

Міністерство інфраструктури України

ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В.ЛАЗАРЯНА

На правах рукопису

Мельничук Василь Олексійович

УДК 629.46.027/657.223

**ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕЧНОЇ ШВИДКОСТІ
ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ ШЛЯХОМ
ОСНАЩЕННЯ ПРИСТРОЯМИ
СТАБІЛІЗАЦІЇ РУХУ**

05.22.07 — Рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник
Савчук Орест Макарович,
доктор технічних наук,
професор

Дніпропетровськ – 2011

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Аналіз джерел, присвячених стійкості руху вагонів та підвищенню критичної швидкості	12
1.1 З'ясування причин обмеження швидкості вантажних вагонів	12
1.2 Стійкість руху залізничного рухомого складу	16
1.3 Способи підвищення критичної швидкості вагонів.	21
1.4 Дослідження візків з клиновими гасниками на предмет збільшення безпечної швидкості	27
Висновки до розділу 1	32
2 Втрата стійкості вантажними вагонами стандарту 1520 мм і способи підвищення критичної швидкості	34
2.1 Інженерний аспект проблеми стійкості руху	34
2.2 Ознаки втрати стійкості руху	37
2.3 Підвищення критичної швидкості шляхом модернізації візків.....	43
2.4 Забезпечення нормативної швидкості візків для вагонів нового покоління.....	47
Висновки до розділу 2.....	57
3 Теоретичні дослідження стійкості руху вантажних вагонів колії 1520 мм	58
3.1 Визначення критичної швидкості порожнього піввагона, обладнаного ковзунами-демпферами, за ознакою Ляпунова.....	58
3.1.1 Розрахункова схема. Представлення фрикційних зв'язків елементами в'язкого тертя	59
3.1.2 Диференціальні рівняння руху	65
3.1.3 Результати дослідження стійкості за Ляпуновим....	71
3.2 Дослідження ознак втрати стійкості руху на динамічній комп'ютерній моделі вагона	74
Висновки до розділу 3	90
4 Аналіз поперечних коливань колісної пари відносно рейкової колії за допомогою відеозйомки	91

4.1 Загальні відомості та мета аналізу	91
4.2 Формування цифрових функцій переміщень	94
4.2.1 Матриця E1 взірцевої гармонічної функції.....	94
4.2.2 Матриці E2, E3 еталонного відеозапису	96
4.3 Побудова графіка поперечних переміщень колеса ..	99
4.4 Побудова та аналіз графіків щільності частот ..	101
Висновки до розділу 4	104
5 Ремонтна технологія збільшення критичної швидкості шляхом	
оснащення візків мод. 18-100 стабілізуючими пристроями.....	105
5.1 Передумови для розробки та сутність ремонтної технології	105
5.2 Налагодження ковзунів-демпферів та передаючих пристроїв	108
5.3 Аналіз впливу штирової передачі на бокову раму візка.	114
5.3.1 Вплив кріпильних болтів штиря на напруженість верхнього	
поясу бокової рами	114
5.3.2 Вплив штирової передачі на міцність бокової рами.....	118
5.4 Ремонт піввагона за технологією «ДНІПРО» і ходові динамічні	
випробування.....	122
5.5 Аналіз відеозаписів поперечних коливань колеса....	125
5.6 Горизонтальна динаміка та стійкість від сходу порожніх вагонів .	127
5.7 Горизонтальна динаміка та стійкість від сходу завантажених	
вагонів.....	130
5.8 Показники вертикальної динаміки та оцінка якості ходу	133
5.9 Робота пристроїв для підвищення критичної швидкості.	135
Висновки до розділу 5	137
Загальні висновки.....	140
Список використаних джерел.....	143
Додаток А.....	153
Додаток Б	160
Додаток В.....	172
Додаток Д	175
Додаток Е	176

ВСТУП

Суттєвий недолік парку вантажних вагонів колишнього СРСР – занижена експлуатаційна швидкість, яка на 33÷42% нижча, ніж встановлена технічними нормативами конструктивна швидкість вагонів ($V_k=120$ км/год). До 60-х років минулого сторіччя обмежувачами швидкості були буксові вузли з підшипниками ковзання. Після переходу на роликові підшипники виявились нові обмеження, пов'язані з порушеннями безпеки руху. Тоді призначення граничних експлуатаційних швидкостей було доручене начальникам залізниць, які своїми наказами встановили такий їх рівень, перевершення якого може привести до сходу вагонів з рейок. Природно, що після розподілу парку між країнами СНД, суттєві обмеження швидкості залишились.

Уже в перші роки діяльності Укрзалізниці (УЗ) була привернута увага щодо відставання експлуатаційної швидкості руху вантажних поїздів від сусідніх європейських країн:

- на магістралях УЗ встановлена швидкість завантажених поїздів $v \leq 80 \div 85$ км/год, а з порожніми вагонами – $v \leq 70$ км/год;
- на залізницях Польщі, Угорщини, Словаччини, Румунії, як і на інших залізницях UIC стандарту колії 1435 мм, швидкість поїздів у 90-х роках минулого століття була доведена до $v \leq 100 \div 120$ км/год.

Дослідженнями вказаного відставання встановлено основну причину – втрату стійкості руху вагонами існуючого парку залізниць стандарту колії 1520 мм (обладнаних візками моделі 18-100, які раніше називали «візки Ханіна»). Після втрати стійкості у ходових частинах вагона збурюються автоколивання, які створюють загрозу безпеці руху. А «критична» швидкість» $v_{кр}$, при якій втрачається стійкість, залежить, зокрема, від зносів ободів коліс. Уже після експлуатаційного пробігу нового вагона 20÷30 тис.км $v_{кр}$ стає меншою за «конструктивну» ($V_k=120$ км/год) і обмежує безпечну експлуатаційну швидкість як поїзної, так і маневрової роботи залізниць.

Проблема стійкості руху фізичних об'єктів була започаткована на початку минулого сторіччя О.М.Ляпуновим [45] і розвинута стосовно залізничного рухомого складу В.А.Лазаряном та його науковою школою [36, 38, 39, 21].

Теоретичний метод визначення стійкості руху за критеріями Ляпунова базується на досить складному матричному аналізі [15]. Його впровадження у широку практику інженерних розрахунків при розробці рухомого складу утруднене.

У дисертації стійкість руху трактується з інженерно-практичних позицій. Охарактеризовані якісні зміни динаміки вагона після втрати стійкості руху, починаючи з поперечних автоколиваний колісних пар і закінчуючи вилянням кузовів. Проаналізовані пристрої для підвищення критичної швидкості вагонів, які використовуються у світовій практиці. Показано, що у візках мод.18-100 існує «зайвий» ступінь свободи – виляння надресорної балки, – що ослаблює демпфуючі можливості пружних ковзунів.

Теоретичні дослідження стійкості руху вагона показали переваги просторового динамічного моделювання на основі чисельного інтегрування диференціальних рівнянь перед виявленням ознак стійкості руху за теоремами Ляпунова.

Окрім аналізу причин обмеження швидкості, в дисертації приділяється увага постійній реалізації конструктивного значення V_k модельним рядом вантажних візків нового покоління, прийнятим для вагонів стандарту 1520 мм. Маршрути з вагонів нового покоління мають започаткувати зростання швидкості поїздів і подолати своєрідний психологічний бар'єр, що виробився у залізничників після минулих невдатних спроб підвищення швидкості вагонів на протязі їх життєвого циклу.

Актуальна проблема підвищення критичної швидкості вагонів, що одержані після розділу парку СРСР, в дисертації вирішується шляхом удосконалення конструкції візків моделі 18-100. Розглянуто основні аспекти нової ремонтної технології «ДНІПРО», яка, щодо підвищення критичної швидкості, альтернативна прийнятій модернізації «А. СТАКІ». Випробування піввагона, відремонтованого плановим ДР за технологією «ДНІПРО», підтвердили його відповідність категорії «**S**» за класифікацією UIC ($v \leq 100$ км/год).

Актуальність теми. Безпечна експлуатаційна швидкість як поїзної, так і маневрової роботи залізничного транспорту України (УЗ) та інших залізниць стандарту 1520 мм, обмежена до $v_e^{(1520)} \leq 70 \div 85$ км/год при нормативному

значенні «конструктивної швидкості» $V_k=120$ км/год. Внаслідок цього виникли недоліки: 1) зменшується продуктивність вантажного вагонного парку на 10÷15% (за експертними оцінками), що негативно впливає на загальні виробничі показники залізничного транспорту; 2) необхідно утримувати надлишковий парк вагонів та локомотивів для виконання належного обсягу перевезень; 3) ускладнена інтеграція у систему міжнародних залізничних сполучень, оскільки на європейських магістралях UIC (стандарту 1435мм) швидкість вантажних поїздів доведена до $v_e^{(1435)} \leq 100\div 120$ км/год.

Виявлено, що основними обмежувачами швидкості є вантажні вагони на візках мод.18-100. При перевищенні $v_e^{(1520)}$ відбувається втрата стійкості руху, яка супроводжується збуренням автоколивань візків і кузовів у горизонтальній площині. З'являється загроза аварійного сходу з рейок. Втрата стійкості настає при досягненні «критичної швидкості» $v_{кр}$, яка має тенденцію круто зменшуватись після незначного (20÷30 тис.км) експлуатаційного пробігу нового вагона. Тому проблема підвищення $v_{кр}$ вагонів стандарту 1520мм на протязі усього періоду їх експлуатації, розв'язанню якої присвячена дисертаційна робота, є актуальною і важливою для залізничного транспорту України.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Починаючи з перших років своєї діяльності, УЗ привертає значну увагу з'ясуванню причин відставання експлуатаційної швидкості вантажних вагонів стандарту 1520 мм від цього показника у сусідніх європейських країнах. Дніпропетровському національному університету залізничного транспорту імені академіка В.Лазаряна (ДНУЗТ), як Головній організації з будівництва та експлуатації вагонів, доручено виконати НДР №33.37.99.00/703.99.00 (номер держреєстрації 0199U001433). За її результатами розпочато пошук технічних рішень, що дозволяють підвищити $v_{кр}$ вагонів як нової побудови, так і тих, що знаходяться в експлуатації. Автор брав участь у виконанні вказаної НДР, здійснюючи визначення технічного стану дослідних вагонів на західній частині випробувальної траси (Львівська залізниця).

З 2002 р. УЗ визначає напрямок модернізації С.03.04 візків мод.18-100 – обладнання їх пружно-катковими ковзунами та спеціальними клинами за те-

хнологією «А.СТАКІ» у комплексі з іншими удосконаленнями. Цей напрямок знайшов вираження у двох варіантах галузевої програми:

- Цільова програма розвитку залізничного вантажного рухомого складу України на 2002-2010 рр. – розроблена з участю автора під керівництвом ДНУЗТ (НДР № 47/01-897.01-ЦТех).
- Комплексна програма оновлення залізничного рухомого складу України на 2008-2020 рр. (ДНДЦ УЗ, 2007 р.), при формуванні якої автор займався визначенням стратегії оновлення вантажних вагонів з підвищенням їх експлуатаційної швидкості,

Для реального започаткування руху вантажних поїздів УЗ з підвищеною швидкістю був обраний полігон Кривий Ріг–Ужгород–Кошіце, на якому обертуються маршрутні залізничні поїзди (маршрути). У 2006 р. виконана тема №278/05-18/05-ЦТех (33.123.05.06) з метою діагностики максимальної безпечної швидкості поїзда, якщо вагони обладнати устроями для підвищення критичної швидкості до рівня $v_{кр} \geq V_k$. З початку 2007 р. запущений маршрут №2, сформований із 50-ти піввагонів нового покоління. Проведені пробні рейси з швидкістю до 90÷100 км/год. Вагони маршруту №2 у період експлуатаційного пробігу 0÷300 тис. км періодично проходили ходові динамічні випробування з визначенням $v_{кр}$ (НДР №№ 287/05-18/05- ЦТех; 120/06-ЦТех-436/06 ЦЮ; 33.170.08.09; 4-6 ЮР/1; 140/19/1). Автор безпосередньо займався виконанням вказаних НДР, обробкою результатів, формулюванням висновків і рекомендацій.

В дисертації також узагальнені і використані результати НДР з випробувань вагонів різних типів, модернізованих за технологією С.03.04 (№№ держреєстрації 01.011U002586, 01.011U006464).

Мета роботи. Забезпечення стійкості руху вантажних вагонів стандарту 1520мм із швидкістю до 100÷120 км/год незалежно від зносів ходових частин (у нормативних межах) та ступеню завантаженості.

Для досягнення вказаної мети поставлені наступні задачі:

1. Провести дослідження ознак втрати вагоном стійкості руху, які можуть привести до аварійних ситуацій.

2. Проаналізувати технічні рішення, спрямовані на підвищення критичної швидкості вагонів і прискорення руху вантажних поїздів на колії 1520 мм.

3. Виконати теоретичні розрахунки стійкості руху вантажного вагона за теоремою Ляпунова.

4. Побудувати математичну модель просторових коливань піввагона з урахуванням пристроїв стабілізації руху і дослідити вплив останніх на критичну швидкість.

5. Розробити процедуру обробки відеозаписів поперечних переміщень колісної пари при високій швидкості вагона для визначення ознак втрати стійкості руху.

6. Розробити і дослідити спрощені ремонтні пристрої для стабілізації руху вагонів попереднього покоління (побудови до 2005 р.).

7. Розробити і випробувати нову технологію деповського ремонту старотипних вагонів, після якого швидкість відремонтованого вагона до 100 км/год є безпечною експлуатаційною і відповідає категорії «s» за класифікацією УІС.

Об'єктом дослідження є процес руху вантажного вагона з максимальною докритичною швидкістю, за якої не виникає ознак втрати стійкості – отже, не існує загрози порушення безпечної експлуатації.

Предметом дослідження є пристрої, якими обладнуються візки вантажних вагонів стандарту 1520 мм, з метою підвищення критичної швидкості руху вагонів.

Методи досліджень. Задачі дисертації вирішені аналітичними методами, основні з яких:

- метод мінімуму енергії та принцип віртуальних переміщень при складанні диференціальних рівнянь незбуреного руху піввагона для оцінки стійкості за ознакою О.М.Ляпунова;

- метод комп'ютерного моделювання динаміки вантажного вагона за допомогою програмного комплексу «DYNRAIL», у якому реалізується чисельний розв'язок диференціальних рівнянь змушених просторових коливань вагона під час руху по колії з заданими нерівностями ;

- метод скінчених елементів для оцінки напруженого стану та міцності деталей вагонів;

- сплайн-перетворення функцій, заданих у формі крапкових графіків, і перетворення Фур'є для аналізу автоколивань колеса у поперечному зазорі рейкової колії.

Для визначення показників втрати стійкості руху вагона використані експериментальні методи, основні з яких:

- визначення динамічних зусиль (напружень), прискорень та переміщень з використанням тензометричних, акселометричних і реохордних датчиків;

- відеозйомка переміщень частин вагона відносно рейкової колії.

Наукова новизна одержаних результатів.

- Вперше розроблено метод обробки результатів експериментальних досліджень в частині аналізу записів переміщень частин вагона відносно рейкової колії з отриманням амплітудних та частотних графіків і встановленням наявності автоколивань, які є ознакою втрати стійкості руху.

- Удосконалено теоретичні основи визначення критичної швидкості в частині урахування особливостей поглинання енергії зв'язками між об'єктами динамічної моделі вагона;

- Удосконалено математичну модель динамічної навантаженості вантажного вагона в частині урахування додаткових елементів та пристроїв для запобігання втрати стійкості вагоном;

- Удосконалено спосіб визначення ознак втрати стійкості руху при виконанні теоретичних досліджень просторових коливань вантажних вагонів за допомогою комп'ютерного моделювання, що дозволяє, на відміну від існуючих способів, визначити потенційно небезпечну зону нестійкого руху.

Практичне значення одержаних результатів полягає в наступному:

- Впровадження результатів дисертації дозволить покращити техніко-економічні показники роботи залізничного транспорту України шляхом виконання вантажообігу скороченою на 10-15% кількістю вагонів і локомотивів.

- Сформульовані автором інженерно-практичні визначення стійкого і нестійкого руху вагонів з висвітленням якісних змін динамічних процесів і ефективних стабілізуючих пристроїв будуть сприяти скорішому переходу УЗ на швидкісний рух вантажних поїздів.

- Впровадження за дослідженнями автора першого етапу підвищення швидкості поїздів до 90-100 км/год розпочате виданням відповідної інструкції, що затверджена наказом Укрзалізниці від 10.07.2007 р. № 365Ц.

- Нова технологія деповського ремонту вагонів «ДНПРО» дозволить реалізувати старотипними вагонами, які зараз складають 90% парку, безпечну підвищену швидкість до 100 км/год (акт впровадження від 11.05.2011).

- Результати дисертації придатні для впровадження на усіх залізницях стандарту 1520 мм і суттєво допоможуть інтеграції у євразійську залізничну спільноту.

- Результати виконання дисертації впроваджено у навчальний процес при викладанні дисципліни «Вагонний парк» для магістрів за спеціальністю «Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту» (акт впровадження від 17.05.2011).

Особистий вклад здобувача. Основні положення та результати, що викладені у дисертації, одержані автором самостійно. Робота [48] підготовлена без співавторів. У наукових працях, опублікованих у співавторстві з науковим керівником та іншими науковцями, автору належить:

- процедура перерахунку реальної швидкості руху маршруту по заданій ділянці траси в очікувану безпечну швидкість майбутнього поїзда, вагони якого мають критичну швидкість, не меншу за конструктивну [50];

- розробка конструкції торцевої стінки зварного ковпака у вигляді П-подібного каркасу із маломірного стандартного косинця [49];

- ідея півавтоматичної по-кадрової зйомки розміру між гребневим торцем обода колеса та зовнішньою гранню рейки, формування крапкової функції та її сплайн-апроксимація [52,53] ;

- методика визначення критичної швидкості вагона на змодельованих графіках $k_{\partial z}=F(v)$ [54] у точці початку високо-градієнтного зростання характеристики;

- у патенті [12] автору належить формулювання технічного рішення кріплення верхнього штирового передавального пристрою за допомогою косинця 120×100 мм;

- результати наукової публікації [9] належать авторам на рівних правах.

Апробація результатів дисертації. Результати дисертаційної роботи були викладені та обговорені: на міжнародних конференціях «Проблеми механіки залізничного транспорту» (Дніпропетровськ, 2008 р.) [8] і «Проблеми и перспективы развития транспортных систем: техника, технология, экономика и управление» (Київ, ДЕГУТ, 2011 р.) [9]; на науково-технічних радах Укрзалізниці, ДП «Придніпровська залізниця», ДП «Південно-Західна залізниця», ДП «Львівська залізниця»; на семінарах кафедр вагонів і вагонного господарства УкрДАЗТ та ДНУЗТ.

В повному обсязі дисертація доповідалась і була схвалена на міжкафедральному науковому семінарі кафедр механічного факультету Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В.Лазаряна 27.05.2011 р.

Публікації. Основні положення та результати роботи опубліковані у 9 наукових працях: 5 – у наукових фахових виданнях, затверджених ВАК України за фахом 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів, 1 патент на винахід, 1 додаткова брошура у залізничному видавництві «Рухомий склад», 2 – тези доповідей на міжнародних наукових конференціях.

Структура та об'єм дисертації. Дисертація складається із вступу, п'ятих розділів, висновків, списку використаної літератури і трьох додатків. Основний текст роботи викладений на 152 сторінках. Дисертація містить 72 рисунки і 16 таблиць, розміщених у тексті. Список літератури з 99 найменувань. Додатки на 24 сторінках. Загальний обсяг дисертації складає 176 сторінок.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ДЖЕРЕЛ, ПРИСВ'ЯЧЕНИХ СТІЙКОСТІ РУХУ ВАГОНІВ ТА ПІДВИЩЕННЮ КРИТИЧНОЇ ШВИДКОСТІ

1.1 З'ясування причин обмеження швидкості вантажних вагонів

Обов'язковим для виконання «Порядком розроблення та поставлення продукції на виробництво для потреб залізничного транспорту (ДСТУ 32.0.03.001-97)» передбачене проведення ходових динамічних випробувань вагонів як перед поставкою на виробництво (приймальні), так і періодично у процесі серійного випуску.

Нормативи приймальних ходових випробувань вагонів вимагають, щоб показники якості ходу і стійкості від вповзання коліс на рейки були позитивними при швидкості до 120 км/год. Саме ця швидкість називається конструктивною (V_k) і фіксується у технічних характеристиках вагонів.

Після закінчення у 70-х роках минулого сторіччя перевodu рухомого складу на роликові підшипники був розпочатий процес поступового підвищення швидкості руху вантажних поїздів. Однак, згодом виявилось, що реалізувати конструктивну швидкість вагона на протязі життєвого циклу (тобто, в період його експлуатації з дотриманням вимог технічного обслуговування і ремонту) неможливо через порушення безпеки руху. Так, уже при перевищенні 70 км/год неодноразово траплялись аварійні сходи порожніх вагонів з рейок. Їх розслідування показало, що у більшості випадків технічний стан як вагонів, так і колії був задовільний – явних несправностей виявити не вдавалось. Часто відзначався інтенсивний звивистий рух візків мод.18-100 під окремими вагонами у поїздах. Подібне явище було зафіксовано і у вагонів на старотипних візках інших типів. Так, у [47] повідомлено, що при початкових випробуваннях роликових букс з одним сферичним підшипником у візках МТ-50 при швидкості руху більше 75 км/год спостерігалось «підвищене виляння вагона, що викликає небезпеку сходу». Іноді інтенсивно виляючі візки

називали «шаленими» («шальными» [42]), справедливо вважаючи їх аварійно небезпечними. В результаті швидкість поїздів прийшлося обмежити: завантажених – до 80-85 км/год, а з порожніми вагонами – до 70 км/год. Закономірно, що ця міра не сприяла покращенню роботи залізничного транспорту.

Спроби підвищити швидкість вантажних поїздів проводились в останній чверті минулого сторіччя неодноразово. Окрім відповідних досліджень [44, 26, 66, 87], були наміри прискорити рух поїздів у наказовому порядку. Але невдовзі повторювались аварійні сходи з рейок, що примушувало вертатись до попередніх обмежень швидкості.

Для з'ясування причин цього недоліку Укрзалізниця наприкінці минулого сторіччя організувала спеціальні дослідження, які виконала лабораторія вагонів ДНУЗТу. П'ять піввагонів на візках мод.18-100, щойно побудованих ВАТ «КВСЗ», періодично піддавались ходовим динамічним випробуванням при різних експлуатаційних пробігах. Випробування проходили на полігоні Новомосковськ-Балівка у 4 етапи:

- I Нові піввагони з колесами, обточеними по профілю ГОСТ 9036, випробувались з швидкістю до 120 км/год. В результаті встановлено, що визначальні показники (вертикальні і поперечні динамічні зусилля, відповідні коефіцієнти динаміки, прискорення, а також запас стійкості від вповзання коліс на рейки) не виходили за нормативні межі. Інтенсивних вилянь ні візків, ні кузовів не зафіксовано. Плавність ходу оцінена на «відмінно», а за окремими параметрами – «добре». Цим було підтверджено, що на початку експлуатації нових вагонів можна безпечно реалізувати швидкість впритул до конструктивної.
- II Піввагони були включені у дослідний маршрут Кривий Ріг–Ужгород–Кошице (маршрут №2), де виконували перевезення залізної руди. Після експлуатаційного пробігу 20 тис.км їх знову подали на полігон і повторили динамічні випробування. Було встановлено, що тільки у одного вагона збереглись показники I етапу. У інших чотирьох вагонів (в порожньому стані) при швидкості вище 70 км/год було зареєстровано

якісну зміну динаміки. При проходженні прямолінійних ділянок полігону збурювались інтенсивні поперечні коливання колісних пар, виляння візків та кузовів. Вони затухали у криволінійних ділянках. Показники динаміки у горизонтальній поперечній площині при цьому збільшувались у 2-3 рази. Коефіцієнт стійкості від вповзання коліс на рейки (K_c) періодично виявлявся меншим за 1,4 – тобто нормативний 40%-ий запас від сходу не дотримувався. Оцінка плавності ходу змінювалась між «задовільно» та «незадовільно».

III Піввагони пробігли у дослідному маршруті ще 20 тис.км (сумарно – 40 тис. км) і втретє піддалися динамічним випробуванням. У всіх п'яти вагонів зареєстроване якісне погіршення показників динаміки при швидкості, дещо більшій за 70 км/год. Характер цього погіршення мало відрізнявся від відміченого на етапі II.

IV Після сумарного пробігу 60 тис.км динамічні випробування піввагонів були проведені вчетверте. Виявилось, що якісна залежність зареєстрованих параметрів від швидкості руху залишилась такою, як на етапі III.

Цей експеримент показав, що конструктивну швидкість (120 км/год) вагона (на візках мод.18-100 з шойно обточеними колесами за профілем ГОСТ 9036) можна безпечно реалізувати тільки до пробігу 20÷30 тис.км. Після цього експлуатаційну швидкість слід обмежувати. У порожнього вагона вже при швидкості 72 км/год настає втрата стійкості руху в прямолінійних ділянках колії. Візки мод. 18-100 після втрати стійкості стають «шаленими» і виникає загроза сходу.

Вказані результати досліджень широко обговорювались в УЗ, на залізницях України (у тому числі за участю автора дисертації), вагонобудівних заводах і навчальних закладах. Оскільки проблема актуальна для усіх залізниць стандарту 1520 мм, відповідна публікація [77] була поміщена в журналі «Железнодорожный транспорт» РФ, що випускається залізницями усіх країн СНД та Балтії.

Існуючі обмеження швидкості руху вантажних поїздів приводять до невикористання продуктивності вагонів, за експертними оцінками, на ~15 %. Це спричиняє основні негативні наслідки:

- Зростання потреби у рухомому складі. Необхідно утримувати надлишковий парк вагонів та локомотивів для виконання потрібного об'єму перевезень. Пов'язані з цим економічні втрати оцінювались на прикладі залізничних перевезень по напрямку Кривий Ріг-Ужгород. Дослідження початково (у 2006 р.) виконувались для існуючого стану залізничної колії. Інтерполяційними методами була визначена допустима швидкість поїздів при умові задовільної плавності ходу вагонів, обладнаних пристроями, що перешкоджають втраті стійкості руху. В результаті рекомендувалось по конкретних ділянках траси (її довжина в обох напрямках – 2700 км) реалізувати швидкість [27]: існуючу на той час (70-85 км/год) – на 40% загальної довжини траси; до 100 км/год і до 120 км/год – відповідно на 36% і 24% довжини. У звіті з НДР приведений розрахунок економічного ефекту від прискорювання руху поїздів, виконаний разом з к.е.н. Гненним О.М. Визначено, що річний розрахунковий ефект від збільшення швидкості руху складе 275 млн.грн, тобто по 10 млн.грн. на кожні 100 км траси. Оскільки визначення економічного ефекту не входило у задачі дисертації, сутність розрахунків із [27] наведена у ДОДАТКУ А.

- Труднощі щодо інтеграції Укрзалізниці у європейську спільноту. При включенні вантажних вагонів УЗ на візках мод.18-100 (з колісними парами для колії 1435 мм) у поїзди європейських залізниць приходиться обмежувати швидкість, що вибиває ці поїзди з графіку руху. Ще складніше забезпечити пропуск європейських вагонів через територію України, оскільки їх кузови необхідно переставити на типові візки мод.18-100 з використанням п'ятникових адаптерів і подоланням розбіжності у відстанях між ковзунами (або ж переставити кузови на спеціальні візки ДК2000 [20]).

1.2 Стійкість руху залізничного рухомого складу

Математичну теорію стійкості руху фізичних об'єктів започаткував у кінці 19-го століття О.М.Ляпунов [45]. Його теорія стійкості стала основою для багатьох важливих розробок у математиці, механіці, техніці. Основні визначення стійкості можна звести до наступного:

■ Незбурений рух називається стійким, якщо при невеликих відхиленнях початкових умов відхилення узагальнених координат і швидкостей при будь-якому збуренні руху від їх значень при незбуреному русі залишається малим на протязі будь-якого проміжку часу.

■ Якщо параметри збурення асимптотично наближаються до нуля, тобто, — збурений рух асимптотично наближається до незбуреного — то такий незбурений рух називається асимптотично стійким, або абсолютно стійким.

■ У протилежному випадку рух називається нестійким.

■ Якщо усі корені характеристичного рівняння системи лінійних диференціальних рівнянь незбуреного руху першого приближення мають від'ємні речовинні частини, то незбурений рух асимптотично стійкий при будь-яких членах вищого порядку в рівняннях збуреного руху.

■ Якщо серед коренів характеристичного рівняння системи лінійних диференціальних рівнянь незбуреного руху першого приближення є хоча б один з позитивною речовинною частиною, то незбурений рух нестійкий. при будь-яких членах вищого порядку в рівняннях збуреного руху.

■ Якщо серед коренів характеристичного рівняння системи лінійних диференціальних рівнянь першого приближення відсутні корені з позитивною речовинною частиною, але є корені з нульовою речовинною частиною, — то стійкість руху визначається членами другого і більш високого порядків в диференціальних рівняннях збуреного руху.

У вітчизняній технічній літературі проблема стійкості руху залізничних екіпажів почала аналізуватись піввіку назад. Вперше математичний аспект поняття «стійкості руху залізничного рухомого складу» був сформульований

академіком НАН України Лазаряном В.А. у роботах [35, 36]. Зокрема, у [36] проаналізовані корені характеристичного полінома, побудованого на основі диференційних рівнянь незбуреного поступального руху 4-вісного піввагона. Одержані такі позитивні значення дійсної частини однієї пари сполучених коренів:

$$\text{при } v= 20 \text{ м/сек (72 км/год)} \quad \lambda_{5,6}= 0,00612 \pm 0,237i;$$

$$\text{при } v= 30 \text{ м/сек (108 км/год)} \quad \lambda_{5,6}= 0,01423 \pm 0,235i;$$

$$\text{при } v= 40 \text{ м/сек (144 км/год)} \quad \lambda_{5,6}= 0,00252 \pm 0,229i.$$

Всі інші корені характеристичного полінома мали від'ємні дійсні частини. Зроблений висновок, що незбурений поступальний рух 4-вісного піввагона нестійкий, тобто «при будь-якій малій початковій швидкості у напрямку, перпендикулярному осі колії, у процесі подальшого руху вагона всі збурення наростають до тих пір, поки гребені коліс не вступають у контакти з головками рейок». Підкреслюється відсутність аперіодичних рухів при втраті стійкості, що свідчить про наявність коливання на ширину колійного зазору.

Подальший розвиток математична проблема стійкості руху залізничних екіпажів знайшла у працях В.А.Лазаряна і вихованців його наукової школи М.Л. Коротенко, Ю.В.Дьоміна, О.А.Львова та ін. [38, 39, 21. 43].

Дослідження ознак стійкості руху. за ознаками О.М. Ляпунова, по відношенню до залізничних вагонів виливаються в рішення досить об'ємної задачі. Із нечисленних публікацій останніх років розглянемо для прикладу [15], де описана процедура визначення критичної швидкості пасажирського вагона побудови ВАТ «КВБЗ» на візках мод.68-7007. Дослідження складаються з наступних етапів:

- ◇ Сформована система диференційних рівнянь незбуреного поступального руху вагона у просторовій постановці з 39 ступенями вільності. У праві частини рівнянь входять зусилля взаємодії коліс з рейками (сили Крипа), залежні від швидкості вагона і нараховані для зношених ободів.

◇ Побудована означальна матриця A' виду

$$A' = \begin{bmatrix} 0 & E \\ A^{-1} C & A^{-1} B \end{bmatrix},$$

де A, B, C, E — матриці відповідно; інерційних, дисипативних, квазіпружних коефіцієнтів диференційних рівнянь і одинична. Частина компонентів матриці залежні від швидкості V вагона.

◇ Нараховані власні значення λ_i (корні характеристичного поліному) означальної матриці A' спочатку для низької докритичної швидкості v_0 . Усі їх дійсні частини мають бути від'ємними — $\text{Re } \lambda_i < 0$.

◇ Попередній етап багаторазово повторювався. з поступовим збільшенням швидкості вагона. поки максимальна дійсна частина серед власних значень не стане нульовою — $\text{Re } \lambda_i^{\max} = 0$. Відповідна швидкість є критичною — $v_{кр}$, при якій втрачається стійкість руху вагона.

Очевидна як висока трудомісткість алгоритму, так і його непрозорість щодо визначення конструктивних параметрів, які впливають на величину критичної швидкості.

Зустрічається підхід [88], коли система рівнянь, яка описує динаміку вагонтяжного (у статті [88] — 8-вісного) вагона, зводиться до одного диференційного рівняння високого порядку і оцінюється стійкість його рішення. Такий підхід не може бути рекомендований для інженерної практики через складність і неоднотипність аналітичних перетворень.

На цей час розроблені високо достовірні алгоритми та комп'ютерні програми для моделювання просторової динаміки (змушених коливань) вагона стандарту 1520 мм, що рухається по колії із нерівностями. В основі їх закладені або рівняння Лагранжа [19, 22, 55, 83] або принцип Даламбера [10, 11, 16, 79, 85]. Рішення нелінійних диференційних рівнянь проводиться числовими методами інтегрування. Можливо відтворити нелінійності зв'язків типа сухого тертя, зазорів та ін. На виході алгоритмів одержують залежності динамічних параметрів від швидкості, амплітудні характеристики і їх спектральну щільність. Принцип визначення останньої приведений у [9]. Нижче у

п.1.4 та розділі 3 будуть проаналізовані одні з перших результатів комп'ютерного динамічного моделювання вагона В.Д.Хусидовим [79] і показана можливість виявлення ознак втрати вагоном стійкості руху. Метод динамічного моделювання з аналізом результатів на дотримання стійкості руху вагона можна вважати найбільш ефективним щодо експериментального погодження достовірності результатів.

Проведення експериментальних досліджень стійкості руху описані у [3, 4, 37 та ін.].

Цікаво розглянути появу необхідності забезпечення стійкості руху пасажирських вагонів бувшого СРСР. У 60-х роках минулого сторіччя було поставлене завдання розробити пасажирський вагон з конструктивною швидкістю 160 км/год (раніше не перевищувала 120 км/год). Проектування візка стандарту 1520 мм для такої швидкості доручили КБ Калінінського (Тверського) вагонобудівного заводу. Початково візок був спроектований згідно існуючим нормативним вимогам. Однак, приймальні випробування показали, що уже після досягнення ~ 140 км/год збурились інтенсивні поперечні автоколивання виляння і, одночасно, якість ходу вагона стала незадовільною. Для заводських спеціалістів це явище було несподіваним і незрозумілим. Візкам присвоїли тип КВЗ-5, встановили $V_k = 120$ км/год і запустили у серійне виробництво. Згодом ЦНИИ МПС (нині ВНИИЖТ) було доручено їх доопрацювати. Вчені вагонного відділення ЦНИИ були відряджені у передові європейські країни для ознайомлення з конструктивними особливостями швидкісних пасажирських візків. Аналіз закордонного досвіду спонукав змінити спосіб передачі навантаження від кузова на візки (через бокові ковзуни) і одночасно ввести поводкові зв'язки між рамою і надресорною балкою. В результаті після доопрацювання візок назвали КВЗ-ЦНИИ і за результатами випробувань переконались, що він забезпечує стійкість руху вагона з підвищеною $V_k = 160$ км/год. Серійний випуск таких візків продовжується до цього часу.

У 70-х роках під керівництвом В.А.Лазаряна був проведений унікальний експеримент – випробування дослідного вагона з реактивними двигуна-

ми, обладнаного візками, конструктивно однотипними з КВЗ-ЦНИИ [37]. Початково планувалось довести швидкість до закритичного рівня, щоб зареєструвати динамічні процеси нестійкого руху. Була встановлена рекордна на той час швидкість вагона – ~250 км/год, але втрати стійкості не відбулось. Коливання виляння візків гасилися роботою тертя в опорних ковзунах-демпферах. Щоб досягнути мети експерименту, прийшлося опісля вставити у підп'ятники дослідного вагона спеціальні втулки, від чого у ковзунах виникли зазори, а впирання кузова на візки стало центральним. Крім цього, довелося „підпсувати” фрикційні гасники у візках дослідного вагона. При повторних дослідних поїздках процеси втрати стійкості були зареєстровані. Але перша частина експерименту показала, що при мало зношених ободах коліс (профіль ГОСТ 9036) критична швидкість візка КВЗ-ЦНИИ перевищує 250 км/год.

