міцнісних випробувань вісі, колеса, колісної пари з буксами; міцнісних випробувань на втому рами та пристрою, що переставляється; випробування на довговічність підшипникової системи; випробування колісної пари на

опір; випробування на функціональну надійність механізмів блокування в ході дослідів зі зміни ширини колісних пар.

За результатами ходових випробувань перевіряється: відповідність габариту рухомого складу; рух в кривій з мінімальним радіусом 75 м для окремого транспортного засобу; рух в кривій з мінімальним радіусом 150 м для вагона у складі поїзда; вимірювання поворотного моменту візка відносно кузова вагона і обчислення показника опору повороту візка X ; визначення показника безпеки від сходу з рейок; вимірювання повної маси вагона і тиску коліс на рейки; дослідження динамічних якостей, безпеки руху, дії на колію і руху по стрілках; випробування за визначенням жорсткості на кручення; випробування на прохідність вагона звивистою колією щодо можливості розблокування коліс системи; випробування на гальмівну ефективність для визначення гальмівної маси; шумові випробування; експлуатаційні випробування.

5.2.2. Дослідження взаємодії коліс і рейок на залізницях колій 1435 мм і 1520 мм

З науково-технічних проблем, які необхідно вирішувати для широкого впровадження технологій AGCS, особливої уваги заслуговує проблема взаємодії коліс і рейок. Актуальність цієї проблеми підкріплюється досвідом експериментальної експлуатації пасажирських вагонів на візках з РКП у сполученні між Україною і Польщею. Отриманий досвід свідчить про необхідність поглибленого вивчення взаємодії коліс і рейок з різними конфігураціями робочих поверхонь з тим, щоб визначити параметри уніфікованого профілю поверхні кочення коліс РКП, тобто такого профілю, який би задовольняв вимогам тривалої експлуатації вагонів у міжнародному залізничному сполученні коліями як 1435 мм, так і 1520 мм.

За динамічними розрахунками і результатами випробувань констатовано, що візки типу 25AN/S з розсувними колісними парами системи SUW2000 забезпечують динамічні показники безпеки руху і плавність ходу пасажирських вагонів на рівні, достатньому для нормальної експлуатації на залізницях колії 1520 мм [179, 180]. Разом з тим, на першому етапі експериментальної експлуатації поїзда, складеного з вагонів на візках типу 25AN/S, виявлено випадки появи напливів металу на фаску і вищербин на поверхнях кочення коліс з профілем поверхні кочення 28UIC-135. Як приклад, на рис. 5.9 показано одну з таких вищербин. Ширина зони вищербини становить приблизно 19 мм. Умовна середина вищербини знаходиться на відстані 43 мм від зовнішньої грані колеса, тобто на відстані 22 мм від середнього кола кочення колеса.

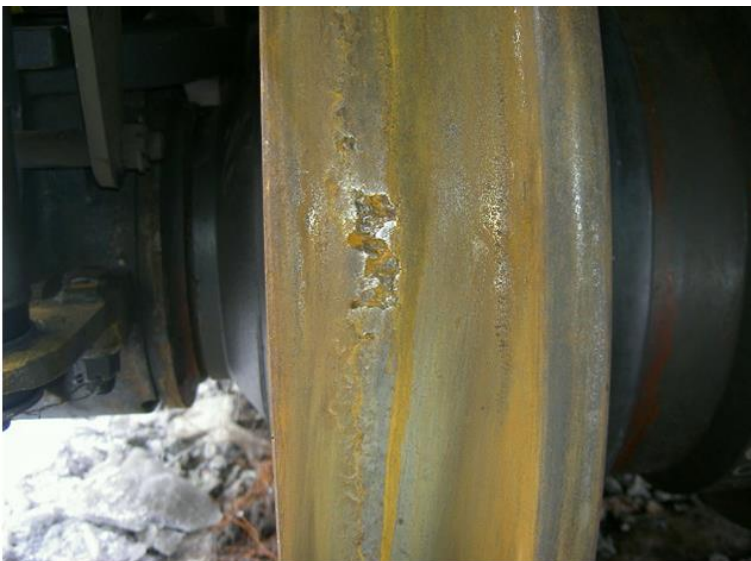


Рис. 5.9. Вищербина на поверхні кочення колеса розсувної колісної пари

Набутий початковий досвід експлуатації й утримання РКП системи SUW2000 вказав на фундаментальність проблем взаємодії коліс і рейок різного стандарту. Тому для ефективного впровадження систем AGCS необхідним стало розв'язання конкретних завдань вказаної проблематики.

До розгляду було прийнято відомі варіанти профілів поверхонь кочення коліс, а саме: профіль вагонних коліс за ГОСТ 9036–88 (далі – профіль за ГОСТ); профіль 28 UIC-135 вагонних коліс західноєвропейських залізниць (профіль UIC); профіль ДМетІ [118]. Таким чином, розглянуто наступні варіанти сполучень профілів коліс і рейок: ГОСТ/Р65; UIC/Р65; ДМетІ/Р65; ГОСТ/UIC60; UIC/UIC60; ДМетІ/UIC60.

Виходячи з обрисів (за кресленнями) поперечного перетину коліс і рейок, аналітично описано профілі робочих поверхонь коліс і рейок за методикою, представленою в статті [181]. Математичний опис профілю за ГОСТ і профілю ДМетІ здійснено відрізками прямих та дугами кіл різних радіусів. Це стосується також профілів робочих поверхонь рейок Р65 і UIC60. Отже, природно, що аналітичний опис цих профілів обрано у вигляді сплайн-функцій, де у якості інтерполяційних сплайнів застосовано дуги кіл та лінійні функції.

Функція, що описує стандартний вагонний профіль одного з коліс колісної пари, має такий вигляд:

$$f_{wL}(y) = \begin{cases} -10000y & y < y_1 \\ k_1y + d_1 & y_1 \leq y < y_2 \\ k_2y + d_2 & y_2 \leq y < y_3 \\ k_3y + d_3 & y_3 \leq y < y_4 \\ z_{C4} + \sqrt{R_4^2 - (y - y_{C4})^2} & y_4 \leq y < y_5 \\ k_5y + d_5 & y_5 \leq y < y_6 \\ z_{C6} - \sqrt{R_6^2 - (y - y_{C6})^2} & y_6 \leq y < y_7 \\ z_{C7} - \sqrt{R_7^2 - (y - y_{C7})^2} & y_7 \leq y \leq y_8 \\ 10000y & y_8 < y \end{cases}, \quad (5.13)$$

де y_i, z_i – координати початку відрізка;

i – номер відрізка;

k_i і d_i – параметри лінійного відрізка;

y_{Ci}, z_{Ci} і R_i – координати центра кола і його радіус, якщо відрізок утворює дуга кола.

Оскільки профіль поверхні кочення другого колеса є дзеркальним відображенням профілю поверхні кочення першого колеса, то з (5.13) легко отримати функцію $f_{wR}(y)$, яка описує профіль другого колеса.

Крім функцій $f_{wR}(y)$, які описують профіль поверхні кочення колеса, для подальших розрахунків необхідно визначити похідні цих функцій

$$p_{wL}(y) = \frac{df_{wL}(y)}{dy} \text{ і } p_{wR}(y) = \frac{df_{wR}(y)}{dy}. \quad (5.14)$$

Профіль поверхні кочення колеса UIC має криволінійний обрис, в границях якого інтерполяція лінійними функціями або дугами кіл є неефективною. Тому для аналітичного опису профілю UIC використано інтерполяцію кубічними сплайнами.

Профілі робочих поверхонь рейок Р65 і UIC60 складено з семи відрізків. Функції $f_{rL}(y)$ і $f_{rR}(y)$, які описують профілі лівої і правої рейки кожного типу, визначаються після врахування їх нахилу в колії.

Для оцінки умов взаємодії коліс, які мають різні за описами профілі поверхонь кочення, з рейками важливим є визначення зон контакту. Ці зони окреслюються точками взаємодії (контакту) при взаємному переміщенні коліс і рейок. Точки контакту визначаються за умови паралельності дотичних до поверхонь колеса і рейки.

На рис. 5.10–5.12 представлено картини взаємодії коліс і рейок відповідно до наведених вище розрахункових варіантів. На кожному з цих рисунків показано профіль колеса (умовно піднятий над рейкою для наочності на 5 мм), профіль рейки, а також місця розташування контактних точок на колесі й рейці. Шкала зліва відноситься до обрису рейки, а справа – до обрису колеса. Контактні точки, які визначено при поперечному зміщенні колісної пари відносно центрального положення вліво, позначено чорним кольором, а точки контакту, що відповідають зміщенню колісної пари вправо, – іншим кольором (зеленим).

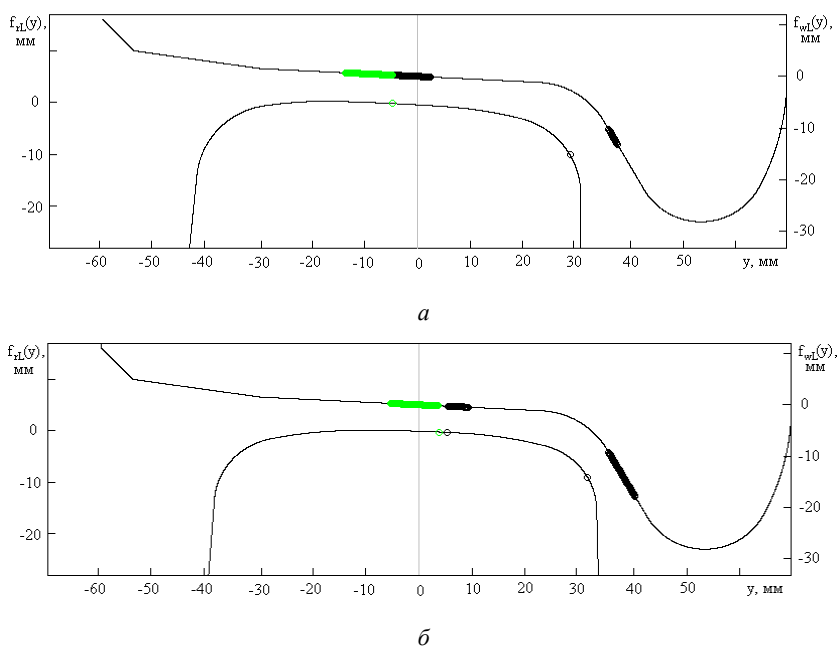
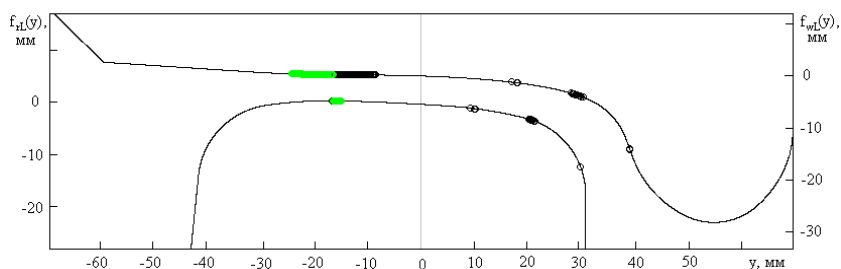


Рис. 5.10. Взаємодія колеса за ГОСТ з рейками: *а* – Р65, *б* – UIC60

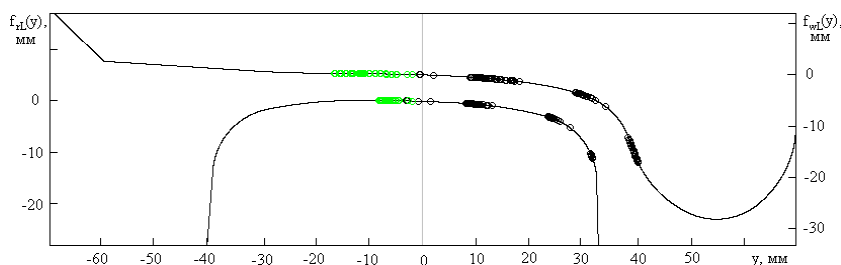
З порівняння отриманих зображень видно, що місця розташування точок контакту для розглянутих сполучень профілів коліс і рейок двох типів суттєво різняться. Так, колеса зі стандартним профілем в центральному розташуванні на колії (рис. 5.10*а*) контактують з рейками Р65 в точках, зміщених від середнього кола кочення на 5 мм до зовнішніх граней, а з рейками UIC60 (рис. 5.10*б*) – на 4,4 мм, але у бік внутрішніх граней. В обох випадках після вибору зазору колісної пари в колії в контакт вступає гребінь колеса.

На робочих поверхнях рейок обох типів (рис. 5.10) контактні зони зосереджуються поблизу початкових точок. Причому, на рейці Р65 (рис.5.10а) контактна зона концентрується в точці перетину осі симетрії поперечного перетину рейки з обрисом її робочої поверхні. На рейці UIC60 (рис. 5.10б) зона взаємодії з колесом на поверхні рейки зміщена до її внутрішньої грані.

Картина взаємодії коліс, які мають профіль поверхонь кочення UIC, з рейками типу Р65 характеризується наступним (рис. 5.11). За центрального розташування колісної пари початкова точка контакту на поверхні кочення колеса зміщена від середнього кола кочення у бік зовнішньої грані (рис.5.11а) приблизно на відстань 18 мм. При вичерпуванні зазору в колії здійснюється поступовий перехід точок контакту на гребінь колеса. Розташування зон контактування на рейці Р65 залежить від напрямку переміщення колеса: при віддаленні гребеня від рейки контактна зона зміщена від осі рейки у бік зовнішньої грані, а при зворотному переміщенні колеса – у бік внутрішньої грані. Все це свідчить про неоптимальність умов взаємодії коліс з профілем UIC і рейок на колії 1520 мм.



а



б

Рис. 5.11. Взаємодія колеса UIC з рейками: а – Р65, б – UIC60 (б)

Взаємодія коліс UIC з рейками UIC60 (рис. 5.11б) суттєво відрізняється від описаної вище. Так, за центрального розташування колісної пари точки контакту коліс з рейками незначно зміщені (на 3 мм) від середніх кіл кочення у бік зовнішніх граней. При переміщеннях колісної пари точки контакту розкладаються майже по всій поверхні кочення кожного колеса. У цьому випадку перехід контактування на гребені відбувається поступово. Подібна сприятлива картина розподільчого розміщення контактних точок спостерігається і для робочих поверхонь рейок. Подана картина взаємодії коліс і рейок характерна для випадку реалізації так званого одноточкового контактування, що загалом позитивно відбивається на роботі коліс.

З аналізу взаємодії коліс з профілем ДМЕТІ і рейок (рис. 5.12) випливає, що достатньо розвинені контактні зони на поверхнях кочення зміщуються від середніх кіл кочення у бік гребенів. Характерно, що до взаємодії з рейками гребенів коліс точки контакту переходять на викружні частини поверхонь кочення. Таким чином, в даному випадку має місце бажане одноточкове контактування коліс з рейками. При цьому зони контакту на робочих поверхнях рейок розміщуються на частинах, що знаходяться з боку внутрішніх граней.

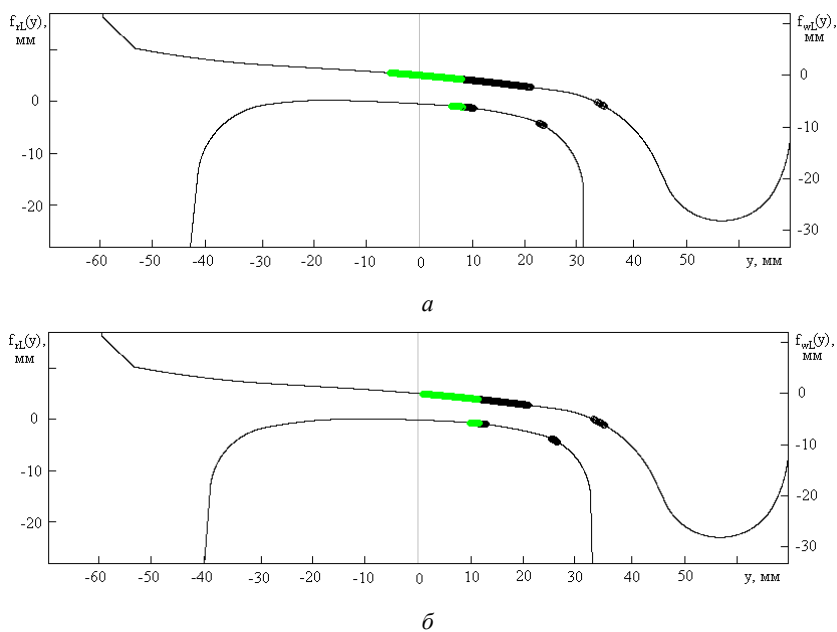


Рис. 5.12. Взаємодія колеса ДМетІ з рейками: а – Р65, б – UIC60

Для визначення раціонального варіанта взаємодії розсувних колісних пар з рейками різного стандарту було запропоновано обточити колеса розсувних колісних пар за профілем прийнятим для колії 1520 мм. Спостереження за роботою коліс з профілем за ГОСТ 9036-88 вказало на позитивність такого технічного рішення. Наприклад, зникли напливи металу на фаску.

Обнайдійливими щодо перспективності використання для коліс розсувних колісних пар профілю поверхні кочення за ГОСТ 9036-88, є результати випробувань СNTК пасажирського вагона № 69517080 398-2 типу WLABdimnu на візках, обладнаних РКП системи SUW2000 [182]. Колеса цих РКП були обточені за ГОСТ 9036-88. На підставі проведених дослідних поїздок стверджено, що цей вагон має достатній запас стійкості руху на колії 1435 мм с рейками UIC 60 зі швидкостями до 160 км/год, відповідаючи тим самим вимогам Пам'ятки UIC 518 [69]. Підкреслено, що жоден з динамічних показників, визначальних для безпеки руху, не перевищив допустимих величин, що вказує на значний запас стійкості вагона в рейковій колії.

За результатами порівняльних досліджень динаміки вагона з розсувними колісними парами при різних варіантах профілів коліс найбільш задовільні показники відносяться до варіанту застосування профілю ДМетІ. Зокрема, цьому варіанту відповідають найменші за рівнем прискорення і рамні сили. При цьому відзначається практична нечутливість динамічних показників вагона до зміни колії. Ця обставина дозволяє рекомендувати до розгляду профілю ДМетІ як базового варіанта уніфікованого профілю поверхонь кочення коліс розсувних колісних пар системи SUW2000.