З урахуванням досвіду створення візка КВЗ-ЦНИИ, в 70-х роках минулого сторіччя були розроблені вимоги ЦНИИ МПС до пасажирських вагонів для швидкості руху 200-250 км/год. Зокрема, у публікаціях А.А.Долматова [23, 24] , були вперше сформульовані загальні вимоги до «системи демпфування звивистого руху візків» – підвищення стійкості руху. У якості основного методу рекомендується використання сил тертя в бокових опорах кузова на візки. Пару тертя рекомендовано утворювати двома контактуючими деталями ковзунів: 1 (на візку) – із м'якого матеріалу – пластмаси, деревопластику чи металу і 2 (на кузові) – із сталі з твердістю HRS=45. Вказана пара повинна працювати із стабільним коефіцієнтом тертя $\mu = 0,12-0,17$. Приведена формула для визначення моменту тертя, створюваного ковзунами-демпферами

$$M_m = (0,1-0,12) \cdot 2p_o l_2.$$

Визначимо, які дисипативні зусилля у ковзунах задовольняють вказаному моменту. Якщо осьове навантаження пасажирського вагона $p_o = 18$ т, база візка $2l_2 = 2,4$ м, то рекомендований момент тертя складе $M_m = 2,16 \div 2,592$ тм, а дисипативна сила (від тертя) у парі ковзунів візка-кузова

$$F_0 = M_m/2b_2 = 1,42 \div 1,7 \text{ т},$$

де $2b_2 = 1,524 \text{ м}$ — поперечна база ковзунів.

Тут же було чітко сформульоване *призначення подовжніх повідків* (повідкових пристроїв). Вони служать, *щоб тертя в опорних ковзунах реалізувати для демпфування звивистого руху візка*. Замічено, що вільні зазори у повідках не допускались і навіть не рекомендувались резинові шарніри, а тільки шарові (остання вимога виявилась черезмірно жорсткою, практично повідкові пристрої з впресованими резиновими втулками у шарнірах добре виконують функції передавальних пристроїв).

Слід відмітити, що в пізніших джерелах [8, 41 та ін.] це призначення повідків чомусь не приводиться, а висвітлюється інша функція — утримання шкворневої балки у центральному положенні.

1.3 Способи підвищення критичної швидкості вагонів

Забезпечення стійкості руху — одна з головних проблем при розробці високошвидкісного рухомого складу, зокрема, для поїздів-експресів. Доцільно у першу чергу ознайомитись з досвідом збільшення критичної швидкості таких вагонів. Відповідну інформацію автор накопичував через вивчення зразків техніки французьких, німецьких та ін. європейських залізниць на міжнародних виставках, при розгляді рекламних проспектів та спілкуванні з представниками розробників. Поступлення інформативних джерел обмежене, деякі відомості знайдені в інтернеті [93÷99]. Втрату стійкості руху із збуренням автоколивальних виляння у східних джерелах іменують «shimmy» — вібрація, коливання (коліс), один з популярних танців 20-х років [71, 97].

Зазвичай, від збурення небажаних коливань захищаються шляхом їх гасіння у самому зародку. Але розмістити демпфери поперечних коливань між колісними парами та рейками дуже складно. Тому використовуються пристрої, що гасять у зародку коливання виляння рам візків, збільшуючи тим самим достатньо високу критичну швидкість експресу.

■ Гідравлічні демпфери¹ спеціального типу успішно працюють на високошвидкісних поїздах-експресах TGV (Франція) [94]. На рис.1.1,*a* схематично показаний вид зверху на візок (під міжвагонним з'єднанням).

Два гідравлічні демпфери *Д* розміщені горизонтально подовж осі колії. Одними кінцями вони приєднані до кронштейнів на рамі візка, а протилежними — асиметрично до кузовів сусідніх вагонів. Виляння рами візка згасують завдяки поглинанню енергії у демпферах, — і втрати стійкості руху не відбувається. З рис. 1.1,*b* видно, що ці демпфери (поз. *Д*) значно потужніші від гідравлічних гасників коливань (поз. *Г*), що дозволило підняти безпечну швидкість експресу до > 350 км/год. Показаний варіант демпфера *Д* у верхній частині має воронку для регулярного контролю та поповнення робочої рідини, витік якої може привести до тяжких наслідків.

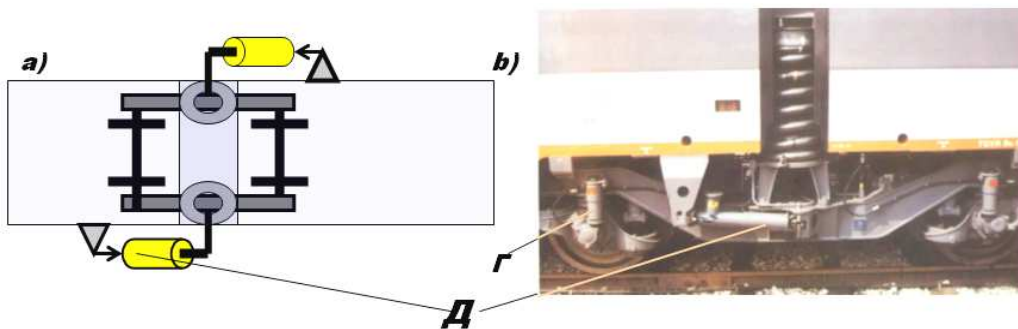


Рис. 1.1. Розміщення демпферів на візках експресу TGV:
а) схема зверху; б) фото візка

■ Демпфери фрикційного типу поширені як на експресах, так і на типових пасажирських вагонах. Щоб не вводити нових деталей, кожний демпфер створюється парою притиснутих один до іншого бокових ковзунів (рис. 1.2):

{1} — ковзун на надресорній балці візка;

{2} — відповідаючий йому на шкворневій балці кузова.

¹ *демпер* (від *damper* – амортизатор, глушитель) — цим терміном визначимо гасник виляння рами візка, щоб не плутати з гасниками коливань ресорного комплекту.

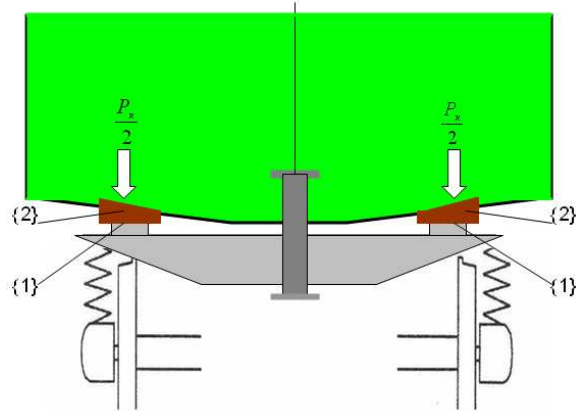


Рис. 1.2. Схема обпирання кузова на бокові ковзуни; {1}-{2}– пара тертя

У пасажирських вагонів (з майже стабільною масою кузова) стиск пластин ковзунів-демпферів забезпечується передачею вертикальних навантажень від кузова на візки через вказані ковзуни. Для ефективного гасіння коливань виляння необхідно, щоб поверхні тертя демпферів працювали з підходящим коефіцієнтом тертя і без мікро-схоплень (властивих для обох ковзунів із сталі). Тому ковзуни {2} кузова (рис. 1.2) виготовляють сталевими, а {1} візка – з спеціальних пластиків (раніше – з чавуну).

Обов'язковою умовою ефективності ковзунів-демпферів є синхронна передача коливань виляння від рами візка на надресорну балку. Необхідно, щоб кутові переміщення цих деталей збурювались сумісно.

Передаючий пристрій – спеціальний вузол, що забезпечує мінімальні кутові зазори між рамою візка і надресорною балкою, обладнаною деталями {1} ковзуна-демпфера. Відомі два типи передаючих пристроїв – трьохважільні та повідкові.

Трьохважільний передаючий пристрій представляє собою шарнірний механізм (рис. 1.3), стрижні якого розміщені П-подібно. Вільні кінці поздовжніх стрижнів 1 приєднані вертикальними шарнірами до балок рами візка P , а протилежні кінці — до поперечного стрижня 2 за допомогою горизонтальних шарнірів. Зовнішня сторона поперечного стрижня щільно прилягає до бокової поверхні надресорної балки $НБ$. Така конструкція пристрою зв'язує кутові переміщення надресорної балки з виляннями рами візка, залишаючи незалежними їх вертикальні та поперечні переміщення. Описані пристрої

знайшли використання в конструкції дослідних візків «ГОША» (сумісні розробки швидкісних візків пасажирських вагонів країн ОСЗ) для швидкості руху до 250 км/год. Кожний візок «ГОША» обладнувався одним трьохважільним передаючим пристроєм.

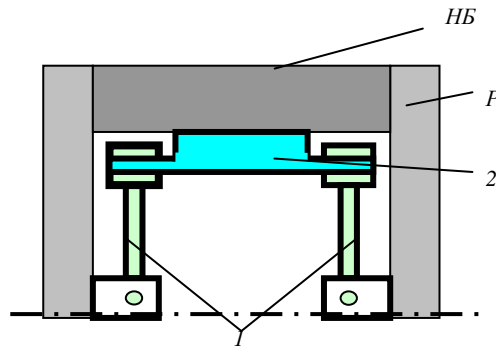


Рис. 1.3. Трьохважільний передаючий пристрій:
НБ – надресорна балка; *Р* – рама візка; 1 – подовжні важелі;
 2 – поперечний важіль

По два пристрої (з обох сторін надресорної балки) встановлені на візок MD-530 для ІС-експресів (Німеччина) [95], які експлуатують з швидкістю до 280 км/год (рис. 1.4).

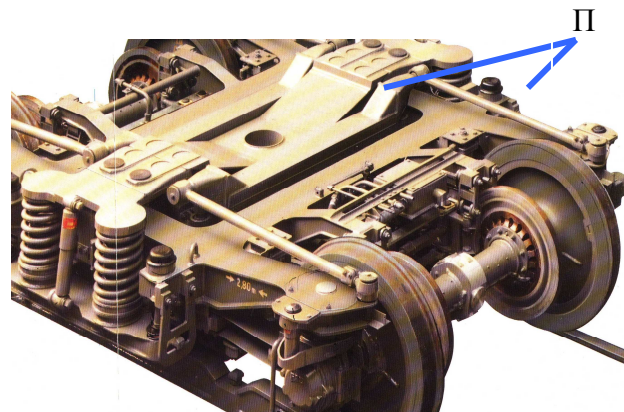


Рис. 1.4. Візок експреса ICE (ФРН): П — передаючий пристрій

На серійних пасажирських візках КВЗ-ЦНИИ (про стійкість їх руху див. п.1.2) функції передачі на ковзуни-демпфери автоколивань виляння, що збуджуються при втраті стійкості руху, виконують повідкові пристрої (рис. 1.5).

Трубчатий вал 2 пристрою за допомогою «шарнірів без тертя» (повороти яких здійснюються за рахунок пружних деформацій резинових блоків)

зв'язаний одним кінцем 3 з надресорною балкою, а іншим 1 — з кронштейном на рамі візка, встановленим в вертикальній площині осі колісної пари.

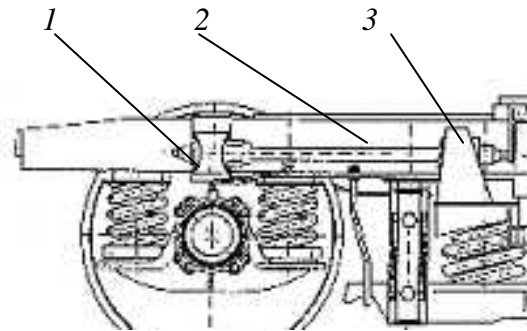


Рис. 1.5. Розміщення повідкового пристрою на візку КВЗ-ЦНИИ-М

Два таких пристрої (розміщення повідків кососиметричне), забезпечують сумісність автоколивальних впливів рами візка та надресорної балки, стимулюючи роботу фрикційних ковзунів-демпферів.

У 4-вісних вантажних вагонах УІС на візках У-25 стійкість руху до швидкості 120 (або 100) км/год [90, 92] теж забезпечується ковзунами-демпферами. Але сприймати ковзунами повне навантаження від кузова нецільно, бо маса кузова суттєво змінюється — після завантаження стає у 3-4 рази більшою, ніж у порожньому стані. Відповідно будуть змінюватись і сили тертя між ковзунами. Критична ж швидкість має мінімальне значення для порожнього вагона. Тому стиск демпферів здійснюється пружними ковзунами візка і не залежить від завантаження кузова, зусилля від якого на візок передаються здебільшого через п'ятниковий вузол.

Конструкція візків У-25 (рис. 1.6) забезпечує передачу коливань впливів на ковзуни-демпфери. Зокрема, ресорне підвішування 3 складається з пружин, які попарно встановлені між буксовим балансирам і рамою візка 2. Остання досить жорстко з'єднана з надресорною балкою 1, що зводить до мінімуму їх взаємні кутові переміщення. Розміщені на надресорній балці два пружних ковзуни K (рис. 1.7, схема Сх) сприймають і гасять коливання впливів рами 2. Основні деталі ковзуна візка — дві сталеві пружини з верхньою робочою фрикційною пластиною. Після підкочення візка під вагон пружини K прогинаються, створюючи нормальне зусилля $N_k \approx 10$ кН, що пос-

тійно стискує пластини утвореного таким чином демпфера. Відповідно зусилля P_n на підп'ятник зменшується. Сферичне обпирання п'ятника вагона на підп'ятник візка ліквідує перевалки кузова, тому ніяких додаткових опор пружного ковзуна непотрібно.

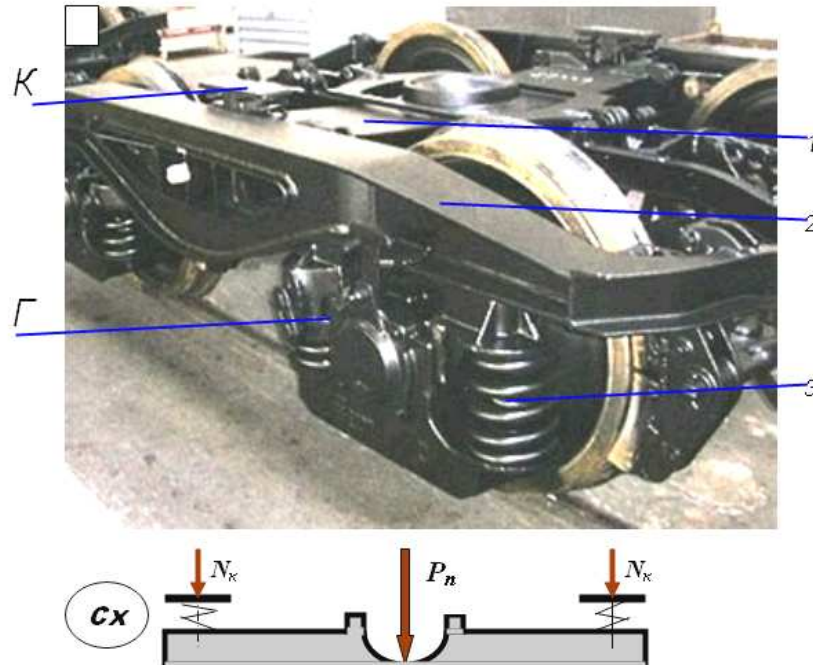


Рис. 1.6. Візок Y-25 для залізниць з шириною колії 1435 мм:

- 1 — надресорна балка; 2 — рама візка; 3 — ресорне підвішування;
 К — пружний ковзун; Г — розміщення гасника коливань;
 Сх — схема передачі вертикального навантаження від кузова

Принципово важливо, щоб буксове підвішування не створювало «послаблень» у передачі поперечних переміщень колісних пар на раму візка, бо тоді ковзуни-демпфери перестануть чітко гасити автоколивання, що зароджуються від колісних пар. Це забезпечується конструкцією вузла впирання рами на балансири корпуси буксових вузлів через пружини з фрикційним гасником.

На рис. 1.7 показана конструктивна схема буксового ресорного підвішування візка. Поздовжня балка 1 рами через пару двохрядних пружин 2, 3 впирається на балансири 4. На пружині, що знаходиться ближче до центру візка, розміщений ковпак 5 — важільний привід підвісного гасника коливань. Чим більший прогин пружин, тим сильніше натискання приводу на штовхальник 6. Останній притискується поверхнею тертя до грані 7 балансиру, про-

тилежна грань якого 8 одночасно тисне на поверхню 9 зовнішнього кронштейна рами візка. Через тертя у парах 6-7 та 8-9 відбувається гашення коливань ресорного комплексу. Перевага такої конструкції підвісного гасника — у самоліквідації зазорів, які появляються внаслідок зносів фрикційних поверхонь. База візка в процесі експлуатації незначно зменшується, але виникнення поздовжніх зазорів у сполученнях рами з балансирами принципово неможливе. Якщо збурюється вилання візка, то воно негайно гаситься пружними ковзунами-демпферами.

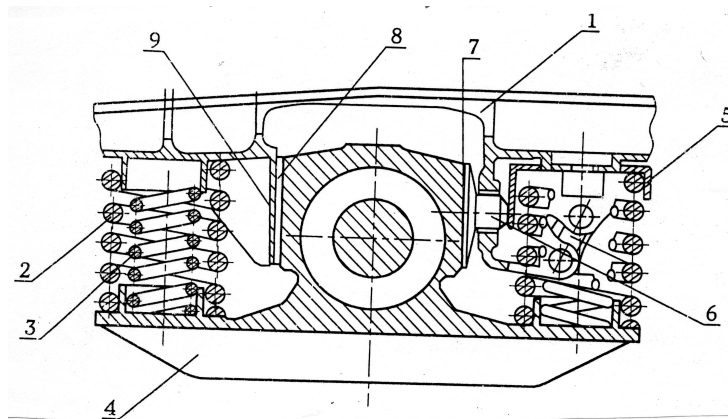


Рис. 1.7. Вузол буксового підвішування візка Y-25

1.4 Дослідження візків з клиновими гасниками на предмет збільшення безпечної швидкості

Візок моделі 18-100 (раніш ЦНИИ-ХЗ) уже 60 років використовується у якості ходових частин як 4-вісних, так і 8-вісних вантажних вагонів стандарту 1520 мм. За цей час пропонувались десятки альтернативних конструкцій, але під час порівняльних випробувань візок 18-100 незмінно визнавався кращим не тільки по простоті і надійності, але і дякуючи піклуванню головної організації з випробувань ВНИИЖТ, яка виступила розробником початкової моделі ЦНИИ-ХЗ.

Дослідженнями візків мод. 18-100 займалися П.С.Анісімов [1], С.В.Вершинський [11], Л.А.Шадур [8] та багато інших вчених-вагонників [17, 25, 29, 79 і ін.].

Щодо проблеми стійкості руху, то вперше теоретичні дослідження динаміки вагона на візках мод.18-100 з пружними ковзунами при різних зносах колісних пар виконав В.Д.Хусидов [79]. Він визначав на комп'ютерних моделях динамічні характеристики руху вагона з беззазорними ковзунами конструкції УВЗ-МИИТ (рис. 1.8), у яких пружина займала горизонтальне положення і стискувала пару ковзунів через посередництво клина. Форми зношених профілів коліс задавались за фактичним їх обрисом в експлуатації при різних пробігах вагона. На математичній моделі, описуючій просторову динаміку вагона під час руху, В.Д.Хусидов відтворював зношені ободи коліс (тоді спостерігалось переважно наростання прокату до 9 мм). Результати моделювання завантаженого піввагона представлені у [79] в формі таблиць.

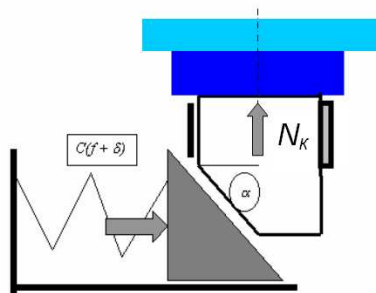


Рис. 1.8. Схема пружного ковзуна УВЗ-МИИТ

Для їх аналізу автором дисертації побудовані графіки залежності поперечної динамічної сили H_y (що діє на ресорний комплект візка) від швидкості вагона (рис. 1.9). Пунктирна лінія «Типові ковзуни», побудована за розрахунками моделі завантаженого вагона з стандартними візками і зазорами у ковзунах, круто зростає в інтервалі $v=90\div 110$ км/год до гранично допустимого значення $H_y''=66$ кН (40% від вертикального статичного навантаження на ресорний комплект $P_{p.к.}=165$ кН). У зоні вказаного зростання параметрів горизонтальної динаміки (на рис. 1.9 ця зона виділена вертикальними лініями) знаходиться критична швидкість завантаженого піввагона. Подібне, але менш інтенсивне зростання поперечних зусиль, спостерігається також у структурі ліній «I-пружні ковзуни» і «II-пружні ковзуни. Остання характеризується у [79], як оптимальна. Перерахунок рекомендацій В.Д. Хусидова сто-

совно до сучасної конструкції пружних ковзунів візків дає «оптимальне» значення зусилля стиску фрикційних пластин $N_K = 12$ кН.

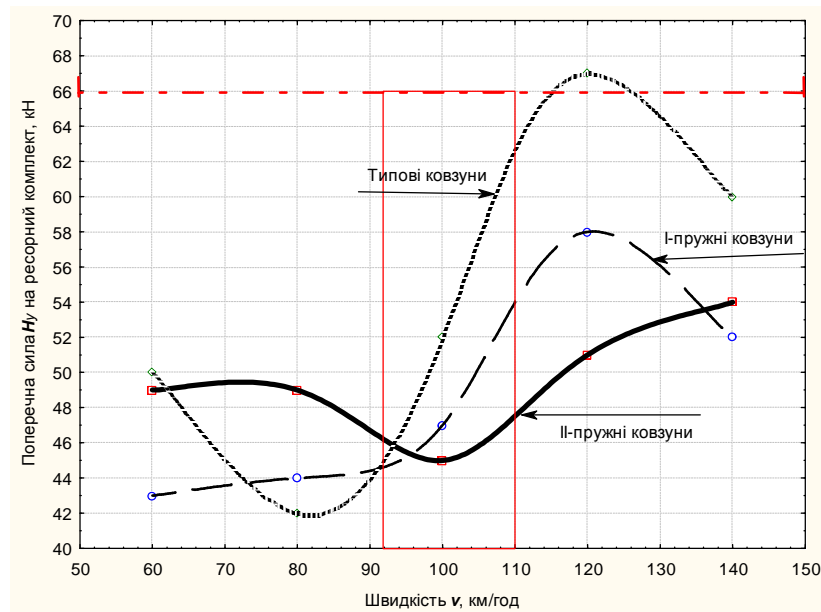


Рис 1.9. Залежність поперечної динамічної сили від швидкості завантаженого піввагона за даними [79]

Таким чином, вже на перших просторових динамічних моделях вагона відтворювались процеси, що супроводжують втрату стійкості руху. Однак, практичні спроби стабілізувати рух вагонів на візках мод.18-100 у минулому сторіччі закінчувались, як правило, безрезультатно.

Комплексна модернізація за проектом С.03.04, інструкція ЦВ 0083 з елементами «А. Стакі». Значних успіхів у напрямку демпфування коливань вилання вантажних візків досягла фірма «А.Стакі» (США). Нею розроблена оригінальна технологія модернізації розповсюджених у США візків Даймонда, в яких використані клинові устрої, подібні до гасників візків мод. 18-100. Спеціалісти «А. Стакі» були залучені до впровадження своєї технології при модернізації візків УЗ. Науково-технічні розробки цього напрямку взяв на себе ІТМ НАНУ, запропонувавши одночасно з модернізацією «А. Стакі» переточку коліс на зносостійкий профіль ІТМ-73 [64, 82, 84].

Модернізацією передбачено зрізати існуючі ребра жорстких ковзунів візка мод. 18-100, підготувати на надресорній балці горизонтальні площадки і встановити попередньо виготовлені пружно-каткові ковзуни.

Ковзун (рис. 1.10) має основну деталь — фрикційний башмак 2, що постійно притискується до парного ковзуну кузова уретановою вставкою 1.

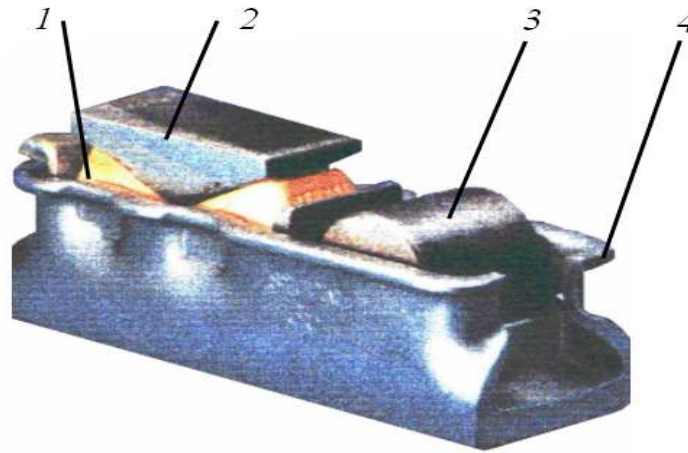


Рис. 1.10. Пружно-катковий ковзун, розроблений фірмою «А. Стакі»

Поруч розміщений ролик 3, призначений для виконання двох функцій — сприйняття перевантажень під час перевалок кузова і зменшення опору при вписуванні вагона у криві. Вказані та допоміжні деталі розміщені у сталюму корпусі 4, що має торцеві приливи для кріплення до надресорної балки самоконтрящими болтами.

Башмак 2 (експлуатаційники часто називають його «ковпак») відлитий з високоміцного чавуну і загартований до твердості ~ 600 НВ. Разом з кузовним ковзуном із високоміцної сталі він створює малозносну фрикційну пару, не схильну до мікро-схоплень. Для стиснення цієї пари використовується вставка 1, що виготовляється у США з високоякісного поліуретану. Передполімером для нього служить ПФДІ², який надає (за свідченням реклами) «надзвичайно високу стійкість до багатократних динамічних навантажень, виключно високий опір подрізу, роздиру, гідролізу, дії агресивних середовищ».

Випробування ковзунів «А. Стакі» підтвердили їх високі демпфуючі якості і стабільну роботу. В експлуатаційних умовах УЗ слабким місцем виявився ролик 3, який вільно вставлений у корпус 4. Оскільки існуючий парк вагонів не обладнаний швидкозйомними скріпленнями між візками і кузо-

² ПФДІ — парафенілендиізаціонат (хім.)

вом, то не виключена можливість випадання ролика. Це і траплялось під час розпуску составів з сортувальних гірок, коли кузов вагона підскакував відносно візка при значних співударах. Крім того, нагляд за роликами в експлуатації не виявив слідів їх зносу.

Функція передачі вилання боковин на надресорну балку забезпечується заміною типових клинів на спеціальні, розроблені фірмою. Вдале розміщення уретанової накладки $У$ (рис. 1.11) між корпусом клина $К$ та скошеною поверхнею надресорної балки $Н$ створює досить стійке з'єднання цих деталей. Вібрації бокових рам, що виникають при збуренні автоколиваний вилання візка, не в змозі пересилити зчеплення поверхонь, тому прискорення \ddot{x} сприймаються торцевою частиною надресорної балки без її зміщень відносно клинів.

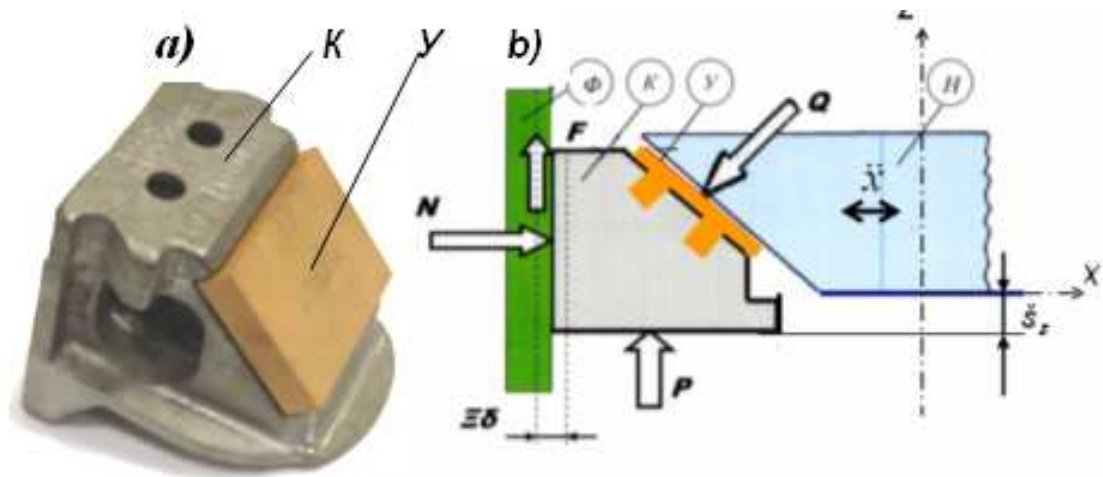


Рис. 1.11. Фрикційний клин конструкції «А. Стакі»:

а) загальний вид; б) схема розміщення у візку та діючі зусилля

Корпус клина $К$ відлитої з високоміцного чавуну і загартований аналогічно башмаку ковзуна, чим ліквідуються мікросхоплення і суттєво зменшуються зноси вертикальної поверхні тертя. На нахиленій поверхні корпусу клина передбачені заглиблення, в яких закріплюється уретанова накладка $У$.

Від надресорної балки на клин діє нормальне зусилля Q (рис. 1.11, б) і дотичні сили, які не в змозі перебороти зчеплення з накладкою $У$. Знизу клин сприймає реакцію P підклинової пружини. З боку фрикційної планки Φ ді-

ють нормальні N та дотичні $F_{x,y}$ складові зусилля, забезпечуючи гасіння коливань ресорного комплексу візка.

Початкове заниження $\check{s}_z=10$ мм клинів відносно надресорної балки сприяє компенсації зносів, чим забезпечується підвищення критичної швидкості руху протягом міжремонтного періоду експлуатації вагона.

Поруч з вказаними перевагами, модернізація за проектом С.03.04 має недоліки — необхідність використовувати закуплені (частково імпортні) комплектуючі вузли, потреба у висококваліфікованому персоналі для виконання операцій збирання, регулювання і вихідного контролю візків.

Висновки до розділу 1

1. Конструктивну швидкість (120 км/год) нових вантажних вагонів на візках мод.18-100 можна безпечно реалізувати тільки до пробігу 20÷30 тис.км. Після цього експлуатаційну швидкість слід обмежувати через втрату стійкості руху, яка загрожує аварійними ситуаціями.

2. Існуючі обмеження швидкості руху вантажних поїздів приводять до погіршення показників роботи Укрзалізниці, зростання потреби у рухомому складі, труднощів щодо інтеграції УЗ у євроспільноту.

3. Дослідженнями вагонів встановлено, що стійкість їх руху дотримується до набору так званої критичної швидкості (яка залежить від зносів ободів коліс та стану завантаженості), після чого рух вагона отримує нестійкий характер з інтенсивними виляннями та незадовільною якістю ходу.

4. Математична інтерпретація та використання ознак Ляпунова по відношенню до стійкості руху залізничних вагонів складні для інженерно-практичного використання і непрозорі щодо визначення конструктивних параметрів, які створюють обмеження швидкості.

5. Стійкість руху високошвидкісних пасажирських вагонів досягається гасінням коливань виляння рам візків гідравлічними демпферами, або фрик-

ційними парами безззорних ковзунів разом з передаючими пристроями для зв'язку кутових переміщень рами візка і надресорної балки.

6. Збільшення критичної швидкості вантажних вагонів UIC на візках Y-25 забезпечується ковзунами-демферами, які стиснуті пружними ковзунами візка. Для гасіння вилянь візків мод.18-100 використовують пружні ковзуни разом з спеціальними клинами гасників, розробленими фірмою «А. Стакі».

7. Для теоретичного дослідження стійкості руху вагонів колії 1520 мм доцільно перевірити ефективність використання просторових динамічних моделей з урахуванням зносів ходових частин. Результати моделювання бажано представляти у виді, що дозволяє виявити ознаки втрати стійкості руху (раніше у джерелах такого аналізу результатів не приводилось).

РОЗДІЛ 2

ВТРАТА СТІЙКОСТІ ВАНТАЖНИМИ ВАГОНАМИ СТАНДАРТУ 1520 мм. СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ КРИТИЧНОЇ ШВИДКОСТІ

2.1 Інженерний аспект проблеми стійкості руху

З позицій інженера-механіка незбурений рух фізичних тіл — це ідеалізація, яку зручно описати диференціальними рівняннями з нульовими правими частинами. Поступальний рух реального об'єкту (окрім дії зусиль для створення кінетичної енергії та подолання опору), завжди супроводжується випадковими силовими збуреннями, які спричинюють додаткові коливання. При цьому механічні параметри об'єкту — величини і розподіл мас, жорсткостей, поглиначів енергії — можуть по різному впливати на загальний характер процесу руху:

- або сприяти гасінню вказаних додаткових коливань, не допускаючи їх суттєвого впливу на напрямок руху;
- або ж не перешкоджати посиленню додаткових коливань аж до зміни існуючого напрямку.

В залежності від вказаного, можна констатувати, що об'єкту притаманний або стійкий, або ж нестійкий рух.

Рух об'єкта, що піддається випадковим збуренням, вважається стійким, якщо додаткові коливання об'єкта від дії поперечного (відносно напрямку руху) поштовху поступово затухають без зміни основного напрямку (наприклад, ракета, що відповідає умовам стійкості руху по Ляпунову, після зіткнення з малим метеоритом деякий час буде здійснювати додаткові затухаючі коливання і продовжить рух по траєкторії, близькій до розрахункової).

Рух об'єкта, що піддається випадковим збуренням, вважається нестійким, якщо додаткові коливання об'єкта від дії поперечного (відносно напрямку руху) збурення не затухають і можуть підсилитись так, що у підсумку напрямок руху зміниться на непередбачений.

Рейкові екіпажі (вагони, локомотиви, спеціальний рухомий склад) під час руху постійно піддаються випадковим поперечним збуренням від нерівностей колії, відхилень у прямолінійності рейок, допусків у конусності профілів коліс та ін. Але специфіка залізничного транспорту полягає у тому, що поперечні переміщення ходових частин обмежуються існуючим розбігом колісної пари між рейками (рейковим зазором). Після вичерпання рейкового зазору відбувається впирання гребеня одного з коліс (лівого чи правого) у внутрішню грань головки рейки. В нормальних умовах (коли запас стійкості колісної пари від сходу не менше 40%) колесо відштовхується від рейки і напрям його поперечного переміщення змінюється на протилежний. Подальший характер додаткових коливань колісної пари може бути двояким:

1 - відбудеться затухання поперечних коливань без подальших впирань гребенів у рейки до чергового поперечного збурення;

2 - колісна пара переміститься до впирання об рейку гребенем протилежного колеса, після чого почнуться її безперервні поперечні коливання у рейковому зазорі (автоколивання).

Вказані ознаки можна покласти в основу *інженерних визначень стійкості руху вагона*.

Рух вагона стійкий, якщо після поперечного силового збурення на колісну пару, яка рухається у рейковій колії, додаткові коливання затухнуть без торкання гребенями рейок, або після одиночного впирання.

Рух вагона нестійкий, якщо після поперечного силового збурення на колісну пару, яка рухається у рейковій колії, додаткові коливання посиляться на ширину рейкового зазору і не будуть затухати (автоколивання), оскільки гребені коліс стануть почергово відштовхуватись від рейок.

Номінальне значення колісного зазору Δy_k у прямолінійній ділянці колії рівне

$$\Delta y_k = S_k - (B + 2t) = 1520 - (1440 + 2 \cdot 33) = 14 \text{ мм},$$

де S_k — ширина колії;

B — відстань між внутрішніми гранями ободів коліс;

t — товщина повного гребеня колеса.

Фактичний колійний зазор постійно змінюється через відхилення розмірів і поперечні нерівності колії, зноси рейок та гребенів коліс, пружні віджаття рейок під проїжджаючим вагоном.

Дослідження і випробування рухомого складу показали, що умовам асимптотичної стійкості руху не відповідає жоден залізничний екіпаж. Встановлено, що стійкість руху дотримується від початку розгону і до набору деякої визначеної швидкості. Після її перевищення стійкість руху втрачається.

Критична швидкість ($v_{кр}$) — це саме та швидкість, після досягнення якої (або перевищення) рух вагона стає нестійким, тобто при критичній швидкості настає втрата стійкості руху.

Починаючи з 90-х років минулого століття, галузевими лабораторіями ДНУЗТу за замовленнями ЦВ УЗ проводяться дослідження критичної швидкості вантажних вагонів у залежності від зносів ходових частин та інших факторів. Одержані результати були проаналізовані та узагальнені за участю автора [50]. Діаграма критичних швидкостей вантажного вагона приведена на рис.2.1.

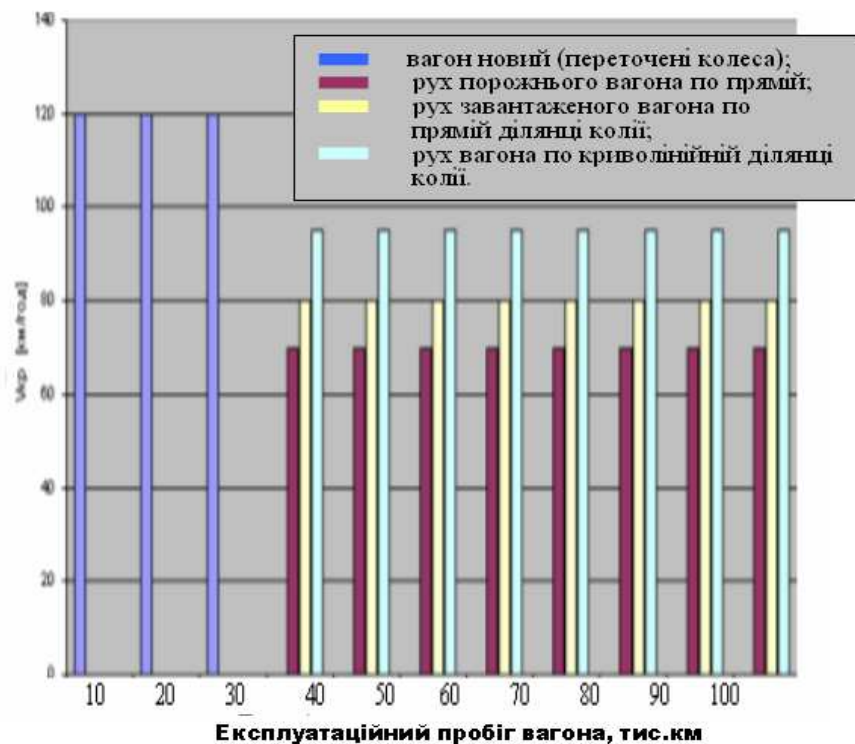


Рис. 2.1. Критична швидкість вагона на візках мод.18-100

Перші три ліві стовпці діаграми характеризують критичну швидкість $v_{кр}$ нового вагона (або з переточеними колісними парами) при експлуатаційному пробігу від нуля до ~ 30 тис.км. У вказаний період критична швидкість перевищує 120 км/год незалежно від інших факторів. Саме ця обставина дозволила встановити нормативну конструктивну швидкість. Показані на діаграмі інші значення $v_{кр}$ відповідають стану після пробігу вагонів на візках моделі 18-100 більше 30 тис. км. Потрійними стовпцями позначена критична швидкість у залежності від трьох основних факторів:

- ліві – при русі порожнього вагона по прямолінійній колії — $v_{кр}$ становить приблизно 70 км/год;
- середні стовпці — для завантаженого вагона у прямолінійній колії — критична швидкість дещо перевищує 80 км/год;
- праві — рух в кривих, коли відцентрові сили сприяють стабілізації і втрата стійкості трапляється при більш високій швидкості.

2.2 Ознаки втрати стійкості руху

Початковою ознакою втрати стійкості є збурення автоколиваний колісних пар поперек рейкової колії у межах існуючого колійного зазору.

На рис. 2.2 представлені деякі динамічні процеси, що спостерігались під час ходових випробувань порожнього піввагона, який мав достатні зноси ободів коліс, щоб втрата стійкості руху відбулась при $v_{кр} = \sim 70$ км/год.

На рис. 2.2,*a* по осі абсцис відкладений кілометраж дослідного полігону, а по осі ординат — значення динамічних параметрів, зареєстровані під час дослідної поїздки. Оскільки ці параметри мають різні розмірності, вони представлені окремими графіками з індивідуальним градуванням:

☒ верхній графік — швидкість руху (v) на протязі всього дослідження, стрілкою «Ф-т» тут позначений фрагмент руху із збільшенням швидкості до $v_{кр}$, який детально розглянутий на графіках, розміщених нижче;

☒ середній графік — поперечні динамічні прискорення шкворневого вузла \ddot{y} (розмірність у долях прискорення тяготіння g) з розтягнутою шкалою кілометражу по довжині ділянки фрагменту;

☒ нижній графік — поперечні переміщення w колісної пари у колійному зазорі.

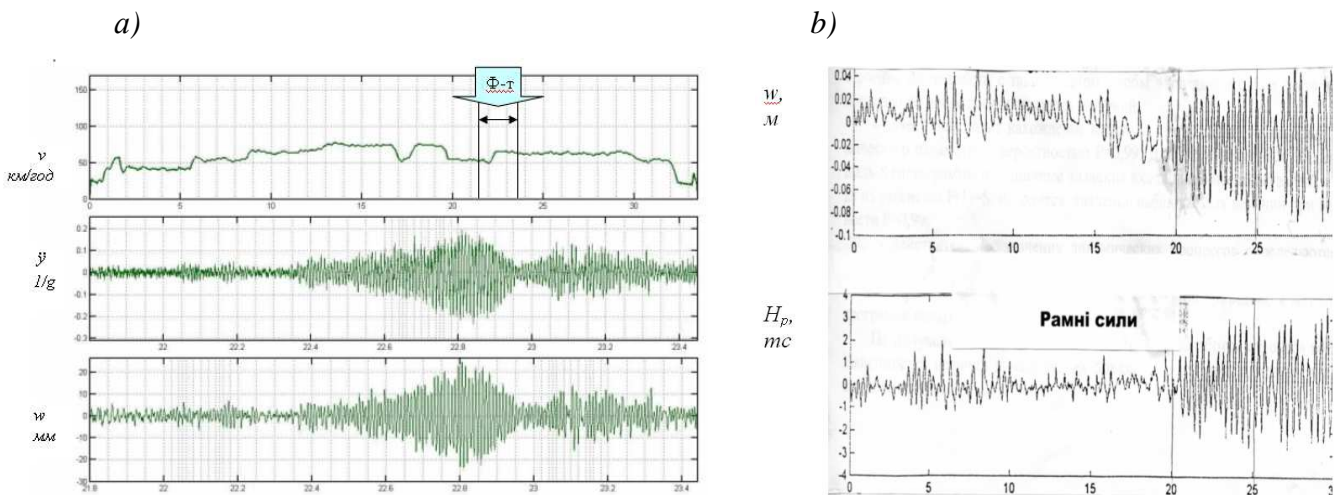


Рис. 2.2. Динамічні процеси, зареєстровані при випробуваннях порожнього піввагона: *a)* при досягненні критичної швидкості; *b)* при виході з кривої на пряму колію

Швидкість руху v на протязі фрагменту спочатку зростає до значення $v_{кр}$, а потім дещо падає за командою «пригальмувати» з вагона-лабораторії. Від початку фрагменту і до відмітки 22,5 км характер руху стійкий: горизонтальні поперечні прискорення шкворневого вузла \ddot{y} не перевищують $0,03g$, переміщення колісної пари у колійному зазорі то збурюються, то затухають. У подальшому після 22,5 км на протязі 0,4 км рух вагона нестійкий. Переміщення зростають до $w=\pm 25$ мм, тобто колісна пара періодично впирається в рейки то лівим, то правим гребенями коліс, завдяки чому виникають незатухаючі автоколивання. Одночасно прискорення шкворневого вузла теж збільшуються до $\ddot{y}=\pm 0,2g$ і перестають затухати. Потім швидкість падає, а рух здобуває стійкість.

На рис. 2.2,*b* представлена коротка вибірка з іншого випробування порожнього піввагона, коли втрата стійкості відбулась після виходу з криволі-

нійної на пряму ділянку колії. По осі абсцис позначений час досліду у сек. На верхньому графіку — поперечні переміщення колісної пари (w , шкала в м) у рейковому зазорі, на нижньому — динамічні рамні (діючі подовж осі колісної пари) зусилля H_p . Перша частина досліду (0-20сек) відповідає руху по криволінійній ділянці колії. Тут критична швидкість, завдяки відцентровим силам, вища фактичної ($v_\phi = 72$ км/год). Рух стійкий, поперечні переміщення колісної пари не перевищують $w = \pm 0,04$ м, а рамні зусилля H_p змінюються у межах ± 2 тс, процеси то збурюються, то затухають. Після 20 сек. досліду вагон виходить на пряму колію і критична швидкість руху зменшується. Помітно якісні зміни динаміки, характерні для втрати стійкості руху. Поперечні переміщення зростають до $w = 0,08$ м, динамічні рамні зусилля H_p – до ± 3 тс. Процеси мають ознаки автоколивань.

Отже, при втраті стійкості руху, одночасно з ростом переміщень w збільшуються горизонтальні прискорення \ddot{y} і рамні сили H_p . За узагальненими даними експериментів побудовано графік залежності рамних сил H_p від швидкості руху порожніх вагонів (рис. 2.3):

- Дві внутрішні відносно нульової лінії криві описують монотонне зростання H_p при стійкому русі вагона (колеса щойно обточені по профілю ГОСТ 9036) – в інтервалі $v=40 \rightarrow 100$ км/год рамні сили $H_p = \pm 0,6 \rightarrow \pm 1,6$ тс (знаку «+» відповідає сила, направлена вліво, «-» – вправо).

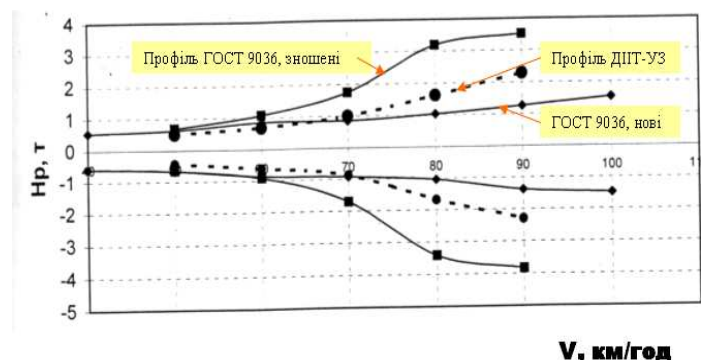


Рис. 2.3. Залежність рамних сил від швидкості

- Зовнішні криві описують значення H_p , зареєстровані під час випробувань вагона із зношеними колесами, який втратив стійкість руху. При $v > 70$

км/год спостерігається інтенсивне збільшення рамних сил – в інтервалі швидкості $v=70\div 80$ км/год вони досягли $H_p = \pm 3,5$ тс.

- Середні пунктирні лінії побудовані за результатами випробування піввагона після переточки коліс по зносостійкому профілю ДПТ-УЗ.

Зростання рамних сил після втрати стійкості руху приводить, у свою чергу, до зменшення коефіцієнта стійкості від вповзання коліс на рейки K_{cx} . На рис. 2.4 приведені результати обробки частини досліду при динамічних випробуваннях порожнього піввагона. Зростання швидкості від початку руху показано на верхньому графіку. Нижній графік утримує розрахункові величини K_{cx} — коефіцієнтів стійкості від вповзання колеса на рейку (або стійкості від сходу), визначених для кожної комбінації миттєвих значень вертикальних і рамних динамічних зусиль, які зафіксовані аналого-цифровим перетворювачем з частотою квантування 30 Гц. Сукупність K_{cx} утворює смугу. Якщо нижній контур смуги не пересікає лінії допустимих значень ($K_{cx} = 1,4$), то запас стійкості від сходу задовільний. Саме такими визначені K_{cx} на протязі ділянки $0\div 7$ км, коли швидкість менша від критичної. Далі на протязі $7\div 14$ км (де $v = 70\div 75$ км/год) трапляються епізодичні, а на $15\div 20$ км ($v \geq 75$ км/год) — постійні викиди K_{cx} за межу (запас стійкості стає меншим нормативних 40%). Тут навіть зафіксовані короточасні значення $K_{cx} \leq 1$. Якщо такий момент співпаде з дією високого поперечного динамічного прискорення \ddot{y} , то можливе вповзання колеса на рейку з наступним сходом.

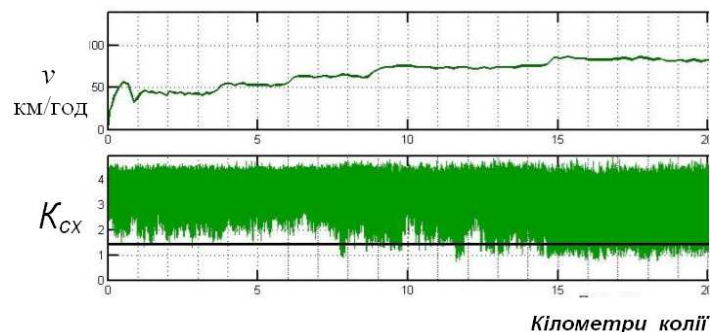


Рис. 2.4. Значення коефіцієнту стійкості від вповзання колеса на рейку

Поперечні коливання колісних пар візка після втрати стійкості руху приводять до збурення автоколивань впливання рам візків (інтенсивний звиви-

стий рух). Ця особливість візка мод.18-100 була замічена відразу, як тільки швидкість руху поїздів перевищила 70 км/год. Однак, у минаючого поїзда візки частини вагонів можуть рухатись стійко, якщо зноси коліс по колу кочення у них незначні і $v_{кр}$ ще вище за фактичну швидкість (див. рис 2.1). Очевидно, тому виникла версія про існування частини візків мод.18-100, які ведуть себе “шалено” («шальные тележки» [42]) і згодом можуть привести до аварійних сходів з рейок. Пізніше було показано, що “шаленими” стають візки усіх вагонів, які мають експлуатаційний пробіг більше 30 тис.км [77].

Автоколивання виляння візків після втрати вагоном стійкості руху збурюють, у свою чергу, коливання кузова у горизонтальній площині. На рис. 2.5 показано кілька послідовних положень нижньої частини торця кузова відносно рейок, вибраних з безперервної фотозйомки

Якщо спроектувати на рейку внутрішню грань кутової стійки (на рис. 2.5 напрям уявного проектування позначений зверху стрілкою *A*), то помітні поперечні зміщення кузова по відношенню до рейок:

- фото 1 — грань проектується на середню частину головки рейки;
- фото 2 — грань проектується на правий торець головки рейки;
- фото 3 — грань проектується на лівий торець головки рейки;
- фото 4 — грань проектується знову на правий торець головки рейки.

Ширина головки рейки дорівнює 70 мм. Це і є амплітуда виляння торця кузова. Під кожним фото показаний маркер часу. Його зміщення на фото 4 відносно фото 3 становить 0,75 сек і відповідає половині фази коливання. Отже, частота автоколиваний кузова становить $f_{ак} \approx 1,5$ Гц (для оцінки помітимо, що це частота прискореного маршу – 180 кроків у хвилину). Слідкуючи за коливаннями кузовів минаючого поїзда, можна візуально виявити вагони, що втратили стійкість руху.

Таким чином, під час руху вантажного вагона із закритичною швидкістю через втрату стійкості збурюються незатухаючі коливання (автоколивання) частин вагона в горизонтальній площині:

- колісних пар – поперек колії у межах колійного зазору;

- візків – автоколивання виляння у межах колійного зазору;
- кузова – виляння з амплітудою переміщень торців ~ 70 мм.

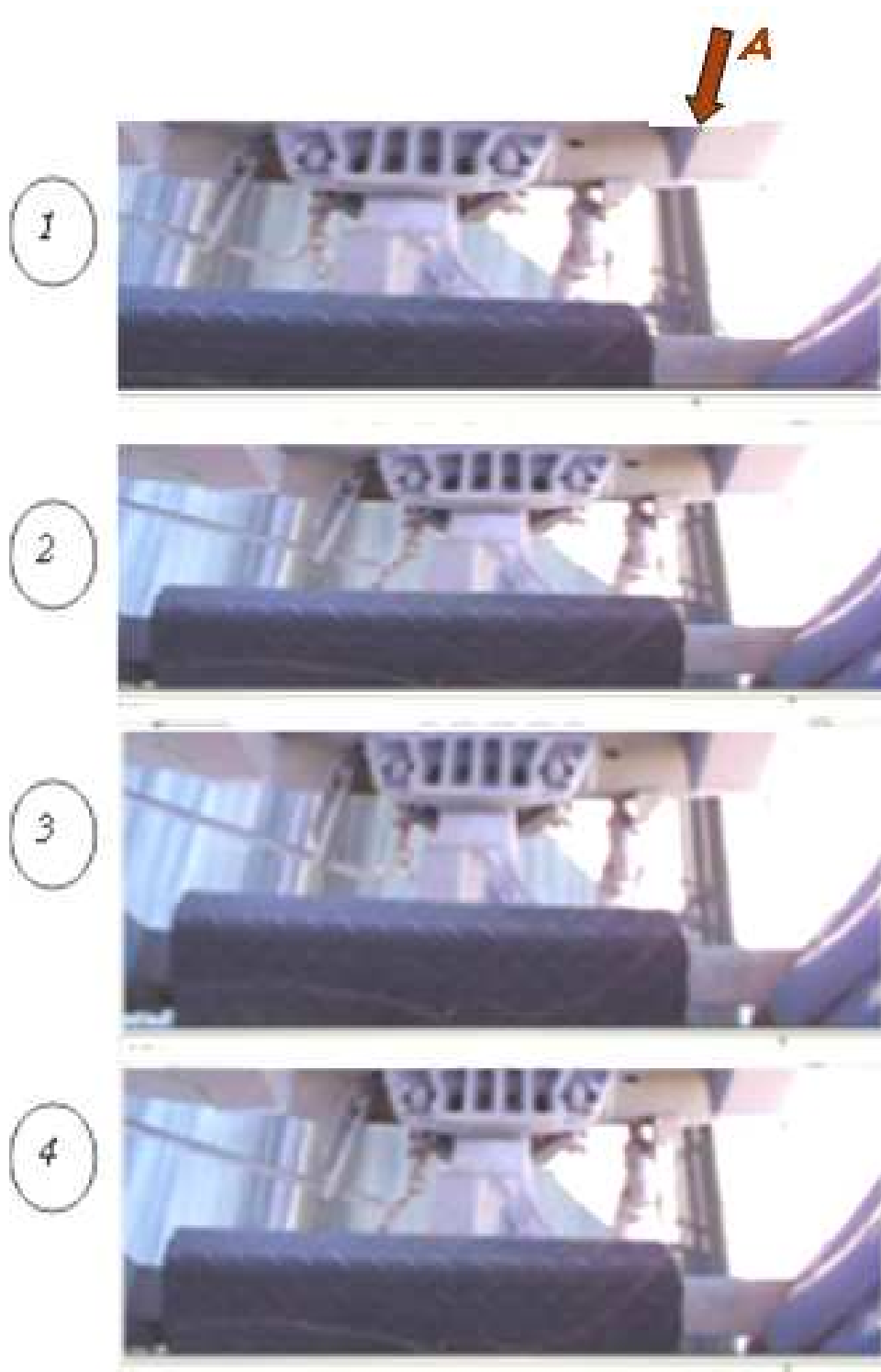


Рис. 2.5. Кадри із зйомки положення нижнього торця кузова піввагону відносно рейкової колії під час руху з швидкістю 72 км/год по прямолінійній ділянці

Небезпечність втрати стійкості – у суттєвому зростанні показників горизонтальної (поперечної) динаміки, що створює загрозу сходу вагона з рейок.

2.3 Підвищення критичної швидкості шляхом модернізації вантажних візків за технологією «А. Стакі»

Як було констатовано вище, головним способом підвищення критичної швидкості вантажних візків є обладнання їх пружними ковзунами, здатними демпфувати коливання виляння візка. Але спроби експериментального обладнання пружними ковзунами візків мод.18-100 з клиновими гасниками довгий час не підтверджували очікуваного ефекту:

- стабілізації інтенсивного звивистого руху візків;
- покращення динамічних показників вагона.

Причина такої невідповідності полягає у відсутності конструктивного зв'язку між кутовими переміщеннями бокових рам і надресорної балки візка мод. 18-100. На схемі (рис. 2.6) показано, що кожна сторона надресорної балки **НБ** має можливість незалежного переміщення s_x у подовжньому щодо вагона напрямку відносно бокової рами (яка представлена фрикційними планками **Ф**). У процесі руху вагона між стальними поверхнями тертя клина **КЛ** з сусідніми деталями (**Ф** та **НБ**) можливі випадкові мікросхоплення, під час яких коефіцієнт тертя зростає у 4÷6 разів [14]. Нехай лівий клин **КЛ** прихопився у верхньому положенні до планки **Ф**, а правий **КП** перемістився без мікросхоплень. Тоді деталі гасника можуть зайняти положення, яке на схемі затінене. Надресорна балка **НБ** під дією динамічного довантаження занизиться відносно **КЛ** на s_z , а клин **КП** — на $2s_z$.

Завдяки різному прогину пружин P_1 , P_2 (підклинові) і P_n (група під надресорною балкою), можуть трапитись протифазні горизонтальні переміщення s_x кінців надресорної балки. Отже, остання має конструктивну можливість здійснювати незалежні від бокових рам кутові переміщення, або «лишній» ступінь свободи.

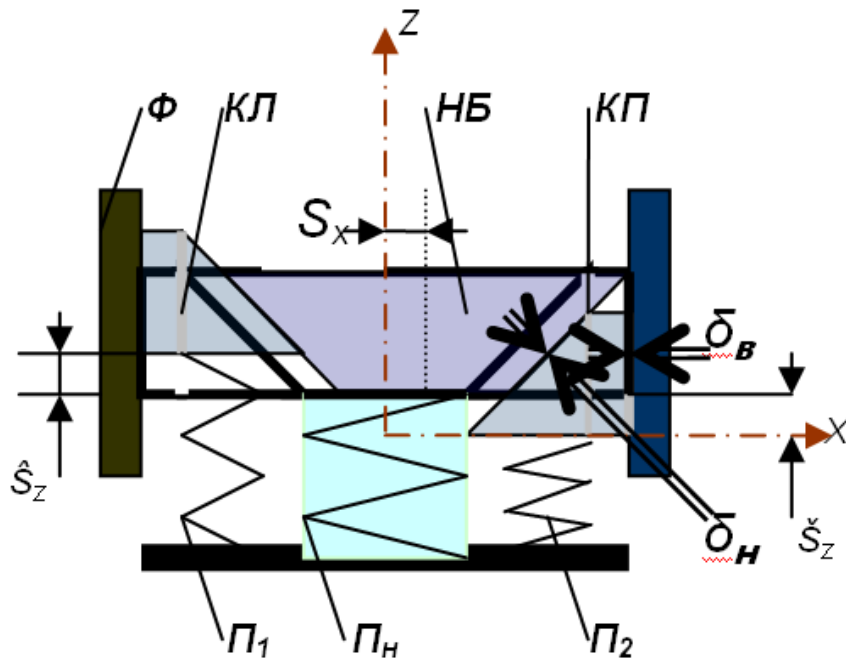


Рис. 2.6. Схема можливих переміщень деталей візка з клиновим гасником

Якщо ж, крім того, гасник зношений на δ_v — по вертикальній і δ_n — по нахилених поверхнях тертя, то у ланцюжку «колісні пари ↔ бокові рами ↔ надресорна балка» створюється горизонтальний зазор:

$$\Delta_x = \Sigma\delta_v + \Sigma\delta_n / \cos 45^\circ,$$

де $\Sigma\delta_v$, $\Sigma\delta_n$ — сумарні зноси вертикальних і нахилених поверхонь обох клинів разом з сусідніми деталями.

Вказаний зазор спочатку проявиться у «завищенні» клинів S_z (обидва клини займуть положення **КЛ** (див.рис. 2.6)). Якщо ж зазор Δ_x перевищить статичний прогин f_{cm}^0 порожнього вагона, то виникне некомпенсований зазор

$$\Omega = \Delta - f_{cm}^0,$$

який можна визначити по похитуванню клинів з допомогою ломика.

Таким чином, у візку мод. 18-100 надресорна балка має «зайвий» ступінь свободи — можливість здійснювати коливання виляння незалежно від бокових рам візка. Уже ця особливість не дозволяє пружним ковзунам якісно запобігати втраті стійкості руху вагона. Наявність завищення клинів (унаслідок зносів) тільки підсилює вказаний недолік.

Щоб оцінити фактичні експлуатаційні зноси клинів, вагонним депо (ВЧД) УЗ у 2008 р. було запропоновано виконати заміри завищення клинів на візках вагонів, що поступали у ремонт. Із одержаних даних (обстежено 650 вагонів) 53% заміряних величин завишень перевищували нормативний максимум — 4 мм. Крапковий графік визначених замірами завишень S_z , залежно від пробігу L вагона після останнього планового ремонту, показаний на рис. 2.7. Опитування виявило, що клинові гасники половини експлуатаційного парку вагонів мають зверх-нормативні завищення клинів, що досягають $S_z^{(мак)} = 20$ мм при усередненому завищенні $S_z^{(сеп)} \approx 8$ мм. Такий рівень некомпенсованих зазорів (спричинених зносами клинових гасників), вказує на недоцільність обладнання тільки ковзунами-демпферами існуючих вагонів для ліквідації виляння і підвищення безпечної швидкості руху.

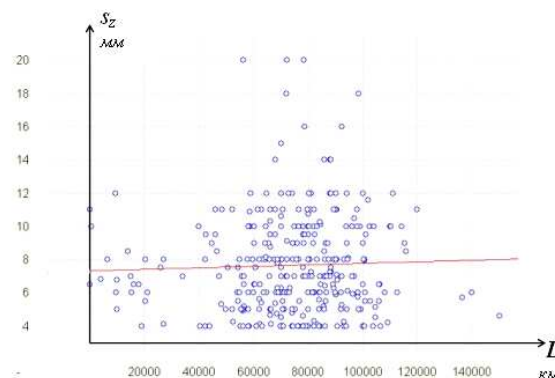


Рис. 2.7. Крапковий графік завищення клинів S_z у вагонів з пробігом L

Цей висновок підтвердили динамічні випробування піввагона на візках мод. 18-100 із зношеними клинами гасників ($S_z \approx 10$ мм), після переобладнання ковзунів візків на пружні [74]:

- втрата стійкості руху порожнього вагона відбулась при $v \approx 70$ км/год, тобто зношений клиновий гасник виключив ковзуни-демпфери;
- втрата стійкості руху завантаженого вагона відбулась при $v \approx 110$ км/год, тобто ковзуни-демпфери після компенсації зазору у гасниках статичним прогином ($f_{ст.зав} \approx 50$ мм) забезпечили підвищення критичної швидкості.

Вказані обставини викликали сумніви у доцільності проектування візків з клиновими гасниками («гасниками Ханіна») для швидкості 120-140 км/год.

Однак, вихід із ситуації щодо гасіння коливань виляння у рейковій колії візків мод. 18-100 був запропонований фірмою «А. Стакі» (США). Сутність модернізації візків С.03.04 з елементами «А. Стакі» викладена вище у п.2.4.

Ходові динамічні випробування вантажних вагонів з модернізованими візками [83] показали, що при швидкості до 120 км/год коливання виляння візків практично відсутні, тобто пружно-каткові ковзуни успішно справляються з їх гасінням — отже критична швидкість підвищується. Це досягається ефективною роботою удосконалених клинів гасника, конструкція яких

- не допускає виникнення зазорів у ланцюжку «колісні пари ↔ бокові рами ↔ надресорна балка»;

- перешкоджає проявленню «лишнього» ступіня свободи — незалежності кутових переміщень надресорної балки у горизонтальній площині від виляння бокових рам.

Остання функція клинів «А. Стакі» пов'язана з тим, що горизонтальні прискорення \ddot{x} надресорної балки (див. рис. 1.11,*b*), які діють під час руху вагона (крім режиму гальмування), не в змозі подолати зчеплення з уретановими накладками U на нахилених поверхнях клинів. Однак, принцип роботи клинового гасника залишився незмінним, — під час руху вагона кожний з пари клинів ресорного комплекту модернізованого візка мод.18-100 може здійснювати незалежні вертикальні переміщення. Про це свідчить різниця занижень $\Delta\check{s}_z$ кожної пари клинів «А. Стакі», яка спостерігалась при комісійних замірах порожніх вагонів маршруту №2 [72, 73] на візках мод 18-7020, обладнаних такими клинами. Статистичні результати аналізу виявленої різниці занижень приведені у табл. 2.1. Вони носять випадковий характер з середнім значенням $\Delta\check{s}_z \approx 4$ мм незалежно від зносів ходових частин (пробігу вагона у маршруті). Це підтверджує існування «лишньої степені свободи» надресорної балки і після обладнання візків деталями «А.Стакі». Але вона проявляється при дії значних прискорень, в основному під час гальмувань поїзда.

Таблиця 2.1

Різниця занижень пари клинів «А. Стакі» в порожніх вагонах мод. 12-7023

Пробіг маршруту	Різниця між заниженнями правого і лівого клинів одного гасника	
	Середня	Максимально заміряна
2700 км	4,45 мм	12 мм
48600 км	3,875 мм	10 мм
99900 км	4,325 мм	10 мм

У період 2001-2009 рр. галузева лабораторія динаміки і міцності рухомого складу ДНУЗТ провела комплекс ходових випробувань вагонів різних типів (піввагонів, хоперів, платформ) з візками, модернізованими за технологією «А. Стакі». В результаті встановлено, що незалежно від зносів колісних пар рух вагонів стійкий при швидкості до 120 км/год, тобто пружні ковзуни при сприятливих удосконалених клинів справляються з гасінням поперечних коливань візків

2.4 Забезпечення нормативної швидкості візків для вагонів нового покоління

Основним принципом технічної політики УЗ у напрямку розвитку вагонного парку є поступовий перехід на вагони нового покоління, передбачений Галузевою програмою розвитку рухомого складу. Зокрема, при узгодженні Технічних умов на розробку нових виробів вагонобудування жорстко вимагається виконання вимог до вагонів нового покоління та їх складових. Відповідні вимоги поставлені перед головними, експертними організаціями галузі та міжвідомчими приймальними комісіями. В умовах реструктуризованих вагонобудівних підприємств і значної кількості приватних операторів вагонів важливе значення набуло питання вилучення можливості поповнення парку старотипними вагонами, що може стати привабливим через їх меншу вартість.

Усі вантажні вагони нового покоління на протязі життєвого циклу (близько 32 років експлуатації) повинні допускати безпечну швидкість руху не менше конструктивної — 120 км/год (для швидкісних вагонів — 140 км/год). Цей норматив відповідає вимогам міжнародних залізничних організацій [39, 59, 60, 61, 86].

Проаналізуємо конструктивні рішення, що забезпечують збереження стійкості руху візків для вантажних вагонів нового покоління стандарту 1520 мм.

Розробка *швидкісних візків* типу 1 [12] з конструктивною швидкістю $V_k = 140$ км/год розпочата підприємствами РФ.

Дослідний візок конструкції РАО ВСМ (Російське АТ високошвидкісних магістралей) за конструктивною схемою (рис.2.8) принципово відрізняється від типового ряду візків з клиновими гасниками.

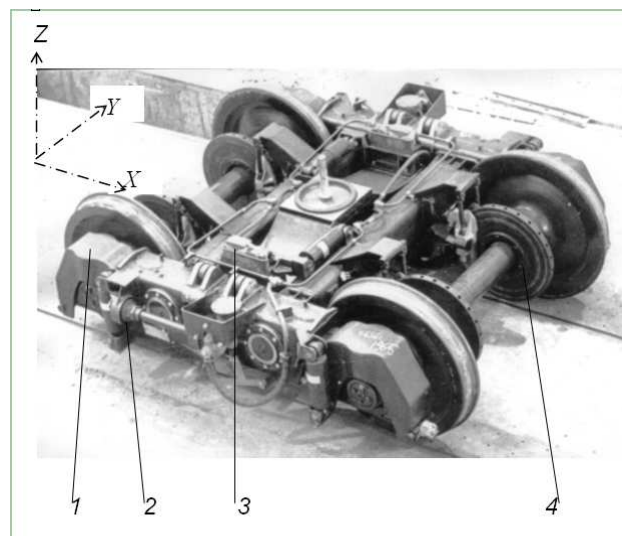


Рис. 2.8. Дослідний візок РАО ВСМ

■ Ресорне підвішування — надбуксове 1 з використанням шевронних ресор. Ці просторові гумово-металічні ресори амортизують динамічні зусилля між буксовими адаптерами і рамою візка, що діють по напрямку координат X , Y , Z . Завдяки такому підвішуванню колісні пари само-встановлюються у рейковій колії, що сприяє підвищенню безпечної швидкості.

■ Пружно-каткові ковзуни 3 створюють демпфери для гасіння вилання візка.

■ Повідкові устрої 2 забезпечують передачу на надресорну балку кутових переміщень рами, чим покращується робота ковзунів-демпферів.

■ Дискові гальма 4 забезпечують ефективність гальмування з високої початкової швидкості.

Паралельно проходить випробування швидкісний візок 1-го типу конструкції ЦКБ ТМ (м. Твер, РФ). При його розробці використаний досвід проектування пасажирських візків — для збільшення критичної швидкості встановлені демпфери фрикційного типу та передавальні повідкові пристрої.

Візки типу 2 [12] призначені для *магістральних вагонів з осьовим навантаженням 230 кН*, які реалізують конструктивну швидкість 120 км/год.

Візок мод.18-7020, розробки ВАТ«КВБЗ» — на цей час завершуються експлуатаційні випробування дослідно-промислової партії.

Візок (рис. 2.9) конструктивно відповідає модельному ряду вантажних візків для стандарту колії 1520 мм. За зовнішнім видом і формою деталей візок схожий на існуючий мод.18-100, але має суттєві відмінності.

Колісні пари 1 обладнані касетними підшипниками 3 безкорпусного типу з адаптерами (півбуксами) 2 і підтримуючими планками 4, які скріплюють колісні пари з боковими рамами (рекомендація пам'яток ОСЗ/МСЗ).

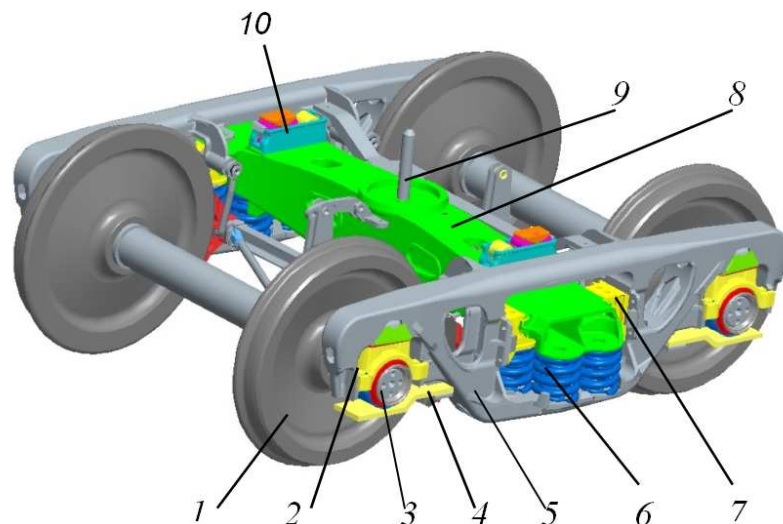


Рис. 2.9. Візок моделі 18-7020

Бокові рами 5 та надресорна балка 8 — сталеві відливки високої складності, здатні надійно працювати під дією знакозмінних навантажень. Особ-

ливість надресорної балки — у її придатності для комплектування змінними ковзунами 8, які прикріплюються самоконтрящими болтами. Зокрема, дослідно-промислова партія візків була обладнана пружно-катковими ковзунами 10, конструкція яких ідентична розробленим фірмою «А. Стакі». Відмітимо, що для з'єднання з кузовом використаний плоский шворневий вузол 9 з полімерною шайбою на підп'ятнику. Але замикаючого пристрою між кузовом і візком не передбачено, тому не виключені втрати роликів під час роботи составів на сортувальній гірці. За вимогою замовника можуть бути встановлені ковзуни іншої конструкції.

Ресорний комплект 6 виконаний традиційно із семи двохрядних пружин, з яких дві розміщуються під клинами гасника. Внутрішні пружини мають вільну висоту на 30 мм меншу від зовнішніх. Цим створюється білінійна жорсткість комплекту. При порожньому кузові працюють тільки зовнішні пружини, забезпечуючи покращення динамічних характеристик через збільшення статичного прогину до $f^0 = 15$ мм (вдвічі більше, порівняно з вагонами на візках мод.18-100). Під завантаженим вагоном включаються в роботу також внутрішні пружини, від чого жорсткість ресорного комплекту зростає, забезпечуючи $f_3 = 65$ мм.

Візок обладнаний клиновими фрикційними гасниками коливань. Мало-зносні чавунні клини 7 з уретановими накладками (аналогічні запропонованим фірмою «А. Стакі») контактують з фрикційними планками із сталі 20ХНДП.

Отже, в конструкції візків мод.18-7020 для недопущення спаду критичної швидкості через експлуатаційні зноси використані пристрої — пружно-каткові ковзуни та малозносні клини гасника з уретановими накладками.

УЗ, ВАТ «КВБЗ» та ДНУЗТ організували дослідний рудний маршрут №2 Кривий Ріг–Ужгород–Кошице із 50-ти піввагонів нового покоління моделі мод.12-7023 на візках мод.18-7020. Піввагони були побудовані ВАТ«КВБЗ» наприкінці 2006 р., комплектація візків відповідала рис.2.9. Експлуатаційна робота маршруту з супроводженням і періодичними комісій-

ними оглядами розпочалась у січні 2007 р. Мета випробувань — оцінити надійність піввагонів, інтенсивність зносів ходових частин, а також провести пробні рейси з підвищеною швидкістю після початкового пробігу >30 тис. км і при граничному (~90%) зносу гребенів коліс. Із результатів випробувань [72, 73] нижче приведені ті, що відносяться до забезпечення стійкості руху.