6. УБЕЗПЕЧЕННЯ РУХУ РЕЙКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ІНТЕРМОДАЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Виходячи з негативної техніко-економічної ситуації, що склалась в галузі залізничного транспорту, можна стверджувати, що перспективи підвищення конкурентоспроможності залізниць на ринку транспортних послуг мають бути пов'язані з технічним переозброєнням залізниць на основі впровадження прогресивних перевізних технологій, перш за все призначених для перевезень вантажів за змішаними схемами [183]. До таких технологій відносяться контрейлерні та контейнерні перевезення. Ці технології можуть бути успішно реалізовані за умов удосконалення нормативно-правової бази та тарифної політики, забезпечення модернізації рухомого складу і термінально-складського господарства, створення сприятливих умов для залучення інвестицій.

6.1. Техніко-технологічне забезпечення інтермодальних перевезень

За останні роки в країнах Центральної і Східної Європи різко зріс обсяг вантажних перевезень автомобільним транспортом. В результаті цього, не дивлячись на технологічні зміни в галузі автотранспортної техніки, передбачається збільшення емісії вихлопних газів і шумового забруднення. При цьому на навколишньому середовищі найнесприятливішим чином відіб'ються зростання завантаженості автодорожньої мережі і збільшення кількості дорожньо-транспортних подій.

У ситуації, яка склалась, більш стійкий розвиток транспортного комплексу можливий за умови належного використання усіх видів транспорту і наявності розвиненої мережі транспортних сполучень і терміналів, що дозволяють перевезення вантажів комбінованим способом, тобто за змішаними автомобільно-залізничними схемами. Комбіновані перевезення привносять на транспортний ринок нову логістичну концепцію, яка в цілому сприяє розвитку транспортного комплексу.

Інтермодальні перевезення можуть бути успішно реалізовані на залізницях України за умов удосконалення нормативно-правової бази та тарифної політики, забезпечення поповнення вагонного парку рухомим

складом нового покоління і модернізації термінально-складського господарства, створення сприятливих умов для залучення інвестицій.

6.1.1. Загальні відомості

Аналіз тенденцій розвитку прогресивних технологій транспортування вантажів свідчить, що у світовій практиці перевага все більше віддається саме комбінованим перевезенням [184-185]. Сутність технології комбінованих перевезень полягає в інтегруванні в єдину транспортну систему спеціалізованих засобів автомобільного та залізничного транспорту. Роль змішаних перевезень на європейському транспортному ринку по окремих країнах і визначених напрямках залежить від багатьох чинників.

Створенню потужної системи комбінованих перевезень міжнародними транспортними коридорами в умовах надмірної вантажонапруженості європейської автодорожньої мережі сприятимуть такі фундаментальні переваги, властиві залізничному транспорту, як безпека, надійність і можливість планування перевезень. Точність у дотриманні термінів доставки вантажів – основа сучасної логістичної концепції, яка припускає високу ефективність планування транспортних ланцюгів, що особливо важливо в системі комбінованих перевезень.

Повернення втрачених залізничним транспортом вантажів, що перевозяться в контейнерах на платформах, реально можливе за схемою, яка полягає в знятті конкурентних відносин з автоперевізниками і переході на відносини співпраці, які дозволять на взаємовигідних умовах і практично без втрат доходу спільно освоювати наявний об'єм перевезень. Зробити це дозволяє саме технологія комбінованих перевезень, в яких на рівних правах беруть участь два незалежні перевізники, причому один з них є споживачем послуги іншого.

З урахуванням нинішнього об'єму перевезень вантажів автомобільним транспортом і протяжності автодорожньої мережі немає підстав вважати, що у деяких секторах вантажних перевезень автомобільний транспорт буде замінено залізничним. Оскільки велика частина пунктів відправлення і призначення доступна лише для автотранспорту, прийом вантажу і його кінцева доставка здійснюватиметься автошляхами. Таким чином, транспортування на початковому і кінцевому етапах перевезення залишиться прерогативою автомобільного транспорту.

У європейській практиці інтермодальних перевезень контрейлерні перевезення переважно здійснюються за технологією RoLa (Rollende Landstraße – «рухома дорога»), коли автопоїзди завантажуються на

залізничний поїзд самозаїздом або встановлюються на спеціальні вагони з допомогою підйомної техніки.

Україна має унікальний досвід контрейлерних перевезень. У 90-х роках об'єднаними зусиллями залізничних наукових центрів і вагонобудівних підприємств були реалізовані проєкти, завдяки яким було сформовано парк спеціалізованих вагонів власності Центру транспортного сервісу «Ліски». Тоді ж вперше була проведена серія дослідно-презентаційних рейсів за маршрутами Дніпропетровськ–Чоп–Захонь (Угорщина)–Київ і Луганськ–Ковель–Славкув (Польща).

У цих поїздах були випробувані нові способи розміщення та кріплення автопоїздів на платформах, за якими в рамках ОСЖД за ініціативою української сторони були розроблені спеціальні правила. У подальшому, завдяки реалізації науково-технічних проєктів, з цих вагонів формувалися поїзди комбінованого транспорту «Ярослав» і «Вікінг».

Останнім часом все більшого розвитку отримують перевезення напівпричепів окремо від тягачів. За економічними оцінками ця система має безперечні переваги у порівнянні з перевезеннями за технологією RoLa. У системі контрейлерних перевезень без супроводу використовуються спеціалізовані вагони різних видів, зокрема так звані покет-вагони. Ці вагони мають можливість перевозити як напівпричепи, так і контейнери.

При виборі показників економічної оцінки ефективності комбінованих перевезень технічні засоби і технологія перевезень відносяться до одних з основних критеріїв. Крім того, необхідно враховувати сукупність економічної зацікавленості учасників перевезень. Так, залізничний транспорт за допомогою комбінованих перевезень прагне залучити додаткові обсяги перевезень. Натомість автоперевізники бажають прискорити оборот свого рухомого складу і знизити експлуатаційні витрати. Мета транспортно-експедиційних фірм полягає у підвищенні якості обслуговування вантажовласників за рахунок скорочення термінів доставки вантажів «від дверей до дверей», зниження загальної вартості перевезень. В свою чергу держава намагається зменшити негативний вплив автотранспорту на навколишнє середовище й завантаженість автомагістралей.

При вирішенні питань щодо розбудови системи комбінованих перевезень на визначеному напрямку постає питання вибору раціонального способу транспортування напівпричепів. При цьому розглядаються три способи транспортування напівпричепів:

- перевезення вагоном з кишенею;
- перевезення вагоном з пониженою підлогою;
- перевезення біомодальним засобом.

При співставленні способів перевезень напівприцепів суттєву вагу мають критерії часу і вартості перевезень. Крім того, не менш важливим є вплив того чи іншого способу перевезень на навколишнє середовище.

Час перевезень залежить від наступних показників: максимально допустима швидкість перевезень залізницею; вплив інфраструктури на обмеження швидкості руху; час навантаження-розвантаження; чутливість підсистеми до скорочення часу під впливом організаційних дій.

На вартість перевезень впливають наступні чинники: ціна закупівлі вагона; вартість утримання вагона; витрати на облаштування терміналу; вартість перевантажень; витрати на утримання обслуговуючого персоналу.

Крім того, до суттєвих чинників відносяться такі характеристики, як багатофункційність підсистеми, співвідношення нетто/брутто, площа під термінал, річний пробіг у завантаженому стані, вплив на навколишнє середовище.

Важливим питанням організації контрейлерних перевезень є вибір локалізації терміналів у визначеному регіоні. Дані для відповідного аналізу складають:

- набір варіантів залізничних ліній r_i ($i = 1, 2, \dots, n$), якими сполучаються термінал відправлення T_e і термінал отримання T_o ;

- набір автомобільних трас s_{ij} від пункту відправлення до терміналу T_e і d_{iz} від терміналу T_o до місця призначення.

Маршрут перевезень для кожної з підсистем f характеризується так званим показником загальних витрат p_{ijz} , який визначається за виразом

$$p_{ijz} = \frac{\frac{\delta \cdot k_{ijz}^{(f)}}{k^{(a)}} + \frac{\tau \cdot t_{ijz}^{(f)}}{t^{(a)}} + \frac{\lambda \cdot e_{ijz}^{(f)}}{e^{(a)}}}{\delta + \tau + \lambda}, \quad (6.1)$$

де δ - ваговий коефіцієнт коштів;

τ - ваговий коефіцієнт часу;

λ - ваговий коефіцієнт впливу на навколишнє середовище;

$k^{(f)}$ - кошти на перевезення підсистемою f ;

$t^{(f)}$ - час перевезень підсистемою f ;

$e^{(f)}$ - показник впливу підсистеми f на навколишнє середовище;

$k^{(a)}$ - кошти за пряме перевезення автотранспортом;

$t^{(a)}$ - час перевезень автотранспортом;

$e^{(a)}$ - втрати, які викликаються деградацією навколишнього середовища під впливом автотранспорту.

Показник P_{ijz} відображає відношення сукупних витрат при застосуванні певної підсистеми комбінованих перевезень до витрат при прямих перевезеннях автотранспортом. Очевидно, що чим менше значення цього показника, тим вигідніше дана траса, але за умови, що кількість напівпричепів на всіх трасах, що розглядаються, однакова.

6.1.2. Рухомий склад комбінованого транспорту

Продуктивність комбінованих перевезень в основному визначається характеристиками застосовуваного вантажного рухомого складу. Вагони для комбінованих перевезень займають окреме місце серед спеціалізованих вагонів перспективних конструкцій. У парку спеціалізованих вагонів для комбінованих перевезень найбільш поширені вагони-платформи. Залізничні платформи для перевезення великотоннажних контейнерів і обмінних кузовів постійно удосконалюються. При цьому враховується, що концепція економічно раціональної конструкції вагонів для змішаних перевезень значною мірою залежить від характеристик вантажних одиниць і перевантажувальної техніки.

Надалі з розвитком типу вагонів спеціалізованих вагонів і створенням нових типів рухомого складу відповідно до потреб транспортного ринку необхідним стане перехід від проектування окремих спеціалізованих вагонів до створення сімейства на базі основної конструкції. Це дасть змогу отримувати нові зразки вагонів з наперед заданими рівнями надійності та довговічності, що стане можливим завдяки використанню відпрацьованих і перевірених в експлуатації уніфікованих елементів конструкції. Підвищити експлуатаційну надійність рухомого складу можливо за рахунок більш повного урахування експлуатаційної навантаженості та відповідного скорочення витрат на ремонт і поточне технічне утримання. Крім того, новий підхід до проектування надасть можливість зберегти переваги спеціалізованого рухомого складу у сфері вантажно-розвантажувальних робіт за рахунок зниження трудомісткості та часу простою вагонів під завантажувально-розвантажувальними операціями.

У парку спеціалізованих вагонів найбільш поширені вагони-платформи для комбінованих перевезень. Залізничні платформи для перевезення великотоннажних контейнерів і знімних кузовів постійно удосконалюються. При цьому враховується, що концепція економічно раціональної конструкції вагонів для змішаних перевезень значною мірою залежить від характеристик вантажних одиниць і перевантажувальної техніки. Нижче подано приклади одиниць рухомого складу, що використовуються для контейнерних і контрейлерних перевезень.

В теперішній час для перевезення контейнерів використовуються платформи експлуатаційного парку стандарту колії 1520 мм моделі 13-470 (рис. 6.1). Рама платформи такого типу являє собою зварну конструкцію. Основні несінвні елементи рами складаються з потужних двотаврів, що утворюють хребтову і бокові балки, з'єднані поперечними балками. Лобові бруси і шворневі балки виконано за схемою, типовою для рам вантажних вагонів. Автозчепне і гальмівне устаткування платформи серійного виробництва. Ходові частини складаються з візків моделі 18-100. Платформа має вантажопідйомність 60 т при масі тари 22 т. База вагона дорівнює 14,72 м, довжина між осями зчеплення автозчепів – 19,62 м, довжина за кінцевими балками рами – 18,4 м, ширина – 2,5 м. Висота підлоги від рівня голівок рейок складає 1,275 м.



Рис. 6.1. Вагон-платформа моделі 13-470

Вагон-платформу для великотоннажних контейнерів моделі 13-4117 (рис. 6.2) створено ВАТ «Дніпровагонмаш». За рахунок застосування відкидних упорів під кутові фітинги допускає різноманітну комбінацію контейнерів типорозмірів 1А, 1АА, 1АХ, 1В, 1ВВ, 1ВХ, 1С, 1СС, 1СХ згідно ГОСТ 18477 з максимально допустимим їх завантаженням.

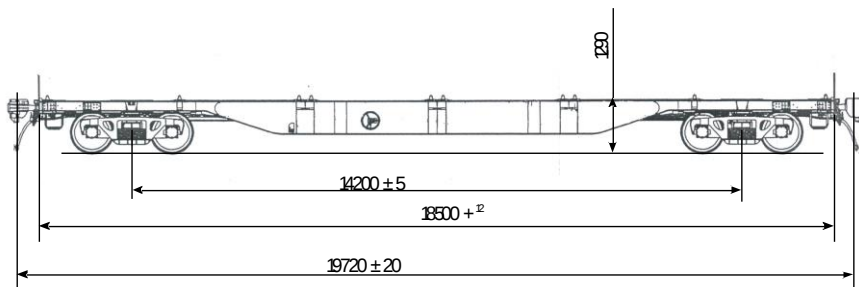


Рис. 6.2. Вагон-платформа моделі 13-4117

Технічні дані вагона-платформи моделі 13-4117: вантажо-підйомність – 72 т; маса тари – 20 т; довжина по осях зчеплення автозчепів – 19720 мм; база вагона – 14200 мм; висота завантажувальної площини від рівня головок рейок – 1290 мм; ширина вагона – 2930 мм; конструкційна швидкість – 120 км/год; максимальне розрахункове статичне навантаження від колісної пари на рейки – 227,1 (23,15) кН (тс); габарит (верхній контур) – за ГОСТ 9238-83 0 – ВМ.

Спеціалізований вагон-платформа моделі 13-7024 (рис. 6.3) призначено для перевезення 40- і 20-футових універсальних великотоннажних контейнерів по мережі залізниць України і країн СНД з колією 1520 мм.



Рис. 6.3. Вагон-платформа моделі 13-7024

Для контрейлерних перевезень (перевезення автопоїздів) використовуються вагони-платформи двох типів – модернізовані (модель 13-9004М) і спеціалізовані (модель 13-4095). Платформи моделі 13-9004М (рис. 6.4) створені шляхом модернізації платформ моделі 13-9004 [191].



Рис. 6.4. Вагон-платформа моделі 13-9004М

Платформи моделі 13-4095 нової будови (рис. 6.5), крім перевезення автопоїздів, призначена також для перевезення великотоннажних контейнерів – 1А, 1АА, 1АХ, 1С, 1СС, 1СХ.



Рис. 6.5. Вагон-платформа моделі 13-4095

Конструкції вказаних платформ забезпечують можливість навантаження автопоїздів без розчеплення напівпричепів з тягачами і вільне просування автопоїзда по всій довжині складу. Спеціальні упори гарантують надійну фіксацію автопоїздів при транспортуванні.

З метою підвищення ефективності контейнерних перевезень за кордоном в останні роки знайшли поширене використання вагони-платформи зчленованого типу з двох секцій. Використання двосекційної конструкції з загальною завантажувальною довжиною 80 футів, що встановлені на трьох візках, дозволяє суттєво збільшити вантажопідйомність вагона, а також зменшити прогин кожної секції за рахунок зменшення їх бази до 12 м.

6.1.3. Перспективи розвитку комбінованого транспорту

До об'єктивних чинників сприяння прискореному розвитку комбінованого транспорту України відносяться наступні обставини: з'єднання переваг двох домінуючих видів транспорту – маневреності, оперативності та швидкості автомобільного транспорту і великої

продуктивності, всепогодності і безпеки залізничного; значне зниження забруднення навколишнього середовища; зменшення витрат палива і скорочення пробігу автотранспортних засобів, тобто заощадження ресурсу; збереження автомобільних доріг від руйнування; зниження вірогідності дорожньо-транспортних пригод; скорочення часу простою автопоїздів в чергах на прикордонних автомобільних переходах.

Стимулюванню розвитку комбінованого транспорту має сприяти реалізація низки заходів, зокрема, створення директивних основ і рівних можливостей для справедливої конкуренції між усіма видами транспорту, забезпечення розвитку технічних засобів, створення мережі центрів інтермодальних перевезень. Для розвитку міжнародних комбінованих перевезень важливим чинником є максимальне спрощення процедур проходу кордонів.

Повернення втрачених залізничним транспортом вантажів, які перевозилися раніше в контейнерах на платформах, реально можливо за схемою, що полягає у знятті конкурентних стосунків з автоперевізниками і переході на відносини співробітництва. Такий підхід дасть змогу на взаємовигідних засадах і практично без втрат прибутку спільно освоювати наявні обсяги перевезень. Здійснити це надає можливість технологія комбінованих перевезень, у яких на рівних правах беруть участь два незалежних перевізники, при цьому один із них є споживачем послуг іншого.

З урахуванням нинішнього обсягу перевезень вантажів автомобільним транспортом і протяжності автодорожньої мережі немає причин думати, що у вантажних перевезеннях автомобільний транспорт буде замінено залізничним і водяним. Оскільки велика частина пунктів відправлення і призначення доступна лише для автотранспорту, приймання вантажу і його кінцева доставка буде здійснюватися, як правило, автошляхами. Таким чином, транспортування на початковому і кінцевому етапах перевезення залишиться прерогативою автомобільного транспорту.

Сектор перевезень у змішаному автомобільно-залізничному сполученнях нарощує обсяги завдяки концентрації транспортних потоків на напрямках, які пов'язують економічні центри. Очевидно, що конкурентоспроможність комбінованого транспорту буде підвищуватися зі збільшенням відстані перевезень, розширенням їхніх обсягів і поліпшенням збалансованості цих обсягів. Очевидно, що при використанні дієвих заходів комбінований транспорт буде ефективно функціонувати також у ході перевезень на середні відстані (250...500 км). Підвищенню якості й ефективності комбінованих перевезень сприятимуть також поточна інформація і методи зв'язку.

Для стимулювання розвитку комбінованого транспорту необхідно реалізувати у рамках довгострокової програми низки заходів, у тому числі:

- створити директивні основи та рівні можливості для справедливої конкуренції між усіма видами транспорту;
- забезпечити розвиток технічних засобів й інфраструктури, включаючи створення центрів інтермодальних перевезень;
- розробити основи транспортної політики держави стосовно комбінованого транспорту (правове регулювання, тарифи, інформація).

Для розвитку міжнародних комбінованих перевезень важливим чинником є максимальне спрощення процедур проходження державних кордонів.

Обговорюючи перспективи розвитку комбінованих перевезень, важливо відзначити, що нові перевізні технології мають бути спроможними залучати додаткові обсяги експортно-імпортних і транзитних перевезень, а також частину вантажів з автомобільного транспорту у внутрішньому і міжнародному сполученнях. Ці технології повинні відповідати міжнародним стандартам, головними критеріями яких є: швидкість проходження маршруту – не менше 1000 км за добу, точність виконання графіка проходження і схоронність вантажу. Збільшення швидкості руху і частоти комбінованих перевезень нарівні з наданням комплексних високоякісних наборів послуг за привабливими цінами сприяє зменшенню переваг прямих автомобільних перевезень багатьма міжнародними транспортними коридорами.

Комбіновані залізнично-автомобільні перевезення у 4 рази ефективніші за енергетичними витратами ніж прямі автомобільні. Вони мають також переваги з погляду на безпеку руху і дозволяють зменшити завантаження автомобільних трас. За підрахунками американських фахівців один поїзд в системі комбінованих перевезень звільнює автотраси від 280 вантажних автомобілів. Водночас це означає підвищення продуктивності праці у масштабах всієї транспортної галузі, оскільки два члени локомотивної бригади виконують той же обсяг перевезень, що й 280 водіїв вантажних автомобілів.

Ефективність комбінованих перевезень залежить від якості реалізації найслабших елементів, до яких належать ділянка, на якій здійснюється перевезення залізничним транспортом, а також операції на терміналах. Для успішної конкуренції з автомобільними перевезеннями «від дверей до дверей» загальний ланцюг комбінованих перевезень, починаючи від прийняття вантажу і закінчуючи його доставкою, повинен бути ефективно організованим і дієвим. Інакше комбінований транспорт не матиме доступу до перспективних ринків перевезень, і його роль буде зводиться винятково до звичайних операцій з перевезень основних видів сировини або напівфабрикатів. Встановлення конкурентоспроможних цін з огляду

на високі витрати є головною проблемою в розвитку комбінованого транспорту.

Комбіновані перевезення мають комплексний характер. Специфіка комбінованого транспорту така, що в процесі здійснення більшої частини перевезення вантажовідправник практично не може якось впливати на його хід. Тому він звертається до таких послуг лише тоді, коли впевнений, що, наприклад, залізничний елемент перевезення та необхідні операції перевалювання вантажу будуть реалізовані ефективно, і витрати на них будуть порівнювані з витратами на суто автомобільні перевезення.

Впровадження системи комбінованих перевезень припускає наявність технічно оснащених залізничних ліній і автомобільних доріг, рухомого складу, термінального господарства. Крім того, для здійснення комбінованих перевезень необхідні спеціалізовані транспортно-експедиційні організації, система вільних тарифів і правила перевезень, які визначають права й обов'язки учасників перевезень.

Успішне здійснення комбінованих перевезень безпосередньо залежить від ефективного функціонування мережі їхнього матеріально-технічного забезпечення. Тут особливої ваги набуває створення логістичних центрів інтермодальних перевезень (ЦІП). У ЦІП повинні бути представлені підприємства різного профілю (транспортні оператори, вантажовідправники, фірми із забезпечення збереження вантажу на складі, компанії з матеріально-технічного обслуговування), а також зацікавлені адміністративні органи (митниця, ветеринарні і фітосанітарні служби, а також служби безпеки і контролю). Основним елементом таких центрів стануть термінали комбінованих перевезень, які забезпечують ефективні операції з перевалювання вантажу.

Через злиття і концентрацію в ЦІП потоків транспортних засобів, які здійснюють перевезення на великі відстані, принадність комбінованих перевезень зростає, і початково-кінцеві перевезення, які дорого коштують, будуть зведені до мінімуму. У такий спосіб вдасться більш раціонально використовувати наявний потенціал і в цілому підвищити конкурентоспроможність комбінованого транспорту.

Створенню життєздатної системи комбінованих перевезень міжнародними транспортними коридорами в умовах надмірної вантажонапруженості європейської автодорожньої мережі сприятимуть фундаментальні чинники переваги залізничного транспорту: безпека, надійність і можливість планування перевезень. Точність дотримання термінів доставляння вантажів – основа сучасної логістичної концепції, яка припускає можливість і високу надійність планування транспортних ланцюгів, що надто важливо в системі комбінованих перевезень. При цьому аспект охорони навколишнього середовища не розглядається як вирішальний. Хоча залізничний транспорт поряд із внутрішнім водним

транспортom вважається найбільш екологічним, нині важко дати об'єктивну народногосподарську оцінку цього чинника.

Дотримання графікового часу, надійність транспортування, практично повна незалежність від атмосферних впливів гарантуються власними системними властивостями залізничного транспорту. Досвід експлуатації маршрутних контейнерних поїздів доводить високу потенційну конкурентоспроможність комбінованих перевезень завдяки зазначеним якостям залізничної складової.

Вибір тієї чи іншої технології комбінованих перевезень залежить від багатьох чинників. Серед критеріїв, які пропонуються для раціонального вирішення завдання вибору, найбільшу вагу мають ті, що пов'язані з інфраструктурою. Це стає зрозумілим з урахуванням факту, що найбільших інвестицій потребує розвиток інфраструктури і рухомого складу.

З позицій забезпечення високого рівня експлуатаційної безпеки особливої уваги потребують спеціалізовані вагони, зокрема призначені для перевезень небезпечних і коштовних вантажів. З огляду на це значної актуальності набувають дослідження динамічних показників безпеки руху спеціалізованого рухомого складу для комбінованих і безперевантажувальних перевезень вантажів.

6.2. Вертикальна динаміка вагонів-платформ для комбінованих перевезень

У контексті вирішення програмних завдань техніко-технологічного забезпечення сталого розвитку комбінованих перевезень в Україні і у міжнародному сполученні необхідно передбачити вирішення низки науково-технічних завдань, пов'язаних зокрема з дослідженням динамічної поведінки спеціалізованих вагонів.

6.2.1. Динамічна взаємодія контрейлерної платформи і автопоїзда

Важливим етапом у побудові імітаційних моделей динаміки руху вагонів є вибір розрахункових схем і математичний опис конфігурації ходових частин. Найбільш складними для моделювання є динамічні процеси, які супроводжують рух контрейлерних платформ, завантажених автопоїздами. Як це передбачено правилами перевезень, автопоїзди вільно встановлюються на вантажних площадках платформ. Таким чином, при русі залізницею відбувається динамічна взаємодія двох транспортних засобів – вагона-платформи та автопоїзда [187].

У розрахункових випадках, коли метою дослідження є динамічні показники контрейлерних вагонів у вертикальній площині, достатньо скористатися плоскою схемою системи «вагон-автопоїзд», що призводить до значного спрощення математичної моделі. Такі моделі дають змогу оцінити вплив на динамічні показники удосконалень у конструкціях спеціалізованих вагонів, зокрема таких, що стосуються параметрів жорсткості й демпфірування ресорного підвищування. Нижче подано описання математичної моделі, розробленої для досліджень вертикальних коливань вагона-платформи з автопоїздом.

Розрахункова схема платформи з установленими на ній тягачем і напівприцепом подана у вигляді механічної системи, всі тіла якої, крім платформи, приймаються твердими (рис. 6.6). Рама платформи подана у вигляді пружної безмасової балки, що несе сім зосереджених мас. Залізнична колія розглядається інерційною з пружно-дисипативними властивостями. Колія моделюється приведеною до кожного колеса масою, що переміщується вертикально і спирається на пружини та демпфери в'язкого тертя. Ці елементи моделюють пружно-дисипативними характеристики верхньої будови колії.

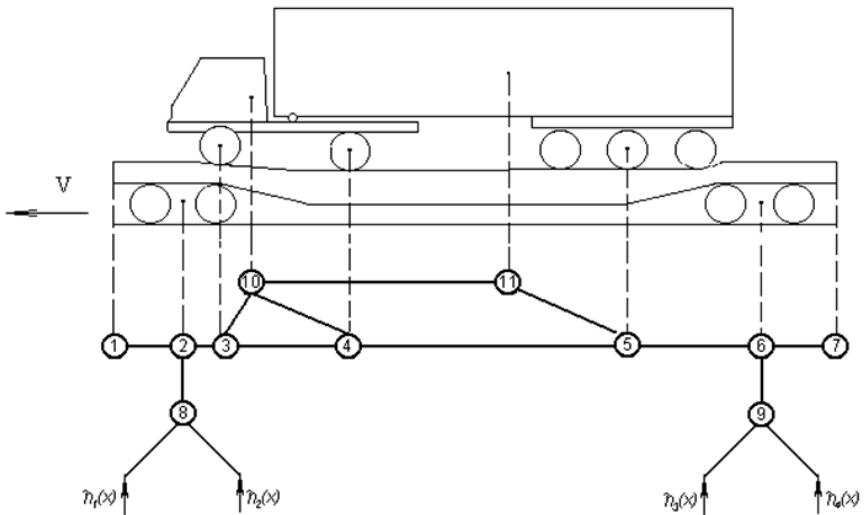


Рис. 6.6. Розрахункова схема платформи з автопоїздом
(η_i - збурення, що діють на колеса через нерівності колії)

На представлений на рис. 6.6 структурній схемі тілами 1...7 подано несівні елементи конструкції рами платформи, 8 і 9 – невідресорені маси

візків, які об'єднують бокові рами та колісні пари, 10 і 11 – відповідно тягач і напівпричіп. Відстані між масами, що імітують платформу, визначаються таким чином:

$$\begin{aligned}l_{12} &= 0,5(L_f - L_b), \\l_{23} &= d_a, \\l_{34} &= d_{t1} + d_{t2}, \\l_{45} &= d_t + d_n - d_{t2} + d_{n1}, \\l_{56} &= L_n - d_t - d_n - d_{t1} - d_{n1} - d_a, \\l_{67} &= l_{12},\end{aligned}\tag{6.2}$$

де L_b – база платформи;

L_f – довжина рами платформи;

d_a – відстань у поздовжньому напрямку від центру мас візка до першого моста автопоїзда;

d_t – відстані в поздовжньому напрямку від центру мас тягача до осі шворня сідлового пристрою;

d_{t1} і d_{t2} – відстані в поздовжньому напрямку від центру мас тягача до першого і другого мостів, відповідно;

d_n – відстані в поздовжньому напрямку від центру мас напівпричепа до осі шворня сідлового пристрою;

d_{n1} – відстань у поздовжньому напрямку від центру мас напівпричепа до середини візка напівпричепа.

Знайдені довжини відрізків (6.2), маса рами платформи, а також жорсткості рами в даних перетинах є вхідними параметрами для визначення квазіпружних коефіцієнтів.

Зв'язки 1-2...6-7 – пружні, їхні параметри залежать від жорсткісних характеристик рами платформи. Зв'язками 3-10, 4-10 і 5-11 враховуються пружно-дисипативні властивості підвісок і коліс автопоїзда. За побудованою розрахунковою схемою, спирання автопоїзда на платформу здійснюється в місцях установа мостів тягача та візка напівпричепа. Цим визначається розташування мас 3, 4, 5 на рамі платформи. З'єднання тягача з напівприцепом, здійснюване сідлово-зчепним пристроєм із двома ступенями вільності, подано шарнірним зв'язком 10-11. Характеристики ресорного підвішування візків визначаються параметрами зв'язків 2-8 і 6-9. Жорсткість ресорного підвішування задається залежно від числа пружин у комплекті. Дисипативні властивості підвішування визначаються демпфірувальними характеристиками клинових гасителів коливань.

Елементи O_1-8-O_2 і O_3-9-O_4 розрахункової схеми імітують пружно-дисипативні властивості верхньої будови колії.

При зроблених припущеннях конфігурація аналізованої системи визначається такими величинами: вертикальними переміщеннями – тягача z_t , напівпричепа z_n , мас z_i ($i = \overline{1,7}$), що імітують раму платформи, і двох візків z_{bj} ($j = \overline{1,2}$); кутами повороту відносно поперечних осей – тягача ϕ_t , напівпричепа ϕ_n і візків ϕ_{bj} ($j = \overline{1,2}$).

Узагальнені координати зазначеної системи обрано в такий спосіб:

$$\begin{aligned} q_1 &= z_t + z_n; \quad q_2 = z_t - z_n; \quad q_3 = d_t \phi_t - d_n \phi_n; \\ q_4 &= z_1; \quad q_5 = z_2; \quad q_6 = z_3; \quad q_7 = z_4; \\ q_8 &= z_5; \quad q_9 = z_6; \quad q_{10} = z_7; \\ q_{11} &= z_{b1}; \quad q_{12} = \phi_{b1}; \quad q_{13} = z_{b2}; \quad q_{14} = \phi_{b2}. \end{aligned} \quad (6.3)$$

Рівняння руху платформи з автопоїздом у вертикальній площині отримано як рівняння Лагранжа II роду

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i \quad (i = \overline{1,14}), \quad (6.4)$$

де T , Π , Φ – кінетична, потенційна енергії і функція розсіювання енергії системи;

Q – узагальнені сили, обумовлені взаємодією коліс з рейками, а також силами непружного опору в ресорному підвішуванні;

q_i – узагальнені координати.

У даному разі кінетична енергія системи дорівнює сумі кінетичних енергій тягача, напівпричепа, двох візків і рами платформи (кожної з семи зосереджених мас). Потенційну енергію системи складають енергії накопичуваних деформацій в пружних елементах спирання автопоїзда на платформу, в ресорному підвішуванні, а також в рамі платформи як балки.

Дисипативні властивості зв'язків 3-10, 4-10 і 5-11, обумовлені відповідними характеристиками підвіски автопоїзда і шин, і моделюються в'язким опором. Зв'язки O_1-8-O_2 і O_3-9-O_4 мають пружно-в'язкі характеристики, що відбивають параметри взаємодії колісних пар з колією.

Для визначення функції розсіювання енергії у відповідних виразах для визначення потенційної енергії здійснюється заміна переміщень тіл відносними швидкостями. Щоб відбити в математичній моделі

розсіювання енергії при коливаннях рами платформи, використано гіпотезу Фойгта. При цьому дисипативні коефіцієнти β_{ln} приймаються за такі, що дорівнюють відповідним квазіпружним коефіцієнтам c_{ln} з коефіцієнтом пропорційності γ :

$$\beta_{ln} = \gamma c_{ln} \quad (l = \overline{1,7}; \quad n = \overline{1,7}) . \quad (6.5)$$

Виходячи з необхідності внесення відповідних змін у пристрій клинового гасителя коливань, основну увагу зосереджено на уточненні робочої моделі характеристик демпфірування ресорного підвішування. Для оцінки динамічних показників вагонів прийнята залежність сили тертя в клиновому гасителі коливань $F_{mp}^{u/p}$ від жорсткості $k_{кл}$ і прогину Δ підклинових пружин, кута α нахилу поверхні клина, що взаємодіє з надресорной балкою, коефіцієнта тертя ковзання f у вигляді [191]:

$$F_{mp}^{u/p} = \frac{k_{кл} \Delta}{\frac{1}{tg \alpha \cdot f} \mp 1} . \quad (6.6)$$

За виразом силової характеристики (6.6), сили тертя, які діють у ресорному підвішуванні з клиновими гасителями коливань, залежать від величини прогину пружин, геометричних параметрів клинів і значень коефіцієнта тертя ковзання. Крім того, сили тертя, що діють при навантаженні ресорного підвішування, більші за сили при розвантаженні. Сили зазначеного типу діють у вузлах 2-8 і 6-9: сила F_{mp1} діє – у ресорних комплектах першого візка, а сила F_{mp2} – у ресорних комплектах другого візка.

Узагальнені сили, обумовлені непружним опором ресорного підвішування, дорівнюють

$$\begin{aligned} Q_5 &= -F_{mp1}; \quad Q_9 = -F_{mp2}; \\ Q_{11} &= F_{mp1}; \quad Q_{13} = F_{mp2}. \end{aligned} \quad (6.7)$$

При динамічних розрахунках коливання тіл системи розглядаються щодо положення, що відповідає статичному прогину $\Delta_{ст}$. Величина $\Delta_{ст}$ пропорційна статичному навантаженню Q_m , яке припадає на ресорні комплекти одного візка.

Статичні навантаження Q_{m1} і Q_{m2} для першого і другого візків обчислюються в такий спосіб:

$$\begin{aligned}
Q_{m1} &= g(0,5m_f + \Delta M_1 / l_{26}) ; \\
Q_{m2} &= g(0,5m_f + \Delta M_2 / l_{26}) ; \\
l_{26} &= l_{23} + l_{34} + l_{45} + l_{56} ; \\
\Delta M_1 &= m_t(l_{36} - d_{t1}) + m_n(l_{36} - d_{t1} - d_t - d_n) ; \\
\Delta M_2 &= m_t(l_{23} + d_{t1}) + m_n(l_{23} + d_{t1} + d_t + d_n) ,
\end{aligned} \tag{6.8}$$

де g – прискорення вільного падіння;
 m_f – маса надресорної будови платформи.

Вираз (6.8) дає змогу врахувати нерівномірність завантаження платформи автопоїздом.

За збурення η_i , що діють на колісні пари платформи у вертикальному напрямку, розглянуто періодичні функції, котрі описують так звані стикові нерівності колії. Форма стикового нерівності має вигляд:

$$\eta_i = \frac{d_n}{2} (1 - \cos \omega_n x) \quad (i = \overline{1, 4}) , \tag{6.9}$$

де d_n – глибина нерівності, що задається;

ω_n – просторова частота, що визначається за формулою $\omega_n = 2\pi / l_n$ (l_n – довжина нерівності).