Башмаки пружно-каткових ковзунів з наростанням експлуатаційного пробігу вагона знижуються по висоті. Причина цього — зноси фрикційної поверхні башмака і необоротні деформації уретанової вставки. Результати статистичної обробки замірів виступу башмаків h у порожніх піввагонах приведені на рис. 2.10.

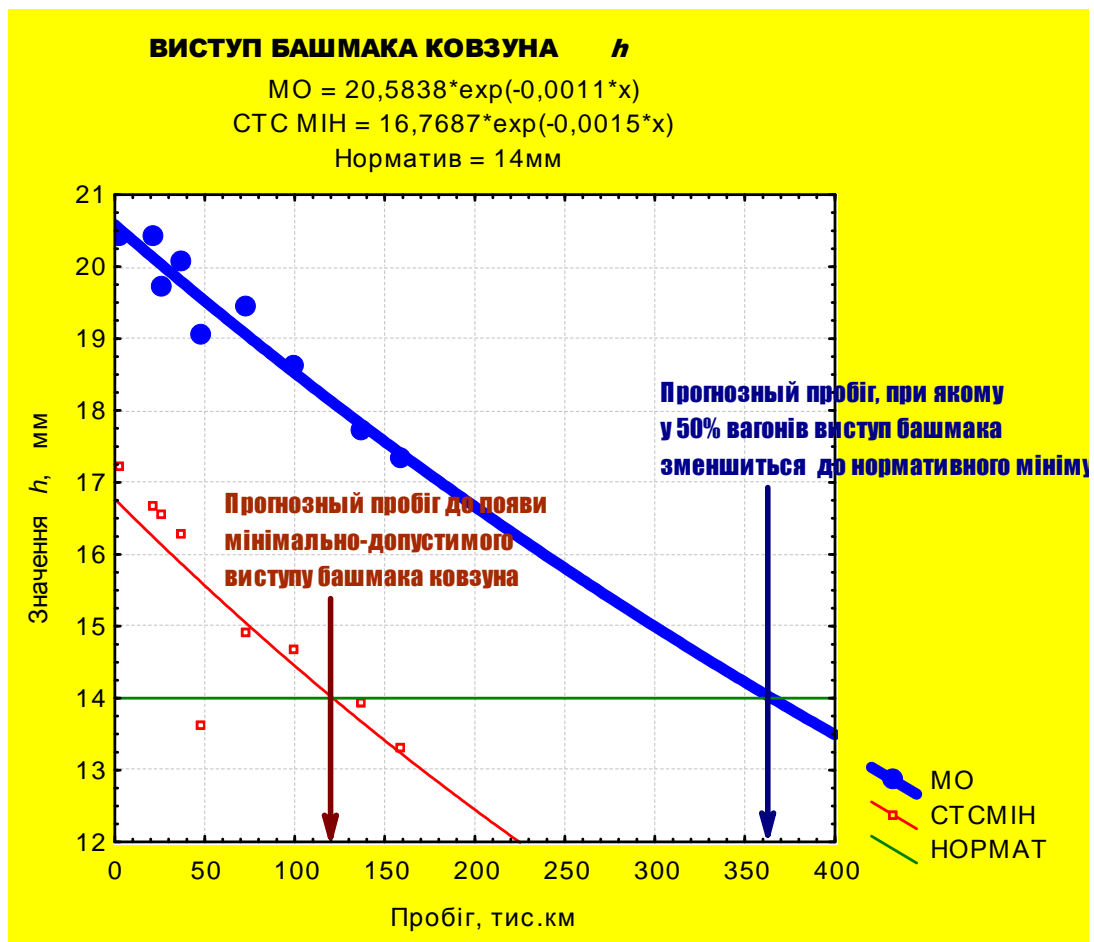


Рис. 2.10. Зміна виступання башмака пружного ковзуна в залежності від пробігу

Жирними маркерами показані середні значення (МО), а світлими — статистичний мінімум (СТС МІН), визначений за правилом [МО – 2,5·СКВ] (позначення «СКВ» — середньоквадратичне відхилення). Верхня експоненціаль-

на лінія описує залежність середніх значень h від пробігу вагона у маршруті. Прогнозна частина лінії пересікає нормативний мінімальний виступ — $h_n = 14$ мм при пробігу 365 тис.км, тобто після досягнення такого пробігу очікується несправність по малому виступу башмаків пружних ковзунів «А. Стакі». Нижня експонента на графіку — ймовірні мінімуми виступу h . Пересікання з h_n показує, що уже після пробігу вагона 120 тис.км слід очікувати перших випадків, коли виступ башмака зменшиться до 14 мм – нормативної межі. Але цей прогноз поки що не підтвердився на 10-ти обстежених вагонах. Їх заміри після пробігу 179 тис.км показали, що найменший виступ у 5% ковзунів становив 15 мм.

Результати статистичної обробки масиву замірів усередненого значення завищення \check{z} пари клинів відносно надресорної балки (залежно від пробігу вагона $L = 0 \div 400$ тис.км) приведені на рис. 2.11,*a*. Жирною лінією показане середнє значення (МО) завищення (але з від'ємними знаками, тобто фактично—заниження) клинів «А. Стакі», а тонкою лінією — їх статистичний мінімум (СтсМін). Заміри на початковій стадії пробігу маршруту $L = 0 \div 50$ тис.км краще апроксимуються параболічною кривою (рис. 2.11,*b*), яка характеризує стадію приробляння. Її початкова крутизна пов'язана із релаксацією уретанових накладок. На загальному графіку (див. рис.2.11,*a*) пересічення лінії МО з нульовою віссю L очікується при пробігу 705 тис.км, а СтсМін— 140 тис.км. Мінімальне фактично виміряне значення завищення пари клинів після пробігу 160 тис.км складало $\check{z}_{\text{ф}} = -1$ мм.

Середня інтенсивність «осідання» вузлів візка мод. 18-7020, аналогічних запропонованим «А. Стакі» (на кожні 10 тис. км пробігу вагона) складає:

- для виступу башмака ковзуна — $0,19$ мм/ 10^4 км;
- для завищення клина — $0,21$ мм/ 10^4 км,

тобто вона майже однакова по причині однотипності пар тертя («загартований чавун по сталі 20ХНДП») і пружних уретанових деталей.

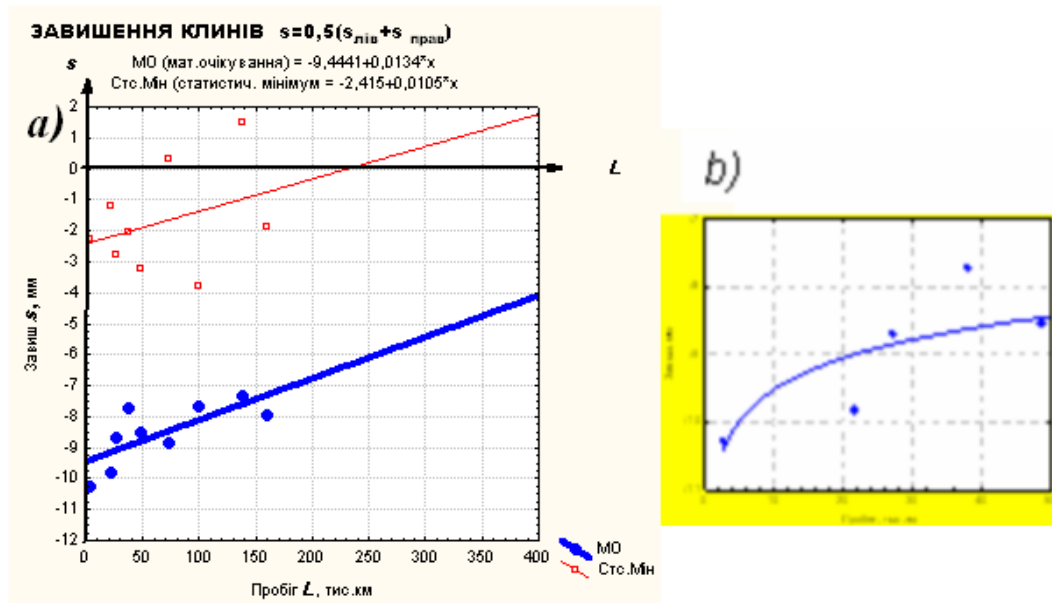


Рис. 2.11. Графіки залежності завишень клинів від пробігу вагона у маршруті: а) усереднена регресія; б) на етапі прироблення

Експериментальна перевірка можливості експлуатації вагонів на візках мод.18-7020 з підвищеною швидкістю проводилась шляхом як динамічних випробувань окремих вагонів, так і організації пробних рейсів усього маршруту №2.

Два перших пробних швидкісних рейси маршрутного поїзда відбулись у квітні 2007 р. На той час маршрут мав пробіг 27 тис.км, з досягненням якого вагони на серійних візках мод.18-100 втрачають стійкість руху. При розробці реального графіку руху, крім рекомендацій за даними діагностичного прогнозування [16], приймалися до уваги такі обмеження:

- для завантаженого поїзда (за обмеженнями колійників) — до 90 км/год;
- для порожнього поїзда (за конструктивною швидкістю наявних вантажних електровозів) — до 100 км/год.

Обидва пробні рейси пройшли без зауважень відносно безпеки руху і з скороченням часу рядового оберту маршруту на одну добу.

Через 2,5 роки, за які пробіг маршруту приблизився до ~200 тис.км, а зноси гребенів коліс склали — 70÷80% (низька інтенсивність цих зносів була досягнута загартуванням ободів з профілем ІТМ-73) виконані контрольні випробування на стійкість руху з визначенням критичної швидкості.

Один з піввагонів маршруту при випробуваннях на полігоні Новомосковськ-Балівка досяг швидкості 135 км/год у порожньому стані і 126 км/год — завантаженому. На рис. 2.12 приведена вибірка із суцільної реєстрації під час одної з дослідних поїздок порожнього піввагона:

- фактичної швидкості V руху дослідного зчепу;
- амплітуди горизонтальних прискорень \ddot{Y} шкворневого вузла кузова.

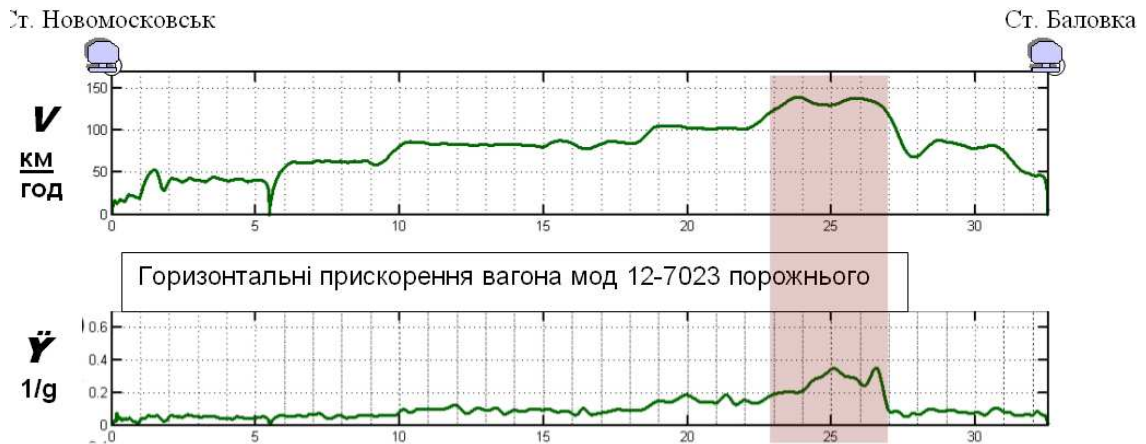


Рис. 2.12. Горизонтальні прискорення \ddot{Y} , зареєстровані у дослідній поїзді

Як видно з графіків, на ділянках, де швидкість не вища 120 км/год, горизонтальні прискорення монотонно зростають пропорційно V , не перевищуючи за амплітудою 0,2g. Ознак втрати стійкості не зареєстровано ні по прискоренню, ні по іншим параметрам. На ділянці з $V > 120$ км/год, яка на рис. 2.12 затінена, прискорення вирости до $\ddot{Y} \leq 0,35g$, але рух залишився стійким.

Слід відмітити, що при зносі гребенів коліс на 75% коефіцієнт стійкості від сходу при $V = 100$ км/год у порожньому режимі виявився на 0,05 меншим нормативного $[K_c] = 1,4$ (тобто фактичний запас стійкості склав не 40%, а 35%).

За основними результатами щодо якості ходу вказаного вагона (табл.2.2) зроблено висновок про можливість проведення рейсів маршруту з швидкістю $v \leq 100$ км/год. Підготовлені відповідні інструкції для майбутніх швидкісних поїздів на магістралях УЗ (ДОДАТОК Б).

Візок мод. 18-579 (рис. 2.13) — один із візків типу 2 [12], розроблених підприємствами РФ [68]. На цей час виконане його дослідно-промислове впровадження. Безпечна швидкість експлуатації вагонів на вказаних візках

прирівняна до конструктивної (120 км/год). Інші технічні параметри мало відрізняються від описаного вище візка мод. 18-7020. Для збільшення критичної швидкості візок обладнаний:

1) пружними ковзунами колончатого типу, у яких ковпак притискують уретанові вставки, а під час перевалок кузова навантаження сприймає стакано-подібний корпус ковзуна;

2) клинами з уретановими накладками на похилих поверхнях, що контактують з надресорною балкою.

Таблиця 2.2

Показники якості ходу піввагона №61855870 на візках мод.18-7020 після пробігу 180 тис.км у маршруті №2

Параметри	Порожній, V= 100 км/год	Завантажений, V=100 км/год
Горизонтальна динаміка	Відмінно	Відмінно
Вертикальна динаміка	Відмінно	Відмінно
Коеф. стійкості від сходу	1,35	2,2

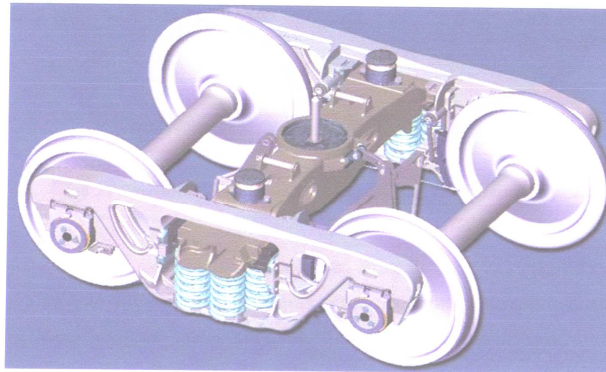


Рис. 2.13. Модель візка 18-579 (РФ)

Для вагонів нового покоління з підвищеними осьовими навантаженнями до 245 кН (25 тс) розроблюються візки типа 3 (ГОСТ 9246-2004). Конструктивна швидкість встановлена 120 км/год. На цей час впровадження таких візків в серійне виробництво не відбулось.

Візок мод. 18-1711 був однією з перших розробок, яка створена ВАТ «МЗТМ» (Маріупольський завод важкого машинобудування) за участю НВЦ «Вагони» при Санкт-Петербурзькому ФГУПС (Федеральному державному університеті шляхів сполучення РФ) і ІТМ НАНУ [2, 6]. Візок (рис. 2.14) обладнаний пружними вузлами *ПУ* між буксовими адаптерами і боковою рамою візка. В них використовують поліуретанові елементи, армовані сталевими пластинами. Від шевронної ресори вузол *ПУ* відрізняється тим, що поперечні навантаження амортизуються за рахунок зсуву елементів. Досягається само-встановлення колісної пари відносно колії, що сприяє покращенню стійкості руху.

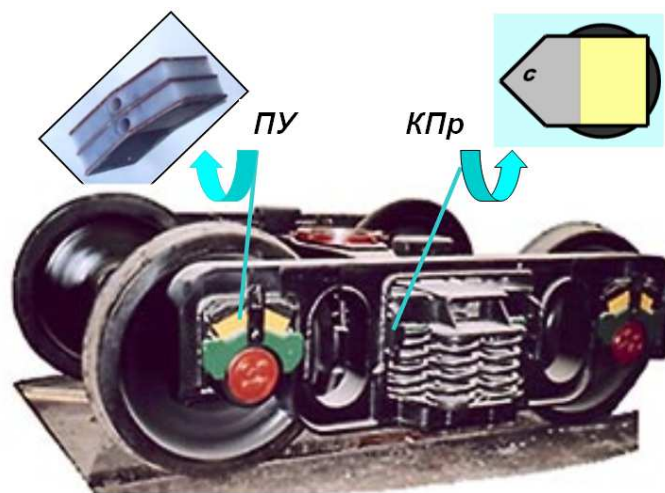


Рис. 2.14. Модель візка 18-1711

Друга особливість візка — просторові клини *КПр* (на виносці показаний вид зверху), у яких робочі вертикальні поверхні (зліва) скошені під кутом 45° . Розробники стверджують що така конструкція клинової системи забезпечує куту жорсткість візка при забіганні бокових рам ~ 4 МНм/рад, що є умовою стабільної роботи центрального підвішування й зберігання стійкості руху порожніх вагонів. Похилі поверхні поєднання клинів з надресорною балкою обладнані полімерними накладками.

Комплект пружин центрального підвішування має білінійну характеристику і збільшений статичний прогин — до 73 мм під навантаженням і 17 мм під порожнім вагоном. У цілому візок дозволяє суттєво зменшити рамні сили і динамічну навантаженість рейкової колії.

Висновки до розділу 2

1. Запропоновані інженерно-технічні визначення стійкості руху вантажного вагона та критичної швидкості. Показано, як критична швидкість вагонів на візках мод.18-100 міняє свої значення при зносах ободів коліс, зміні стану завантаженості вагона, русі по прямій, чи криволінійній колії.

2. Проаналізовані якісні зміни динамічних параметрів вагона, що настають після втрати стійкості руху — поперечні автоколивання колісних пар у межах колійного зазору, інтенсивні виляння візків та кузова, які супроводжуються різким зростанням рамних зусиль і динамічних прискорень. Одночасно зменшується нижче нормативного (40%) запас стійкості від сходу коліс з рейок і виникає загроза порушення безпеки руху.

3. Розкриті причини недостатньої ефективності перших спроб обладнання візків мод 18-100 пружними ковзунами, особливо при русі порожнього вагона – лишній конструктивний ступінь свободи та утворення некомпенсованих поздовжніх зазорів між боковими рамами і надресорною балкою.

4. Виконані дослідження та експлуатаційні випробування вагонів на візках, обладнаних пружно-катковими ковзунами та клиновими гасниками «А. Стакі». Вони показали, що забезпечується ефективно гасіння звивистого руху і підвищення безпечної швидкості до рівня конструктивної (120 км/год). Лишній ступінь свободи у клиновому «гаснику Ханіна» не проявляється через високе зчеплення уретанових накладок клинів з нахиленими площинами гнізд надресорної балки. Початкове заниження та низька інтенсивність зносів поверхонь тертя клинів (до $0,21 \text{ мм}/10^4 \text{ км}$) дозволяють підтримувати стійкість руху вагона весь міжремонтний період експлуатації.

5. Розглянуті елементи візків нового покоління стандарту 1520 мм, які покликані забезпечити стійкість руху вагонів при реалізації швидкостей впритул до нормативної конструктивної.

6. Приведені результати випробувань стійкості руху вагонів та пробних поїздок состава маршруту №2 із швидкістю $v_{завант} \leq 90 \text{ км/год}$ і $v_{пор} \leq 100 \text{ км/год}$. Вказані швидкості відповідають сучасним технічним можливостям УЗ і можуть розцінюватись, як перший етап підвищення швидкості поїздів на залізницях України.

РОЗДІЛ 3
**ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ
 ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ КОЛІЇ 1520 мм**

**3.1 Визначення критичної швидкості порожнього піввагона,
 обладнаного ковзунами-демпферами, за ознакою Ляпунова**

Нижче проведемо спробу використання першої ознаки Ляпунова для визначення критичної швидкості типового 4-вісного піввагона, обладнаного пружними ковзунами (рис. 3.1). У лінійній математичній моделі слід відтворити наявність у візках безззорних пружних ковзунів {1}, які створюють сумісно з ковзунами кузова {2} пари сухого тертя для демпфування коливань виляння ходових частин та кузова вагона.

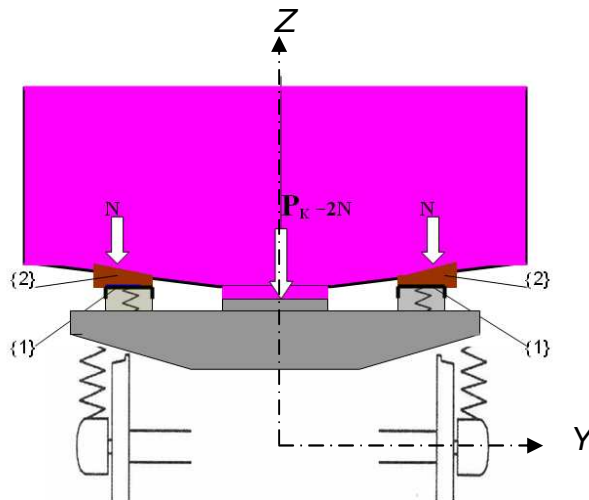


Рис. 3.1. Вагон з ковзунами-демпферами

Побудуємо математичну модель, що описує вільні коливання вагона у горизонтальній площині XU , оскільки при втраті стійкості ходові частини і кузов піддаються переважно інтенсивним коливанням виляння. При цьому необхідно зробити перше допущення, що нехтування коливань галопування (які, безперечно, впливають на бокове хитання вагона) не приведе до суттєвого збільшення критичної швидкості.

У конструкції розглянутого піввагона застосовані зв'язки між деталями з використанням сухого тертя. Це і клинові гасники, і безззорні ковзуни, і

зв'язки у сполученнях деталей (букса – боковина – надресорна балка – кузов). Математична модель сухого тертя має розривний характер якраз у точці, що відповідає незбуреному руху об'єкту. Теорема ж Ляпунова про ознаки стійкості руху справедлива для рівнянь, права частина яких диференціюється. Тому приходится ввести додаткові допущення — принципів зв'язки між об'єктами моделі з фрикційним тертям замінити еквівалентними елементами в'язкого тертя, а непринципові — шарнірними зв'язками, проігнорувати сухе тертя.

3.1.1 Розрахункова схема. Представлення фрикційних зв'язків елементами в'язкого тертя

Розрахункова схема порожнього піввагона (рис.3.2) представлена сукупністю 11-ти інерційних об'єктів (твердих тіл) — кузова К; 2-х надресорних балок НІ та НІІ; 4-х бокових рам БІ-1, БІ-2, БІІ-1, БІІ-2; 4-х колісних пар ПІ-1, ПІ-2, ПІІ-1, ПІІ-2.

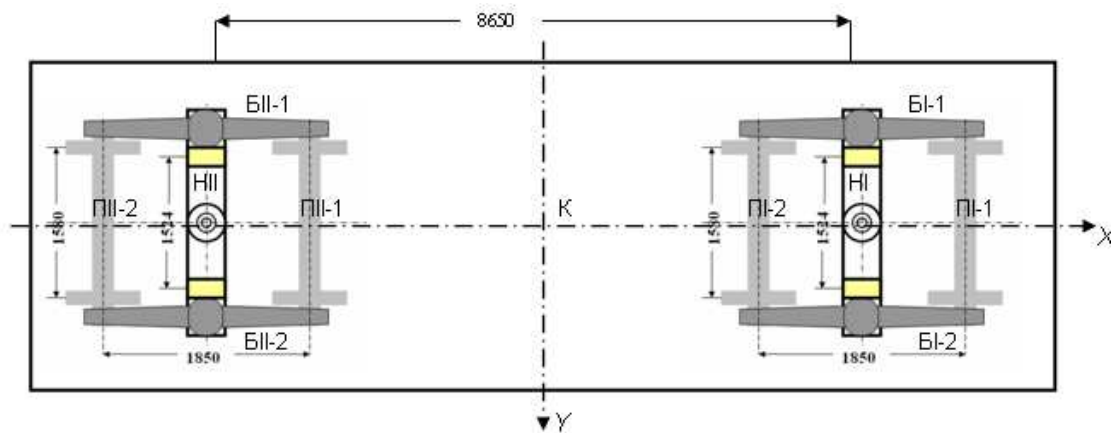


Рис. 3.2. Розрахункова схема піввагона

Між інерційними об'єктами знаходяться такі елементи зв'язків (на рис. 3.2 не показані):

- 1 кузов К з'єднаний з надресорною балкою Н шарніром у п'ятниковому вузлі і фрикційним елементом у пружних ковзунах;
- 2 між надресорною балкою Н і боковою рамою Б стоять пружний (ресорний комплект) і фрикційний (гасник клиновий) елементи, що працюють

у поперечному напрямку і створюють опір перекосам, зв'язок у поздовжньому напрямку — жорсткий;

3 між боковою рамою Б і колісними парами К стоять шарніри у буксових вузлах.

Вагон рухається з рівномірною швидкістю по напрямку координатної осі X , тому переміщення об'єктів x — циклічні. Позитивними будемо вважати: поперечні переміщення y — по напрямку координатної осі; вилання об'єктів ψ — по годинниковій стрілці.

Вище названі фрикційні зв'язки замінимо на елементи в'язкого тертя, виходячи із рівності енергії, що поглинається за один цикл коливань. Коефіцієнт в'язкості такого еквівалентного елемента визначиться по формулі

$$\beta = \frac{4F_0}{\pi a \omega}, \quad (3.1)$$

де F_0 — амплітудне значення сили тертя, яка діє по гармонічному закону;

a — амплітуда коливань еквівалентного елемента;

ω — циклічна частота коливань зв'язку між інерційними об'єктами.

Дві останні величини відповідають граничному циклу, на який вийде фазова траєкторія системи після втрати стійкості. Опишемо його, виходячи з досвіду теоретичних і експериментальних досліджень у області динаміки вагонів [32, 34, 20, 10, 3, 77]. Після втрати стійкості колісні пари здійснюють (майже) гармонічні коливання з частотою

$$\omega_k = \chi V, \quad (3.2)$$

де V — швидкість руху;

χ — коефіцієнт Клінгеля при описі руху одиночної колісної пари по прямій ділянці колії

$$\chi = \sqrt{\frac{n}{rs}}, \quad (3.3)$$

n — ефективна конусність ободів коліс;

r — радіус колеса по колу кочення;

s — половина відстані між колами кочення колісної пари.

Залежність між боковим та поздовжнім (відносно колії) переміщеннями колісної пари має вигляд

$$dy_{im} = \psi_{im} dx, \quad (3.4)$$

а амплітуда бокового переміщення рівна половині колійного зазору δ

$$A = \frac{\delta}{2}.$$

Тут ψ_{im} — кут виляння колісної пари при русі по прямій колії. Параметри коливань виляння становлять

$$d\psi_{im} = -\chi y_{im} dx; \quad A_1 = \delta\chi. \quad (3.5)$$

Значення частоти виляння стандартної колісної пари РУ- 950 при швидкості 80 км/год (22,2 м/сек) і зносах поверхні кочення (зростання ефективної конусності від $n=0,05$ до $n=0,15$) наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Оцінка частоти виляння колісної пари

Параметр	Значення параметра		
	середнє	мінімум	максимум
V , м/сек	22,2		
n		0,05	0,15
χ		0,365027	0,632245
$V\chi$		8,111111	14,05
f , Гц		1,291578	2,237261

В розрахунковий інтервал частоти виляння $f = 1,29 \div 2,24$ Гц попадає експериментальне значення частоти виляння $f_{доc} \approx 1,5$ Гц ходових частин і кузова порожнього піввагона, який втратив стійкість руху після експлуатаційного пробігу 30 тис.км.

Розширюючи приведену частотну оцінку на амплітуди, введемо чергове допущення, що амплітуди деформації фрикційних елементів як у ресорному підвішуванні, так і у пружних ковзунах збігаються з амплітудою виляння колісної пари A_1 .

Із рівняння поперечних коливань кузова

$$m_k \ddot{y} + 4Cy = 4\delta C \cos \chi V t \quad (3.6)$$

неважно визначити амплітуду поперечної деформації ресорних комплектів

$$A_2 = \delta \frac{1}{\left(\frac{\omega}{\chi V}\right)^2 - 1}, \quad (3.7)$$

де $\omega = (4C/m_k)^{1/2}$ — власна частота коливань кузова.

На основі приведеного можна записати розрахункові формули для визначення коефіцієнтів еквівалентної в'язкості елементів зв'язку між інерційними об'єктами розрахункової схеми:

- що моделюють безззорні пружні ковзуни

$$\beta_{ck} = \frac{4M_{ck}}{\pi A_1 \chi V}; \quad (3.8)$$

- що моделюють опір гасників коливань ресорного комплекту боковому відносу бокових рам (боковин) візка

$$\beta' = \frac{4k_{\text{від}} P_{cm}}{\pi A_2 \chi V}; \quad (3.9)$$

- що моделюють опір гасників коливань ресорного комплекту перекосам (ротації) боковин

$$\beta_{pm} = \frac{4k_{pm} P_{cm}}{\pi A_1 \chi V}. \quad (3.10)$$

У формулах (3.8)÷(3.10) позначено:

$M_{ck} = F_{ck} \cdot 2b_0$ — момент тертя у пружних ковзунах;

P_{cm} — статичне навантаження на комплект ресорного підвішування;

$k_{\text{від}}, k_{pm}$ — коефіцієнти відносного тертя та ротації комплекту підвішування візка відносно статичного навантаження.

Визначений по (3.9), коефіцієнт β' приймає неправдоподібно високі значення через малість амплітуди A_2 (що не більша 1 мм при колійному зазорі 20 мм). тому доцільно розглянути ще один спосіб визначення в'язкості β елемента, що моделює опір клинового гасника коливань боковому відносу.

Введемо ще одне допущення, що швидкості зміни поперечного Δy і вертикального Δz динамічних переміщень ресорного комплексу пропорційні самим переміщенням. Враховуючи, що при русі порожнього піввагона на візках мод.18-100 реєструються амплітуди $\Delta z=3\div 5$ мм. а $\Delta y\leq 1$ мм, — швидкість $\dot{\Delta}_z$ будемо вважати значно більшою, ніж $\dot{\Delta}_y$. З урахуванням цього, поперечну складову сили тертя клинового гасника представимо у виді

$$Y = -k_{\text{eid}} P_{\text{cm}} \frac{\dot{\Delta}_y}{\sqrt{\dot{\Delta}_y^2 + \dot{\Delta}_z^2}} \cong -k_{\text{eid}} P_{\text{cm}} \frac{\dot{\Delta}_y}{\dot{\Delta}_z}. \quad (3.11)$$

Оскільки поперечна складова сили опору Y виявилась пропорційною поперечній компоненті швидкості переміщення $\dot{\Delta}_y$, то коефіцієнт пропорційності можна вважати еквівалентним коефіцієнтом в'язкості β елемента, що моделює поперечний опір гасника коливань

$$\beta = \frac{k_{\text{eid}}}{k_{\text{oe}}} \sqrt{\frac{2C_{\text{e}} P_{\text{cm}}}{g}}; \quad (3.12)$$

де k_{oe} — коефіцієнт вертикальної динаміки;

C_{e} — жорсткість комплексу підвішування у вертикальному напрямку;

g — прискорення земного тяготіння.

Множник $\sqrt{2}$ з'явився у формулі (3.12) тому, що при гармонічних коливаннях середньоквадратичне значення переміщення в $\sqrt{2}$ рази менше від амплітудного. Частота вертикальних коливань прийнята рівною власній частоті кузова $\sqrt{gC_{\text{e}} / P_{\text{cm}}}$.

Обчислення коефіцієнту в'язкості по (3.12) дає більш правдоподібні результати. Тому у подальшому коефіцієнти еквівалентної в'язкості будемо нараховувати з формул (3.8), (3.12), (3.10).

У якості узагальнених координат системи, що визначають степені свободи, виберемо переміщення об'єктів, названі у табл. 3.2.

Усі інші переміщення об'єктів залежать від узагальнених координат.

Таблиця 3.2

Степені свободи розрахункової моделі

№	Позначення	Параметр
1	y	Переміщення кузова К по координаті Y
2	ψ	Кут виляння кузова К
3	ψ_1	Кут виляння візка ВІ
4	ψ_2	Кут виляння візка ВІІ
5	y_{11}	Переміщення колісної пари ПІ-1 по Y
6	y_{12}	Переміщення колісної пари ПІ-2 по Y
7	y_{21}	Переміщення колісної пари ПІІ-1 по Y
8	y_{22}	Переміщення колісної пари ПІІ-2 по Y

Значення параметрів, використаних для математичної моделі порожнього піввагона, наведені у табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Розрахункові параметри

Параметр	Позначення	Значення
Маса кузова	m_k	13,4 т
Маса надресорної балки	$m_{нб}$	0,5 т
Маса бокової рами візка	$m_{бр}$	0,75 т
Маса колісної пари (з буксами)	$m_{кп}$	1,4 т
Момент інерції кузова	I_k	228 тм ²
Момент інерції надресорної балки	$I_{нб}$	0,26 тм ²
Момент інерції бокової рами візка	$I_{бр}$	0,3 тм ²
Момент інерції колісної пари (з буксами)	$I_{кп}$	0,8 тм ²
Жорсткість ресорного підвішування (на сторону візка):		
у вертикальному напрямку	C_v	4000 кН/м
у поперечному напрямку	C	6000 кН/м

Закінчення табл. 3.3

Коефіцієнт відносного тертя підвішування	$k_{від}$	0,08
Амплітудне значення моменту сил тертя у пружних ковзунах	M_{ck}	0÷15 кНм*
Питомий опір перекоосу (ротації) рами візка	$k_{пот}$	0,04 м
Коефіцієнт пропорційності між силою псевдо ковзання і прослизанням колеса	k	9 МН
База вагона	$2l$	8,65 м
База візка	$2l_1$	1,85 м
Радіус колеса по колу кочення	r	0,475 м
Поперечна відстань між кругами кочення колісної пари	$2s$	1,58 м
Поперечна відстань між пружними ковзунами	$2b_0$	1,524 м
Поперечна відстань між боковими рамами візка	$2b$	2,036 м
Ефективна конусність поверхні кочення колеса (збільшується при зносі)	n	0,05÷0,15
Колійний зазор	2δ	12÷44 мм**
Коефіцієнт вертикальної динаміки	$k_{\delta\epsilon}$	0,5÷0,7

Примітки: * варіюється для моделювання ковзунів: ■ з зазорами: ■ пружних з різними початковими зусиллями;

** залежить від зносів гребеня колеса і бокової грані головки рейки.

3.1.2 Диференційні рівняння руху

Для складання рівнянь руху порожнього піввагона використаємо принцип віртуальних переміщень: коефіцієнти при варіаціях узагальнених координат у виразі для віртуальної роботи усіх діючих навантажень — сил в елементах зв'язку між інерційними об'єктами, сил взаємодії коліс з рейками та сил інерції — повинні дорівнювати нулю.

Поперечне переміщення бокової рами візка

$$y_{ij}^{(B)} = \frac{y_{i1} + y_{i2}}{2}, \quad (3.13)$$

а кутове переміщення при вилянні бокової рами візка

$$\Psi_{ij}^{(B)} = \frac{y_{i1} - y_{i2}}{2l_1} \quad (3.14)$$

для $i = I, II; j = 1, 2$. У правій частині формул — узагальнені координати 5÷8 (табл.3.2).

Поперечна деформація ресорного комплексу визначиться з формули

$$y_{ij}^{(PII)} = y \pm l\Psi - y_{ij}^{(B)} = y \pm l\Psi - 2^{-1}(y_{i1} + y_{i2}). \quad (3.15)$$

Поперечні динамічні сили у ресорному комплекті

$$Y_{ij}^{(PII)} = -Cy_{ij}^{(PII)}. \quad (3.16)$$

Віртуальна робота цих сил

$$\begin{aligned} \delta A^{(PII)} &= \sum Y_{ij}^{(PII)} \delta y^{(PII)} = \\ &= -C \left[y \pm l\Psi - 2^{-1}(y_{i1} + y_{i2}) \right] \left[\delta y + l\Psi - 2^{-1}(\delta y_{i1} + \delta y_{i2}) \right]. \end{aligned} \quad (3.17)$$

(Буква δ перед символом узагальненої координати, переміщення об'єкта чи деформації зв'язку означає варіацію відповідної величини).

Останню формулу для повної математичної моделі, утримуючої усі інерційні об'єкти, доцільно представити у матричній формі

$$\delta A^{(PII)} = -\delta \mathbf{q}^T \mathbf{C} \mathbf{q}, \quad (3.18)$$

де $\mathbf{q} = [q_1 \ q_2 \ \dots \ q_8]^T$ — вектор узагальнених координат;

\mathbf{C} — матриця пружних коефіцієнтів

$$\mathbf{C} = C \begin{bmatrix} 4 & & & -1 & -1 & -1 & -1 \\ & 4l^2 & & -l & -l & l & l \\ & & 0 & & & & \\ & & & 0 & & & \\ -1 & -l & & 1/2 & 1/2 & & \\ -1 & -l & & 1/2 & 1/2 & & \\ -1 & l & & & & 1/2 & 1/2 \\ -1 & l & & & & 1/2 & 1/2 \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

Перейдемо до визначення віртуальної роботи в'язкого тертя. Випереджаючи подальші викладки, відмітимо, що в матричній формі можна пред-

ставити вказану роботу виразом, подібним до (3.18), замінивши матрицю \mathbf{C} на матрицю в'язких коефіцієнтів \mathbf{B} , тобто

$$\delta A^{(вз)} = -\delta \mathbf{q}^T \mathbf{B} \mathbf{q}, \quad (3.20)$$

Компоненти матриці \mathbf{B} аналогічні компонентам матриці \mathbf{C} , у якій пружні коефіцієнти замінені на коефіцієнти в'язкості β . Ця обставина дозволяє зосередитись тільки на двох групах зв'язків моделі – перешкоджаючих повертанню візка під кузовом і перекосу бокових рам візка при коливаннях виляння.

Кут повертання кузова відносно надресорних балок

$$\psi_i^{(KH)} = \psi - \psi_i; \quad (3.21)$$

відповідний момент сил в'язкого опору (моделюючих сили тертя) у ковзунах

$$M_i^{KH} = -\beta_{ck} \dot{\psi}^{(KH)}. \quad (3.22)$$

Кут повертання (ротації) надресорних балок відносно бокових рам

$$\psi_{ij}^{(pm)} = \psi_i - \psi_{ij}; \quad (3.23)$$

відповідний момент опору при перекосі бокової рами

$$M_{ij}^{(pm)} = -\beta_{pm} \dot{\psi}_{ij}^{(pm)}. \quad (3.24)$$

Записавши віртуальну роботу $\delta A^{(взПП)}$ сил опору ресорних комплектів по аналогії з (3.17) (із заміною \mathbf{C} на β), одержимо формулу для визначення віртуальної роботи усіх в'язких зв'язків розрахункової моделі

$$\begin{aligned} \delta A^{(вз)} &= \sum_i M_i^{(KH)} \delta \psi_i^{(KH)} + \sum_{i,j} M_{ij}^{(pm)} \delta \psi_{ij}^{(pm)} + \delta A^{(взПП)} = \\ &= -\beta_{ck} \sum_i (\dot{\psi} - \dot{\psi}_i)(\delta \psi - \delta \psi_i) - 2\beta_{pm} \sum_i \left[\psi_i - \frac{y_{i1} - y_{i2}}{2l_1} \right] \left[\delta \psi_i - \frac{\delta y_{i1} - \delta y_{i2}}{2l_2} \right], \end{aligned} \quad (3.25)$$

звідки випливає наступна формула матриці коефіцієнтів в'язкого тертя

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} \mathbf{B}_{11} & \mathbf{B}_{12} & \mathbf{B}_{13} & \mathbf{B}_{14} \\ \mathbf{B}_{12}^T & \mathbf{B}_{22} & \mathbf{B}_{23} & \mathbf{B}_{24} \\ \mathbf{B}_{13}^T & \mathbf{B}_{23}^T & \mathbf{B}_{33} & \\ \mathbf{B}_{14}^T & \mathbf{B}_{24}^T & & \mathbf{B}_{33} \end{pmatrix}; \quad (3.26)$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{B}_{11} &= \begin{bmatrix} 4\beta & \\ & 4\beta l^2 + 2\beta_{ck} \end{bmatrix}; & \mathbf{B}_{33} &= \frac{\beta}{2} \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} + \frac{\beta_{pm}}{2l_1^2} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}; \\
\mathbf{B}_{12} &= \beta_{ck} \begin{bmatrix} 0 & \\ -1 & -1 \end{bmatrix}; & \mathbf{B}_{22} &= (\beta_{ck} + 2\beta_{pm}) \begin{bmatrix} 1 & \\ & 1 \end{bmatrix}; & \mathbf{B}_{13} &= -\beta \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ l & l \end{bmatrix}; \\
\mathbf{B}_{14} &= \beta \begin{bmatrix} -1 & -1 \\ l & l \end{bmatrix}; & \mathbf{B}_{23} &= \frac{\beta_{pm}}{l_1} \begin{bmatrix} -1 & 1 \\ 0 & \end{bmatrix}; & \mathbf{B}_{24} &= \frac{\beta_{pm}}{l_1} \begin{bmatrix} 0 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

Сили взаємодії коліс і рейок знайдемо за допомогою відомої моделі Картера [32]. Прослизання колеса складуть: у повздовжньому напрямку

$$\epsilon_{imj}^{(x)} = \pm \frac{s\dot{\psi}_{im}^{(II)}}{V} - \frac{\Delta r}{r} = \pm \frac{s\dot{\psi}_i}{V} \pm \frac{ny_{im}}{r}; \quad (3.27)$$

у поперечному напрямку

$$\epsilon_{imj}^{(y)} = \frac{\dot{y}_{ij}}{V} - \dot{\psi}_i, \quad (3.28)$$

де Δr — зміна радіусу кочення колеса, що викликана зміщенням точки контакту при боковому відносу.

$\psi_{im}^{(II)} = \psi_i$ — кутове переміщення колісної пари при вилянні;

$m = 1, 2$ — індекс, яким позначені ліве по напрямку руху X та праве колеса.

Верхній знак у (3.27) відповідає лівому колесу, нижній — правому.

Складові зусилля, що діє на колесо з боку рейки, пропорціональні прослизанню ϵ і визначаються за формулами

$$X_{imj} = -k\epsilon_{imj}^{(x)}; \quad Y_{imj} = -k\epsilon_{imj}^{(y)}; \quad (3.29)$$

де k — коефіцієнт пропорціональності Картера.

Повздовжня та поперечна складові віртуального переміщення колеса

$$\delta x_{imj} = \pm s\delta\psi_i; \quad \delta y_{imj} = \delta y_{ij}. \quad (3.30)$$

Віртуальну роботу сил взаємодії коліс з рейками визначимо по формулі

$$\begin{aligned}
&= -m_K \ddot{y} \delta y - I_K \ddot{\psi} \delta \psi - 2m_H (\ddot{y} \delta y + l^2 \ddot{\psi} \delta \psi) - I_H \sum_i \ddot{\psi}_i \delta \psi_i - \\
& - \frac{m_B}{2} \sum_i (\ddot{y}_{i1} + \ddot{y}_{i2}) (\delta y_{i1} + \delta y_{i2}) - \frac{I_B}{2l_1^2} \sum_i (\ddot{y}_{i1} - \ddot{y}_{i2}) (\delta y_{i1} - \delta y_{i2}) - \\
& - m_{II} \sum_{i,j} \hat{y}_{ij} \delta y_{ij} - 2I_{II} \sum_i \ddot{\psi}_i \delta \psi_i.
\end{aligned} \quad (3.34)$$

Віртуальна робота інерційних зусиль у матричній формі

$$\delta A^{(IH)} = -\delta q^T \mathbf{M} \ddot{q}$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_1 & & & \\ & \mathbf{M}_2 & & \\ & & \mathbf{M}_3 & \\ & & & \mathbf{M}_3 \end{bmatrix}; \quad (3.35)$$

$$\mathbf{M}_1 = \begin{bmatrix} m_K + 2m_{H\bar{b}} & \\ & I_K + 2m_{H\bar{b}} l^2 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{M}_2 = (I_{H\bar{b}} + 2I_{Kn} + 2m_{\bar{b}p} b l^2) \begin{bmatrix} 1 & \\ & 1 \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{M}_3 = (m_{Kn} + \frac{m_{\bar{b}p}}{2}) \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} + \frac{I_{\bar{b}p}}{2l_1^2} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}.$$

Підсумувавши вирази (3.34/35), (3.17/18), (3.25/26), (3.31/32), одержимо повну віртуальну роботу математичної моделі

$$\delta A = \delta A^{(IH)} + \delta A^{(PII)} + \delta A^{(e3)} + \delta A^{(KP)}. \quad (3.36)$$

Диференційні рівняння руху вагона одержимо, якщо прирівняємо нулю коефіцієнти при варіаціях узагальнених координат у виразі (3.36). Матричне представлення цих рівнянь має вид

$$\mathbf{M} \mathbf{q}'' + (\mathbf{B} + \mathbf{F}) \mathbf{q}' + (\mathbf{C} + \mathbf{K}) \mathbf{q} = \mathbf{0}. \quad (3.37)$$

Запишемо останнє у формі еквівалентного рівняння першого порядку

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \mathbf{q}' \end{bmatrix} = \tilde{\mathbf{A}} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \mathbf{q}' \end{bmatrix}; \quad \tilde{\mathbf{A}} = \begin{bmatrix} & \mathbf{1}_{8 \times 8} \\ -\mathbf{M}^{-1}(\mathbf{C} + \mathbf{K}) & -\mathbf{M}^{-1}(\mathbf{B} + \mathbf{F}) \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

Стійкість руху за ознакою Ляпунова будемо визначати шляхом аналізу власних чисел матриці \check{A} .

3.1.3 Результати дослідження стійкості за Ляпуновим

Визначення власних чисел матриці \check{A} проведено з допомогою QR -алгоритму із зсувом. Закладена подвійна точність розрахунків (16 значущих цифр).

У табл. 3.4 наведені власні числа матриці \check{A} , що одержані для наступних варіантів розрахункової моделі:

- $A60$ — порожній піввагон з параметрами, наведеними у табл. 3.3, крім значень коефіцієнту відносного тертя у підвішуванні та питомого опору перекоосу (ротації) рами візка, — ці величини задані нульовими: $k_{від} = k_{ром} = 0$; швидкість руху $V = 60$ км/год.
- $A90$ — порожній піввагон за $A60$; швидкість руху $V = 90$ км/год.
- $B60$ — порожній піввагон з урахуванням "еквівалентної в'язкості" — $k_{від} = 0,08$, $k_{ром} = 0,04$ м; задане "тертя" у ковзунах $M_{ck} = 10$ кНм; швидкість руху $V = 60$ км/год.

Як випливає з таблиці, власні числа $\lambda_1 \div \lambda_{10}$ одержані від'ємними, але чотири інші — $\lambda_{11} \div \lambda_{14}$ — знаходяться у позитивній напівплощині. Отже, за результатами розрахунків ознака стійкості О.М.Ляпунова не підтримується, — рух виходить нестійким за всіма розглянутими варіантами. Це твердження суперечить експериментальним даним, згідно з якими рух порожнього піввагона при швидкості $V = 60$ км/год виявляється стійким (відповідно до варіанту $B60$ беззаперечно, а до варіанту $A60$ — у більшості експериментів).

Проаналізуємо форми коливань, що підтримуються власними числами $\lambda_7 \div \lambda_{10}$. Для цього достатньо порівняти дійсні частини комплексних коренів за варіантом $A60$ (де не використані допущення відносно в'язкого тертя) із круговими власними частотами кузова.

Частота бокового відносу кузова і уявна частина $\text{Im } \lambda_{7,8}$

$$\omega_{об} = \sqrt{\frac{4C}{m_k + 2m_{нб}}} = 40,8 \text{ рад/сек}; \quad \text{Im } \lambda_{7,8} = 41,1 \text{ рад/сек.}$$

Таблиця 3.4

Власні числа λ_j матриці \check{A} [1/сек]

Номер j	Варіант $A60$	Варіант $A90$	Варіант $B60$
1	-3060	-2040	-3520
2	-3060	-2040	-3520
3	-387	-257	-730
4	-387	-257	-727
5	-299	-196	-306
6	-299	-196	-306
7	$-2,83-41,1 \cdot i$	$-4,33-41,6 \cdot i$	$-9,26-41,7 \cdot i$
8	$-2,83+41,1 \cdot i$	$-4,33+41,6 \cdot i$	$-9,26-40,2 \cdot i$
9	$-2,82-43,0 \cdot i$	$-4,29+43,5 \cdot i$	$-9,26+41,7 \cdot i$
10	$-2,82+43,0 \cdot i$	$-4,29-43,5 \cdot i$	$-6,57+40,2 \cdot i$
11	$0,171-6,07 \cdot i$	$0,572-9,05 \cdot i$	$0,057-4,21 \cdot i$
12	$0,171+6,07 \cdot i$	$0,572+9,05 \cdot i$	$0,082-4,63 \cdot i$
13	$0,166-6,07 \cdot i$	$0,554-9,05 \cdot i$	$0,057+4,21 \cdot i$
14	$0,166+6,07 \cdot i$	$0,554+9,05 \cdot i$	$0,082+4,63 \cdot i$
15	0	0	0
16	0	0	0

Частота виляння кузова і уявна частина $\text{Im } \lambda_{9,10}$

$$\omega_{\varphi} = \sqrt{\frac{4Cl^2}{m_k + 2m_{нб}l^2}} = 42,7 \text{ рад/сек}; \quad \text{Im } \lambda_{9,10} = 43,0 \text{ рад/сек.}$$

Практичний збіг частот свідчить, що власні числа $\lambda_7 \div \lambda_{10}$ відносяться до згаданих форм коливань кузова.

Чергові форми $\lambda_{11} \div \lambda_{14}$ відповідають коливанням колісних пар, що підтверджує частота виляння одиночної колісної пари за Клінгелем

$$\omega_{\varphi}^{kn} = \sqrt{\frac{n}{rs}} = 6,08 \text{ рад/сек}; \quad \text{Im } \lambda_{11 \div 14} = 6,07 \text{ рад/сек.}$$

Дві останні форми $\lambda_{15} = \lambda_{16} = 0$ відповідають двом положенням рівноваги, які відрізняються від асимптотичного спокою, коли усі узагальнені координати нулеві ($\mathbf{q} = \mathbf{0}$). Ці положення виглядають так: поперечні переміщення

колісних пар одного візка однакові за величиною і протилежні за знаком (у різні сторони), а інші координати рівні нулю.

Перші форми $\lambda_1 \div \lambda_6$ для нас мало цікаві, оскільки вони заглиблені у від'ємну напів-площину — значить характеризують дуже швидко загасаючі коливання.

Завершуючи аналіз результатів табл. 3.4, помітимо, що у варіанті *B60* із вводом у модель в'язкого тертя (замість фрикційних поглиначів) дійсні частини $\text{Re } \lambda_{12} \div \lambda_{16}$ суттєво зсунулись у напрямку від'ємної напівплощини, але залишились позитивними (ознака нестійкого руху)

Тому розрахована залежність найбільшої дійсної частини власних чисел $\max \text{Re } \lambda_i$ матриці \check{A} від швидкості руху V при різних значеннях моменту сил тертя у ковзунах M . Результуючі графіки показані на рис. 3.3. Позитивна напівплощина (+) на графіку затінена. Саме у ній знаходяться всі три лінії графіку: суцільна — відповідає нульовому моменту тертя у ковзунах — зайняла верхнє положення, а штрихова і крапкова — при середньому і значному моментах тертя — розташувались нижче, але не увійшли у від'ємну напів-площину (-). Отриманий результат свідчить про нестійкий рух.

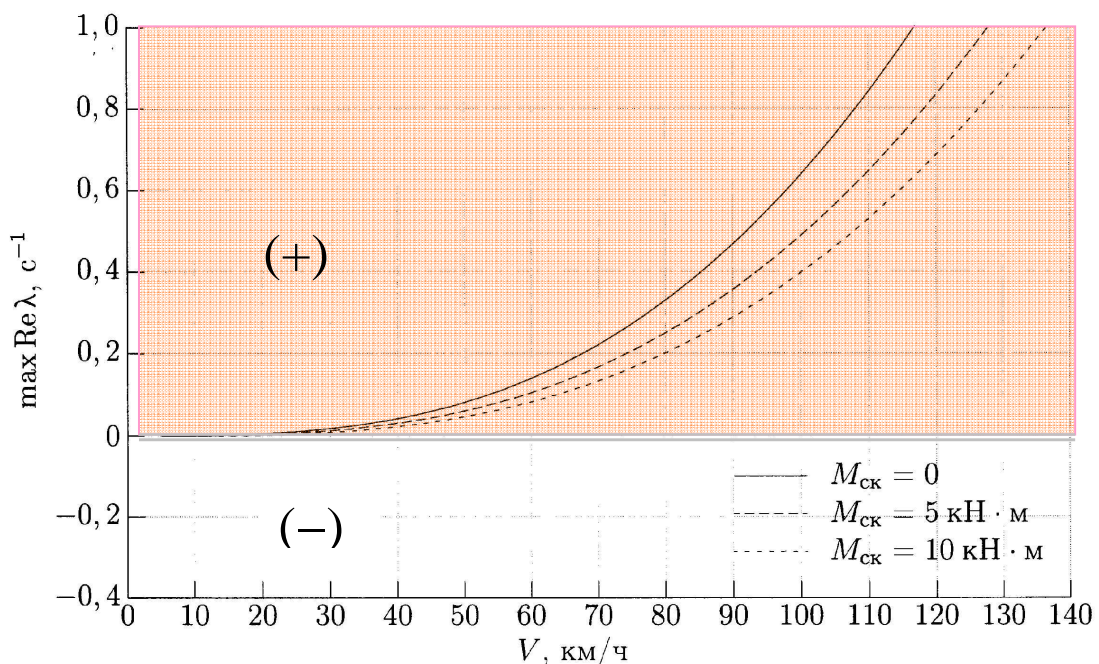


Рис. 3.3. Залежність максимальної дійсної частини власних чисел від моменту сил тертя у ковзунах, що задавався еквівалентним в'язким демпфуванням

Таким чином, визначення стійкості руху вантажного вагона за теоремою О.М.Ляпунова на лінійній моделі з заміною фрикційних елементів в'язкими привело до результатів, що суперечать експерименту. Спроби виявити можливість покращення результатів не дали суттєвого ефекту. Тому використаний другий спосіб теоретичного аналізу, викладений нижче.

3.2 Дослідження ознак втрати стійкості руху на динамічній комп'ютерній моделі вагона

Позбутися майже усіх допущень та ідеалізацій при динамічних розрахунках вагона дозволяє чисельне інтегрування диференціальних рівнянь руху. При цьому різко збільшується об'єм обчислень (що позначається на затратах «комп'ютерного часу»), але забезпечується достовірність результатів. Однак, безпосередньо з результатів комп'ютерного динамічного моделювання втрата стійкості руху не виявляється.

Для прикладу на рис.3.4 відтворена залежність горизонтальних динамічних сил на ресорний комплект завантаженого піввагона від швидкості руху, одержана В.Д.Хусидовим [85] і розглянута вище у розділі 2. На графіках вертикальними лініями нанесемо експериментальні значення критичних швидкостей [51] завантаженого піввагона із зношеними ходовими частинами:

- **КР1** ($v_{кр} \approx 89$ км/год) — на візках мод.18-100 (відповідає кривій «Типові ковзуни»);
- **КР2** ($v_{кр} \approx 100$ км/год) — на візках мод.18-100 з безззорними ковзунами (відповідає кривій «І-пружні ковзуни»)

Зрозуміло, що швидкість вагона слід обмежити незатемненими зонами (до критичних значень), щоб не допускати аварійних ситуацій. Але графіки без нанесених смуг (див. рис. 1.11) побоювань щодо порушення безпеки не викликають. Тому визначення критичної швидкості у рішеннях динамічної задачі з допомогою комп'ютерного моделювання доволі актуальне.

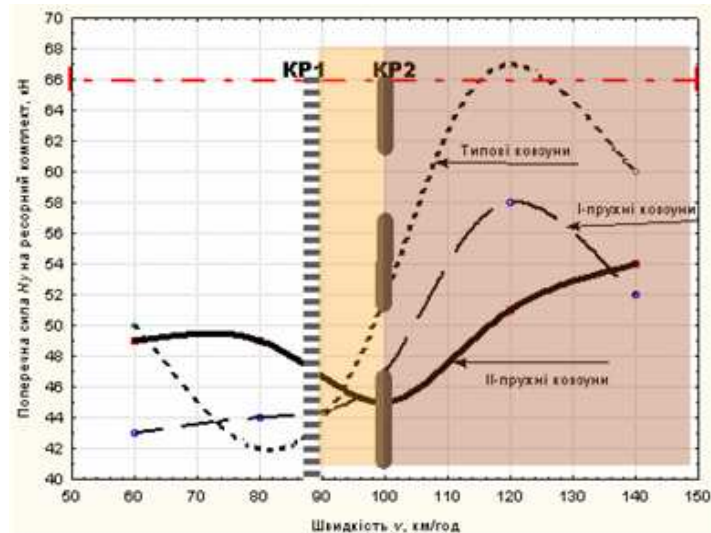


Рис. 3.4. Залежності $H=f(V)$ з нанесеними $v_{кр}$

Для цього проаналізуємо розрахунки динаміки піввагона з використанням сучасних методів математичного моделювання. У числі достовірних і доступних комп'ютерних програм для просторового моделювання динаміки вагонів стандарту 1520 мм можна відмітити «Universal Mechanism» (ПК UM) [91] і «Dynamics of Rail Vehicles» («DYNRAIL») [55, 78]. Остання використана нами для проведення трьох варіантів розрахунків:

I Побудована і налагоджена просторова модель руху нового 4-вісного піввагона на типових візках мод.18-100 по колії з вертикальними та поперечними нерівностями. Передбачена можливість відтворення у моделі:

- як жорстких ковзунів з зазорами, так і беззазорних пружних ковзунів;
- подовжніх зазорів Δ_x у клиновому гаснику коливаль;
- наперед заданих обрисів профілів кочення ободів коліс з урахуванням зносів.

II Розраховані динамічні характеристики порожнього та завантаженого піввагона, обладнаного пружними ковзунами, зношеними колесами і клиновими гасниками ресорних комплектів (подовжні зазори $\Delta_x = 10$ мм);

III Визначені динамічні характеристики порожнього піввагона на удосконалених візках, обладнаних пружними ковзунами та передавальними пристроями ($\Delta_x = 0$) із зношеними колесами.

Постановка та результати дослідження варіанту I. Блок-схема просторової динамічної моделі 4-вісного піввагону приведена на рис. 3.5. Модель складається із 19 інерційних об'єктів, що моделюють частини вагона і рейкової колії. Між об'єктами встановлені різно-функційні зв'язки, які моделюють пружні, в'язкі, фрикційні та шарнірні елементи у конструкції вагона. На схемі всі зв'язки умовно позначені двосторонніми стрілками.

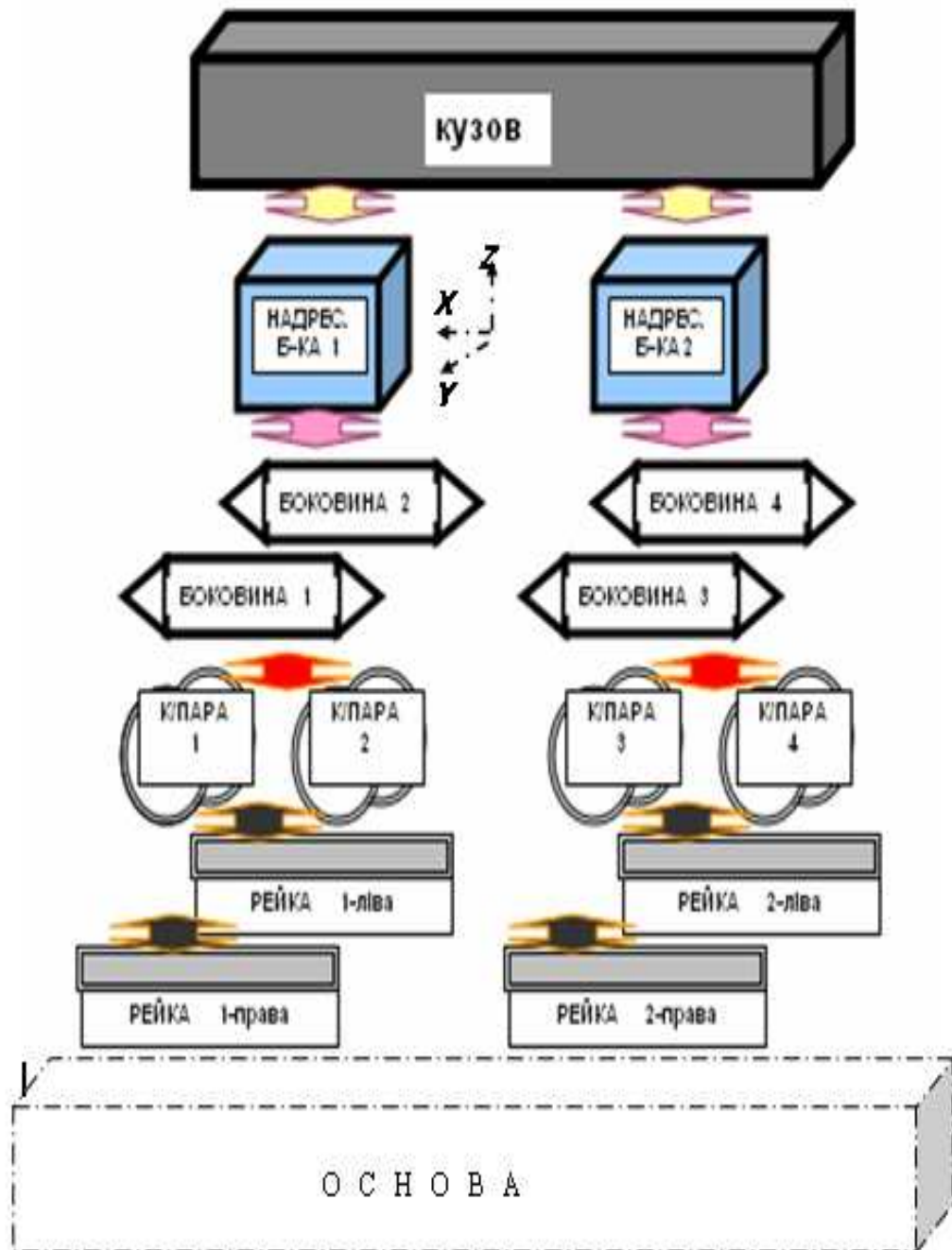


Рис. 3.5. Блок-схема комп'ютерної моделі піввагона

Значення інерційних характеристик складових об'єктів моделі приведені у табл. 3.5, а параметри зв'язків — у табл. 3.6.

Таблиця 3.5

Інерційні характеристики об'єктів моделі

Об'єкт	Маса [т]	Моменти інерції [т·м ²]			Координати центру мас [м]		
		Jz	Jy	Jx	X	Y	Z
Основа	0	0	0	0	0	0	0
Візок 1							
Ліва рейка 1	0,5	0	0	0	0	-0,79	0
Права рейка 1	0,5	0	0	0	0	0,79	0
Колісна пара 1	1,37	1	0,1	1	0	0	0,475
Ліва рейка 2	0,5	0	0	0	1,85	-0,79	0
Права рейка 2	0,5	0	0	0	1,85	0,79	0
Колісна пара 2	1,37	1	0,1	1	1,85	0	0,475
Ліва бокова рама 1	0,68	0,22	0,22	0	0,925	-1,02	0,5
Права бокова рама 1	0,68	0,22	0,22	0	0,925	1,02	0,5
Надресорна балка 1	0,45	0,3	0,05	0,3	0,925	0	0,6
Візок 2							
Ліва рейка 3	0,5	0	0	0	8,66	-0,79	0
Права рейка 3	0,5	0	0	0	8,66	0,79	0
Колісна пара 3	1,37	1	0,1	1	8,66	0	0,475
Ліва рейка 4	0,5	0	0	0	10,51	-0,79	0
Права рейка 4	0,5	0	0	0	10,51	0,79	0
Колісна пара 4	1,37	1	0,1	1	10,51	0	0,475
Ліва бокова рама 2	0,68	0,22	0,22	0	9,585	-1,02	0,5
Права бокова рама 2	0,68	0,22	0,22	0	9,585	1,02	0,5
Надресорна балка 2	0,45	0,3	0,05	0,3	9,585	0	0,6
Кузов							
Кузов з вантажем	76,5	1100	1050	75	5,255	0	1,92

Таблиця 3.6

Параметри зв'язків

Об'єкти, що зв'язуються					
<i>Основа</i>			<i>Ліва рейка 1-4 (Права рейка 1-4)</i>		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	0	0	0	0	0
Елементи зв'язку					
Вертикальний	c = 86000кН/м β = 172кНс/м				
Поперечний	c = 20000кН/м β = 40кНс/м				
Поздовжній	c = 80000кН/м β = 100кНс/м				
Об'єкти, що зв'язуються					
<i>Ліва рейка 1-4</i>			<i>Колісна пара 1-4</i>		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	0	0	0	-0,79	0,475
Елементи зв'язку					
Просторовий	c = 80000кН/м μ _к = 0,25 μ _г = 0,25				
Об'єкти, що зв'язуються					
<i>Права рейка 1-4</i>			<i>Колісна пара 1-4</i>		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	0	0	0	0,79	0,475
Елементи зв'язку					
Просторовий	c = 80000кН/м μ _к = 0,25 μ _г = 0,25				
Об'єкти, що зв'язуються					
<i>Колісна пара 1,3</i>			<i>Ліва боковина 1,2</i>		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	-1,02	0	0,925	0	0
Елементи зв'язку					
Вертикальний	c = 40000кН/м β = 0кНс/м				
Поперечний	μ=0,2 δ=0,003м				
Поздовжній	μ=0,2 δ=0,006м				
Виляння	μ=0,005 δ=0,01рад				

Продовження табл. 3.6

Об'єкти, що зв'язуються					
<i>Колісна пара 1,3</i>			<i>Права боковина 1,2</i>		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	1,02	0	0,925	0	0
Елементи зв'язку					
Вертикальний	$c = 40000 \text{кН/м} \quad \beta = 0 \text{кНс/м}$				
Поперечний	$\mu = 0,2 \quad \delta = 0,003 \text{м}$				
Поздовжній	$\mu = 0,2 \quad \delta = 0,006 \text{м}$				
Виляння	$\mu = 0,005 \quad \delta = 0,01 \text{рад}$				
Об'єкти, що зв'язуються					
<i>Колісна пара 2,4</i>			<i>Ліва боковина 1,2</i>		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	-1,02	0	-0,925	0	0
Елементи зв'язку					
Вертикальний	$c = 40000 \text{кН/м} \quad \beta = 0 \text{кНс/м}$				
Поперечний	$\mu = 0,2 \quad \delta = 0,003 \text{м}$				
Поздовжній	$\mu = 0,2 \quad \delta = 0,006 \text{м}$				
Виляння	$\mu = 0,005 \quad \delta = 0,01 \text{рад}$				
Об'єкти, що зв'язуються					
<i>Колісна пара 2,4</i>			<i>Права боковина 1,2</i>		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	1,02	0	-0,925	0	0
Елементи зв'язку					
Вертикальний	$c = 40000 \text{кН/м} \quad \beta = 0 \text{кНс/м}$				
Поперечний	$\mu = 0,2 \quad \delta = 0,003 \text{м}$				
Подовжній	$\mu = 0,2 \quad \delta = 0,006 \text{м}$				
Виляння	$\mu = 0,005 \quad \delta = 0,01 \text{рад}$				

Продовження табл. 3.6

Об'єкти, що зв'язуються					
<i>Ліва боковина 1,2</i>			<i>Надресорна балка 1,2</i>		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	0	0	0	-1,02	0
Елементи зв'язку					
Вертикальний	с = 4000кН/м μ=0,1 δ=0.093м				
Поперечний	с = 6000кН/м μ=0,1 δ=0.024м				
Поздовжній	с = 6000кН/м μ=0,1 □=0.01м				
Виляння	с = 200кН/м μ=0,05				
Об'єкти, що зв'язуються					
<i>Права боковина 1,2</i>			<i>Надресорна балка 1,2</i>		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	0	0	0	1,02	0
Елементи зв'язку					
Вертикальний	с = 4000кН/м μ=0,1 δ=0.093м				
Поперечний	с = 6000кН/м μ=0,1 δ=0.024м				
Поздовжній	с = 6000кН/м μ=0,1 □=0.01м				
Виляння	с = 200кН/м μ=0,05				
Об'єкти, що зв'язуються					
<i>Надресорная балка 1</i>			<i>Кузов</i>		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	0	0	4,33	0	1,32
Елементи зв'язку					
Вертикальний	с = 80000кН/м				
Поперечний	μ=0,25				
Поздовжній	μ=0,25				
Виляння	μ=0,045				
Боковая качка	с = 1800кН/рад				

Продовження табл. 3.6

Об'єкти, що зв'язуються					
<i>Надресорна балка 2</i>			<i>Кузов</i>		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	0	0	-4,33	0	1,32
Елементи зв'язку					
Вертикальний	с = 80000кН/м				
Поперечний	μ=0,25				
Поздовжній	μ=0,25				
Виляння	μ=0,045				
Бокова качка	с = 1800кН/рад				
Об'єкти, що зв'язуються					
<i>Надресорна балка 1 (Лівий ковзун)</i>			<i>Кузов</i>		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	-0,75	0	4,33	-0,75	1,32
Елементи зв'язку					
Вертикальний	с = 80000кН/м □=0.01м				
Поперечний	μ=0,125				
Поздовжній	μ=0,125				
Об'єкти, що зв'язуються					
<i>Надресорна балка 1 (Правий ковзун)</i>			<i>Кузов</i>		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	0,75	0	4,33	0,75	1,32
Елементи зв'язку					
Вертикальний	с = 80000кН/м □=0.01м				
Поперечний	μ=0,125				
Поздовжній	μ=0,125				

Закінчення табл. 3.6

Об'єкти, що зв'язуються					
Надресорна балка 2 (Лівий ковзун)			Кузов		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	-0,75	0	-4,33	-0,75	1,32
Елементи зв'язку					
Вертикальний	с = 80000кН/м $\Delta=0.01$ м				
Поперечний	$\mu=0,125$				
Поздовжній	$\mu=0,125$				
Об'єкти, що зв'язуються					
Надресорна балка 2 (Правий ковзун)			Кузов		
Координати точок прикладення зв'язку [м]					
X	Y	Z	X	Y	Z
0	0,75	0	-4,33	0,75	1,32
Елементи зв'язку					
Вертикальний	с = 80000кН/м $\Delta=0.01$ м				
Поперечний	$\mu=0,125$				
Поздовжній	$\mu=0,125$				

У табл. 3.6 введені наступні позначення:

с – жорсткість зв'язку;

β – коефіцієнт в'язкого тертя;

μ – коефіцієнт сухого тертя;

δ – робочий хід зв'язку;

Δ – зазор в зв'язку.

У якості збурень задавались динамічні нерівності рейкових ниток у вертикальній та горизонтальній площинах. Для розглянутої моделі були генеровані збурення (нерівності рейкових ниток), які діють на вагон з боку колії згідно [70. 81]. Амплітуди нерівностей встановлювались такими, щоб динамічні показники піввагона з типовими зазорними ковзунами уміщались в діапазон допустимих значень при швидкості впритул до конструктивної (120 км/год). Вибірki нерівностей приведені на рис. 3.6, 3.7.

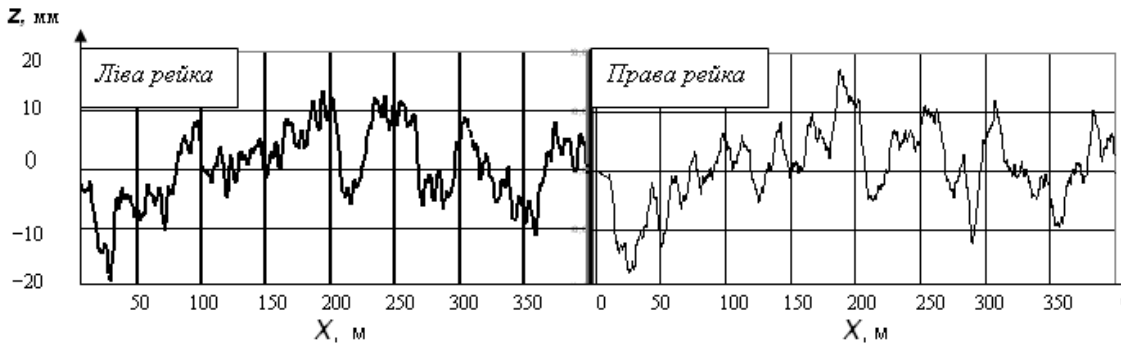


Рис. 3.6. Вибірка вертикальних нерівностей рейкових ниток, які задавались у модель

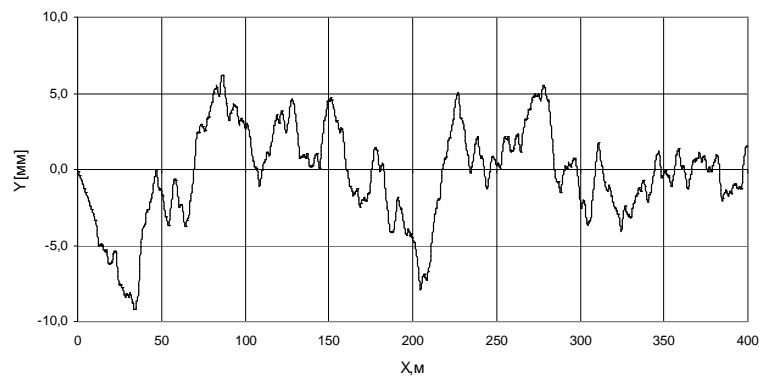


Рис.3.7. Вибірка горизонтальних (поперечних)нерівностей рейкових ниток

Результати розрахунків за варіантом I. Динамічні характеристики, визначені на моделі у залежності від швидкості руху нового піввагона на типових візках мод. 18-100 (ковзуни — зазорні жорсткі; зазори у гасниках ресорних комплектів — $\Delta_x = 0$; профіль кочення — повний), приведені на рисунках 3.8; 3.9, 3.10.