Для даної системи транспортне запізнювання τ_i :

$$\tau_1 = 0 ; \tau_2 = 2a / V ; \tau_3 = L_b / V ; \tau_4 = (L_b + 2a) / V , \tag{6.10}$$

де V – швидкість руху платформи.

Таким чином, спільні коливання платформи й автопоїзда у вертикальній поздовжній площині симетрії колії описуються системою нелінійних диференціальних рівнянь 28-го порядку, які у векторно-матричній формі мають вигляд

$$M\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = Q , \tag{6.11}$$

де M , B , C – матриці інерційних, дисипативних і квазіпружних коефіцієнтів;

q – вектор узагальнених координат;

Q – вектор узагальнених сил.

Чисельне інтегрування одержаних рівнянь (6.11) здійснене за програмою, яка реалізує алгоритм, побудований на основі методу Адамса-Башфорта з розгоном за методом Рунге-Кутта 4-го порядку. Ця комп'ютерна програма дає змогу отримувати повний спектр величин, які цілком характеризують вертикальну динаміку платформи, завантаженої автопоїздом.

Практичний інтерес становлять розрахункові варіанти, пов'язані зі зміною основних параметрів ресорного підвішування, як-от: величини коефіцієнта тертя ковзання пари клин-фрикційна планка і жорсткості пружинних комплектів. За об'єкт досліджень прийнято платформу для комбінованих перевезень моделі 13-4095. Розглянуто два варіанти завдання значень жорсткості ресорного підвішування візка k_B : вихідне значення $k_B = 5700$ кН/м, і зменшене – $k_B = 3700$ кН/м. Цим значенням жорсткості підвішування відповідають такі значення жорсткості підклинових пружин: $k_{кл} = 2280$ кН/м і $k_{кл} = 1480$ кН/м. Перший варіант відповідає випадку, коли ресорний комплект складають п'ять дворядних пружин. У другому варіанті вважаємо, що працюють тільки зовнішні пружини. В обох варіантах зміни жорсткостей варіювалося значення коефіцієнта тертя ковзання. Значення f приймалися за такі, що дорівнюють 0,05, 0,1, 0,2, 0,3.

При дослідженнях вимушених вертикальних коливань платформи з автопоїздом задавалися стикові нерівності колії з такими значеннями параметрів: глибина нерівності $d_n = 0,01$ м; довжина $l_n = 3,0$ м; відстань між сусідніми нерівностями $L_R = 25,0$ м. У розрахунках розглянуто діапазон швидкостей руху $V = 30 \dots 120$ км/год.

Як відомо, динамічні показники безпеки руху вантажних поїздів визначаються головним чином динамічними властивостями порожніх вагонів. Оскільки контейлерні поїзди за аналогією з маршрутними поїздами в одному із визначених напрямків можуть рухатися у порожньому стані або з порожніми автопоїздами, то порожній режим стає основою розрахункових варіантів для оцінки умов безпеки руху.

Результати досліджень вертикальної динаміки платформи з автопоїздом отримано у вигляді залежностей динамічних показників від швидкості руху. Як основні показники розглянуто прискорення рами платформи, сили в ресорному підвішуванні, прискорення напівпричепа і сили в системі спирання напівпричепа на платформу, яка містить підвіску і колеса. На рис. 6.7 наведено графіки залежностей прискорень рами платформи $\ddot{z}$ від швидкості руху V при різних значеннях коефіцієнта тертя ковзання f .

З рис. 6.7а видно, що при значеннях $f = 0,05$ і $0,1$ прискорення платформи мають найбільш низький рівень і при швидкостях руху до 100 км/год не перевищують гранично припустиме значення $0,7 \text{ g}$ [70]. Збільшення f призводить до підвищення рівня прискорень. При $f = 0,2$ прискорення платформи досягають граничного рівня при $V = 70 \text{ км/год}$, а при $f = 0,3$ значення $\ddot{z}$ перевищують величину, що допускається, при $V = 60 \text{ км/год}$. У випадку, коли в розрахунках приймається знижене значення жорсткості ресорного підвішування (див. рис. 6.7б), при $f = 0,05$ і $0,1$ відзначається зниження рівня прискорень платформи порівняно з вихідним розрахунковим варіантом. При $f = 0,2$ і $0,3$ залежності $\ddot{z}(V)$ аналогічні однойменним залежностям, описаним для першого варіанта.

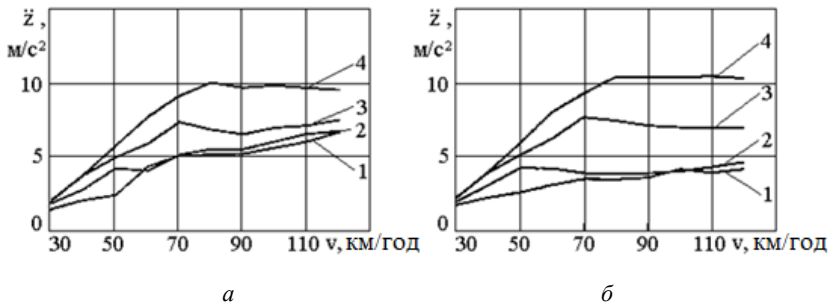


Рис. 6.7. Прискорення платформи при *a* – вихідній і *б* – зменшеній жорсткості підвішування (1 – $f = 0,05$; 2 – $f = 0,1$; 3 – $f = 0,2$; 4 – $f = 0,3$)

Що стосується динамічних додатків сил F_{II} , які діють у ресорному підвішуванні, то з результатів розрахунків випливає, що вони меншою мірою залежать від значень f . Проте зниження жорсткості пружин призводить до помітного зменшення сил F_{II} .

Результати виконаних розрахунків доводять, що віброзахисні якості ресорного підвішування платформи менше впливають на прискорення автопоїзда, рівень яких не перевищує $1,4 \text{ м/с}^2$. Цей висновок ще раз підтверджує правильність прийнятого рішення про вільне встановлення автопоїздів на платформах, завдяки чому автомобільна підвіска набуває здатності активно амортизувати збурення, що передаються на колеса автопоїзда від платформи.

Крім розрахунків динамічних показників платформи з незавантаженим напівприцепом автопоїзда, розглянуто також розрахункові варіанти його повного завантаження. Аналіз отриманих результатів розрахунків для завантаженого режиму показав, що залежності $\ddot{z}(V)$ і $F_{II}(V)$ подібні до аналогічних залежностей, одержаних для випадку встановлення на платформу порожнього напівпричепа. Проте, за

чисельними значеннями зазначені залежності відрізняються. Причому ця відмінність посилюється із зростанням значень коефіцієнта тертя.

Розрахунки доводять, що прискорення завантаженого напівпричепа приблизно вдвічі нижчі порівняно з прискореннями порожнього напівпричепа. Рівень цих прискорень не перевищує $0,6 \text{ м/с}^2$. Сили в підвісці завантаженого напівпричепа максимум у 1,5 рази вищі, ніж у порожньому режимі.

6.2.2. Визначення показників вертикальної динаміки контейнерних платформ

Як неодноразово підкреслювалось, конкурентоспроможність контейнерних перевезень залежить від суттєвого підвищення швидкісних характеристик спеціалізованих вагонів [1-3]. Підвищення швидкості руху пасажирських поїздів в умовах частково суміщеного руху на виділених лініях потребує вирішення наступного завдання – підвищення швидкості руху поїздів комбінованого транспорту. Потрібно зауважити, що як би не була добре підготовлена колія для швидкісного руху, пропуск нею поїздів складених з вантажних вагонів існуючого парку неминуче буде призводити до погіршення її технічного стану. Тому для підвищення швидкості руху вантажних поїздів на лініях, призначених переважно для пасажирських перевезень, необхідні вагонні візки «дружні» до колії, тобто з мінімальним впливом на колійну структуру. У зв'язку з цим заслуговують уваги результати досліджень динаміки вагонів, обладнаних візками типу Y25.

Досліджено характеристики вимушених вертикальних коливань платформ для перевезення крупногабаритних контейнерів. Розглянуто два варіанти обладнання платформи моделі 13-7024 ходовими частинами: візками з центральним ресорним підвішуванням моделі 18-100 і візками з буксовим підвішуванням типу Y25 [188]. Відповідні розрахункові схеми для визначення показників вертикальної динаміки досліджуваних об'єктів наведено на рис. 6.8 і 6.9. На цих рисунках позначено: k_T – жорсткість ресорного підвішування візка; $F_{\text{тр}}$ – сила тертя в ресорному підвішуванні; k_1 і β_1 – жорсткість і коефіцієнт демпфірування колії; $\eta_i(x)$ – функції, якими описуються нерівності колії.

Конфігурації механічних систем, що розглядаються за схемами 1 і 2, описують наступні величини: поступальні переміщення центрів мас кузова x і частин візків x_i ($i = 1, 2$ – для схеми 1, $i = 1, 2, 3, 4$ – для схеми 2) уздовж осі колії; вертикальні переміщення центрів мас кузова z і частин візків z_i ; кути повороту кузова φ і рам візків φ_i відносно їхніх головних центральних осей, перпендикулярних поздовжній площині симетрії вагона. Оскільки координата x є циклічною, узагальнені координати систем обрано таким чином:

- для схеми 1 – $q_1 = z$, $q_2 = \varphi$, $q_3 = z_1$, $q_4 = \varphi_1$, $q_5 = z_2$, $q_6 = \varphi_2$;
- для схеми 2 – $q_1 = z$, $q_2 = \varphi$, $q_3 = \varphi_1$, $q_4 = \varphi_2$, $q_5 = z_1$, $q_6 = z_2$, $q_7 = z_3$, $q_8 = z_4$.

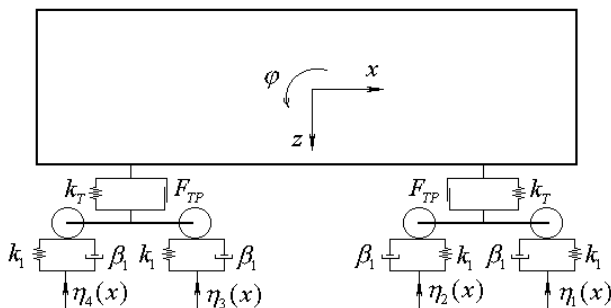


Рис. 6.8. Розрахункова схема платформи на візках моделі 18-100

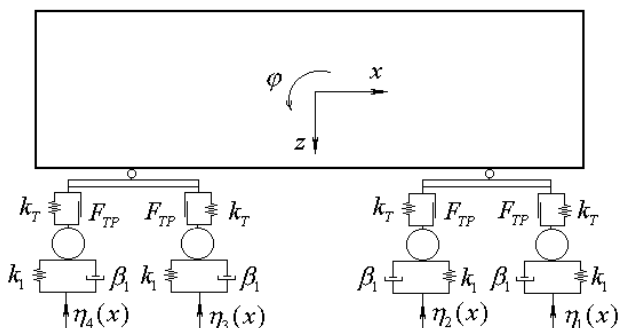


Рис. 6.9. Розрахункова схема платформи на візках типу Y25

Нерівність рейкової колії описується періодичною функцією (6.9).

Рівняння коливань платформ у вертикальній площині отримано як рівняння Лагранжа II роду, які зазвичай використовується при вирішенні задач динаміки рухомого складу. Вертикальні коливання платформи на візках моделі 18-100 описуються такою системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned}
 \ddot{q}_1 &= c_{1,1} \cdot q_1 + c_{1,3} \cdot q_3 + c_{1,5} \cdot q_5 + Q_1; \\
 \ddot{q}_2 &= c_{2,2} \cdot q_2 + c_{2,3} \cdot q_3 + c_{2,5} \cdot q_5 + Q_2; \\
 \ddot{q}_3 &= c_{3,1} \cdot q_1 + c_{3,2} \cdot q_2 + c_{3,3} \cdot q_3 + b_{3,3} \cdot \dot{q}_3 + Q_3 + \\
 &\quad + \frac{k_1}{M_3} \cdot (\eta_1 + \eta_2) + \frac{\beta_1}{M_3} \cdot (\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2); \\
 \ddot{q}_4 &= c_{4,4} \cdot q_4 + b_{4,4} \cdot \dot{q}_4 - \frac{k_1 \cdot a}{M_4} \cdot (\eta_1 - \eta_2) - \frac{\beta_1 \cdot a}{M_4} \cdot (\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_2) \quad (6.12);
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\ddot{q}_5 &= c_{5,1} \cdot q_1 + c_{5,2} \cdot q_2 + c_{5,5} \cdot q_5 + b_{5,5} \cdot \dot{q}_5 + Q_5 + \\ &+ \frac{k_1}{M_5} \cdot (\eta_3 + \eta_4) + \frac{\beta_1}{M_5} \cdot (\dot{\eta}_3 + \dot{\eta}_4); \\ \ddot{q}_6 &= c_{6,6} \cdot q_6 + b_{6,6} \cdot \dot{q}_6 - \frac{k_1 \cdot a}{M_6} \cdot (\eta_3 - \eta_4) - \frac{\beta_1 \cdot a}{M_6} \cdot (\dot{\eta}_3 - \dot{\eta}_4).\end{aligned}$$

У рівняннях (6.12) позначено: c_{ij} – квазіпружні коефіцієнти, які залежать від параметрів жорсткості ресорного підвішування; Q_i – узагальнені сили; M_i – величини, що дорівнюють інерційним параметрам, тобто масі кузова і його моменту інерції.

Узагальнені сили, що входять у праві частини диференціальних рівнянь, визначаються за виразами:

$$\begin{aligned}Q_1 &= -\frac{F_{TP}}{M_1} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_3) + \\ &+ \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_5)]; \\ Q_2 &= \frac{F_{TP} \cdot l}{M_2} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_3) - \\ &- \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_5)]; \\ Q_3 &= \frac{F_{TP}}{M_3} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_3); \\ Q_5 &= \frac{F_{TP}}{M_5} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - \dot{q}_5),\end{aligned}\tag{6.13}$$

де l – половина бази платформи.

Система диференціальних рівнянь, що описує вертикальні коливання платформи на візках типу Y25, має наступний вигляд:

$$\begin{aligned}\ddot{q}_1 &= c_{1,1} \cdot q_1 + c_{1,5} \cdot q_5 + c_{1,6} \cdot q_6 + c_{1,7} \cdot q_7 + c_{1,8} \cdot q_8 + Q_1; \\ \ddot{q}_2 &= c_{2,2} \cdot q_2 + c_{2,3} \cdot q_3 + c_{2,4} \cdot q_4 + c_{2,5} \cdot q_5 + Q_2; \\ \ddot{q}_3 &= c_{3,2} \cdot q_2 + c_{3,3} \cdot q_3 + c_{3,5} \cdot q_5 + c_{3,6} \cdot q_6 + Q_3; \\ \ddot{q}_4 &= c_{4,2} \cdot q_2 + c_{4,4} \cdot q_4 + c_{4,7} \cdot q_7 + c_{4,8} \cdot q_8 + Q_4; \\ \ddot{q}_5 &= c_{5,1} \cdot q_1 + c_{5,2} \cdot q_2 + c_{5,3} \cdot q_3 + c_{5,5} \cdot q_5 + \\ &+ b_{5,5} \cdot \dot{q}_5 + Q_5 + \frac{k_1}{M_5} \cdot \eta_1 + \frac{\beta_1}{M_5} \cdot \dot{\eta}_1; \\ \ddot{q}_6 &= c_{6,1} \cdot q_1 + c_{6,2} \cdot q_2 + c_{6,3} \cdot q_3 + c_{6,6} \cdot q_6 + \\ &+ b_{6,6} \cdot \dot{q}_6 + Q_6 + \frac{k_1}{M_6} \cdot \eta_2 + \frac{\beta_1}{M_6} \cdot \dot{\eta}_2; \\ \ddot{q}_7 &= c_{7,1} \cdot q_1 + c_{7,2} \cdot q_2 + c_{7,4} \cdot q_4 + c_{7,7} \cdot q_7 + \\ &+ b_{7,7} \cdot \dot{q}_7 + Q_7 + \frac{k_1}{M_7} \cdot \eta_3 + \frac{\beta_1}{M_7} \cdot \dot{\eta}_3; \\ \ddot{q}_8 &= c_{8,1} \cdot q_1 + c_{8,2} \cdot q_2 + c_{8,4} \cdot q_4 + c_{8,8} \cdot q_8 + \\ &+ b_{8,8} \cdot \dot{q}_8 + Q_8 + \frac{k_1}{M_8} \cdot \eta_4 + \frac{\beta_1}{M_8} \cdot \dot{\eta}_4.\end{aligned}\tag{6.14}$$

У рівняннях (6.14) узагальнені сили визначаються за такими виразами:

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= -\frac{F_{TP}}{M_1} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_5) + \\
 &\quad + \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_6) + \\
 &\quad + \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_7) + \\
 &\quad + \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_8)]; \\
 Q_2 &= \frac{F_{TP} \cdot l}{M_2} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_5) + \\
 &\quad + \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_6) - \\
 &\quad - \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_7) - \\
 &\quad - \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_8)]; \\
 Q_3 &= \frac{F_{TP} \cdot a}{M_3} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_5) - \\
 &\quad - \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_6)]; \\
 Q_4 &= \frac{F_{TP} \cdot a}{M_4} \cdot [\text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_7) - \\
 &\quad - \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_8)]; \\
 Q_5 &= \frac{F_{TP}}{M_5} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_5); \\
 Q_6 &= \frac{F_{TP}}{M_6} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 - l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_3 - \dot{q}_6); \\
 Q_7 &= \frac{F_{TP}}{M_5} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 - a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_7); \\
 Q_8 &= \frac{F_{TP}}{M_8} \cdot \text{sign}(\dot{q}_1 + l \cdot \dot{q}_2 + a \cdot \dot{q}_4 - \dot{q}_8).
 \end{aligned} \tag{6.15}$$

де a – половина бази візка.

Розв'язок диференціальних рівнянь (6.12) і (6.14) одержано інтегруванням за методом Рунге-Кутта з фіксованим кроком за допомогою системи Mathcad. За результатами розрахунків отримано показники вертикальної динаміки платформ завантажених контейнерами. У якості основних показників розглянуто сили взаємодії колісних пар і колії, прискорення кузовів платформ, коефіцієнти вертикальної динаміки. На рис. 6.10, 6.11 і 6.12 представлені графіки залежностей згаданих динамічних показників від швидкості руху платформ.