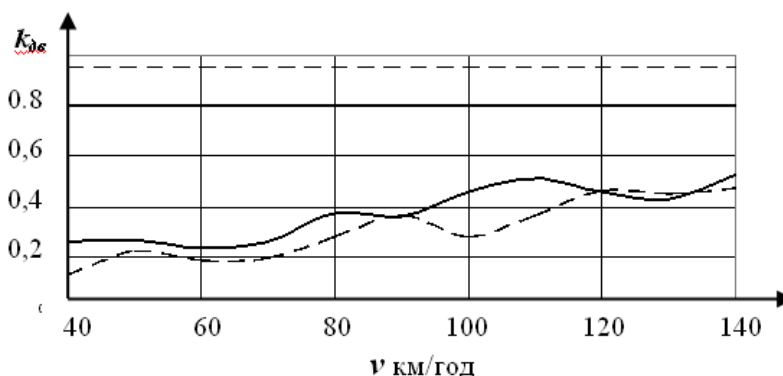


Рис. 3.8. Залежність коефіцієнтів вертикальної динаміки нового піввагона від швидкості

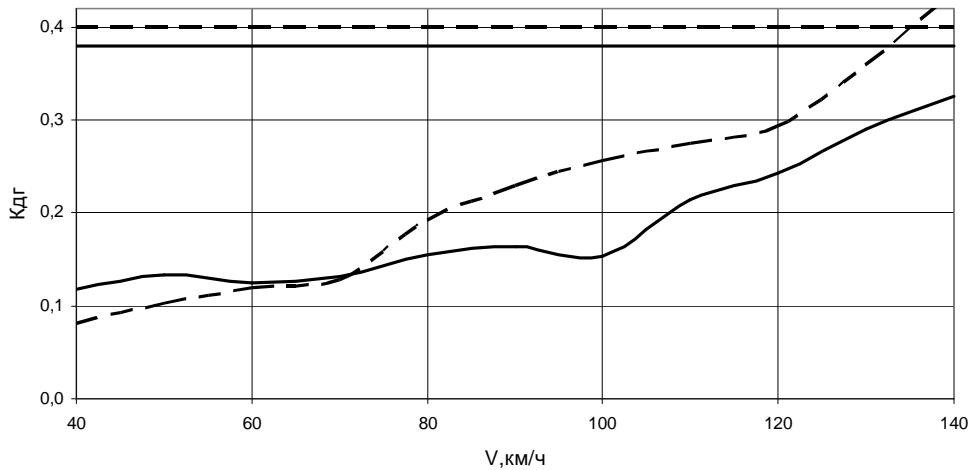


Рис. 3.9. Залежність коефіцієнтів горизонтальної динаміки нового піввагона від швидкості

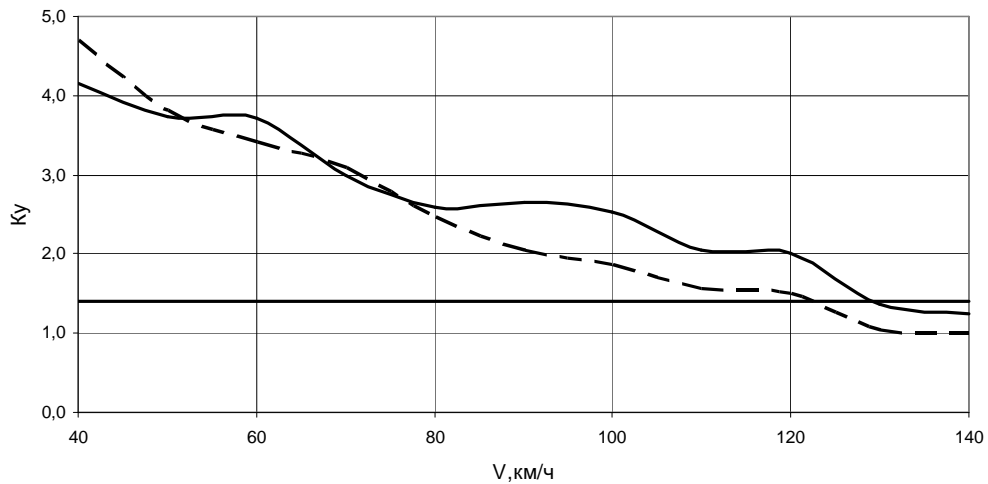


Рис. 3.10. Залежність мінімальних значень коефіцієнтів стійкості від швидкості нового піввагона від швидкості

Жирними кривими показані графіки параметрів, визначених для завантаженого вагона, а пунктирними — для порожнього. Горизонтальними лініями нанесені граничні нормовані значення параметрів згідно [57].

Результати моделювання за варіантом I підтвердили, що конструктивна швидкість 120 км/год для початкового стану типового піввагона на візках мод.18-100 цілком допустима. У зв'язку з цим вищевказані параметри самої моделі та збурень від рейкової колії використовуються для подальших розрахунків.

Варіанти II і III виконувались на динамічній моделі піввагона, у якій були відтворені:

- Зношені профілі кочення ободів коліс по обрису, знятому з дослідного вагона № 66489808, який після ДР за технологією ДНПРО (роз.5) експлуатувався в маршруті до пробігу 80 000 км. На рис. 3.11 жирною лінією показаний обрис зношеного профілю (зносу піддається, головним чином, зовнішня робоча поверхня гребеня), а тонкою лінією — повний профіль ДНУЗТ-09.

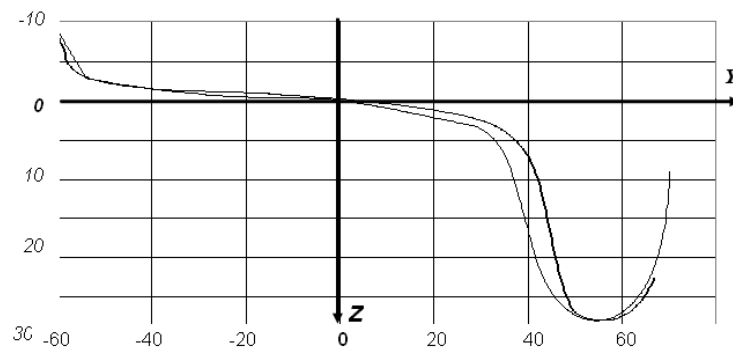


Рис. 3.11. Обриси профілю ДНУЗТ-09 коліс вагона

- Пружні ремонтні ковзуни візків ТАУС. Кожний ковзун візка притиснений до парного ковзуну кузова з зусиллям 12 кН. У ковзунах-демпферах коефіцієнт тертя між фрикційними пластинами $\mu=0.25$.
- Подовжній зазор у клинових гасників ресорного комплексу прийнято — у моделі за варіантом II $\Delta_x = 10$ мм, тобто поверхні тертя зношені; — у моделі за варіантом III при порожньому стані вагона $\Delta_x = 0$, що моделює обладнання візків штировими передавальними пристроями.

Аналіз результатів розрахунків, одержаних на моделях II і III, розпочнемо з параметрів горизонтальної динаміки, де можна виявити ознаки досягнення критичної швидкості піввагоном, що відтворений у моделі.

На рис. 3.12 показані графіки залежності коефіцієнтів горизонтальної динаміки k_{0z} від швидкості вагона. Жирна лінія P_{zav} — перетинається з прямою $k_{0z} = 0,4$ (нормативний максимум к-ту) при $v = 120$ км/год, далі спостерігається круте зростання параметра, що можна трактувати як ознаку втрати

стійкості завантаженим вагоном з пружними ковзунами та зношеними візками. Пунктирна лінія $\Pi_{пор}$ — перетин з прямою нормативного максимуму $k_{\partial z}$ відбувся при швидкості $v \approx 83$ км/год. Ознака втрати стійкості — круте зростання лінії $\Pi_{пор}$ — спостерігається дещо раніше при швидкості $v \approx 80$ км/год.

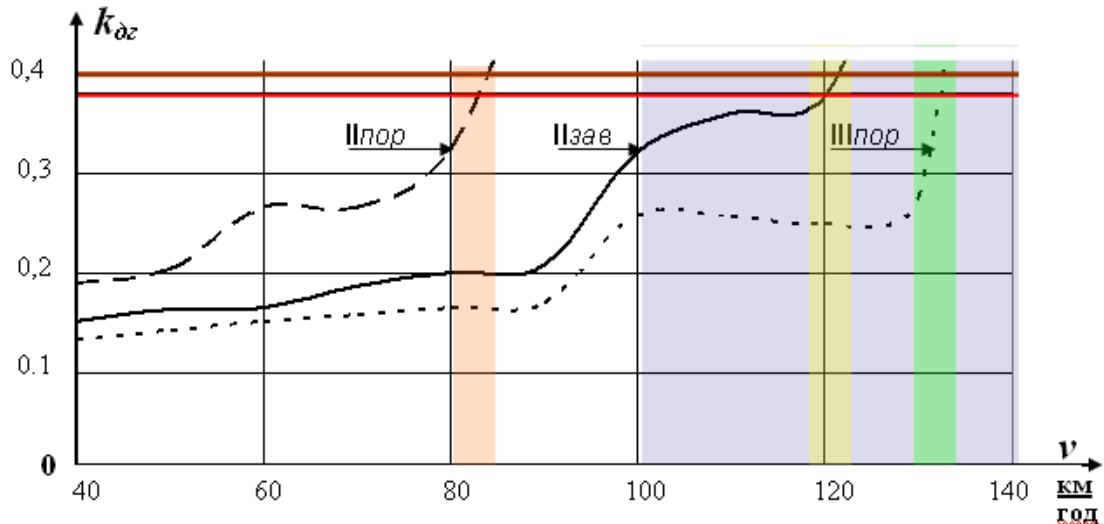


Рис. 3.12. Залежності коефіцієнтів горизонтальної динаміки від швидкості за результатами моделювання варіантів II і III

Штрихова лінія $\Pi_{пор}$ характеризує зростання $k_{\partial z}$ при збільшенні швидкості v порожнього піввагона із зношеними ходовими частинами, коли клиновий зазор нейтралізований передавальними (штировими, розд. 5) пристроями. Тут перетин з прямою нормативного максимуму $k_{\partial z}$ відбувся при швидкості $v \approx 130$ км/год.

Одержані результати корелюють з визначеними у процесі моделювання мінімальними значеннями коефіцієнту $K_{cx} min$, що визначає запас стійкості від вповзання колісної пари на рейки. Як видно із графіків на рис.3.13, початково при $v = 40$ км/год нараховані більш як трьохкратні запаси стійкості від сходу ($K_{cx} > 4$). Але з ростом швидкості настає високо-градієнтне падіння кривої $K_{cx} min$ (вказаний запас круто зменшується, що можна трактувати як ознаку втрати стійкості руху вагона) і вичерпання до нормативного 40%-ного мінімуму (зона значень $K_{cx} \leq 1,4$ затемнена). Прояв вказаних змін для варіантів моделі спостерігався при різних швидкостях:

- за варіантом $\Pi_{пор}$ високо-градієнтне падіння $K_{cx\ min}$ розпочалось при $v_1 \approx 80$ км/год, а вичерпання $K_{cx\ min}$ при $v_2 \approx 90$ км/год;
- за варіантом $\Pi_{зав}$ високо-градієнтне падіння $K_{cx\ min}$ розпочалось при $v_1 \approx 120$ км/год, а вичерпання при $v_2 \approx 125$ км/год;
- за варіантом $\Pi\text{III}_{пор}$ високо-градієнтне падіння $K_{cx\ min}$ розпочалось при $v_1 \approx 130$ км/год, а вичерпання при $v_2 \approx 137$ км/год.

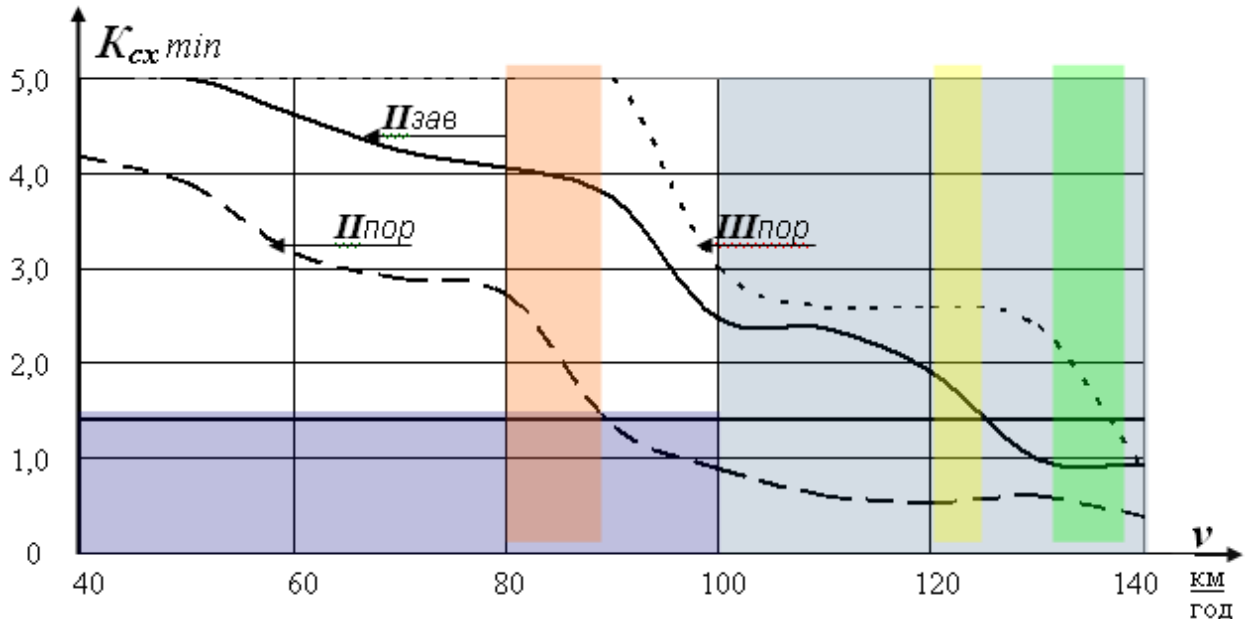


Рис. 3.13. Залежності коефіцієнтів сходу від швидкості за результатами моделювання варіантів II і III

За результатами моделювання проведена перевірка наявності поперечних автоколивань частин вагона при досягненні критичної швидкості, як первинної ознаки втрати стійкості руху. На рис. 3.14 для прикладу приведено запис виляння першої колісної пари вагона, одержаний на моделі за варіантом $2_{пор}$, при швидкості руху 80 км/год. Від початкового значення $Y=0$ уже на другому періоді спостерігається збільшення амплітуди до $Y=\pm 10$ мрад, тобто збуджуються автоколивання, схожі на зареєстровані в динамічних випробуваннях (див. рис. 2.2).

Спектральна щільність потужності (рис. 3.15) розглянутих автоколивань моделі $2_{пор}$ показує наявність однієї домінуючої частоти $f_0=1,65$ Гц, що характерно для режиму автоколивань.

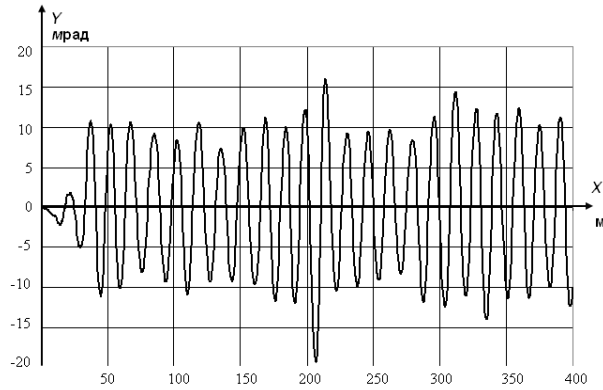


Рис. 3.14. Автоколивання впливання колісної пари моделі 2пор при швидкості руху вагона 80 км/год

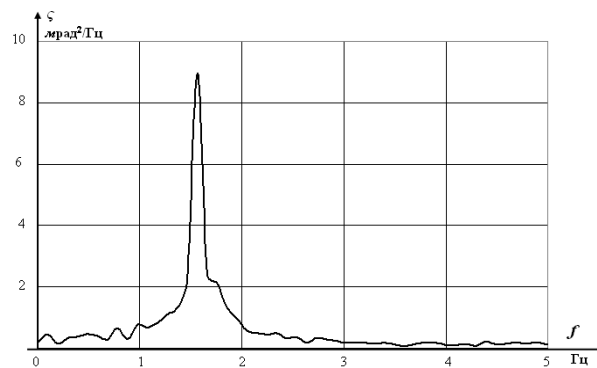
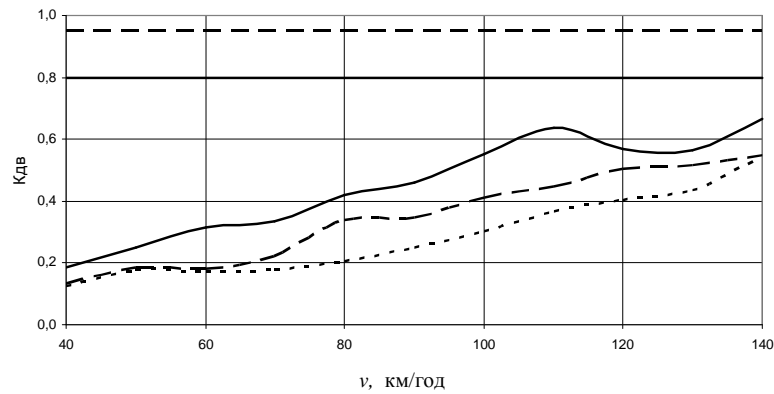


Рис 3.15. Спектральна щільність потужності автоколивань, показаних на рис. 3.13

Визначена на моделі частота автоколивань [80] співпадає з одержаною в результаті аналізу еталонного відеоролика, знятого під час звивистого руху вагона (див. розд. 4), а також з зареєстрованою при випробуваннях порожнього піввагона із зношеними ходовими частинами, обладнаного ковзунами ТАУС [51].

Розрахункові залежності коефіцієнтів вертикальної динаміки від швидкості за варіантами моделей II і III (рис.3.16) , порівняно з варіантом I (див.рис.3.8) суттєво не змінились. Цим підтверджується, що пристрої для збільшення критичної швидкості несуттєво впливають на вертикальну динаміку вагона.

В табл. 3.7 приведені порівняння основних результатів моделювання з даними ходових динамічних випробувань піввагонів, проведених при дослідженнях проблеми підвищення швидкості руху.

Рис.3.16. Значення коефіцієнтів $k_{де}$ за варіантами II, III

Таблиця 3.7

Зіставлення результатів моделювання та випробувань

№ №	Параметри	Значення параметрів		% погрішності
		Моделювання	Випробування	
1	Критична швидкість піввагона нової побудови на типових візках мод.18-100 (завантаженого чи порожнього)	>120 км/год (вар-т I)	>120 км/год	0%
2	Критична швидкість піввагона з зношеними ободами коліс і клиновими гасниками. Ковзуни візків мод.18-100 переобладнані на пружні ТАУС. Вагон завантажений.	120 км/год (вар-т IIзав)	110 км/год (див п.4.1, с.67)	10%
3	Критична швидкість піввагона за №2 у порожньому стані	80 км/год (вар-т IIпор)	72 км/год (див. п.4.1)	9%
4	Частота автоколивань колісної пари порожнього піввагона із зношеними ходовими частинами (вплив пружних ковзунів анулюється зазорами у клинах)	1,65 Гц (вар-т IIпор)	1,67 Гц (з аналізу еталонувідео рис. 3.7,b)	1%
5	Критична швидкість піввагона за №2 з додатково встановленими штировими пристроями у порожньому стані	130 км/год (вар-т IIIпор)	132 км/год (див. р.5)	2%

Таким чином, обладнання візків мод. 18-100 пружними ковзунами і передавальними пристроями, згідно до результатів розрахунків, дозволяє пі-

двигнути швидкість руху існуючих вагонів із задовільними динамічними характеристиками (див. незатінені частини рис. 3.11÷3.13 криві вар. Пзав, Шпор). Похибка у порівнянні результатів не перевищила 10%.

Висновки до розділу 3

1 Розглянуті два можливих підходи до теоретичного визначення стійкості руху вантажного вагона та критичної швидкості: за теоремою О.М.Ляпунова і шляхом аналізу рішення на комп'ютерній моделі просторових коливань під час його руху.

2 Складена лінійна модель коливань 4-вісного піввагона у горизонтальній площині, як механічної системи із 11 твердих тіл (об'єктів), зв'язаних пружними, в'язкими та шарнірними елементами. Фрикційні частини (гасники коливань, пружні ковзуни, непружні з'єднання бокових рам з надресорними балками) замінені елементами в'язкого тертя. Коефіцієнти в'язкості підібрані так, щоб співпадали значення демпфуючої енергії, поглинутої кожним елементом за цикл коливань.

3 З допомогою лінійної моделі встановлено, що рух вагона нестійкий у всьому діапазоні експлуатаційних швидкостей при будь-якому значенні моменту сил тертя у ковзунах. Цей результат не відповідає експериментам і практичному досвіду, можливо, через введення ряду допущень і ідеалізацій розрахункової моделі.

4 Виконані також дослідження стійкості на комп'ютерній нелінійній динамічній моделі піввагона. Модель побудована із 19-ти інерційних об'єктів і реалізує рішення диференціальних рівнянь вимушених просторових коливань вагона під час руху по колії з заданими нерівностями. Враховані нелінійності фактичних зносів ободів коліс, сил фрикційного тертя, подовжніх зазорів у ланцюжку «надресорна балка – – клини гасника – бокова рама» візків. Відтворене поглинання енергії безззорними ковзунами. Робота штирових пристроїв змодельована шляхом ліквідації зазорів між боковинами та торцями надресорної балки.

5 За результатами комп'ютерного моделювання встановлені достовірні критичні швидкості і параметри автоколивань.

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ КОЛІСНОЇ ПАРИ ВІДНОСНО РЕЙКОВОЇ КОЛІЇ ЗА ДОПОМОГОЮ ВІДЕО

4.1 Загальні відомості та мета аналізу

В процесі виконання досліджень з проблематики, що розглянута у цій дисертації, нерідко виникало питання достовірного визначення ознак втрати вагоном стійкості руху під час експериментальних випробувань. Якщо поступово розганяти дослідний вагон, то з досягненням критичної швидкості ($v_{кр}$) відбувається якісна зміна характеру поперечних переміщень колісних пар поперек рейкової колії — замість аперіодичного затухаючого руху починаються інтенсивні автоколивання по ширині рейкового зазору. Тому була поставлена задача достовірної реєстрації та аналізу динамічних переміщень колісної пари поперек рейкової колії з метою перевірки наявності автоколивань, як первинної ознаки втрати стійкості руху.

Проблема визначення переміщень частин вагона відносно рейкової колії нерідко виникала при експериментальних дослідженнях. Відомі механічні устрої для реєстрації таких переміщень:

I Двохважільний механізм з пружним шарніром [40] для фіксації переміщень «вагон-рейка». Верхній важіль закріплюється до кінцевої балки вагона, а нижній опирається двома роликками о головку рейки. Важелі з'єднані між собою спеціальним шарніром, що допускає переміщення відносно двох осей — Y (поперек колії) та Z (вертикальна). Механізм постійно стягнутий пружиною, що пропущена всередині трубчатих важелів. Для реєстрації повертань важелів відносно шарніру механізм обладнаний двома індуктивними датчиками. Цей устрій може фіксувати переміщення безпосередньо між вагоном та рейкою, але його недоліком є необхідність постійного контакту роликів нижнього важеля з головкою рейки, тому фіксація переміщень можлива при швидкості руху вагона до 40 км/год. Щоб

настала втрата стійкості вагон має рухатись значно скоріше, бо $v_{кр} > 70$ км/год.

- II Датчик переміщень, встановлений між шкворневою балкою та корпусом букси. Схема встановлення датчика показана на рис. 4.1.

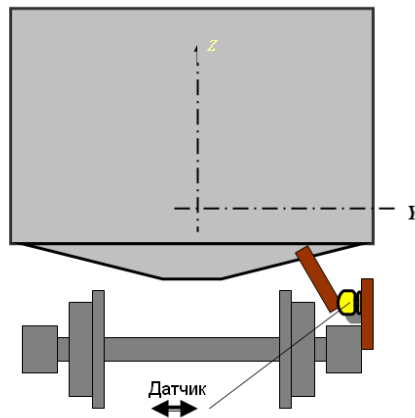


Рис. 4.1. Схема встановлення датчика переміщень на вагоні

Датчик реєструє поперечні переміщення колісної пари відносно кузова і часто використовується при дослідженнях втрати стійкості [77]. Але він дає приблизну інформацію щодо взаємних переміщень «колесо-рейка», оскільки база відліку (шкворнева балка кузова) сама піддається складним просторовим коливанням. Тому частотна характеристика зареєстрованого процесу «забруднена» частотами від кузова, хоча візуально розпізнати автоколивання можливо.

- III Датчик кутових переміщень надресорної балки візка відносно кузова, що використовується для визначення виляння візка; він працює нестабільно через малість ($< 0,1$ рад) кутів повертання, які підлягають реєстрації.

Разом з тим, щоб охарактеризувати стан стійкості руху вагона, бажано чітко визначити наявність поперечних автоколивань колісної пари у рейковому зазорі, що є первинною і основною ознакою втрати стійкості [21, 51].

Для цього розроблений метод аналізу поперечних переміщень колісної пари вагона, що рухається у рейковій колії, при допомозі відеозйомки. Досить просто встановити камеру на жорсткому кронштейні, прикріпленому до кінцевої балки вагона, і налаштувати її на зйомку пари «колесо-рейка».

Включення камери виконується з вагона-лабораторії при будь-якій швидкості руху вагона. Але з допомогою візуального перегляду відеозаписів оцінити характер динамічного процесу складно, бо камера повторює усі коливання кузова — бокового відносу, виляння, підскакування та галопування. На моніторі сприймаються накладки коливань колеса і камери. Це може привести до неправильних висновків. Тому виникла задача достовірного амплітудно-частотного аналізу процесів коливань, знятих на відео. Запропонований наступний порядок обробки та аналізу відеозаписів:

- Сформувати цифрову функцію залежності положень колеса відносно рейки, зафіксованих камерою, від часу зйомки розглянутих кадрів. Функція прийме вид двохстовпцевої матриці

$$E_u = [y \ t], \quad (4.1)$$

де y – стовпець по-кадрових вимірів базового розміру, яким визначається переміщення колеса поперек рейки;

t – стовпець відміток часу від початку відеозапису.

- Перейти від цифрової функції E_u до безперервної E , що диференціюється. Одержуємо графік $s=F(t)$ – залежності переміщень від часу їх зйомки.
- Побудувати за допомогою перетворення Фур'є графік $\xi=F(f)$ – щільності частотного спектру функції E – і по ньому визначити ознаки автоколивань.

Початкове відпрацювання приведеної методики проводилось на взірцевій гармонічній функції, а також на еталонному відеозапису коливань пари «колесо-рейка», зробленому працівниками ІТМ НАНУ на полігоні Белореченська—Майкоп при випробуваннях комплексно модернізованих типових візків мод.18-100 [64, 83]. Цей відео ролик відомий спеціалістам — він неодноразово демонструвався у наукових доповідях ІТМ НАНУ. Керівник випробувань проф. В.Ф.Ушкалов дав дозвіл на проведення обробки вказаного відео. Аналізувалась ліва половина запису на відео роликів. На ній зафіксовані переміщення колеса вагона-еталона на типових візках мод.18-100 із зношеними гребенями. Аналогічні зйомки руху колеса дослідного вагона, модернізованого за технологією «А. Стакі» з переточеними ободами коліс по

профілю ІТМ-73, що у вмонтовані у праву частину ролика, аналізу не піддавались.

Нижче приведені методика та результати обробки взірцевої функції і еталонного відео. Ця пробна обробка використовувалась як для налагодження самої процедури аналізу, так і для виробітку критеріїв розпізнання автоколиваний колісної пари у колійному зазорі під час руху вагона.

4.2 Формування цифрових функцій переміщень

4.2.1 Матриця E1 взірцевої гармонічної функції

В якості базового параметру може бути будь-яка поперечна відстань між двома точками, одна з яких належить ободу колеса, а друга — головці рейки. Після перегляду відеозаписів руху колеса вирішено прийняти за базову відстань y_i (рис. 4.2) між внутрішньою гранню обода колеса та зовнішньою — головки рейки. Номінальні розміри: \diamond ширини між зовнішніми гранями головок рейок — $1520+2\cdot 70=1660$ мм (70 мм — ширина головки); \diamond відстані між внутрішніми гранями колісної пари — 1440мм. Тоді середнє номінальне значення базового параметру при співвісному положенні колісної пари і колії складе

$$y_0 = \frac{1520 + 2 \cdot 70 - 1440}{2} = 110 \text{ мм}.$$

Під час переміщень колісної пари в рейковому зазорі фактична базова відстань може змінюватись на $\pm(7...45)$ мм.

Виходячи з цього, взірцева гармонічна функція була прийнята у виді:

$$y_i = 110 + 25\sin 2\pi(1,5t_i). \quad (4.2)$$

Параметри взірцевої матриці подібні одержаним при обробці відеозаписів «колесо-рейка», але вона має єдину частоту коливаний $f = 1,5$ Гц, близьку до автоколиваний візка моделі 18-100 порожнього піввагона, що збурюються з втратою стійкості руху. Функція (4.2) була задана матрицею **E1** з нарахованими y_i для $t=0...10$ сек через інтервал $\Delta t = 0,08$ сек загальним числом точок

$n=126$. В табл. 4.1 приведені компоненти $E1$, що відповідають коливанням від $t_1=0$ до $t_{126}=10$ сек.

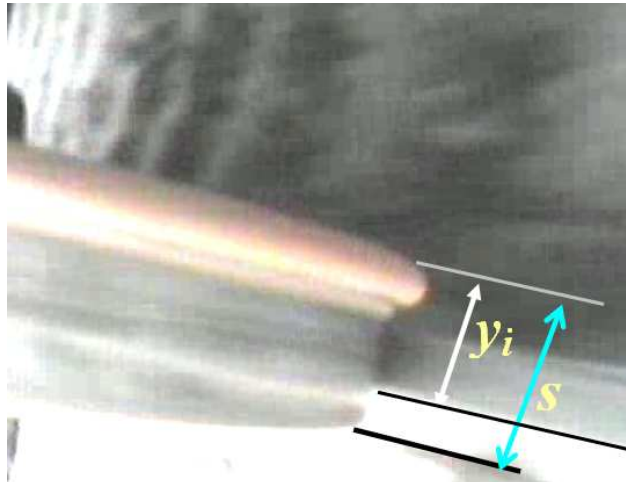


Рис. 4.2. Кадр зйомки положення колеса вагона відносно рейки під час руху

Таблиця 4.1

Вибрані компоненти матриць взірцевої та еталонної цифрових функцій

№ рядка	Взірцева матриця $E1$		Еталонна матриця $E2$	
	y_i	t_i	y_i	t_i
1	2	3	4	5
1	110	0	87,3754	0
2	127,1067	0,08	93,9759	0,08
3	134,9495	0,16	95,54216	0,16
4	129,2811	0,24	97,10843	0,24
5	113,1712	0,32	111,2048	0,32
6	95,34405	0,4	115,9036	0,4
7	85,45363	0,48	123,7349	0,48
8	88,85604	0,56	126,8674	0,56
9	103,7087	0,64	119,0361	0,64
10	121,9684	0,72	101,8072	0,72
11	133,7467	0,8	100,2409	0,8
12	132,6652	0,88	101,8072	0,88

Закінчення табл. 4.1

1	2	3	4	5
13	119,3096	0,96	115,9036	0,96
14	100,9125	1,04	120,6024	1,04
.....		
114	101,8091	9,04	115,9036	9,04
115	87,86448	9,12	109,6386	9,12
116	85,90708	9,2	106,506	9,2
117	96,99694	9,28	98,6747	9,28
118	115,1285	9,36	98,6747	9,36
119	130,4827	9,44	111,2048	9,44
120	134,7448	9,52	114,3373	9,52
121	125,6066	9,6	119,0361	9,6
122	108,0168	9,68	120,6024	9,68
123	91,50096	9,76	117,4699	9,76
124	85,00313	9,84	111,2048	9,84
125	92,04209	9,92	108,0723	9,92
126	108,806	10	101,8072	10

При формуванні $E1$ були умисно внесені „помилки” на 2-й, 3-й, 4-й, 8-й секундах з метою визначення впливу погрішностей оператора на результуючу частотну характеристику.

4.2.2 Матриці $E2$, $E3$ еталонного відеозапису

Еталонний відео містить зйомку об’єкту «колесо-рейка» під час руху порожнього піввагона на типових візках мод. 18-100 із зношеними гребнями коліс на полігоні Белореченська-Майкоп. Протокольне супроводження відео наголошує, що зйомка велась при проходженні криволінійної ділянки радіусом $R=650$ м із швидкістю $v \approx 70$ км/год, яка для порожнього піввагона із зношеними колесами при русі по прямолінійній ділянці близька до критичної.

Тривалість відео значно перевищує ті 20÷30 с, коли вагон проходив криволінійну ділянку, отже камера була включена завчасно і перші 10 с вагон напевно проходив пряму ділянку. Матриця $E2$ була сформована саме із перших 10 с відео. Запис був зроблений з нормальною частотою $f_0 = 12,5$ Гц (відповідно, період розкадровки $T = 0,08$ с) і оброблявся покадрово, тому матриця (4.1) представляється у такій формі (транспонована):

$$E = \begin{bmatrix} t_0 & t_0 + T & T_0 + 2T & \dots & t_0 + (n-1)T \\ y_1 & y_2 & y_3 & \dots & y_n \end{bmatrix}^T. \quad (4.3)$$

Для по-кадрового визначення базової відстані y_i відкриваємо стандартну програму Windows Movie Maker та імпортуємо файл з відеозаписом, зробленим під час випробувань. У режимі «призупинка» (рис. 4.3) кнопкою «наступний кадр» вибираємо початкове зображення, з якого слід розпочати заміри.

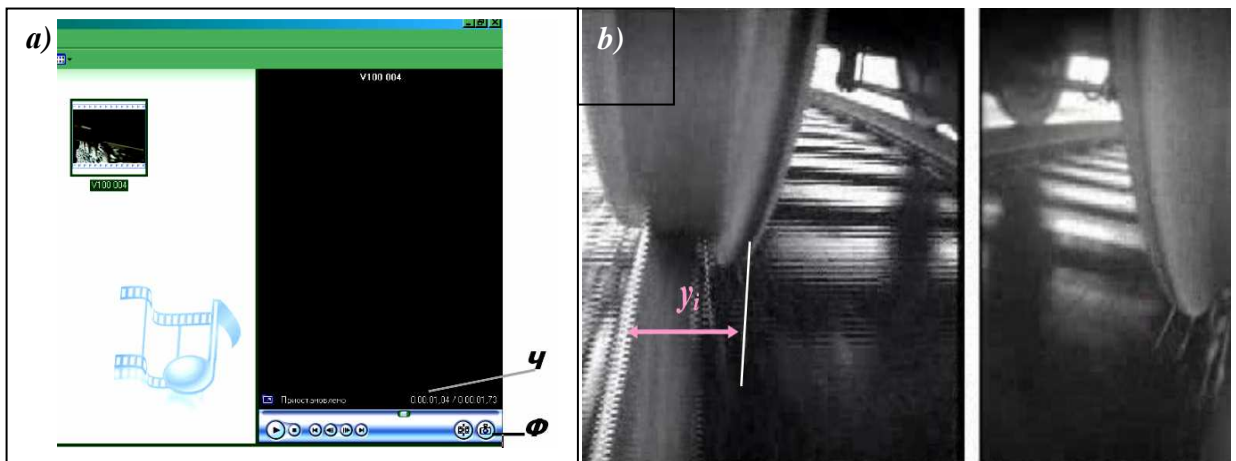


Рис. 4.3. Розкадровка відеозапису за допомогою Windows Movie Maker:
 а) положення кнопок на дисплеї; б) кадр еталонного відеозапису

Клацнувши по кнопці Φ «фотографування», запам'ятовуємо кадр у папці «Мої рисунки» попередньо присвоївши йому ім'я, що утримує відмітку часу \mathcal{C} (кнопки Φ , \mathcal{C} позначені на рис. 4.3,а). Наприклад, першому кадру (рис. 4.3,б) задаємо ім'я „КАДР_0.00”. Потім повторюємо операції з наступ-

ним кадром („КАДР_0.08”) і т.д. до останнього, що вибраний для аналізу (наприклад, якщо вибірка утримує $n=100$ кадрів, то ім'я останнього — „КАДР_7.92.”).

Для визначення розміру y_i використовувались можливості програми Microsoft Foto Editor щодо автоматичного виміру ширини (чи висоти) виділеного фрагменту у розмірності «піксель». Відкривши кадр з допомогою вказаної програми, попередньо повертаємо рисунок на деякий кут, щоб вимірюваний розмір зайняв горизонтальне положення. Після цього виділяємо вузький фрагмент від тилової поверхні гребеня до внутрішньої грані рейки (з урахуванням викружки). Виділений фрагмент на рис. 4.4 показаний пунктиром. Його ширина у висвітлюється автоматично в нижній частині дисплею комп'ютера у розмірності «піксель». Запам'ятовуємо останній розмір — це y'_i . Для визначення масштабу аналогічно виконаємо замір повної ширини обода колеса $s = 130$ мм. Тепер не трудно розрахувати базові параметр у мм:

$$y_i = \frac{130}{s} \cdot y'_i \quad [\text{мм}].$$

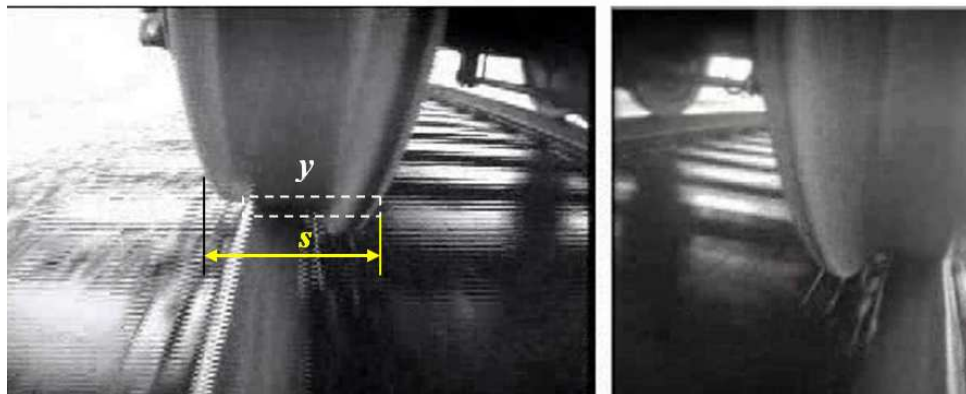


Рис. 4.4. Визначення базового розміру y шляхом виділення фрагмента

Замітимо, що для зменшення погрішності бажане однотипне розташування фрагментів на усіх кадрах відеозапису, що виділені для аналізу.

Частина сформованої таким способом матриці $E2$ приведена раніше (див. табл. 4.2).

При перегляді еталонного відеозапису складується враження, що знятий режим постійного звивистого руху колеса відносно рейки. Але ролик знімав-

ся і при проходженні криволінійної ділянки радіусом $R = 650$ м. Із минулих досліджень [50, 51] витікало, що у кривій критична швидкість підвищується, — отже на частині відеозапису можливе затухання автоколивань колеса у рейковому зазорі. Уважний перегляд показав, що після 20-ї секунди від початку ролика можна помітити часті затухання переміщень колеса, а видимість постійних коливань створюється впливанням камери, тобто на моніторі колесо і рейка здебільшого здійснюють коливання сумісно. Тому було по-кадрово оброблено другий фрагменти відеоролика — від $t=22$ с до $t=33$ с — одержана матриця **E3**.

4.3 Побудова графіка поперечних переміщень колеса

Якщо побудувати крапковий графік залежності базової відстані y_i від відміток часу t_i , занесених у матрицю **E**, а потім з'єднати точки відрізками прямих, — то одержимо спрямлений графік процесу поперечних переміщень колеса відносно рейки. По ньому можна визначитись з шириною рейкового зазору на даній ділянці колії, мінливість якого пов'язана як із відхиленнями у геометрії колії, так і з пружними відтисненнями рейки під дією горизонтальних зусиль взаємодії з вагоном. Зразок такого графіку, побудованого за допомогою програми STATISTICA за даними **E2**, показаний на рис. 4.5. Маркерами тут позначено початково нанесені точки, а лінія спрямленого графіка має ломаний характер.

На осі ординат позначений базовий розмір H ($H = y_i$). Лінія середніх значень найкраще приближується до слабкої параболи, у формулі якої (над графіком) позначено: x — координата часу. Постійний член формули (109,9131) близький до номінального рейкового зазору у прямих ділянках колії (110 мм), а коефіцієнти дають прибавку до 3 %. Отже — вагон ще не увійшов у криву. Розмах переміщень від лінії математичного очікування складає близько ± 25 мм, а розкид більшості вершин графіку — до 5 мм. Є підстави стверджувати, що одержаний графік відтворює режим автоколивань.

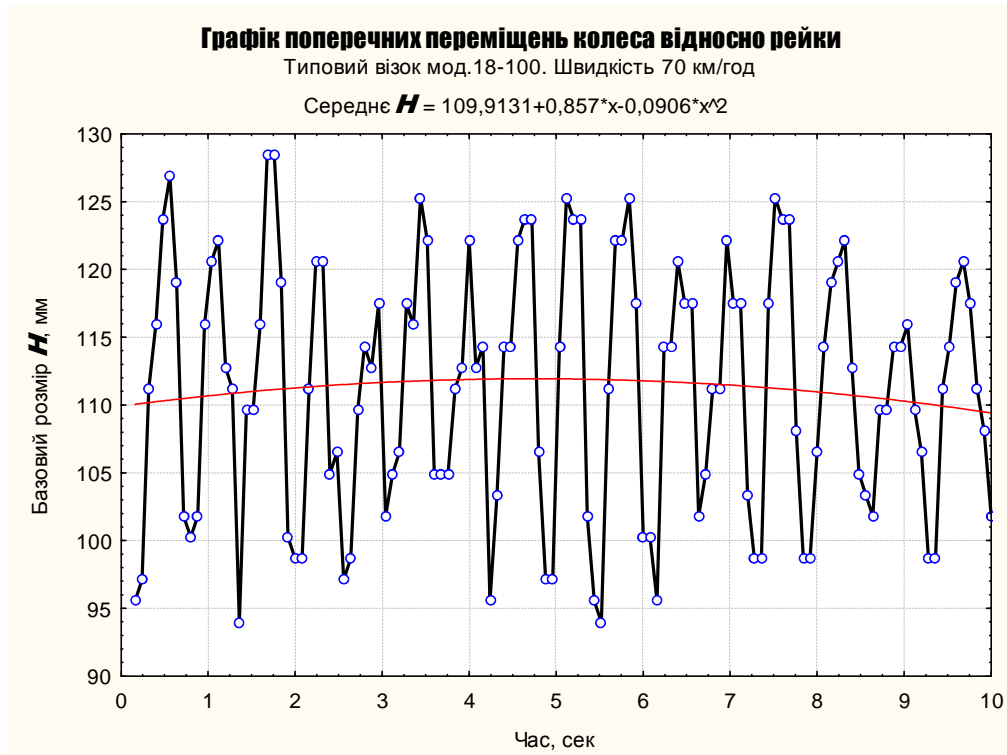


Рис. 4.5. Спрямлений графік переміщень, занесених у $E2$

Одержати щільність частот на основі спрямленого графіка не вдалось, бо останній у переломних точках (маркери на рис. 4.5) не диференціюється і перетворення Фур'є не працює.

Тому побудова графіка функції $s=F(t)$, що диференціюються, була виконана у програмі MATLAB [62] . Імпортувавши матрицю E (розміром $2 \times n$) у вказану програму, з'єднаємо послідовно усі значення y_i плавною сплайн-функцією (відрідками кубічних парабол, що проходять через задані точки). Основні програмні команди, сформульовані на мові MATLAB, задавались у виді:

$$t1=[\min(E(:,1)):0.001:\max(E(:,1))];$$

$$x1=\text{spline}(E(:,1),(E(:,2),t1);(4.4)$$

Одержані залежності переміщень колеса відносно рейки становлять гладкі безперервні функції. Для зразка на рис. 4.6 показана характеристика для перших 10 с еталонного відео.

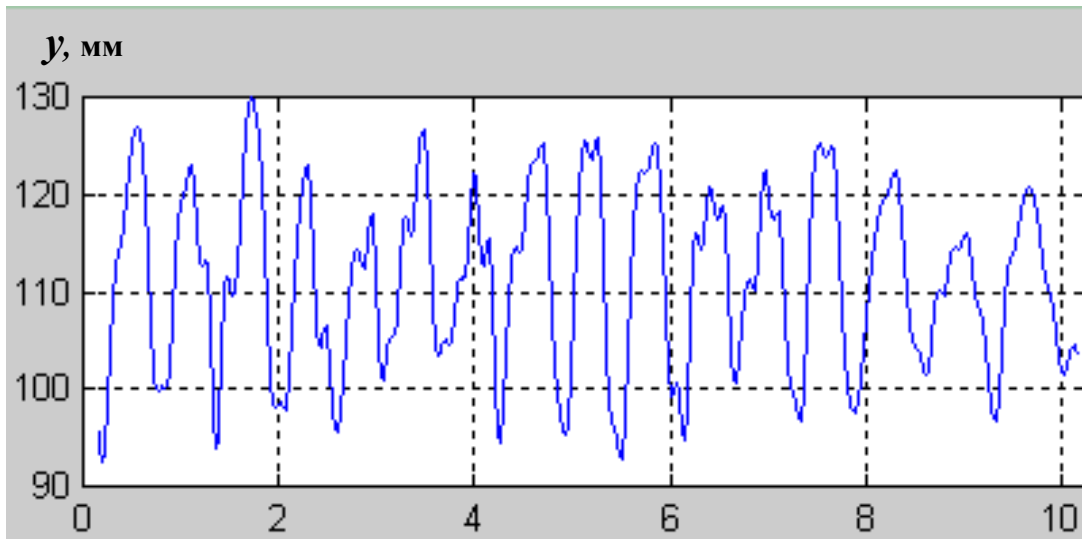


Рис. 4.6. Графік горизонтальних переміщень колеса, побудований для матриці E2 за допомогою сплайн-функцій

Останній графік мало відрізняється від спрямленого (див. рис. 4.5) але він диференціюється по усій довжині і піддається перетворенню Фур'є. Тому графіки поперечних переміщень, що розглянуті нижче, мають форму сплайн-функцій.

4.4. Побудова та аналіз графіків щільності частот

Розрахунок спектральної щільності проводиться з допомогою перетворення Фур'є уже побудованого графіку переміщень. Основний виконуючий рядок програми на мові MATLAB

$$r = \text{fft}(x1); \quad (4.5)$$

за вихідними результатами якого будується щільність ζ частот f коливань колеса відносно рейки.

На рис. 4.7 приведені об'єднані результати побудови графіків щільності частот взірцевої та обох фрагментів еталонної функції. Як видно із графіка взірцевої функції, кілька свідомих помилок оператора, які помітні на E1, не внесли суттєвих погрешностей у щільність частот f_{E1} . Остання показує наявність єдиної частоти — 1,5 Гц, що проявляється одиночним сплеском лінії щільності.



Рис. 4.7. Графіки процесів, побудовані за аналізом взірцевої та еталонних функцій:

- a) $E1, f_{E1}$ – відповідно поперечних переміщень і щільності частот взірцевої функції;
 b) $E2, f_{E2}$ – еталонної функції, сформованої з відео руху візка мод.18-100 на 0...10 с;
 c) $E3, f_{E3}$ – еталонної функції, сформованої з відео руху візка мод.18-100 на 22...33 с

Перед розглядом інших результатів слід визначитись з масштабами щільності на приведених частотних характеристиках.

За одиничну щільність ($\xi=1$) прийняте її значення для одиничної гармонічної функції, побудованої відносно координатної осі абсцис (рис. 4.8). Зверху зображено графік функції $y=F(t)$, що гармонічно відхиляється відносно осі t на $\Delta y = \pm 1$ з періодом $T=0,667$ с. Щільність частот $\xi=F(f)$ показана на нижньому графіку у масштабі $M=1:1$. На частоті $f=1,5$ Гц сформувався сплеск з висотою по шкалі щільності $\xi=1$.

Графік щільності частот f_{E1} взірцевої функції (див. рис. 4.7,*a*) побудовано із збільшеним на порядок масштабом щільності $M_f^{E1} = 10 : 1$. Отже, сплеск на частоті $f=1,5$ Гц тут досяг щільності $\xi_{fE1} = 2,2 \cdot 10^{-1} = 0,22$ (що відповідає відношенню коефіцієнта до вільного члена взірцевої функції (4.2)).

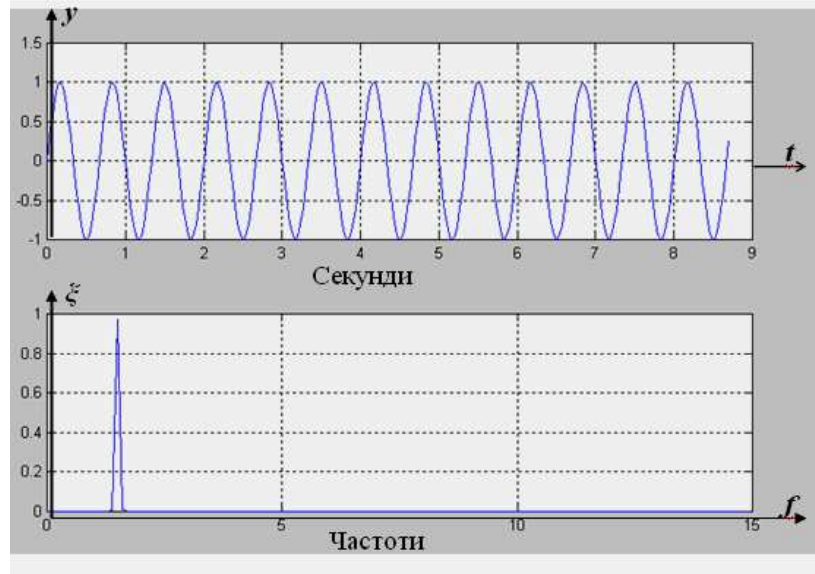


Рис. 4.8. Приклад функції з одиничною щільністю

Для виявлення частот з незначною щільністю на графіках щільності еталонних матриць (див. рис. 4.7,*b*, 4.7,*c*) масштаб щільності збільшений порівняно з рис. 4.7, а на 3 порядки і становить $M_f^{E2,3} = 10000: 1$.

Одержані наступні значення частот, присутніх у поперечних переміщеннях колеса відносно рейки:

- 1 у фрагменті 0...10 сек (див. рис. 4.7,*b*) домінує частота $f_d = 1,67 \text{ Гц}$ (з щільністю спектру $\xi = 3 \cdot 10^{-4}$) — вона визначає наявність автоколивань; незначний сплеск спостерігається на частоті $f = 1,49$ ($\xi = 8,5 \cdot 10^{-5}$);
- 2 у фрагменті 22...33 сек (див. рис. 4.7,*c*) присутні три низькі частоти $f_1 = 0,75 \text{ Гц}$ ($\xi = 1,3 \cdot 10^{-5}$); $f_2 = 0,95 \text{ Гц}$ ($\xi = 1,3 \cdot 10^{-5}$); $f_3 = 1,04 \text{ Гц}$ ($\xi = 2,1 \cdot 10^{-5}$), а на частоті f_d можна примітити мізерний сплеск з щільністю $\xi = 0,8 \cdot 10^{-6}$ — тобто автоколивання відсутні.

Обробка еталонного відеозапису за викладеною методикою дозволили визначити наступне:

– критерієм збурення поперечних автоколивань колісної пари у рейковому зазорі є наявність домінуючого³ сплеску частоти $f_d = 1,5 \div 2 \text{ Гц}$ (в результаті аналізу одержано $f_a = 1,67 \text{ Гц}$) з щільністю спектру $\xi \geq 1 \cdot 10^{-4}$;

³ Домінуюча частота приведена для порожнього піввагона з критичною швидкістю 70 км/год

– відсутність, або низька щільність сплеску частоти f_d при наявності домінуючих сплесків більш низьких частот $f' < f_d$ свідчить, що автоколювання погашені, скоріше всього, через прохід вагона по криволінійній ділянці колії.

Описана процедура використовувалась для оцінки стійкості руху піввагона, відремонтованого за новою технологією «ДНПРО» при швидкості руху до 132 км/год, що розглянуто у розділі 5.

Висновки до розділу 4

1. Для розпізнавання і аналізу автоколювань колісної пари в рейковому зазорі (первинної ознаки втрати вагоном стійкості) при експериментальних дослідженнях рекомендовано використовувати відеозйомку пари «колесо-рейка» під час руху вагона. Технічно відео-зйомка не складає труднощів при будь-якій швидкості вагона.

2 Розроблена процедура напівавтоматичної обробки відео-роликів, що утримує такі операції:

- формування цифрової функції залежності положень колеса відносно рейки, зафіксованих камерою, від часу зйомки розглянутих кадрів;
- перехід від цифрової функції до безперервної шляхом сплайн-перетворення, – таким чином одержуємо графік поперечних переміщень, що диференціюється;
 - побудова функції щільності частот за допомогою перетворення Фур'є і наступний її аналіз.

3. Базова відстань між колесом та рейкою на відеокадрах реєструється оператором за допомогою стандартних комп'ютерних програм Windows Movie Maker і Microsoft Foto Editor.

4. Для побудови графіків поперечних переміщень і щільності низькочастотного спектру використане програмування MATLAB.

5. Аналіз взірцевої функції та еталонних відеозаписів дозволив пристосувати процедуру для встановлення наявності автоколювань у знятих процесах і дачі висновку щодо стійкості руху вагона.

РОЗДІЛ 5

**РЕМОНТНА ТЕХНОЛОГІЯ ЗБІЛЬШЕННЯ КРИТИЧНОЇ
ШВИДКОСТІ ШЛЯХОМ ОСНАЩЕННЯ ВІЗКІВ мод.18-100
СТАБІЛІЗУЮЧИМИ ПРИСТРОЯМИ**

5.1 Передумови для розробки та сутність ремонтної технології

Оновлення вагонного парку шляхом поступової поставки вагонів нового покоління не може здійснитися у короткий термін через високу численність (УЗ експлуатує близько 200 тис. вантажних вагонів). При щорічній ротації в об'ємі 6000 шт. завершення переходу на нове покоління очікується у 2040 році. Проблему ж підвищення швидкості вантажних поїздів бажано почати вирішувати у найближчий час.

Модернізація існуючих вагонів за технологією «А. СТАКІ» може прискорити темпи впровадження швидкісних поїздів. Але об'єми модернізації стримуються продуктивністю ремонтних баз (ВРЗ і деякі атестовані ВЧД) та необхідністю закупки комплектуючих у США. Вартість модернізації одного вагона складає 10 тис. доларів США [84], тобто – близько третини вартості вагона.

Тому доцільно розробити альтернативну технологію деповського ремонту існуючих вагонів, після проходження якого допускалося б підвищення безпечної швидкості руху на черговий міжремонтний період. Вказана технологія розроблюється УЗ, ДНУЗТ сумісно з Придніпровською залізницею (базовою організацією) [13, 51]. Умовна назва технології – «ДНІПРО».

Початково було вирішено у якості демпфуючих елементів використати ремонтні пружні ковзуни ТАУС [30], які одержані удосконаленням існуючих жорстких в умовах ВЧД з установкою поліуретанових втулок вітчизняного виробництва. Конструкція ковзунів була доопрацьована за результатами експлуатаційних випробувань [75].

Для визначення впливу пружних ковзунів ТАУС на стійкість руху вагона на візках мод. 18-100 у 2004-6 рр. за планами УЗ були проведені спеціальні випробування лабораторією вагонів ДНУЗТ [74].

Попередньо об'єкт випробувань – піввагон побудови «КВБЗ» 1978 р. з подовженим терміном експлуатації – пройшов плановий ДР у ВЧД Нижньодніпровськ-Вузол. Візки були відремонтовані за типовою технологією з переобладнанням ковзунів на ремонтні пружні ТАУС₀. Після ДР вагон спочатку був включений у дослідний маршрут, де виконав пробіг 60 тис.км. Опісля вагон був обладнаний датчиками і направлений на випробувальний полігон. На той час товщина гребенів коліс становила ~28 мм, а завищення клинів досягло ~6 мм.

Випробування показали, що у порожньому стані критична швидкість $v_{кр} \approx 72$ км/год (як і при жорстких ковзунах з зазорами), тобто зноси у клинах повністю „виключили” ковзуни-демпфери.

У завантаженому стані критична швидкість становила ~110 км/год, тобто зноси клинових гасників компенсувались стиском ресорних комплектів (на 45 мм від маси вантажу), завдяки чому ковзуни-демпфери виконували функцію гасіння виляння візків. Динамічні процеси при досягненні критичної швидкості показані на рис. 5.1. Тут на верхньому графіку приведений фрагмент поперечних прискорень \ddot{Y} шкворневого вузла. а на нижньому — переміщень колісної пари Y у рейковому зазорі. Вказані параметри були зареєстровані під час руху вагона ділянкою $S = 10,5...11,4$ км полігону Новоковськ–Балівка. Затінена ліва частина дослідів відповідає швидкості $v^+ \approx 110$ км/год. Явно виражені автоколивання прискорень в межах $\ddot{Y} = \pm 0,4g$. Їх можна оцінити, як ознаку втрати стійкості. Але запис поперечних переміщень Y колісної пари не має явних ознак втрати стійкості. Далі, за вказівкою з вагона-лабораторії, швидкість була зменшена до $v = 100$ км/год — середня частина дослідів (на ділянці $S = 10,62...11,15$ км). Стійкість руху вагона відновилась. Було вирішено знову підвищити швидкість — і на правій затіненій частині видно, що тепер чітко проявилась втрата стійкості у збуренні коли-

вань колісної пари — амплітуда переміщень збільшилась до $Y = \pm 60$ мм, тоді як картина прискорень змінилась менш виражено. Цей експеримент підтвердив, що у завантаженому вагоні пружні ковзуни. можуть забезпечити стійкий рух до $v=100$ км/год без передавальних пристроїв.

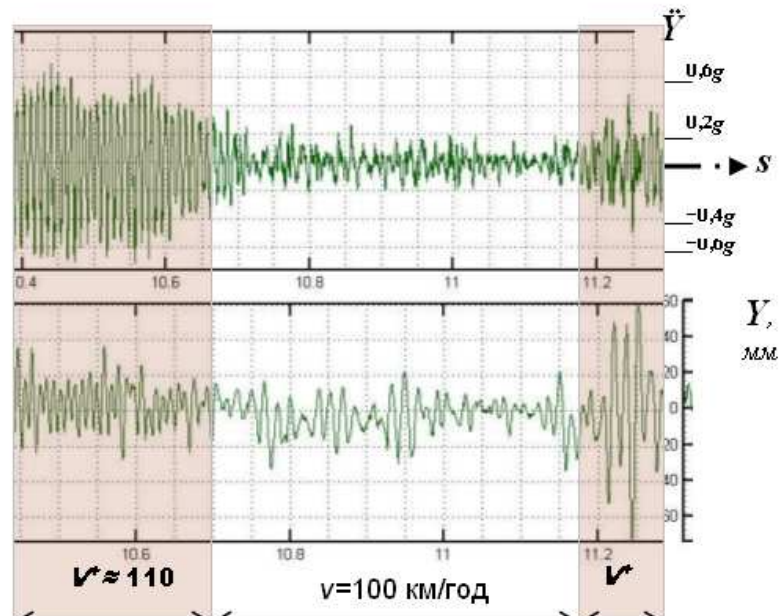


Рис. 5.1. Фрагмент динамічних процесів, зареєстрованих при випробуваннях завантаженого вагона з ковзунами ТАУС₀:

\ddot{Y} – динамічні поперечні прискорення шкворневого вузла;

Y – поперечні переміщення колісної пари у рейковому зазорі

Згідно з прогнозами, у найближче 10-річчя може реально збільшитись швидкість ординарних вантажних поїздів (з осевим навантаженням 23,5 т):

- завантажених — до 90 км/год, ● порожніх — до 100 км/год.

Достатньою умовою для такого збільшення є доведення безпечної швидкості вагона, відремонтованого за новою технологією, до 100 км/год (категорія «S» за класифікацією ОСЗ/МСЗ/УІС). Для виконання цієї умови, окрім ремонтних пружних ковзунів, існуючі візки мод.18-100 необхідно обладнати передавальними пристроями, які забезпечать ефективну роботу ковзунів ТАУС при русі вагона у порожньому режимі.

На цей час кращими вважаються повідкові передавальні пристрої, якими обладнані пасажирські та деякі вантажні візки з пружними ковзунами-демпферами. Але монтаж таких пристроїв на візки мод.18-100 при деповсь-

кому ремонті (ДР) вагона досить трудомісткий і затратний. Тому були запропоновані принципово нові передавальні пристрої штирового типу.

Встановлення штирових пристроїв передбачене новою технологією «ДНПРО» деповського ремонту вантажних вагонів, після якої критична швидкість руху перевищує 100 км/год безвідносно до стану завантаженості та зносів ходових частин, — тобто вагон відповідає категорії «**S**» за нормативами UIC. Додатково до існуючих правил деповського ремонту, технологія передбачає:

- переобладнання жорстких ковзунів візка на пружні безззорні ковзуни (ремонтного типу ТАУС),
- постановку на кожний візок двох додаткових вузлів — штирових передавальних пристроїв,
- переточку ободів коліс за профілем кочення ДПТ-09 [58, 76], призначеним для вагонів з підвищеною критичною швидкістю руху. Профіль забезпечує зниження інтенсивності зносу гребенів коліс (на 50% порівняно з профілем ГОСТ 9036; на 25% — з ДПТ-УЗ). Одночасно профіль не позначиться негативно на ресурсі рейкової колії.

5.2 Налагодження ковзунів-демпферів та передавальних пристроїв

УЗ та ДНУЗТ за участю Східного відділення Транспортної академії України (ТАУС) проводять дослідження та розробки альтернативної технології переобладнання ковзунів візків мод.18-100 на пружні під час планових ДР вагона з мінімально можливими замінами конструктивних деталей і виготовленням комплектуючих на вітчизняних підприємствах. Запропоновано обладнати типовий ковзун візка мод.18-100 пружними уретановими вставками, які виготовляє фірма «Пластик» (Донецька обл.) із матеріалу АДПРЕН-83. У первинних дослідних зразках використовувались усі елементи жорстких ковзунів, які існували на візках мод. 18-100. Необхідні для переоблад-

нання додаткові деталі виготовлялись безпосередньо на ремонтному підприємстві (у ВЧД, або МВРП).

Однак, в ході експлуатаційних випробувань вагонів з ковзунами ТАУС₀ (початкового варіанту) [30] були виявлені відмови, пов'язані з недоліками:

1) недостатня надійність старотипних ковпаків при виконанні функції фрикційних демпферів;

2) неприйнятність регулювання ковзунів ТАУС₀ стальними підкладками.

Автор приймав участь у аналізі причин відмов та їх усуненні [49] при ремонті за технологією «ДНПРО».

Пошкодження ковпаків в експлуатації носили характер недопустимих деформацій та тріщин біля торцевих граней (зона *B1* виникнення пошкоджень показана на рис. 5.2), викликаних дією руйнівних механічних напруг. Аналіз причин пошкоджень показав, що вони могли бути зв'язані з такими обставинами:

✎ піднесеність ковпака ТАУС₀ (внаслідок його притиснення до парного ковзуна кузова) приводить до збільшення поздовжніх зазорів між ковпаком та ребрами ковзуна (через ливарні ухили торцевих стінок) і, як наслідок, — зростання згинаючих напружень у ковпаку;



Рис. 5.2. Зони відмов при експлуатаційних випробуваннях ковзунів ТАУС₀: *B1* — ковпака; *B2* — середнього ребра

✎ відсутність накладки на верхній робочій поверхні ковпака викликає мікросхоплення пари тертя «сталь по сталі», внаслідок чого сили тертя можуть у 3÷4 рази перевищити розрахункове значення, — відповідно збільшуються напруги у ребрах і зноси ковпаків;

✎ при перевалках кузова (під час вписування візка у криві) на ребра ковзуна передаються моменти сил тертя через регульовальні підкладки, так що товщина підкладок впливає на збільшення згинаючих напруг у ребрах.

Вказані недоліки привели не тільки до відмов ковпаків (було замінено 2 ковпаки із 8-ми дослідних через залишкові деформації та тріщини), але навіть до пошкодження середнього ребра (див. рис. 5.2, зона *B2*) одного з дослідних ковзунів. Аналіз ймовірної причини цього пошкодження показав, що за умов збільшення коефіцієнту тертя через мікросхоплення до $\mu=0.5$, фактичного перетину середнього ребра ковзуна 100×12 мм і наявності двох підкладок по 6 мм, — розрахункове напруження у ребрі досягло $\tau_k = 275$ МПа (більше межі текучості ливарної сталі). Якби між ковпаком та ребром не було підкладок, то напруження зменшилось би на 15%, а при відсутності мікросхоплень — ще вдвічі.

Зафіксоване ушкодження лише одного ребра пояснюється тим, що воно виявилось з мінімальною товщиною — 12 мм. Товщини ж інших ребер дослідних ковзунів (які формуються при виготовленні ливарним способом надресорної балки) склали $16 \div 20$ мм.

У зв'язку з цим виникли задачі :

- зменшити інтенсивність зносів пари робочих поверхонь «ковпак-ковзун кузова» і ліквідувати можливість їх мікросхоплень;
- підвищити надійність самих ковпаків;
- відмовитись від регулювання висоти пружних ковзунів ТАУС з допомогою підкладок під ковпаки.

Добитись цього ремонтом існуючих ковпаків досить складно, тому було вирішено розробити нові ковпаки для ковзунів ТАУС. Конструкція зварного варіанту ковпака, доступна для виготовлення на вагоноремонтному підприємстві із наявних матеріалів (окрім комплектуючої зносостійкої верхньої накладки), приведена на рис. 5.3. Поверхня тертя ковпака утворюється із накладки *1*, з'єднаної з сталюю пластиною *2* за допомогою 4-х болтів δ з потайними головками. Крім того, від подовжніх зміщень накладку кріплять

планки 4, зварені з пластиною 2. На бокових гранях 7 приварені кронштейни 6 для просмикування тросику, що утримує ковпак від спадання.

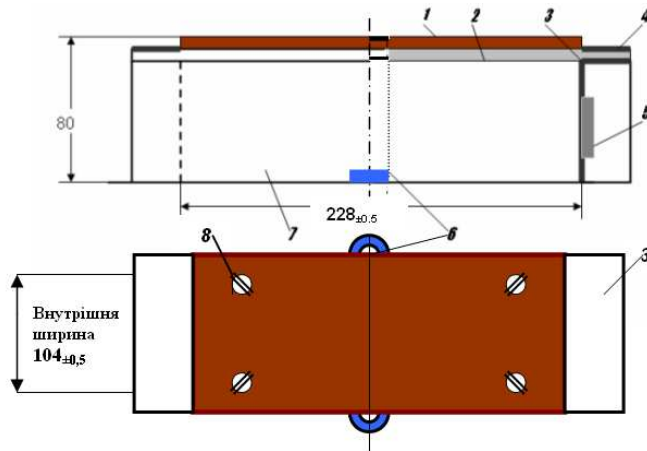


Рис. 5.3. Ковпак ковзуна ТАУС^М — зварний варіант конструкції

Торцеві грані — найбільш навантажені деталі пружного ковзуна — автор запропонував виконати з П-подібного каркасу 3 вигнутого із косинця 40x40x4 мм, та торцевої пластини 5. Міцність таких граней рівновелика пластині товщиною 24мм, а металоємність — втриє менша.

На дослідних ковпаках (встановлених на піввагоні, що експлуатується у маршруті з початку 2009 р.) накладки 1 виконані з оксафену — цей матеріал має коефіцієнт тертя по сталі $\mu \approx 0,25$, нездатний до мікросхоплень з металом і, як очікується, забезпечить мінімальну інтенсивність зносу існуючих (не обладнаних додатковими пластинами) ковзунів кузова. Отвори під болти 8 для кріплення до пластини 2 просвердлені у оксафеновій накладці 1 на відстані від її торців: 50 мм — по довжині, 20 мм — по ширині. При цьому болти з гайками та контргайками проходять мимо гнізд для уретанових втулок.

Зміні піддався також спосіб регулювання пружних ковзунів ТАУС^М з використанням уретанових шайб (розроблений н. с. А.А.Міщенко).

Для активізації ковзунів-демпферів при русі вагона у порожньому стані був запропонований ремонтний передавальний пристрій. Основні вимоги до розроблюваного пристрою:

- Забезпечення передачі горизонтальних переміщень бокової рами візка на торець надресорної балки по координатній осі X (подовж площини бокової

рами) з можливо меншим зазором ($\leq 0,5$ мм). Переміщення вказаних деталей по вертикальній осі z та поперечній y — повинні залишатись незалежними.

- Виключення пристрою з роботи після завантаження вагона більше, ніж на 50% вантажопідйомності.
- Мінімальне ускладнення при розбиранні-складанні візка.
- Компактність і невисока металоємність.

В результаті був запропонований принципово інший пристрій — «штирова передача» [13], яка виконує функцію передачі виляння боковин візка мод.18-100 на надресорну балку під час руху вагона у порожньому стані, або із легким вантажем.

Штирова передача складається з двох однотипних вузлів, що монтуються з обох сторін візка. Принципова схема варіантів штирового передавального вузла показана на рис. 5.4.

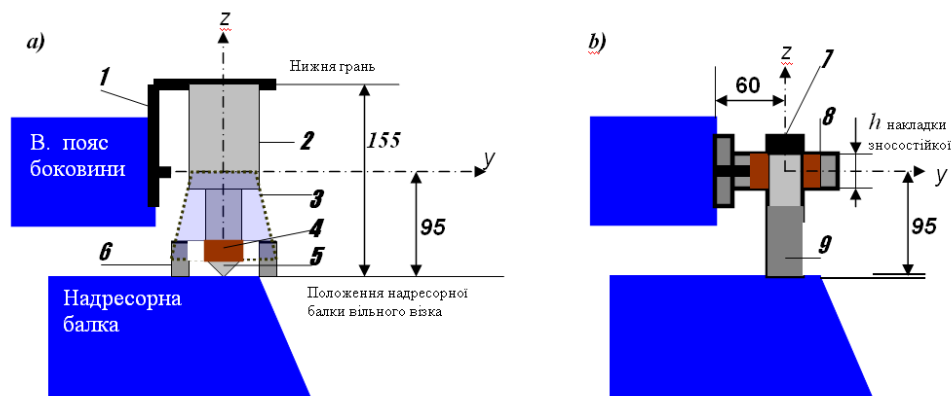


Рис. 5.4. Принципові схеми штирової передачі для візків мод. 18-100:
 а) з верхнім зануренням (1 – косинець, 2 – штир, 3 – пильник, 4 – насадка зносостійка, 5 – наконечник штиря, 6 – втулка)
 б) з нижнім зануренням (7 – наконечник штиря, 8 – скоба, 9 – штир)

Штирова передача не перешкоджає вертикальним та поперечним динамічним переміщенням надресорної балки при прогинах ресорного комплексу. Зате, при збуренні автоколивань виляння візка, переміщення бокової рами (їх напрям перпендикулярний площині схеми) будуть передаватись через надре-

сорну балку ковзунам-демпферам, що і приведе до очікуваного збільшення критичної швидкості порожнього вагона.

Схемою з верхнім зануренням штиря 2 (рис. 5.4,*a*) передбачено його болтове кріплення до верхнього пояса боковини через косинець 1. При викоченому (вільному) візку штир 2 занурюється у втулку б, приварену до надресорної балки, торкаючись до останньої наконечником 5 конусної форми. Після підкочення візка під порожній кузов надресорна балка просяде на $f_{0cm} \approx 8$ мм, в результаті зносостійка насадка 4 залишається зануреною у втулку. Отвір у втулці б має подовгувату форму відносно осі у, щоб надресорна балка могла вільно зміщатись на ресорах при дії поперечних збурень. Зате при поздовжніх переміщеннях (відносно осі х, перпендикулярній схемі) штир 2 відразу впирається о втулку б і заставляє переміщатись кінець надресорної балки синхронно з боковою рамою. Через це при виникненні коливань виляння візка (тоді переміщення бокових рам по напрямку х протифазні) збуджуються обертальні коливання надресорної балки відносно шкворня. Відбувається гасіння вказаних коливань шляхом відбирання їх енергії ковзунами-демпферами і, в результаті, запобігається втрата стійкості руху вагона. Робоча висота втулки б встановлена 25 мм, тому до завантаження кузова наполовину вантажопідйомності штир продовжує контактувати з втулкою. При подальшому збільшенні маси вантажу втулка опускається разом з надресорною балкою і розташовується нижче насадки 4 штиря, тобто передача виключається. Отвір у втулці б необхідно захистити від попадання залишків вантажу, для чого був використаний резиновий пильник 3. Наконечник 5 має конусну форму, щоб направити штир у втулку після розвантаження вагона.