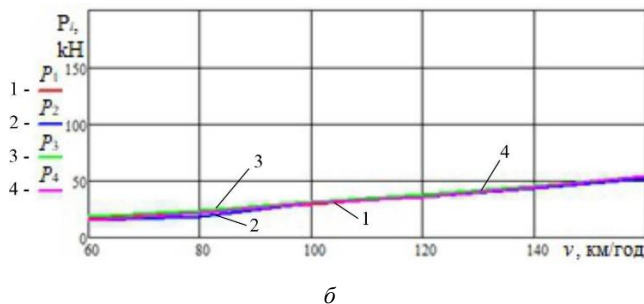
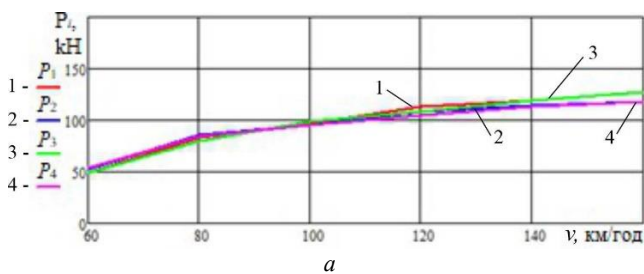


Рис. 6.10. Сили взаємодії колісних пар з колією:
 а – платформа на візках моделі 18-100; б – платформа на візках типу Y25

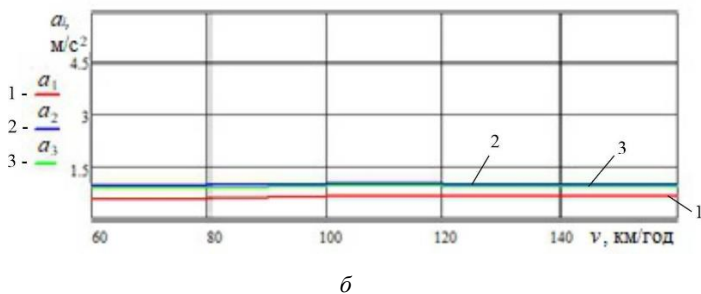
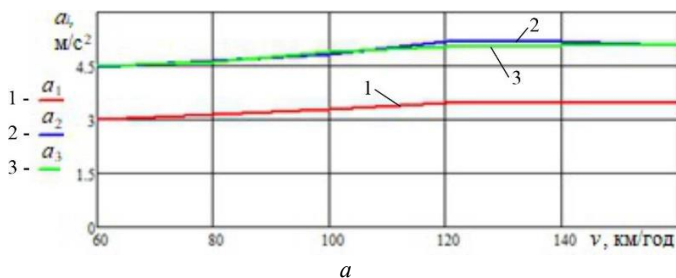


Рис. 6.11. Прискорення кузова:
 а – платформа на візках моделі 18-100; б – платформа на візках типу Y25

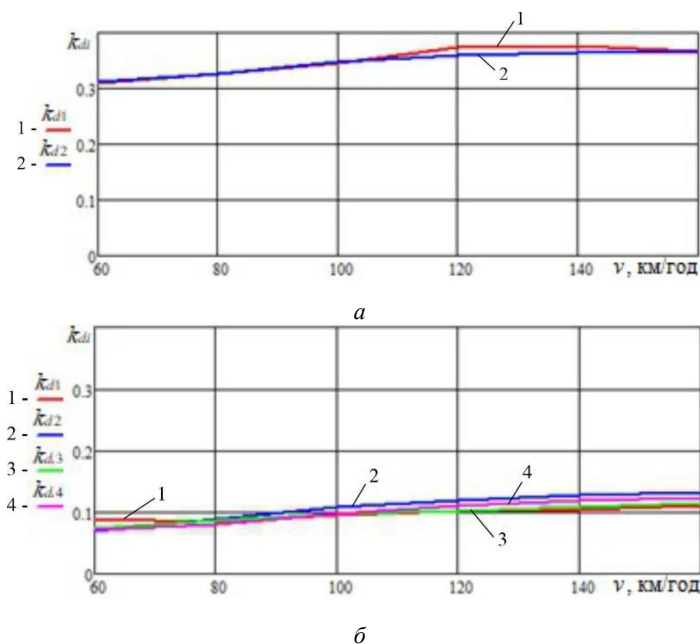


Рис. 6.12. Коефіцієнти динаміки:

а – платформа на візках моделі 18-100; *б* – платформа на візках типу Y25

Як видно з результатів розрахунків, максимальні значення динамічних показників платформи на візках типу Y25 суттєво нижчі ніж платформи на візках моделі 18-100. Так, рівень силової дії на колію платформи на візках моделі 18-100 при заявленій конструкційній швидкості 120 км/год у 3 рази перевищує максимальні сили взаємодії з колією платформи на візках типу Y25. Порівняння на цій же швидкості руху прискорень кузова і коефіцієнтів динаміки дає відповідні співвідношення 5,2 і 3,1.

В цілому для розглянутого діапазону швидкості руху мінімальні співвідношення отриманих розрахункових значень відповідних динамічних показників становлять: за силами взаємодії – 2,3 (при $v = 160$ км/год); за прискореннями – 4,5 (при $v = 60$ км/год); за коефіцієнтами динаміки – 2,8 (при $v = 160$ км/год). Отже за проведеною розрахунковою оцінкою динамічні якості платформи на візках типу Y25 значно перевищують динамічні якості платформи на візках моделі 18-100, зокрема, за такими важливими показниками, які характеризують силовий вплив на колію і захист вантажів, чутливих до вібрації.

6.3. Стійкість від сходження з рейок рухомого складу для інтермодальних перевезень

За результатами чисельних досліджень і розслідувань транспортних подій виходить, що об'єктами аварійних ситуацій все частіше стають вантажні вагони у порожньому стані. Найбільш схильними до втрати стійкості в рейковій колії є порожні вагони з високим центром мас (вагони бункерного типу, вагони-цистерни, тощо). Разом з тим, останнім часом відмічаються випадки сходження з рейок порожніх вагонів-платформ.

6.3.1. Динамічні показники безпеки руху вагонів-платформ з триелементними візками

У цьому дослідженні оцінено умови стійкості від сходження з рейок вантажних вагонів на прикладі найбільш поширеної у вагонному парку універсальної чотиривісної платформи моделі 13-4012. При цьому поряд з вихідним варіантом, що за параметрами механічних частин відповідає технічній документації, розглянуто варіанти технічного стану, які мали місце у випадку сходження з рейок однієї з платформ цього типу.

Для дослідження динамічних показників і оцінювання ризиків сходження з рейок платформи використано імітаційну модель динаміки її руху. Ця модель побудована на базі підходу системи багатьох тіл, за яким механічна система представляється набором твердих тіл, зв'язаних за допомогою шарнірних і силових елементів. Розробку комп'ютерної моделі виконано в програмному комплексі UM.

Твердотільна модель динаміки платформи, як і будь-якого вантажного вагона на візках моделі 18-100, включає 19 твердих тіл: кузов, 2 надресорні балки, 4 бокові рами візків, 8 клинів, 4 колісні пари. Ця модель має 114 ступенів вільності, містить 100 силових елементів: 12 узагальнених пружних, 86 контактних і 2 спеціальних силових елементів. Структурне представлення моделі засноване на використанні методу підсистем з деревом підсистем, як це показано на рис. 6.13.

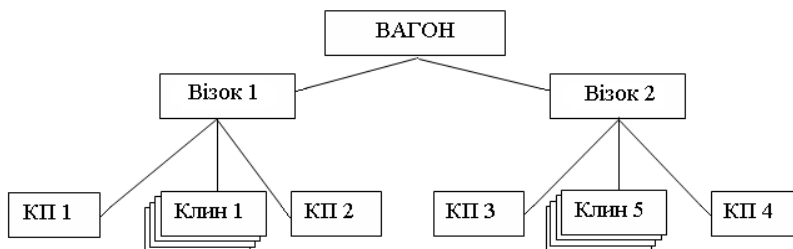


Рис. 6.13. Структура підсистем моделі

Підсистема «Візок» утворена двома включеними підсистемами «Колісна пара» (КП), чотирма підсистемами «Клин», надресорною балкою, двома боковими рамами, чотирма підклиновими пружинами, двома комплектами пружин ресорного підвішування. Фрикційні клинові гасителі представлено в якості окремих тіл, які володіють шістьма степенями вільності кожне та перебувають в контактній взаємодії з боковими рамами й надресорними балками. Розроблена модель динаміки платформи відбиває основні конструктивні особливості механічної частини вантажного вагона.

При розробці імітаційної моделі передбачено можливість відображення технічного стану платформи як такого, що відповідає проєктній документації, так і фактичного технічного стану досліджуваного об'єкту. Для завдання технічного стану платформи в загальну динамічну модель включено 10 ознак, за якими визначаються: маса кузова; інерційні параметри колісної пари; профілі поверхонь кочення і радіуси коліс; завищення/заниження клинів; висоти пружин ресорного підвішування; зазори в буксових пройомах у поздовжньому і поперечному напрямках; зазори між ковзунами кузова й візка; діаметри п'ятників і підп'ятників. Графічний вигляд цієї моделі показано на рис. 6.14.

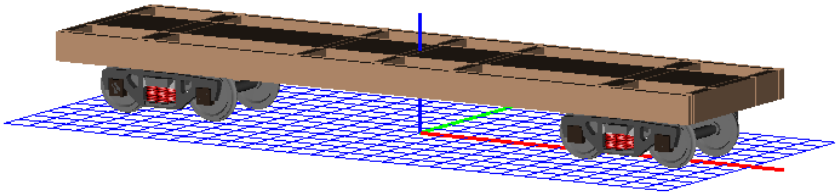
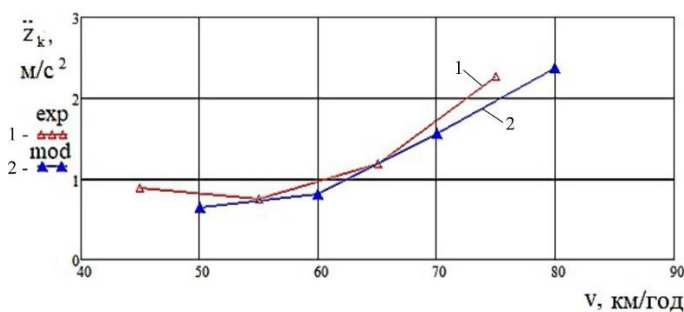


Рис. 6.14. Графічний вигляд моделі динаміки руху платформи моделі 13-4012

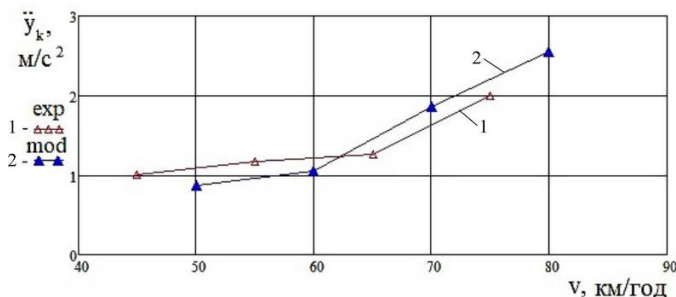
Для оцінки умов безпеки руху та ходових якостей вагонів колії 1520 мм прийнято систему показників, які визначаються за розрахунковими та експериментальними методами [70]. Відповідно до нормативних вимог визначені розрахункові значення наступних динамічних показників безпеки руху вантажних вагонів: вертикальних $\ddot{z}_k$ та горизонтальних поперечних $\ddot{y}_k$ прискорень кузова в шворневому перерізі над першим візком; рамних сил в долях статичного навантаження колісної пари на рейки H_f ; коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок за умови вкочування гребеня колеса на голівку рейки kz_n .

Підтвердження адекватності розробленої моделі динаміки платформи здійснено шляхом порівняння результатів моделювання з

експериментальними даними на підставі аналізу вертикальних і горизонтальних прискорень кузова, отриманих при випробуваннях дослідної платформи. Оцінки середньоквадратичних відхилень прискорень кузова платформи у вертикальному й горизонтальному поперечному напрямках приведено на рис. 6.15 (експериментальні дані представлено кривими 1, розрахункові показники – кривими 2). Порівняння оцінюваних показників отриманих за результатами моделювання й експериментально свідчить про адекватність розробленої моделі динаміки платформи, що надає підстави для достовірності подальшої оцінки динамічних показників платформи.



a



б

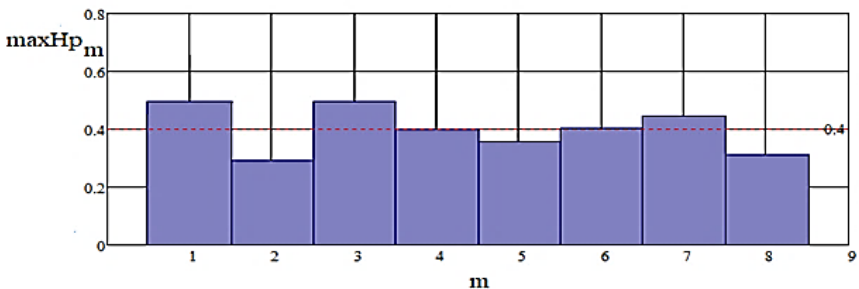
Рис. 6.15. Середньоквадратичні відхилення прискорень кузова платформи:
a – у вертикальному напрямку; *б* – у горизонтальному поперечному напрямку

За планом обчислювального експерименту розглянуто 8 розрахункових варіантів, зміст яких представлено в табл. 6.1. Слід зазначити, що, крім 8-го варіанту, стан колії відповідав фактично встановленому на ділянці сходження. Розрахунки виконано при швидкості руху 68 км/год.

Розрахункові варіанти

Варіант	Зміст варіанта
1	Вихідні параметри платформи, що відповідають технічній документації
2	Інерційні параметри зменшені до реальних значень
3	Геометричні характеристики поверхонь кочення та радіуси коліс з урахуванням зносів
4	Фактичне положення клинів в ресорному підвішуванні
5	Фактичні зноси в буксових напрямних
6	Фактичні величини зазорів між ковзунами візків і кузова
7	Параметри платформи, визначені за фактичними значеннями
8	Параметри платформи такі самі, як за варіантом 7, але покращено стан колії

На рис. 6.16 представлено максимальні рамні сили $\max H_{r_m}$ (m – номер варіанта) в долях статичного навантаження колісної пари на рейки, розраховані для кожного з розглянутих варіантів. За нормативними вимогами гранично допустимий рівень рамних сил для порожніх вантажних вагонів становить 0,4.

Рис. 6.16. Максимальні рамні сили $\max H_{r_m}$

З отриманих результатів видно, що для платформи, яка перебуває в номінальному стані (варіант 1), і у випадку зносу коліс (варіант 3) максимальні рамні сили $\max H_{r_1}$ в долях статичного навантаження досягають значення 0,5, що перевищує допустимий рівень цього показника в 1,25 рази. Найменший рівень рамних сил отримано для варіантів 2 та 8, що обумовлено в першому випадку зменшенням маси кузова, а в другому випадку зменшенням нерівностей колії, тобто покращенням стану колії.

Мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари $\min k z_m$ від сходження з рейок за умови вкочування гребеня колеса на голівку рейки наведені на рис. 6.17. Тут позначено гранично допустиме значення для коефіцієнтів $k z_m$, що становить 1,3.

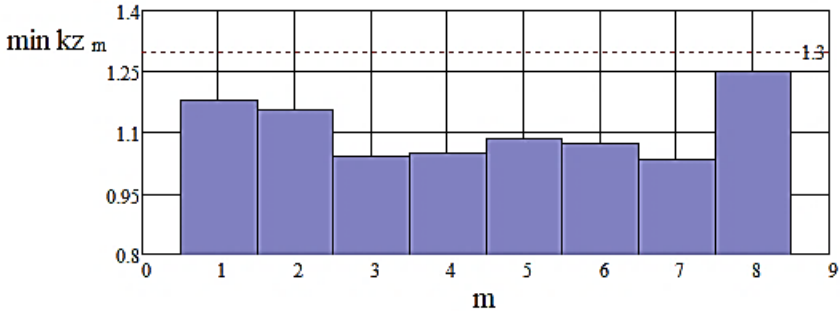


Рис. 6.17. Мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари $\min k z_m$

За розрахунковою оцінкою виходить, що мінімальні значення коефіцієнта запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок отримані при всіх варіантах з плану експерименту нижче допустимого рівня. Таким чином можна констатувати, що для всіх розглянутих розрахункових варіантів умови стійкості платформи від сходження з рейок не забезпечуються.

Співставлення отриманих значень показників $\max H p_m$ і $\min k z_m$ вказує на їх невідповідність. Відсутність кореляції між оціночними даними цих показників свідчить про недосконалість існуючих підходів щодо оцінки умов безпеки руху вантажних вагонів.

З точки зору удосконалення системи оцінки стійкості колісних пар рухомого складу від сходження з рейок представляє інтерес визначення випадків відриву коліс від голівок рейок. З цією метою розраховано значення підйому колеса над рейкою $d z_n$. Максимальні значення величини $\max d z_m$ наведено на рис. 6.18.

Дані, представлені на рис. 6.18, свідчать про те, що за всіма варіантами моделювання мають місце випадки підйому коліс над рейками. Таким чином, явище розвантаження коліс є свідченням незадовільної вертикальної динаміки платформи. Ймовірно відповідна поведінка є наслідком прояву резонансних режимів руху платформи. В резонансних режимах в моменти повного розвантаження коліс при дії поперечних горизонтальних сил з'являється реальна загроза сходження колісних пар з рейок.

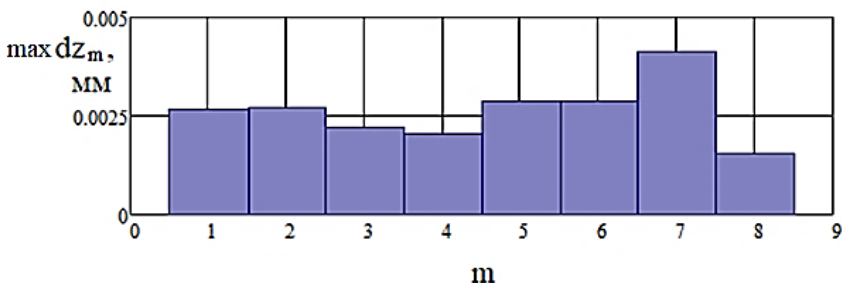


Рис. 6.18. Максимальні значення підйомів колеса над рейкою $\max dz_m$

6.3.2. Оцінка стійкості в рейковій колії вагонів для швидкісних контейнерних перевезень

Оцінювання динамічних якостей вагонів доцільно проводити з застосуванням технологій імітаційного моделювання, що забезпечує визначення динамічних показників в усьому спектрі експлуатаційних умов. При вирішенні завдання дослідження шляхом комп'ютерного моделювання в якості прототипу вагона для контейнерних перевезень прийнято вагон-платформу моделі 13-7024 вантажопідйомністю 71,2 т і масою 22,8 т [189]. Розглянуто два варіанти обладнання вагона-платформи ходовими частинами – трьохелементними візками з центральним ресорним підвішуванням і візками, які за конструкцією подібні до візків типу Y25.

Конструкційна особливість візків типу Y25 полягає у системі буксового ресорного підвішування, яке складається з комплектів різновисоких дворядних пружин і фрикційних гасителів коливань типу Lenoir. Силова характеристика ресорного підвішування візка відбиває білінійність залежності «сила-прогин», а саме при прогинах нижчих за $\delta_0 = 0,03$ м жорсткість підвішування забезпечують зовнішні пружини, а після вичерпання прогину δ_0 жорсткість підвішування збільшується за рахунок навантаження внутрішніх пружин.

Для визначення динамічних показників вагона-платформи на візках з центральним ресорним підвішуванням використано побудовану раніше математичну модель динаміки руху вагона на візках типу моделі 18-100.

Модель динаміки вагона-платформи на візках з буксовим ресорним підвішуванням побудована з використанням підходу системи зв'язаних твердих тіл, у відповідності до якого об'єкт дослідження, а саме, механічна частина вагона, представлена набором твердих тіл, з'єднаних за допомогою шарнірних і силових елементів. Структура дерева підсистем моделі динаміки цього вагона показана на рис. 6.19.

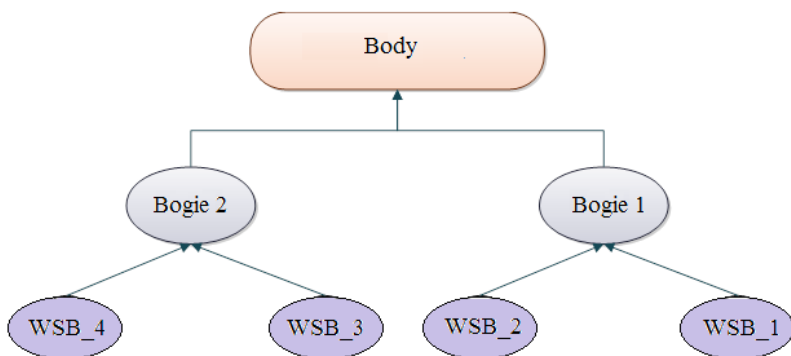


Рис. 6.19. Структура дерева підсистем моделі динаміки руху вагона-платформи

Основні інерційні, геометричні та пружно-дисипативні характеристики розроблюваної моделі задані за допомогою ідентифікаторів, забезпечуючи можливість їх змінювання під час проведення обчислювального експерименту й визначення раціональних параметрів конструкції. Для візуалізації динамічних процесів в розроблювану модель імпортовані 3D-моделі окремих елементів вагона, зокрема, кузова платформи, рами візка нового типу, корпусів букс, які побудовані за допомогою пакету Solid Works. Побудована таким чином підсистема візка містить 17 тіл і 17 шарнірів, має 50 ступенів вільності та включає 49 силових елементів. Графічний вигляд підсистеми візка «Bogie 1» вагона для швидкісних комбінованих перевезень показано на рис. 6.20.

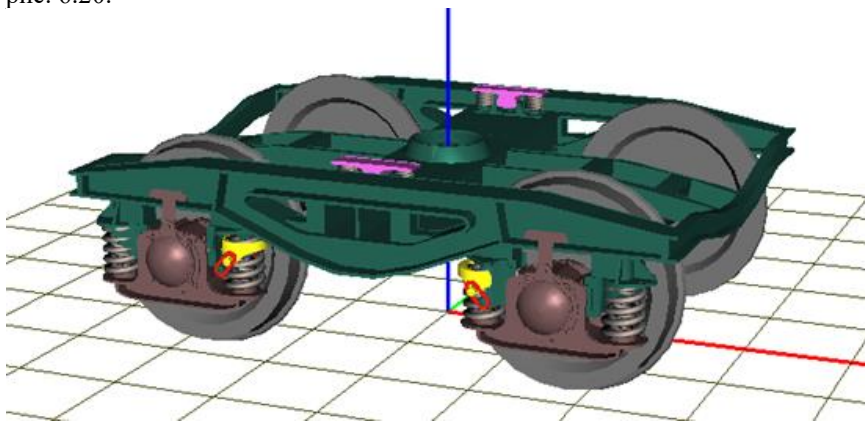


Рис. 6.20. Графічний вигляд підсистеми візка «Bogie_1»

Повна модель динаміки руху вагона-платформи містить дві підсистеми «Bogie 1» і «Bogie 2» та одне тверде тіло «Body», яке представляє раму вагона-платформи. Побудована комп'ютерна модель динаміки руху досліджуваного вагона включає 31 тверде тіло з 106 степенями вільності та 90 силових елементів, серед яких 24 біполярні, 32 узагальнені лінійні, 34 контактні і 4 комбінованого тертя.

Експлуатаційні режими вантажних вагонів пов'язані з рухом в порожньому й навантаженому станах з різними швидкостями на ділянках колії, що різняться за планом, профілем і станом утримання. Через значну кількість умов експлуатації за всіма можливими сполученнями параметрів при формуванні плану обчислювального експерименту доцільно дотримуватись принципу необхідної достатності, вибираючи відповідні інтервали дискретизації щодо параметрів, зокрема, швидкості руху, радіусів кривих тощо.

Сукупність розрахункових варіантів загальною кількістю M_{var} утворюють так званий комп'ютерний експеримент, перед проведенням якого складено план, що встановлює відповідність між розрахунковими варіантами й параметрами руху вагона. При складанні плану експерименту до уваги прийняті такі міркування. Динамічні показники оцінюються за умовами руху вагона в колії з рейками Р65 в прямих зі швидкостями руху V в діапазоні від 20 до 160 км/год з кроком 10 км/год. Відступи від норм устрою та утримання лежать в границях, встановлених інструкцією ЦП 0269, відповідаючи задовільному стану колії.

На підставі результатів моделювання проведено порівняльну оцінку динамічних показників вагона-платформи на швидкісних візках і вагона-платформи на візках стандартного типу, тобто моделі 18-100. Оскільки за результатами численних досліджень і розслідувань транспортних подій виходить, що порожні вагони все частіше стають причиною аварійних ситуацій, тому швидкості руху поїздів, складених з порожніх вагонів, та поїздів, до складу яких входять порожні вагони, вимагають певних обмежень. Виходячи з визначальності для оцінки безпеки руху поїздів вантажних вагонів у порожньому стані, головну увагу приділено динамічним характеристикам порожніх вагонів-платформ. Зіставлення динамічних показників безпеки руху, а саме коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок, виконано шляхом обчислення найменших значень.

Отримані за розрахунками графіки залежностей мінімальних значень коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок для вагонів-платформ з буксовим і центральним ресорним підвішуванням, $minkz^H$ і $minkz^S$ відповідно, показано на рис. 6.21.

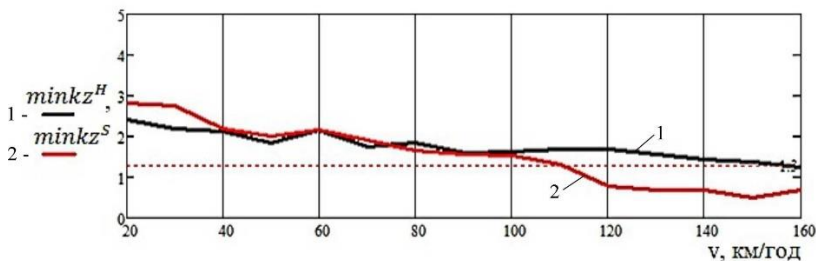


Рис. 6.21. Мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари від сходження з рейок

Як видно з розрахункових даних, значення $minkz^H$ перевищують граничне значення при швидкостях руху до 160 км/год, тоді як значення $minkz^S$ стають меншими за граничне значення вже при швидкості руху $V = 110$ км/год. Збільшення швидкості руху призводить до подальшого зменшення значень $minkz^S$.

Результати оцінки схильності порожніх вагонів обох типів до сходження за відповідними стандартами ЄС представлені залежностями від швидкості руху максимальних значень показників Надаля $minkN^H$ і $maxkN^S$, наведеними на рис. 6.22. Граничне значення цих показників встановлено рівним 0,8. Як видно з даних, наведених на рис. 6.22, максимальні значення показників $minkN^H$ дещо перевищують відповідне граничне значення при швидкості руху $V = 160$ км/год, тобто при швидкості руху $V \leq 150$ км/год умови безпеки руху вагона за цим показником задовольняються. Найбільше значення показників $maxkN^S$ досягає граничного значення вже при $V = 110$ км/год.

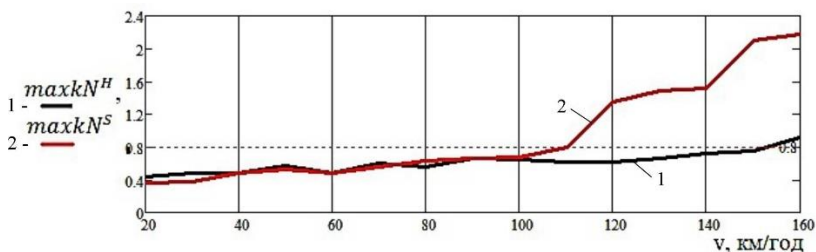


Рис. 6.22. Максимальні значення показників Надаля

Отже отримані показники безпеки руху як за нормами, що діють на залізницях колії 1520 мм, так і за стандартами ЄС, узгоджуються між собою за висновком щодо допустимих швидкостей руху розглянутих вагонів-платформ у порожньому стані.

ВИСНОВКИ

1. З метою виявлення найбільш суттєвих механічних чинників сходження рухомого складу з рейок розроблено метод оперативного розслідування сходження (ОРС) та метод визначення причин сходження (ВПС). Метод ОРС рекомендується до використання у випадках, коли причина сходження за матеріалами розслідування транспортної події не є очевидною або однозначною. Метод ВПС рекомендується до використання у випадках, коли причина сходження за матеріалами розслідування транспортної події не є очевидною або однозначною. Застосування методу ВПС доцільне при розслідуванні сходжень з рейок вантажних вагонів в режимах тяги або гальмування поїздів. Загалом розроблені методи встановлюють загальний методичний порядок проведення шляхом комп'ютерного моделювання динаміки рухомого складу багатоваріантних досліджень щодо розрахунку показників безпеки руху вантажних вагонів, що зійшли з рейок, та забезпечують виявлення найбільш суттєвих механічних чинників сходження рухомого складу з рейок.

2. Отримані значення динамічних показників безпеки руху за результатами комп'ютерного моделювання динаміки руху вагонів електропоїзда HRCS2 свідчать про достатній запас стійкості від сходження колісних пар з рейок. Разом з тим запас стійкості моторного вагона при швидкості руху 160 км/год вичерпується у разі початкової характеристики для штатного варіанту гасителів коливань вилання. Зменшення параметрів опору гасителів коливань вилання або вилучення їх з екіпажних частин призводить до покращення показника безпеки руху як причіпного, так і моторного вагонів. Зазначене свідчить про недостатню обґрунтованість прийнятого компанією-виробником рішення щодо вибору характеристик гасителів коливань вилання та конструкційного вирішення вузлів їх кріплення до шворневих балок рам кузовів.

3. З використанням верифікованої базової комп'ютерної моделі динаміки швидкісного пасажирського вагона локомотивної тяги проведено дослідження впливу конструкційних параметрів ходових частин на динамічні показники вагона. Зокрема встановлено, що величина еквівалентної конусності суттєво впливає на довжину хвилі вилання колісної пари та критичні швидкості щодо автоколивань вилання швидкісного вагона залежно від стану колії за шириною. На підставі

отриманих результатів досліджень пропонується при розробці нормативних документів щодо допуску до експлуатації рухомого складу колії 1520 мм передбачити проведення ходових динамічних випробувань при двох станах профілів поверхонь кочення коліс – новому (незношеному) і природно спрацьованому в процесі експлуатації.

4. Сформульовано загальні вимоги до програмно-апаратного комплексу та реалізовано технічні рішення мобільної системи для визначення динамічної навантаженості рухомого складу в умовах експлуатації. Розроблено комплекс підсистем програмного забезпечення зі збору вимірювальної інформації, визначення рівня комфортності їзди, плавності ходу та показників безпеки рухомого складу за спрощеними схемами. Застосування цієї системи збільшує ефективність прогнозованих оцінок та підвищує оперативність проведення випробувань. Створена система дозволить поліпшити якість і швидкість діагностичних операцій і, як наслідок, значно підвищити рівень безпеки залізничних перевезень.

5. Для отримання достатньої та надійної оцінки динамічних властивостей модернізованих залізничних транспортних засобів, а також для скорочення часу та вартості, пов'язаної з роботою над їхнім прийняттям до експлуатації, рекомендовано до використання розрахунково-експериментального метод прогнозування динамічних характеристик рейкових екіпажів, що базується на збалансованому взаємному доповненні математичного моделювання динаміки рухомого складу та повномасштабних випробувань за спрощеною схемою.

6. Запропоновано удосконалений метод моніторингу динамічного навантаження рухомого складу на колійну структуру заснований на вимірюванні прискорень рейок. Для забезпечення належного аналізу записаних сигналів розроблено алгоритм обчислення, який автоматично здійснює декомпозицію для кожного сигналу на окремі сегменти, пов'язані з певним колесом. Верифікацію алгоритму виконано на основі обробки реальних записів прискорень рейок під дією екіпажів дослідного поїзда. Запропонований підхід до моніторингу динамічного навантаження колії рухомим складом в русі рекомендовано до застосування в системах ідентифікації одиниць рухомого складу з наднормативним впливом на колію через відхилення у технічному стані ходових частин.

7. Через принципові відмінності системи оцінки динамічних якостей рухомого складу колії 1520 мм від європейських стандартів і відсутність нормативних документів з розробки та допуску до експлуатації швидкісного рухомого складу пропонується удосконалити відповідну нормативну базу шляхом застосування сучасних методів і засобів оцінки характеристик екіпажних частин, що ґрунтуються на світовому досвіді виробництва та випробувань нової залізничної техніки. При оновленні чинної нормативної документації стосовно введення в експлуатацію

рухомого складу будуть враховані принципи інтеграції та гармонізації вітчизняних керівних документів з відповідними актами країн ЄС, таких як європейські норми (EN), технічні вимоги інтероперабельності (TSI), Пам'ятки ОСЖД та UIC.

8. За результатами комплексних досліджень з убезпечення руху рейкових транспортних засобів для інтермодальних перевезень визначено динамічні показники вагонів-платформ для комбінованих перевезень і надані оцінки запропонованих технічних рішень. Зокрема, доведено доцільність прийнятого рішення про вільну установку автопоїзда на контрейлерній платформі, завдяки чому автомобільна підвіска одержує можливість активно амортизувати збурення, що передаються на колеса автопоїзда від платформи.

ЛІТЕРАТУРА

1. Угода про асоціацію між Україною, з однієї сторони, та Європейським Союзом, Європейським співтовариством з атомної енергії і їхніми державами-членами, з іншої сторони. – Нормативні акти Верховної Ради України [Електронний ресурс] : [Інтернет-портал]. Електронні дані. [Київ: офіційний веб-портал Верховної Ради України, 1994-2018]. Режим доступу: http://zakon0.rada.gov.ua/laws/show/984_011).
2. Domin R. Mechanical Safety of Railway Vehicles / R. Domin – Beau Bassin: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2017. 133 p.
3. Динаміка та безпека швидкісного руху рейкових транспортних засобів / Р. Ю. Дьомін, Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк, В. С. Ноженко. Івано-Франківськ : НАІР, 2021. 172 с.
4. Лысюк В. С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов / В. С. Лысюк. М.: Транспорт, 1997. 188 с.
5. Сокол Э. Н. Сходы с рельсов и столкновения подвижного состава (Судебная экспертиза. Элементы теории и практики) / Э. Н. Сокол. К. : Транспорт, 2004. 368 с.
6. Safety in the railway industry / R. Burdzik, B. Nowak, J. Rozmus, P. Słowiński, J. Pankiewicz // Archives of Transport. 2017. 44(4). P. 15-24.
7. Dusza M. The study of track gauge influence on lateral stability of 4-axle rail vehicle model / Dusza M. // Archives of Transport. 2014. 30(2). P. 7-20.
8. Garg V. K. Dynamics of Railway Vehicle Systems / V. K. Garg, R. V. Dukkipati. Academic Press, 1984. 407 p.
9. Kardas-Cinal E. Selected problems in railway vehicle dynamics related to running safety / E. Kardas-Cinal // Archives of Transport. 2013. 31(3). P. 37-45.
10. Wickens A. H. Fundamentals of rail vehicle dynamics: guidance and stability / A. H. Wickens – Swets & Zeitlinger B.V., Lisse, the Netherlands, 2003. 286 p.
11. Investigation of the some problems of running safety of rolling stock on the Ukrainian railways / R. Domin, Yu. Domin, G. Cherniak, A. Mostovych, V. Konstantidi, P. Gryndei // Archives of Transport. 2016. 40(4). P. 79-91.
12. Fan Y-T. Stability analysis and derailment evaluation of rail vehicles / Y-T. Fan, W-F. Wu // Int. J. Heavy Vehicle Systems. 2006. 13(3). P.194-211.
13. Molatefi H. On the investigation of wheel flange climb derailment. Mechanism and methods to control it / H. Molatefi // Journal of Theoretical and Applied Mechanics. 2016. 54(2). P. 541-550.

14. Opala M. Study of the derailment safety index Y/Q of the low-floor tram bogies with different types of guidance of independently rotating wheels / M. Opala // Archives of Transport. 2016. 38(2). P. 39-47.
15. Dynamics of railway freight vehicles / S. Iwnicki, S. Stichel, A. Orlova, M. Hecht // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. 2015. 53(7). P. 1-39.
16. Malcolm C. Design of passive vehicle suspensions for maximal least damping ratio Malcolm, C. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. 2016. 54(5). P. 568-584.
17. Saviz M. R. Dynamic, stability and safety analysis of wagons on md52 bogies with modified suspension springs / M. R. Saviz // International Journal on "Technical and Physical Problems of Engineering" (IJTPE). 2015. 7(4). P. 75-85.
18. Assessment of safety against derailment using simulations and vehicle acceptance tests: a worldwide comparison of state-of-the-art assessment methods / N. Wilson, R. Fries, A. Haigermoser, M. Mrang, J. Evans, A. Orlava // Journal of Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. 2011. 49. P. 1113-1157.
19. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей / Ю. В. Демин, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко, О. М. Маркова. К. : Наукова думка, 1984. 160 с.
20. Колесников К. С. Автоколебания управляемых колес автомобиля / К. С. Колесников. М. : Гостехтеориздат, 1955. 240 с.
21. Лобас Л. Г. Механика многозвенных систем с качением / Л. Г. Лобас. К. : Наукова думка, 2000. 270 с.
22. Вибрации в технике: В 6-ти т. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под. ред. Ф. М. Диментберга и К. С. Колесникова. М. : Машиностроение, 1980. 544 с.
23. Пилипенко В. В. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем / В. В. Пилипенко, В. А. Задонцев, М. С. Натанзон. М. : Машиностроение, 1977. 352 с.
24. Теодорчик К. Ф. Автоколебательные системы / К. Ф. Теодорчик. М.; Л. : Гостехтеориздат, 1952. 271 с.
25. Мандельштам Л. И. Лекции по теории колебаний / Л. И. Мандельштам. М. : Наука, 1972. 472 с.
26. Бутенин Н. В. Введение в теорию нелинейных колебаний / Н. В. Бутенин, Ю. И. Неймарк, Н. А. Фуфаев. М. : Наука, 1976. 384 с.
27. Андронов А. А. Теория колебаний / А. А. Андронов, А. А. Витт, С. Э. Хайкин. М. : Наука, 1981. 568 с.
28. Петров В. Ф. К теории синхронизации механических автоколебаний при сухом трении / В. Ф. Петров. – В кн.: Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах. М. : Наука, 1972. С. 275-283.

29. Кононенко В. О. Нелинейные колебания механических систем / В. О. Кононенко. К. : Наукова думка, 1980. 384 с.
30. Геккер Ф. Р. Динамика машин, работающих без смазочных материалов в узлах трения / Ф. Р. Геккер. М. : Машиностроение, 1983. 168 с.
31. Carter F. W. On the Action of the Locomotive Driving Wheel / F. W. Carter // Proceedings of the Royal Society of London. 1926. Ser. A. Vol. 112. P. 151-157.
32. Carter F. W. On the Stability of Running of Locomotives / F. W. Carter // Proceedings of the Royal Society of London. 1928. Vol. 121. P. 585-611.
33. Moreau A. Influence of vehicle/track interface characteristics on vehicle dynamics / A. Moreau // Rail engineering international. 1980. Jan.-March. P. 26-27.
34. Broersen P. M. T. Evaluation of railway systems dynamics by model adjustment / P. M. T. Broersen // Preprint of doctoral thesis. Delft: University of Technology, 1976. 112 p.
35. Validation of rail vehicle system dynamic models / P. V. Rama Chandran, A. J. Gilchrist, M. M. Elmadany et al. // International Journal of Vehicle Design. 1982. Vol. 3, No. 2. P. 202-233.
36. Portefaix A. L'interface Roue-Rail / A. Portefaix // Review Général Chemins de Fer. 1976, Jan. P. 58-63.
37. Polach O. Influence of wheel/rail contact geometry on the behaviour of a railway vehicle at stability limit / O. Polach // ENOC-2005, Eindhoven, Netherlands, 7-12 August, 2005. P. 2203-2210.
38. Cheng Li R. Vehicle Hunting & Its Effect on North American Railroad Operations / Li R. Cheng, H. Harrison, R. McWilliams // High Tech in Heavy Haul: International Heavy Haul Conference, Specialist Technical Session, June 11-13, 2007: Conference Proceedings. Kiruna, Sweden, 2007. P. 639-645.
39. Ляпунов А. М. Общая задача об устойчивости движения / А. М. Ляпунов. Собр. соч., т. 2. М.-Л. : Изд-во АН СССР, 1956. С. 7-263.
40. Четаев Н. Г. Устойчивость движения / Н. Г. Четаев. М. : Наука, 1965. 207 с.
41. Малкин И. Г. Теория устойчивости движения / И. Г. Малкин. М. : Наука, 1968. 530 с.
42. Меркин Д. Р. Введение в теорию устойчивости движения / Д. Р. Меркин. М. : Наука, 1976. 320 с.
43. Воронов А. А. Устойчивость, управляемость, наблюдаемость / А. А. Воронов. М. : Наука, 1979. 336 с.
44. Мартынюк А. А. Практическая устойчивость движения / А. А. Мартынюк. К. : Наукова думка, 1983. 248 с.
45. Лазарян В. А. Динамика вагонов: Устойчивость движения и колебания / В. А. Лазарян. М. : Транспорт, 1964. 256 с.

46. Боголюбов Н. Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н. Н. Боголюбов, Ю. А. Митропольский. М. : Наука, 1974. 504 с.
47. Bommel V. P. Applications de la théorie des vibrations nonlinéaires sur le problème du mouvement de lacet d'un véhicule de chemins de fer / V. P. Bommel. Utrecht, 1964. 303 p.
48. Pater A. D. de. A nonlinear model of a single wheelset moving with constant speed on a purely straight track / A. D. de Pater // Journal of Nonlinear Mechanics. 1980. Vol. 15. P. 315-324.
49. Ишизава М. Тележки вагонов Новой линии Токайдо и результаты их применения / М. Ишизава, Н. Мацуи, С. Отсука // Ежемесячный бюллетень Международной ассоциации железнодорожных конгрессов. 1969. № 2. С. 3-27.
50. Matsudaira T. Dynamics of High-Speed Rolling Stock / T. Matsudaira // Japanese National Railway Special Issue: Research for Super High-Speed Railway. Tokyo, Railway Technical Research Institute. 1964. P. 21-25.
51. Gilchrist A. O. The guidance of railway vehicles / A. O. Gilchrist, A. E. W. Hobbs // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. 1975. Vol. 5, No. 3. P. 153-156.
52. Knothe K. Erfassung des Laufverhaltens von Schienenfahrzeugen durch die Berechnung der Querschwingungen eines Linearisierten Modells Zeichtbau Verkehrfchrzeuge. 1977. H. 21. P. 106-118.
53. Nefzger A. Verhalten von Rad und Schiene bei hohen Geshwindigkeiten / A. Nefzger // ZEV Rail Glasers Annalen. 1979. B. 103, H. 2-3. P. 57-68.
54. Sauvage G. Stabilité des véhicules à grande vitesse. Étude théorique de la dynamique transversal d'un bogie dans la voie / G. Sauvage, C. Sartori // Review Général Chemins de Fer. 1977. – 96-ème année. Avril. P. 207-225.
55. Вибрации в технике: В 6-ти томах. Т. 1. Колебания линейных систем / Под. ред. В. В. Болотина. М. : Машиностроение, 1978. 352 с.
56. Лазарян В. А. Устойчивость движения локомотивов и вагонов / В. А. Лазарян // Железные дороги мира. 1978. № 6. С. 3-8.
57. Лазарян В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко. К. : Наукова думка, 1972. 198 с.
58. Лазарян В. А. Динамика транспортных средств: Избр. тр. / Лазарян В. А. К. : Наукова думка, 1985. 528 с.
59. Diomin Yu.V. Self-excited vibrations of railway vehicle with dry friction units / Yu. Diomin, E. Kovtun, O. Markova // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. 23(1). P. 71-83.
60. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М. : Наука, 1967. 444 с.
61. Карпов Ю. Г. Имитационное моделирование систем. Введение в моделирование с AnyLogic 5. СПб. : БХВ-Петербург, 2005. 400 с.

62. Pogorelov D. Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software / D. Pogorelov // Rail vehicle dynamics and associated problems. Gliwice: Silesian University of Technology, 2005. P. 13-58.
63. Черняк А. Ю. Моделирование случайных возмущений в системе «рельсовый экипаж – путь» // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. Техн. науки. Серія «Транспорт», 2003. № 9(67). С. 173–177.
64. Альберг Дж. Теория сплайнов и ее приложения / Альберг Дж., Нильсон Э., Уолш Дж. М. : Мир, 1972. 319 с.
65. Современные численные методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений / Под ред. Дж. Холла, Дж. Уатта. М. : Мир, 1979. 312 с.
66. Асатурян В. И. Теория планирования эксперимента / Асатурян В. И. М. : Радио и связь, 1983. 248 с.
67. Факторный, дискриминантный и кластерный анализ / Ким Дж. О., Мьюллер Ч. У., Клекка У. Р. и др. М. : Финансы и статистика, 1989. 215 с.
68. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика : учебное пособие для вузов / В. Е. Гмурман. М. : Высшая школа, 2005. 479 с.
69. Testing and Approval of Railway Vehicles from the Point of View of their Dynamic Behaviour: Safety – Track fatigue – Ride quality: UIC Code 518. – International Union of Railways. September 2009. 119 p.
70. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. 154 с.
71. Нормы расчёта и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части локомотивов. М. : ВНИИЖТ РФ, 1998. 145 с.
72. Railway applications. Track – Track geometry quality – Part 5: Geometric quality levels: European Standard 13848-5. March 2008. 21 p.
73. Нормы расчёта и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части моторвагонного подвижного состава железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. М. : ВНИИЖТ РФ, 1997. 346 с.
74. Погорелов Д. Ю. Показатель для оценки безопасности схода подвижного состава путем вкатывания колеса на головку рельса / Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. 2010. № 5(147). Ч. 1. С. 64-71.
75. Elkins J. A. Testing and Analysis Techniques for Safety Assessment of Rail Vehicles: The State-of-the-Art / J. A. Elkins, A. Carter // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics & Mobility. 1993. Vol. 22. P. 185-208.
76. Railway applications – Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Testing of running behavior and stationary tests: European Standard 14363. June 2005. 113 p.
77. The development of a numerical model for railway vehicles comfort assessment through comparison with experimental measurements / G. Diana, F. Cheli,

- A. Collina, R. Corradi, S. Melzi // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 2002. Vol. 38, Iss. 3. P. 165–183.
78. Götsch M. Simulation of riding comfort of railway vehicles / M. Götsch, M. Sayir // *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*. 2002. Vol. 37 (Suppl.). P. 630–640.
79. Wickens A. H. *Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics: Guidance and Stability* / A. H. Wickens. Lisse: Swets & Zeitlinger B.V., 2003. 300 p.
80. Popp K. System dynamics of railway vehicles and track / K. Popp, I. Kaiser, H. Kruse // *Archive of Applied Mechanics*. 2003. Vol. 72, No. 11-12. P. 949-961.
81. Iwnicki S. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics* / Iwnicki S. Boca Raoton: CRC Press, 2006. 535 p.
82. Демин Ю. В. Определение рациональных параметров подвески пассажирских вагонов / Ю. В. Демин, А. Ю. Черняк // *Залізничний трансп. України*. 2006. № 5. С. 23-26.
83. Lozia Z. The use of a linear half-vehicle model for the optimization of damping in the passive suspension system of a railway car / Z. Lozia, E. Kardas-Cinal // *Archives of Transport*. 2016. No. 39(3). P. 31-49.
84. Дьомін Ю. В. Оцінка впливу технічного стану гасителів коливань на динамічні показники пасажирських вагонів / Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк, Ю. В. Щербина // *Вагонний парк*. 2014. № 3. С. 4-8.
85. Грачева Л. О. Сходы вагонов с рельсов: причины и способы предотвращения / Л. О. Грачева, А. Д. Хамоев, А. В. Мартынюк // *Железные дороги мира*. 1996. № 1. С. 40-43.
86. Воронько А. Н. Анализ критериев устойчивости железнодорожных экипажей от схода с рельсов / А. Н. Воронько, С. Ю. Сапронова, В. П. Ткаченко // *Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля*. 2006. № 8(102). С. 115-120.
87. Ткаченко В. П. Оцінка стійкості залізничних екіпажів від сходу з рейок / В. П. Ткаченко, С. Ю. Сапронова // *Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля*. 2015. № 1(218). С. 266-271.
88. Воронько А. Н. Аналіз статистичних даних щодо умов сходу з рейок залізничних вантажних вагонів / А. Н. Воронько, В. П. Ткаченко // *Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля*. 2007. № 9(115). С. 36-39.
89. Ермаков В. М. О сходах порожних вагонов / В. М. Ермаков, В. О. Певзнер // *Железнодорожный транспорт*. 2002. № 3. С. 29-33.
90. Галиев И. И. Конкурентоспособность российских железных дорог, ее связь с динамическими свойствами ходовой части грузового вагона и способы их улучшения / И. И. Галиев, В. А. Нехаев, А. А. Николаев // *Техника железных дорог*. 2011. № 3(15). С. 46-54.
91. Дьомін Ю. В. Динаміка порожнього вагона і безпека руху поїзда / Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк // *Залізничний трансп. України*. 2007. № 3. С. 50-52.

92. Дьомін Ю.В. Моделювання динаміки вантажного вагона в аварійній ситуації / Ю. В. Дьомін, Р. Ю. Дьомін, Г. Ю. Черняк // Залізничний трансп. України. 2008. № 4. С. 7-9.
93. Дьомін Р. Ю. Метод оперативного розслідування сходження рухомого складу з рейок / Р. Ю. Дьомін, Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк, В. С. Ноженко // Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології». Вип. 37. К. : ДУІТ, 2021. С. 173-186.
94. Дьомін Р. Ю., Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю., Ноженко В. С. Метод встановлення причин сходження рухомого складу з рейок // Наукові вісті Давіського університету, 2022. № 1. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2021-22-5> [Електронне видання URL: http://nvdu.snu.edu.ua/wp-content/uploads/2022/01/2021_22_7.pdf].
95. Иноземцев В. Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава / В. Г. Иноземцев М. : Транспорт, 1979. 424 с.
96. Дубровский З. М. Грузовые электровозы переменного тока : Справочник / З. М. Дубровский. М. : Транспорт, 1991. 471 с.
97. Гребенюк П. Г. Тяговые расчеты : Справочник / П. Г. Гребенюк, А. Н. Долганов, А. И. Скворцова. М. : Транспорт, 1987. 272 с.
98. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. М. : Наука, 1971. 279 с.
99. Глибовець М. М. Штучний інтелект : підруч. / М. М. Глибовець, О. В. Олеський. К. : Вид. дім «КМ Академія», 2002. 366 с.
100. Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю. До визначення ймовірних причин сходжень з рейок вантажних вагонів // Залізничний транспорт України, № 3, 2020. С. 35-42.
101. Cherniak A. Operational definition of the possible causes of the derailment of freight cars / Cherniak A. // Prace naukowe Politechniki Warszawskiej. Transport. 2013. Vol. 96. P. 109-116.
102. Дьомін Р. Ю. Визначення показників безпеки руху швидкісного електропоїзда шляхом комп'ютерного моделювання динаміки його вагонів / Р. Ю. Дьомін, Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк // Вагонний парк. 2016. № 1-2. С. 32-34.
103. Domin R. Estimation of Dynamic Performances of the Safe Operation of High-Speed Electric Train / R. Domin, Yu. Domin, G. Cherniak // Archives of Transport. 2017. Vol. 41, Iss. 1. P. 7-16.
104. Дьомін Р. Ю. Дослідження втомних пошкоджень рами кузова вагона швидкісного електропоїзда / Р. Ю. Дьомін, В. С. Константіді, П. А. Гріндей та ін. // Залізничний транспорт України. 2014. № 4. С. 9-11.

105. Дьомін Р. Ю. Аналіз причин виникнення пошкоджень шворневих балок рам кузовів вагонів швидкісних електропоїздів / Р. Ю. Дьомін, М. І. Горбунов, К. О. Кравченко // Залізничний трансп. України. 2015. № 1. С. 31-35.
106. Motive power units – Bogies and running gear – Bogie frame structure strength tests. UIC Code 615-4.
107. Алямовский А. А. SolidWorks/COSMOSWorks 2006/2007. Инженерный анализ методом конечных элементов / А. А. Алямовский. М. : ДМК, 2007. 784 с.
108. Основатель украинской научной школы механиков в области железнодорожного транспорта (К 110-летию со дня рождения академика В. А. Лазаряна) / Ю. В. Демин, О. М. Маркова, Н. М. Хачапуридзе // Залізничний трансп. України. 2019. № 4. С. 55-58.
109. Лазарян В. А. Экспериментальная проверка методов исследования устойчивости движения рельсовых экипажей / В. А. Лазарян, Ю. В. Демин, Г. Ф. Осадчий // Некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта. К. : Наукова думка, 1974. С. 3-13.
110. Дьомін Р. Ю. Розрахункова оцінка динамічних показників швидкісного вагона / Р. Ю. Дьомін // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. 2017. № 9(239). С. 33-37.
111. Дьомін Р. Ю. До способів оцінювання динамічної взаємодії коліс і рейок / Р. Ю. Дьомін, А. В. Мостович, Ю. В. Щербина // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. 2010. № 5(147). Ч. 1. С. 27-31.
112. Черняк Г. Ю. Базова комп'ютерна модель просторової динаміки пасажирського вагона для швидкісного руху / Г. Ю. Черняк, Ю. В. Щербина // Залізничний трансп. України. 2012. № 6. С. 55-58.
113. Diomin Yu. Procedural Issues Acceptance of Rolling Stock Gauge 1435/1520 mm / Yu. Diomin, R. Diomin // The Transport of the 21st Century : International Scientific Conference, 16-19.09.2013: Conference Proceedings. Ryn, Poland, 2013. P. 70.
114. Diomin Yu. Procedural Issues Acceptance of Rolling Stock Gauge 1435/1520 mm / Yu. Diomin, R. Diomin // Prace naukowe Politechniki Warszawskiej, Transport. 2013. Zeszyt 98. P. 119-124.
115. Lack T. Delta r negative shape influence on the equivalent conicity assessment manner / T. Lack, Ju. Gerlici // Computational and experimental methods in applied mechanics I. Ústí nad Labem: Fakulta výrobních technologií a managementu UJEP, 2013. P. 27-36.
116. Method for determining the equivalent conicity: UIC Code 519. International Union of Railways. December 2004. 14 p.
117. Gerlici Ju. Calculated estimation of railway wheels equivalent conicity influence on critical speed of railway passenger car [Електронний ресурс] / Ju. Gerlici, R. Domin, G. Cherniak, T. Lack // MATEC Web of Conferences 157, Article number 03006 (2018): електронне наукове міжнародне видання. Vol. 157.

118. Кулешов В. П. Об эффективности работ по программе «колесо-рельс» в локомотивном хозяйстве Украины / В. П. Кулешов, А. В. Сладковский // *Залізничний трансп. України*. 2001. № 3. С. 22-24.
119. Положение по устройству и содержанию пути на железнодорожных участках скоростного движения (скорость до 200 км/ч включительно): OSJD Code 788. Памятка ОСЖД О+Р-788.
120. Даніленко Е. І. Прискорений й швидкісний рух пасажирських поїздів потребує нових раціональних параметрів взаємодіючої пари «колесо-рейка» / Е. І. Даніленко // *Залізничний трансп. України*. 2012. № 5. С. 7-14.
121. Дьомін Р. Ю. Вимоги до ходових частин швидкісного рухомого складу та колійної структури на лініях швидкісного руху / Р. Ю. Дьомін // *Українська залізниця*. 2018. № 1-2(55-56). С. 18-21.
122. Рейковий рухомий склад. Ходові та приймальні випробовування щодо динамічних характеристик. Вимоги щодо безпеки, впливу на колію та ходових характеристик: ДСТУ UIC 518:2009.
123. Вагони пасажирські. Плавність руху. Методи визначення. СОУ МПП 45.060-204:2007. На заміну ОСТ 24.050.16-85. Чинний з 2008.04.01. К. : Мінпромполітики України, 2007. 15 с.
124. Сучасні підходи до нормативних оцінок міцності несучих елементів екіпажних частин, динамічних якостей локомотивів та їх дії на колію / І. Є. Батюшин, С. Г. Грищенко, Р. Ю. Дьомін, Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк // *Локомотив-інформ*. 2010. № 2. С. 24-27.
125. Вагони магістральні пасажирські. Настанова щодо оцінювання комфорту пасажирів залежно від вібрації (UIC 513:1994, IDT): ДСТУ UIC 513.
126. Рачиньски Ян. Гармонизация технических стандартов в сфере производства и эксплуатации подвижного состава железных дорог Европейского Союза / Ян Рачиньски // *Залізничний трансп. України*. 2009. № 1. С. 50-56.
127. Інструкція з улаштування та утримання колії залізниць України. ЦП-0269 / Е. І. Даніленко, А. М. Орловський, М. Б. Курган та ін. К. : ТОВ «НВП Поліграфсервіс», 2012. 456 с.
128. Schmeja M. Realisierung eines Onboard-Fahrwerkdiagnosesystems / M. Schmeja // *ZEVrail Glasers Annalen*. – 126, Tagungsband SFT Graz. 2002. P. 258-266.
129. Track – Track geometry quality – Part 1: Characterisation of track geometry: European Standard 13848-1.
130. Predictive condition monitoring of railway rolling stock / K. Bladon, D. Rennison, G. Izbinsky, R. Tracy, T. Bladon. – *Conference On Railway Engineering, Conference Proceedings: Darwin*, 20-23 June 2004. P. 22.1-22.12.

131. Ngigi R. W. Modern techniques for condition monitoring of railway vehicle dynamics / R. W. Ngigi, C. Pislaru, A. Ball, F. Gu // Journal of Physics: Conference Series. 2012. Vol. 364 (1). P. 12.
132. Ward C. P. Condition monitoring opportunities using vehicle-based sensors / C. P. Ward, P. F. Weston, E. J. Stewart et al. // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. 2011. Vol. 225, No. 2. P. 202-218.
133. Monje P. Using bogie-mounted sensors to measure wheel rolling and sliding in railway tracks / P. Monje, G. Aranguren, B. Martinez, L. Casado // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. 2012. Vol. 226, No. 4. P. 371-380.
134. Matsumoto A. A new measuring method of wheel-rail contact forces and related considerations / A. Matsumoto, Y. Sato, T. Ohno et al. // Wear. 2008. Vol. 265, No. 9–10. P. 1518-1525.
135. Bleakely S. Autonomous time frequency analysis of wagon body accelerations / S. Bleakely, S. Senini // Proceedings of the Fifth Asia Pacific Industrial Engineering and Management Systems Conference. Gold Coast Australia, 2004. P. 34.6.1-34.6.12.
136. Wei C. Real-time train wheel condition monitoring by fiber bragg grating sensors / C. Wei, Q. Xin, W. H. Chung et al. // International Journal of Distributed Sensor Networks. Vol. 2012. P. 1-7.
137. Chudzikiewicz A. Elementy diagnostyki pojazdów szynowych / A. Chudzikiewicz. Warszawa-Radom: Politechnika Warszawska, Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu. 2002. 142 p.
138. Дьомін Р. Ю. Засоби інструментальної оцінки технічного стану рухомого складу / Р. Ю. Дьомін, А. В. Мостович, О. П. Коломієць // Вагонний парк. 2013. № 12. С. 10-15.
139. Technical specification for interoperability relating to the rolling stock subsystem «Locomotives and passenger rolling stock» of the trans-European conventional rail system. Consummation 26.05.2011. Brussels, 2011. 148 p.
140. Bress, T. Effective LabVIEW Programming. NTS Press, 2013. 720 p.
141. Сучасний інструментарій для випробувань рухомого складу / Р. Ю. Дьомін, А. В. Мостович, О. П. Коломієць, Є. Ф. Суслов, В. А. Жеребко // Залізничний транспорт України. 2011. № 6. С. 16-18.
142. Федосов В. П. Цифровая обработка сигналов в LabVIEW / В. П. Федосов, А. К. Нестеренко. М. : ДМК Пресс, 2007. 427 с.
143. Guidelines for evaluating passenger comfort in relation to vibration in railway vehicles: UIC Code 513. International Union of Railways. July 1994. 81 p.
144. Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю. Про розрахунково-експериментальний метод оцінки динамічних властивостей вантажних вагонів / Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк // Вагонний парк, № 2, 2011. С. 12-15.

145. Демин Ю. В. Прогнозирование динамических показателей грузовых вагонов / Ю. В. Демин, Д. В. Дмитриев, Е. Н. Ковтун // Залізничний трансп. України. 1997. № 2-3. С. 39-43.
146. Дьомін Ю. В. Компьютерная система контроля состояния ходовых частей пассажирских вагонов / Ю. В. Демин, Р. Ю. Демин, Д. В. Дмитриев // Залізничний трансп. України. 2003. № 5. С. 4-6.
147. Осяев А. Т. Перспективы вибродіагностики / А. Т. Осяев, В. А. Смирнов // Локомотив. 2006. № 6. С. 40-41.
148. Хайкин С. Нейронные сети: полный курс : 2-е издание / С. Хайкин. М. : Изд. дом «Вильямс», 2006. 1104 с.
149. Рутковская Д. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы / Д. Рутковская, М. Пилиньский, Л. Рутковский. М. : Горячая линия-Телеком, 2006. 452 с.
150. Нейромережеві технології оперативного діагностування технічного стану рухомого складу / П. І. Кравець, В. А. Жеребко, В. М. Шимкович, Р. Ю. Дьомін, А. В. Мостович // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. 2011. С. 119-123.
151. About diagnosing of impact of railway vehicles on the track / G. Cherniak, R. Domin, O. Nozhenko, A. Mostovych // Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. 2016. Zeszyt 112. P. 59-69.
152. Cherniak G. On the Study of the Rolling Stock Impact on the Track Structure / G. Cherniak, R. Domin, O. Nozhenko // Advanced Rail Technologies: 5th International Conference, 9-10.11.2016 : Conference Proceedings. Warsaw, 2016. P. 31.
153. The Experimental Research of the Dynamic Loading of the Railway Track / A. Chernyak, Ju. Gerlici, O. Nozhenko, R. Domin, K. Kravchenko, T. Lack // Experimentální a výpočtovémety v inženýrství: III. Ročník konference pro mladé vědecké pracovníky, 2-3 June 2016, Usti nad Labem, Czech Republic: electronic publishing.
154. Control and monitoring for railway vehicle dynamics / S. Bruni, R. Goodall, T. X. Mei, H. Tsunashima // Vehicle System Dynamics – International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. 2007. Vol. 45, No. 7-8. P. 743-779.
155. Rosero J. A. Short-circuit detection by means of empirical mode decomposition and Wigner-Ville distribution for PMSM running under dynamic condition / J. A. Rosero, L. Romeral, J. A. Ortega // IEEE Trans. On Industry Electronics. 2009. No. 56. P. 1171-1180.
156. Liang B. Railway wheel flat and rail surface defect detection by time-frequency analysis / B. Liang, S. Iwnicki, G. Feng et al. // Chemical Engineering Transactions. 2013. No. 33. P. 745-750.

157. Oba T. Condition monitoring for Shinkansen bogies based on vibration analysis / T. Oba, K. Yamada, N. Okada, K. Tanifuji // *Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics*. 2009. Vol. 2, No. 2. P. 133-144.
158. Daubechies I. Ten Lectures on Wavelets / I. Daubechies // Vol. 61 of CBMS-NSF Regional Conference Series in Applied Mathematics. – Philadelphia: Society for Industrial and Applied Mathematics, SIAM, 1992. 377 p.
159. Domin Iu. Technical and Technological Providing of Intermodal Transportation between Ukraine and EU / Iu. Domin, R. Domin // *Advanced Rail Technologies: 5th International Conference, 9-10.11.2016: Conference Proceedings*. Warsaw, 2016. P. 39.
160. Дьомін Р. Ю. Впровадження AGCS-технологій – шлях до інтеграції залізниць України в європейську транспортну мережу / Р. Ю. Дьомін, Ю. В. Дьомін // *Вагонний парк*. 2017. № 5-6(122-123). С. 20-23.
161. Domin R. Technical and technological means to ensure the development of interoperable transportation between Ukraine and the EU / R. Domin // *Problemy Kolejnictwa*. 2017. Zeszyt 176. P. 7-13.
162. Дьомін Р. Ю. Удосконалення процедур допуску рухомого складу до експлуатації / Р. Ю. Дьомін // *Локомотив-Інформ*. 2017. № 7-8(133-134). С. 35-41.
163. Система діагностування демпфірувальних характеристик вагонів / Р. Ю. Дьомін, Є. Ф. Суслов, П. А. Шегедін, А. В. Мостович // *Зб. наук. праць Української держ. акад. залізнич. транспорту*. 2011. С. 99-107.
164. Romen J. A Wheel Set for Study of Railway Vehicle and Track Interaction Forces / J. Romen // *Rail vehicle dynamics and associated problems*. Gliwice: Silesian University of Technology. 2005. P. 13-58.
165. Riggall G. IWT4 goes into operation / G. Riggall // *Railway Gazette International*. July 2008. P. 455-456.
166. Licciardello R. V. Introduction to the Experimental Evaluation of the Dynamics of Railway Vehicles / R. V. Licciardello // *Rail vehicle dynamics and associated problems*. Gliwice: Silesian University of Technology, 2005. P. 89-113.
167. Дьомін Ю. В. Визначення зон деформаційної чутливості диска колеса до дії сил в контакті з рейкою / Ю. В. Дьомін, А. В. Мостович // *Залізничний трансп. України*. 2009. № 3 С. 53-55.
168. Динамические нагрузки ходовых частей грузовых вагонов / Под ред. Н. Н. Кудрявцева // *Труды ВНИИЖТ*, вып. 572. М. : Транспорт. 1977. 143 с.
169. Diomin Yu. Procedural Issues Acceptance of Rolling Stock Gauge 1435/1520 mm / Yu. Diomin, R. Diomin // *Prace naukowe Politechniki Warszawskiej, Transport*. 2013. Zeszyt 98. P. 119-124.
170. Domin Iu. New markets and technologies of combined transport between Ukraine and EU / Iu. Domin, R. Domin, V. Myronenko // *Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej*. 2016. Zeszyt 111. P. 45-53.

171. Ukraine in System of Transport Links / V. Myronenko, V. Samsonkin, S. Rudkovskiy, R. Diomin, A. Feldman // *International Journal of Engineering Research and Development*. 2017. Vol. 13, No. 09. P. 01-06.
172. Перспективи використання розсувних колісних пар / О. М. Пшінько, Ю. В. Дьомін, О. М. Савчук, К. Б. Савченко // *Залізничний трансп. України*. 1998. № 4-5. С. 2-4.
173. Suwalski R. M. Udoskonalona technologia pokonywania różnic szerokości toru / R. M. Suwalski, M. Lustych, A. Gołaszewski // *Przegląd Komunikacyjny*. 2000. No. 6. P. 1-10.
174. Garicoix M. La saga des frères ennemis / M. Garicoix // *La Vie du Rail*. 2008. No. 317. P. 20-25.
175. Lopez G. J. L. Talgo automatic gauge change system for freight wagons / G. J. L. Lopez, A. J. Lacasta // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 2001. Vol. 215, Part F. P. 13-24.
176. Villmann J. Vorstellung des Spurwechselradsatzes «RAFIL/DB AG Typ V» sowie der zugehörigen Systemkomponenten / J. Villmann, M. Schwartze // *Symposium «Automatische Umspurung von Schienenfahrzeugen»*, Wien, 2005. 22 s.
177. Álvarez A. G. Automatic track gauge changeover for trains in Spain. Documentos de explotación económica y técnica del ferrocarril / A. G. Álvarez // *Fundación de los Ferrocarriles Españoles*, 2010. 107 p.
178. Szkoda M. Assessment of reliability, availability and maintainability of rail gauge change systems / M. Szkoda // *Eksplotacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. 2014. № 16 (3). P. 422–432.
179. Дёмин Ю. В. Ходовые качества вагона на тележках с раздвижными колесными парами / Ю. В. Дёмин, Р. М. Сувальски, А. Ю. Черняк // *Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля*. 2002. № 6(52). С. 62-65.
180. Черняк А. Ю. Динамические свойства вагона с раздвижными колесными парами / А. Ю. Черняк // *Залізничний трансп. України*. 2002. № 3. С. 11-14.
181. Черняк А. Ю. Моделирование взаимодействия колес и рельсов различных стандартов / А. Ю. Черняк // *Зб. наук. праць Київського університету економіки і технологій транспорту. Серія «Транспортні системи і технології»*. 2001. Т. 6. С. 70-76.
182. Испытания по допуску вагонов оборудованных автоматической системой смены расстояния колес и наблюдение за проведением их эксплуатационных тестов. Этап II – Испытания модернизированных пассажирских вагонов типа WL Görlitz 77-ВК, WL Bautzen 86-ВК и 110 Ab – ВК / *Заключительный отчет Отделения механики подвижного состава Научно-технического центра железнодорожного транспорта*. Варшава, 2000.
183. Дьомін Ю. В. Залізнична техніка міжнародних транспортних систем (вантажні перевезення). – К. : Юнікон-Прес, 2001. 342 с.

184. Кірпа Г. М. Технічне забезпечення контрейлерних перевезень міжнародними коридорами України / Г. М. Кірпа, Ю. В. Дьомін // Залізничний транспорт України. 1997. № 1. С. 28-32.
185. Дёмин Ю. В. Железнодорожная техника комбинированного транспорта / Ю. В. Дёмин // Залізничний транспорт України. 2011. № 6. С. 9-12.
186. Diomin Ju., Slobodian A. Technika kolejowa kombinowanego transportu Ukrainy // Problemy kolejnictwa. Warszawa. 2012. Zeszyt 156. S. 5-15.
187. Дьомін Ю. В. Динамічна взаємодія контрейлерної платформи і автопоїзда / Ю. В. Дьомін, Р. Ю. Дьомін, Г. Ю. Черняк // Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». Вип. 35. К. : ДУІТ, 2020. С. 4-13.
188. Дьомін Ю. В., Дьомін Р. Ю., Черняк Г. Ю., Ноженко В. С. Визначення показників вертикальної динаміки контейнерних платформ на візках з центральним і буксовим підвішуванням // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. Сєвєродонецьк: ЧНУ В. Даля, 2020. № 7(263). С. 84–88.
189. Дьомін Ю. В. Оцінка динамічних показників безпеки руху вагонів для швидкісних контейнерних перевезень / Ю. В. Дьомін, Р. Ю. Дьомін, Г. Ю. Черняк // Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології». 2019. Вип. 33. Т. 2. С. 111-120.

Наукове видання

ДЬОМІН Ростислав Юрійович,
ДЬОМІН Юрій Васильович,
ЧЕРНЯК Ганна Юріївна,
СЕРГІЄНКО Оксана Вікторівна

СТІЙКІСТЬ РУХОМОГО СКЛАДУ
ВІД СХОДЖЕННЯ З РЕЙОК

Оригінал-макет *Погорєлова Т.В.*

Підписано до друку 07.06.2022.
Умов. друк. арк. 13,48. Обл.-вид. арк. 14,8.
Вид. № 3347.

**Видавництво Східноукраїнського національного університету
імені Володимира Даля**

Свідоцтво про реєстрацію: серія ДК № 1620 від 18.12.03 р.

Адреса університету: просп. Центральний, 59-А
м. Северодонецьк, 93400, Україна
E-mail видавництва: vidavnictvosnu.ua@gmail.com.