Схема з нижнім зануренням штиря (рис.5.4,*b*) відрізняється тим, що штир 9 з квадратним перерізом верхньої робочої частини постійно приварений до надресорної балки. Болтами до верхнього поясу бокової рами кріпиться скоба 8, яка має П-подібний виріз з малозносними накладками на бокових гранях (ця частина скоби показана на схемі у розрізі). При порожньому стані вагона штир 9 своєю верхньою частиною з наконечником 7, скошеним «будиноч-

ком», занурений у скобу 8 і виконує ту ж функцію, що і штир 2 (див. рис. 5.4,*a*). Після завантаження кузова штир 9 опускається разом з надресорною балкою на $f_{cm} = 45 \div 50$ мм і виходить з скоби 8, перестаючи з нею взаємодіяти.

Передача з верхнім зануренням штиря має більшу металоємність (циліндричний штир кріпиться до бокової рами через додаткову деталь — сталевий косинець), зате її виготовлення можливе на токарних станках, а косинець $120 \times 100 \times 10$ мм можна відрізати з нижньої обв'язки списаного піввагона.

Деталі ж передачі з нижнім зануренням повинні виготовлятися кованими (штампованими) або литими. Ця обставина спонукала виготовити дослідні зразки за схемою верхнього занурення (рис.5.4,*a*).

5.3 Аналіз впливу штирової передачі на бокову раму візка

5.3.1 Вплив кріпильних болтів штиря на напруженість верхнього поясу бокової рами

Обладнання штировими передачами типового візка мод.18-100 під час ремонту вагона зв'язане з приваркою до бокових рам спеціальних кріпильних болтів (для кріплення штирового вузла). Тому на підготовчому етапі перевірялось головне питання — чи не приведе приварка до зниження надійності цієї несучої деталі візка? Приймалась до уваги заборона виконувати заварювання тріщин втомлювального характеру — у разі появи видимої тріщини бокову раму бракують. Але втомлювальні пошкодження можуть виникнути тільки в зонах концентрації розтягуючих напружень — у внутрішньому куті буксового прорізу та на переході від нижнього поясу до колонки. Там зварний шов прискорить подальше руйнування. Опитувані вчені та спеціалісти-зварювальники зійшлись на думці, що приварювати болти без погіршення міцності та надійності можна тільки в зонах дії значних *стискуючих* (від'ємних) *напружень*, тобто — до верхнього поясу бокової рами.

Теоретичний розрахунок технологічних напружень [65], у тому числі від зварних швів, пов'язаний з багатьма ідеалізаціями для спрощення математи-

чних викладок. Це може позначитись на достовірності. Тому було вирішено виконати експериментальну перевірку на стенді для випробування міцності візків від вертикальних навантажень.

Стенд (рис. 5.5) складається із замкнутого силового контуру 1, в нижній частині якого розміщена рейково-шпальна колія. Дослідний візок моделі 18-100 2 (натуральний) встановлений на колію стенда. Навантаження візка здійснюється електро-гвинтовим домкратом 3. Зусилля від домкрата на підп'ятник візка може змінюватись і стабільно фіксуватись у межах від 0 до 420 кН, що відповідає навантаженню від колісної пари на рейки до 230 кН (23,5 тс).



Рис. 5.5. Випробувальний стенд для візка мод. 18-100

Метою стендових досліджень було визначення технологічних і робочих напружень, що наводяться у верхньому поясі бокової рами візка внаслідок:

- приварки двох спеціальних болтів для кріплення штирової передачі;
- дії на візок з привареними болтами вертикальних робочих навантажень.

Використовувався метод тензометрії з реєстрацією напружень автоматичним вимірювачем деформацій АИД-100 при ручному контактному перемиканні каналів. Для даних випробувань цей прилад вибраний тому, що він балансує вимірювальні тензосхеми без підсилення сигналів і без будь-яких

регулювань режимів роботи, чим вилучаються випадкові похибки у результатах замірів напружень.

Початково верхній пояс бокової рами візка обладнувався тензометричними датчиками. Місця встановлення датчиків позначені на рис 5.6. Чотири датчики №№ 1,3 та 4,5 були попарно встановлені на верхній поверхні боковини у перетинах, розташованих перед переходами верхнього поясу у колонки. На нижніх волокнах вдалось встановити один датчик 2 (доступ був утруднений, бо візок не розбирався). Робочі датчики орієнтовані по осі x , а компенсаційний — поперек волокон по y .

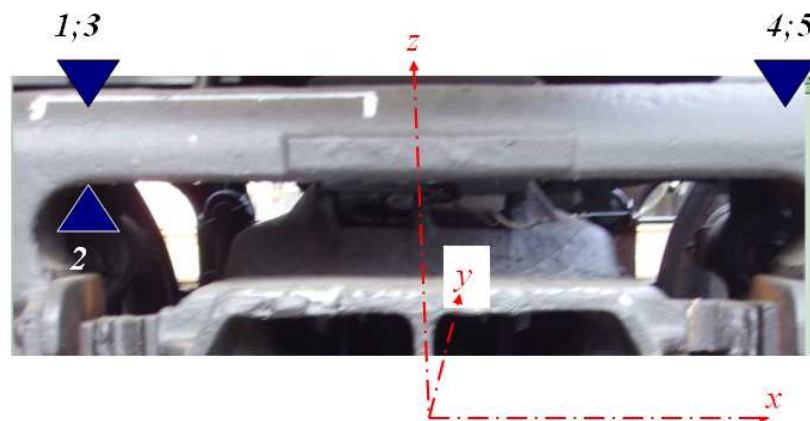


Рис. 5.6. Схема обладнання тензодатчиками верхнього поясу бокової рами візка

Спочатку проводилось трьохкратне зняття показань датчиків на вільному та навантаженому домкратом візку. Потім кріпильні болти притискалися шаблоном-скобою до верхнього поясу бокової рами (місця контакту попереду були зачищені від фарби) і прихоплювалися електрозваркою. Далі шаблон-скоба знімалась і головки кріпильних болтів обварювалися довкола електродами Е-50 кутовим швом з катетом 5 мм. Після охолодження повторно знімалися показання датчиків при вільному та завантаженому візку.

Обробка усіх зареєстрованих показань дозволила визначити:

- $\sigma_{\text{зап}}$ — сукупність залишкових напружень, зареєстрованих після монтажу штирової передачі при відсутності навантаження візка домкратом;
- σ_1 — сукупність напружень, зареєстрованих при навантаженні візка перед монтажем штирової передачі;

- σ_{II} — сукупність напружень, зареєстрованих при навантаженні візка після монтажу штирової передачі;
- σ_{max} — сукупність сумарних напружень, зареєстрованих після монтажу штирової передачі і навантаження візка домкратом (порівняно з нульовими показниками перед монтажем штирової передачі).

Результати статистичної обробки напружень приведені на рис. 5.7.

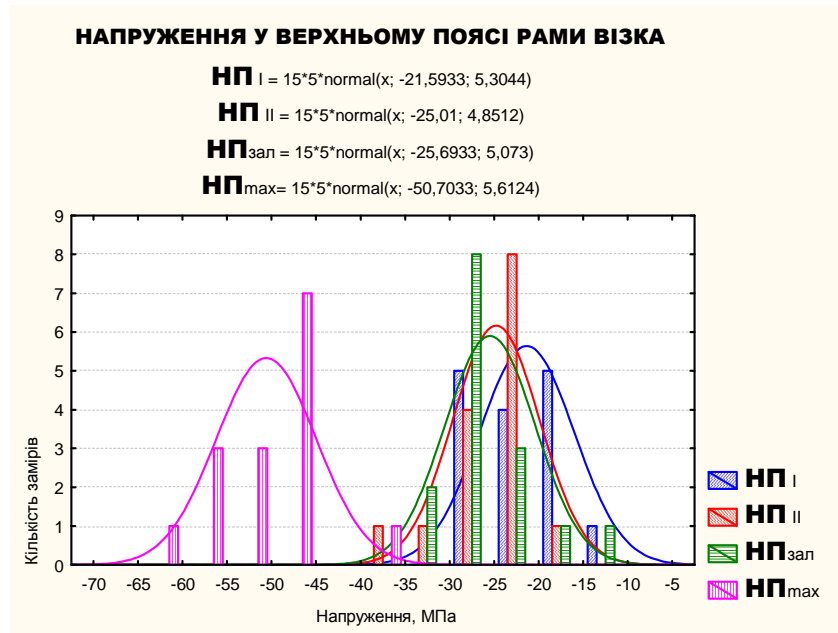


Рис. 5.7. Статистична обробка стендових досліджень

Зверху вказані параметри нормальних розподілень кожної групи напруг у вигляді формул

$$HP_i = N^* \text{normal}(x; MO; SKO),$$

де N — об'єм масиву; MO — математичне очікування (усереднена напруга); SKO — середньоквадратичне відхилення. На графіку показані гістограми та обгинаючі криві розподілення напруг.

Від'ємні значення усіх MO свідчать, що як робочі, так і технологічні напруги носять стискуючий характер.

Подальша обробка результатів експерименту полягала у визначенні статистичних мінімумів (СтМ) напружень, що розраховувались згідно правила « $MO - 2,5 \cdot SKO$ », та в урахуванні динамічної добавки. Заключна діаграма напружень і їх цифрові значення приведені на рис. 5.8. Пара лівих стовпців

(МО - темний та СтМ - світлий) — технологічна напруги від приварки до бокової рами болтів штирової передачі. Статистичний мінімум цих залишкових напруг склав $\langle -41 \rangle$ МПа. Відомо, що по мірі віддалення від зони приварки залишкові напруження згасають. Три середні стовпці — напруження, що наводяться від навантаження візка. У правому із них врахована динамічна надбавка — напруга досягла $\langle -67 \rangle$ МПа. Крайня тріада — очікувані сумарні напруження від обох факторів. Найбільший за модулем рівень напруги — $\langle -115 \rangle$ МПа не перевищує нормативного $[\sigma]_{III}$ для ливарної сталі візка.

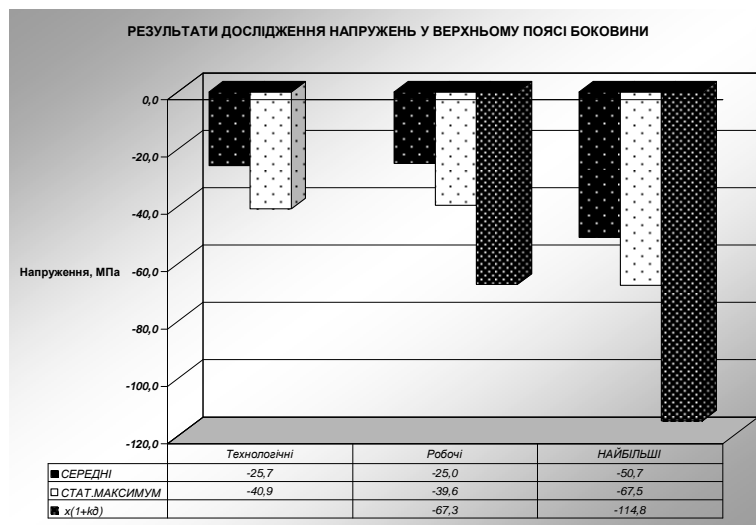


Рис. 5.8. Діаграма напружень у верхньому поясі

Таким чином, приварка двох болтів штирової передачі до верхнього поясу бокової рами візка мод.18-100 допустима.

5.3.2 Вплив штирової передачі на міцність бокової рами

Після обладнання візка штировими устроями змінюються місця прикладання до бокових рам навантажень, що виникають під час гальмування порожнього вагона. На рис. 5.9,*a* показана схема дії сил на бокову раму типового візка, а на рис. 5.9,*b* — після обладнання штировими передаючими пристроями.

Зусилля \check{T} від букс гальмуючих колісних пар діють на вертикальні поверхні буксових прорізів. У типовому візку вони врівноважуються силою $2\check{T}$ на колонку з боку надресорної балки. Після встановлення штирової передачі на-

дресорна балка сприймає навантаження через кріпильні болти, приварені до верхнього поясу (на рис.5.9,*b* показані дві сили \check{T}).

Усі інші види навантажень бокової рами залишаються без змін.

Для оцінки впливу штирового пристрою на міцність бокової рами була побудована 3D-модель останньої із 158 908 скінчених елементів та 275 835 вузлів. Розрахунки виконані за програмою MSC NASTRAN [56, 89] при дії гальмівних навантажень за схемами *a)* і *b)*.

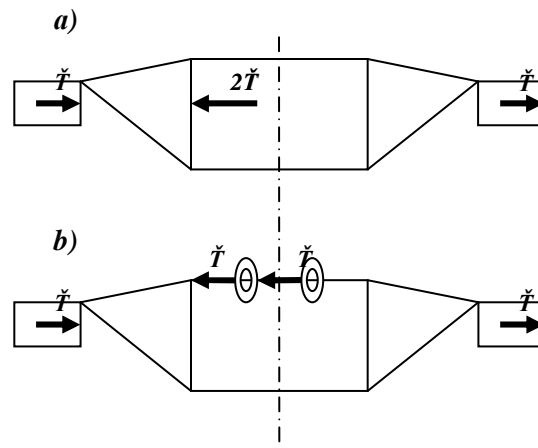


Рис. 5.9. Схеми навантаження бокової рами гальмівними силами

Найбільше подовжнє зусилля у штировій передачі можна визначити, як 50% нормованого навантаження, що сприймається надресорною балкою.(відносно осі x вагона) по I режиму згідно «Норм...»

$$N_{ш}^I = \frac{1}{2} N \frac{m_{шб}}{m_{ваг}}$$

де $N_{ш}^I$ — найбільша сила, що діє на штир від надресорної балки;

N — розрахункова сила I режиму, що враховується при розгляді деталей візка [57, табл.2.4];

$m_{шб} = 0,458 \text{ т}$, $m_{ваг} = 24 \text{ т}$ — маси відповідно надресорної балки і порожнього вагона.

З іншого боку, можна визначити зусилля на штир безпосередньо через силу інерції від гальмування порожнього вагона, скориставшись формулою [7]

$$N_{uu}^T = \frac{1}{4} \cdot 0,2 m_{\text{ваг}} g .$$

Одержані розрахункові зусилля приведені у табл. 5.1. Результати обчислень за Нормами останнього видання (+) відрізняються через збільшення нормованого навантаження.

Таблиця 5.1

Результати визначення поздовжнього зусилля на штир

Параметр	Спосіб визначення	Значення зусилля
$N_{uu}^{I(+)}$	Норми(+), I режим, N= 3,5 МН	33,40 кН
N_{uu}^I	Норми, I режим, N= 2,5 МН	23,85 кН
N_{uu}^T	За гальмівними зусиллями	23,54 кН

Уточнені розрахунки напружень в боковій рамі візка виконані на об'ємній 3D-моделі методом скінченних елементів за програмним комплексом MSC Nastran. Розглянуті два варіанти:

- a) — типова бокова рама візка мод.18-100;
- b) — ця ж рама після встановлення штирової передачі.

Гальмівні навантаження були прикладені до відповідних вузлів моделі (див.рис.5.8) за величиною $\check{T} = N_{uu}/2 = 15$ кН.

На рис. 5.10 приведені результуючі картини розподілу сумарних напруг, нарахованих за гіпотезою Мізеса [32, 71] (основних зрушуючих напружень, що викликають руйнування).

Модель a). Розрахункове гальмування вагона відбувається під час руху зліва-направо, тому напруження поширюються:

- від колісних пар → на праві вертикальні поверхні буксових прорізів, їх вищий фон складає ~30 МПа;
- від надресорної балки ← на ліву колонку, вищий фон ~ 70 МПа.

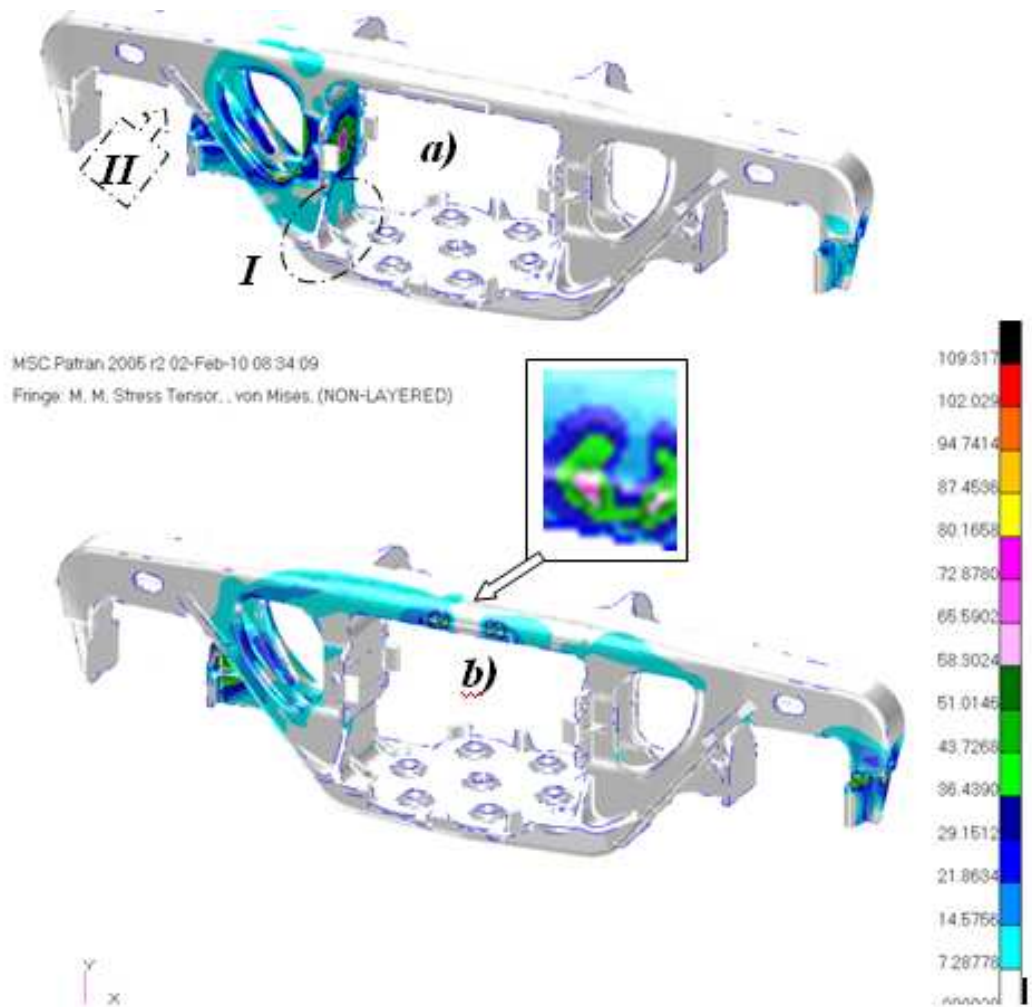


Рис. 5.10. Розподіл напружень у боковій рамі візка від гальмових зусиль: *a)* рама типового візка мод. 18-100; *b)* рама візка, обладнаного штировими передачами. Шкала напруг у МПа

В результаті лівий трикутник рами весь підданий напруженню до ~ 30 МПа, але при цьому зони ймовірних тріщин *I* (нижній кут ресорного прорізу) та *II* (внутрішня викружка буксового прорізу) піддаються незначним напругам. **Модель *b***. Від надресорної балки напруження передаються штировим пристроєм через кріпильні болти до верхнього поясу бокової рами. У зоні концентрації (виділена збільшеним масштабом) вищий фон — ~ 70 МПа, а у віддаленні — знижується до < 10 МПа. Після збалансування силові потоки викликають у верхньому поясі середнє нормальне напруження $\sigma_x = 6$ МПа.

Природно, колонка не піддана напруженню, а їх фон у нахиленому поясі зменшений. Небезпечна зона *I* практично не напружена, а фон зони *II* залишається однаковим з моделлю *a*).

Аналіз головних напружень в розглянутих моделях, рівно як і діючих по напрямку x , теж підтвердив що *обладнання штировими устроями не знижує рівня міцності бокової рами візка.*

5.4 Ремонт піввагона за технологією «ДНПРО» і ходові динамічні випробування

Перше дослідне впровадження ремонтної технології «ДНПРО» проведено у вагонному депо ст. Нижнедніпровськ-Вузол Придніпровської залізниці (Прд.) у 2008 р. Попередньо у експериментальних майстернях вагонної служби Прд. (ст. Джанкой) був виготовлений комплект деталей штирових пристроїв з верхнім зануренням штиря.

Дослідний піввагон № 66489808 (рис. 5.11) відібраний із числа вагонів експлуатаційного парку, які очікували на деповський ремонт у жовтні 2008р. Вагон, побудований «КВБЗ» в 1984 р., пройшов ремонт з подовженням строку служби до 01.07.2016 р. на ТДВ «Попаснянський ВРЗ», тобто його повний життєвий цикл відпрацьований на 75%. Деповський ремонт був проведений з періодичним контролем автора і співпрацівників ДНУЗТ. На фрагментах фото, зроблених у ВЧД (див. рис. 5.11), показані визначальні надписи на кузові і додатково встановлені устрої на візку: • ремонтний пружний ковзун *ПК* типу ТАУС із зварним ковпаком; • штирова передача *ШП* з верхнім зануренням штиря. (Замітимо, що відразу виявилась незручність штирової передачі з верхнім зануренням — для чергового розбирання необхідно або навантажити візок, або зрізати втулку, щоб зняти штир з косинцем, прикріпленим болтами до боковини).

Ресорні комплекти візка та клини гасників відремонтовані за існуючою технологією.



Рис. 5.11. Фото фрагментів кузова та візка дослідного вагона під час ремонту у ВЧД

Колісні пари були обточені за експериментальним профілем «ДПТ-09» з повними товщинами гребенів [58, 76]. Цей профіль має збільшений до 1/8 ухил пригребневої зони поверхні кочення, тому навіть при повномірному гребені критична швидкість порожнього вагона на типових візках мод.18-100 не перевищить $v_{кр} \approx 80$ км/год. У разі недостатньої ефективності штирової передачі, — під час випробувань очікувалась реєстрація втрати стійкості руху. Тому було вирішено відмовитись від створення штучних зносів ободів коліс дослідного вагона перед випробуваннями.

Копії акта приймання вагона після ремонту від 31.10.2008 р та довідки ГОЦ ВАТ РЖД про експлуатацію у маршруті №1 від 31.08.2010 р. приведені у ДОДАТКУ В.

В якості вагона-еталона був взятий з маршруту №2 піввагон № 51855870 нового покоління моделі 12-7023 на візках моделі 18-7020. Вагон побудований ВАТ «КВБЗ» у 2006 р., експлуатувався в маршруті №2 до пробігу 160 тис. км, гребені коліс зношені до товщини ~28 мм. Вибір еталону зроблений за підставами:

- його рух вірогідно має бути стійким при випробувальних режимах як в порожньому, так і у завантаженому стані;

- за результатами випробувань планувалось оцінити стійкість руху вагона нового покоління із зношеними гребенями коліс на підвищених швидкостях.

Обидва вибрані вагони були обладнані тензодатчиками і акселерометрами для реєстрації динамічних параметрів, а також датчиками взаємних переміщень ковзунів-демпферів. Додатково на дослідний вагон були встановлені датчики напружень у штирях і кронштейн для встановлення відеокамери, фіксує положення колеса відносно рейки під час дослідних поїздок.

Ходові динамічні випробування виконувались лабораторією вагонів ДНУЗТ в період з 14.11.2008р. по 30.11.2008р. на двох напрямках:

I Ст. Дніпропетровськ Південний — ст. Сухачівка Прд. У вказаному напрямку реєструвались динамічні параметри при русі дослідного зчепу (рис. 5.12) з швидкістю до 80 км/год по криволінійних ділянках колії $R= 350\div 600$ м.



Рис. 5.12. Розташування вагонів у зчепі при досліді на криволінійних ділянках колії

Дослідні поїздки були проведені під час проходжень зчепу до базової ст. Новомосковськ.

II Ст. Новомосковськ Дніпровський – ст. Балівка. На цьому полігоні довжиною 32,5 км проведені основні дослідні поїздки з дозволеними швидкостями руху дослідного зчепу (рис. 5.13) до 132 ($120^{+10\%}$) км/год.



Рис. 5.13. Розташування вагонів у зчепі при швидкісних досліді

Параметри колії у плані наступні:

П криві $R= 800$ м — на 2-му і на 3-му кілометрах;

- ∩ криві $R=1000$ м — на 5-му, 10-му і 16-му кілометрах;
- прями — на всіх інших ділянках полігону.

Спочатку була виконана програма досліджень у порожньому режимі. Виділений локомотив ЧС забезпечував швидкісний режим та гальмування зчепу (гальмівна система дослідного вагона не використовувалась). При швидкості 80, 100 і 132 км/год включалась відеокамера для фіксації поперечних коливань колеса дослідного вагона відносно рейки.

Потім зчеп був поданий на завантаження дослідного вагона і еталону залізною рудою, що зроблено з огляду на заплановану подальшу експлуатацію піввагонів у маршрутах. Далі, після перевірки виключеного стану штирових передач та повторної тарировки датчиків, проведені випробування у завантаженому стані. Максимальна швидкість руху зчепу у цьому режимі склала 125 км/год.

5.5 Аналіз відеозаписів поперечних коливань колеса

Описана у розділі 4 процедура обробки використовувалась для аналізу відеозаписів, зроблених при динамічних випробуваннях дослідного піввагона у порожньому стані. Відеокамера, прикріплена до кронштейну, з'єданого з кінцевою балкою кузова, знімала положення колеса відносно рейки (див. кадр на рис.4.2) при швидкості руху у прямих ділянках колії:

- a) $v=80$ км/год — з відео сформована матриця: **E4**;
- b) $v=100$ км/год — з відео сформована матриця: **E5**;
- c) $v=132$ км/год — з відео сформована матриця: **E6**.

Для фіксації базового розміру між гранями головки рейки та обода колеса кадр повертався до горизонтального положення рейки (рис. 5.14), після чого виділявся вузький фрагмент з висотою, рівною базовому розміру y_i . У параметрах виділення (на рисунку вони показані знизу) фіксувався розмір «В.: 97» — висоти фрагменту у пікселях. Оператору, що визначав базові розміри, рекомендувалось обробити по-кадрово тільки перший ролик ($v=80$

км/год), а у інших дозволено пропускати до п'яти кадрів, на яких колесо знаходиться всередині рейкового зазору. Але при цьому кадри граничних положень, після яких напрямок переміщення колеса змінювався на протилежний, повинні бути обов'язково представлені у матриці. У результаті суттєво скорочується об'єм обробки, а якість аналізу не погіршується, що було перевірено спеціальною обробкою еталонного відеозапису на відрізку 0÷10 с.



Рис. 5.14 Виділення фрагменту

Остаточні результати аналізу роликів, знятих під час випробувань порожнього дослідного вагона представлені на рис. 5.15. Верхні графіки $y=F(t)$ вказують на постійні переміщення колісної пари у рейковому зазорі в результаті випадкових поперечних збурень.

Матриця **E4** (рис. 5.15,*a*) відрізняється тим, що тут переміщення представлені детальніше, ніж при $v=100$ і $v=132$ км/год. Матриці **E5** і **E6** сформовані при нерегулярній розкадровці (з перемінним періодом $\Delta t=0,08\dots0,56$ с), при цьому апроксимація сплайн-функціями працює, якщо у **E** значення стовпця часу постійно наростають. Природно, що високочастотні гармоніки переміщень частково згладжуються, але індикація автоколиваний не погіршується, оскільки останні пов'язані із регулярними контактами гребенів коліс то з лівою, то з правою рейками.

Розгляд характеристик щільності частот, приведених на рис. 5.15 під графіками переміщень, приводить до висновку: *на усіх розглянутих швидкостях руху вагона поперечні автоколивання колеса відносно рейки відсутні (не виявлено частот суттєвої щільності поблизу 1,5 Гц, а щільність спектру*

інших не перевищила $\zeta=3,2*10^{-5}$). Отже, рух дослідного вагона стійкий по Ляпунову.

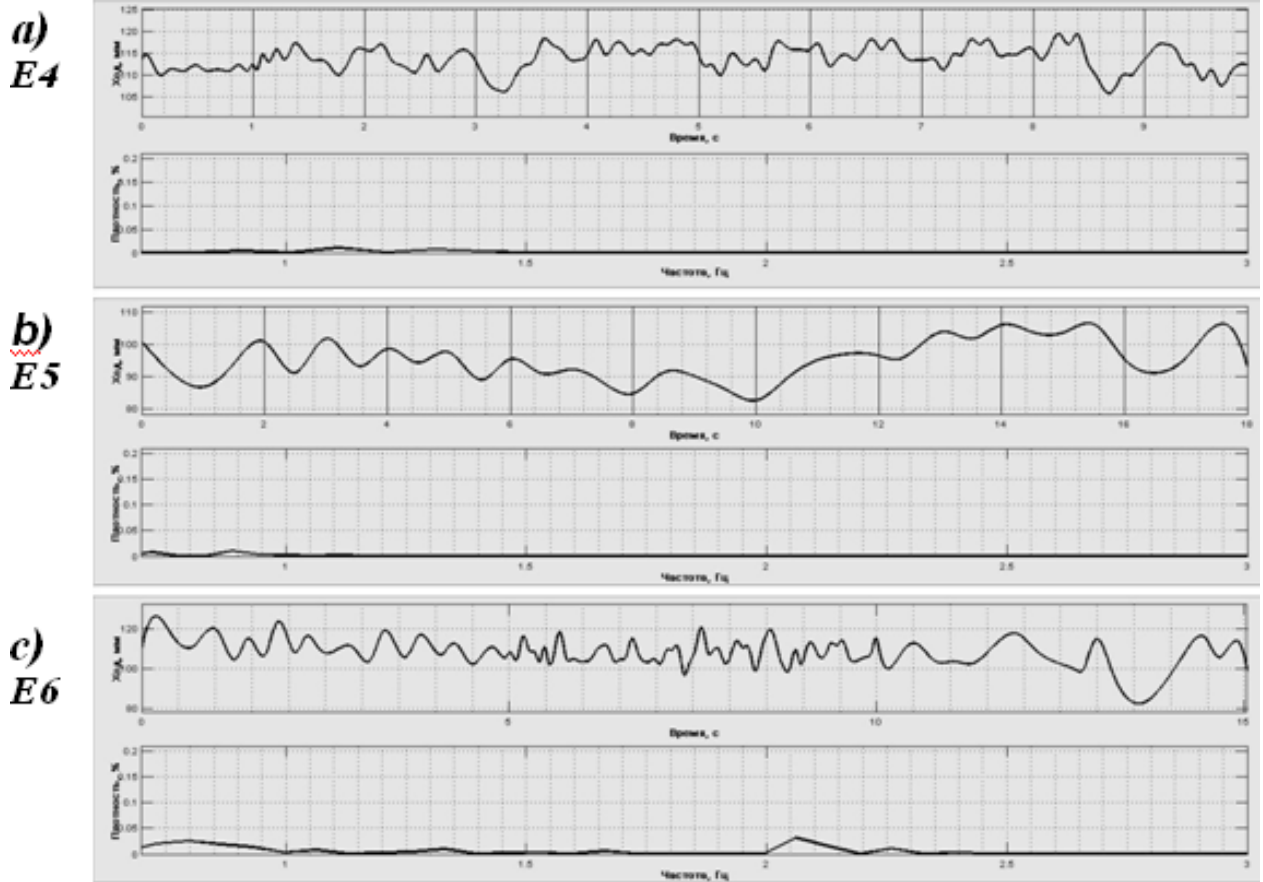


Рис. 5.15. Графіки поперечних переміщень колеса і характеристики щільності частотного спектру, одержані за перетворенням Фур'є, при русі порожнього дослідного вагона з швидкістю:
 а) 80 км/год; б) 100 км/год; в) 132 км/год

Цей висновок підтримується результатами аналізу поперечних динамічних зусиль та прискорень, зареєстрованих під час випробувань вагона.

5.6 Горизонтальна динаміка та стійкість від сходу порожніх вагонів

Виконане під час ДР удосконалення візків дослідного вагона не внесло принципових змін ні в поперечну жорсткість ресорного підвішування, ні у роботу клинових гасників візків мод.18-100. Тому при стійкому русі порожнього вагона очікувались типові значення рамних сил та відповідних коефіцієнтів горизонтальної динаміки $k_{\delta z}$.

З ростом швидкості було зареєстроване збільшення динамічних коефіцієнтів $k_{\partial z}$ як дослідного вагона, так і еталону. Графіки залежності показані на рис. 5.16. В діапазоні швидкості 40÷100 км/год коефіцієнти поперечної динаміки $k_{\partial z}$ по боковій рамі дослідного вагона (їх значення нанесені жирними маркерами) виявились меншими, ніж вагона-еталона (світлі маркери). Вірогідна причина – в процесі ремонту під клини поставлені більш високі пружини, тому вони приймали на себе горизонтальні навантаження при порожньому кузові. Пружини ж еталону (візків мод. 18-7020) за 2 роки попередньої експлуатації вирівнялись по висоті і одночасно (по 7 пружин в комплекті) брали участь у сприйманні рамних сил. Однак, у діапазоні 100÷132 км/год інтенсивність зростання $k_{\partial z}^{\text{доп}}$ суттєво піднялась і вони перевершили показники еталону. На рис. 5.17 побудовано дві лінії $k_{\partial z}^{\text{доп}}$: 1) ломану через маркери (крапкова); 2) експоненту найкращого наближення (суцільна), формула якої приведена над графіком. У еталону зростання $k_{\partial z}$ монотонне у всьому діапазоні швидкості, тому використана лінійна апроксимація (пунктирна лінія).

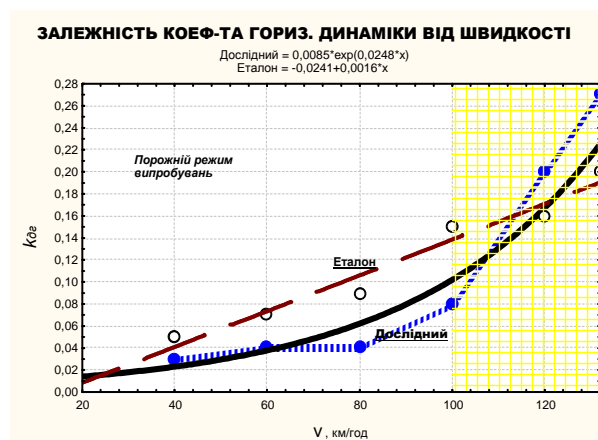


Рис. 5.16. Залежність коефіцієнтів горизонтальної динаміки від швидкості

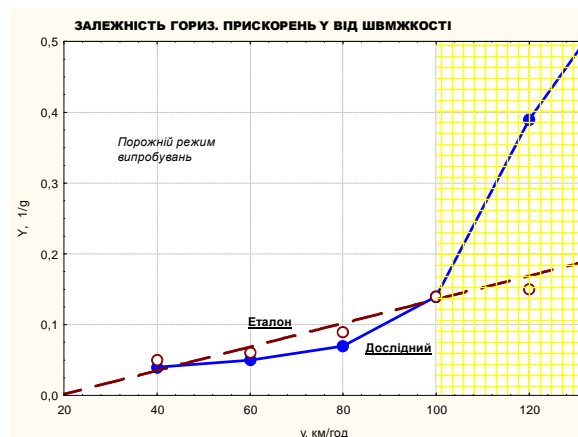


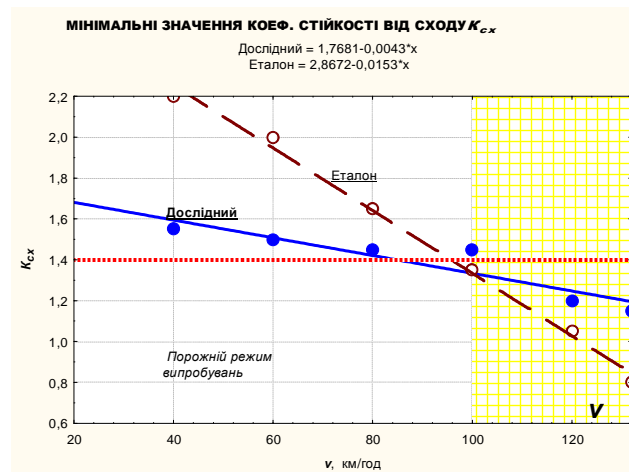
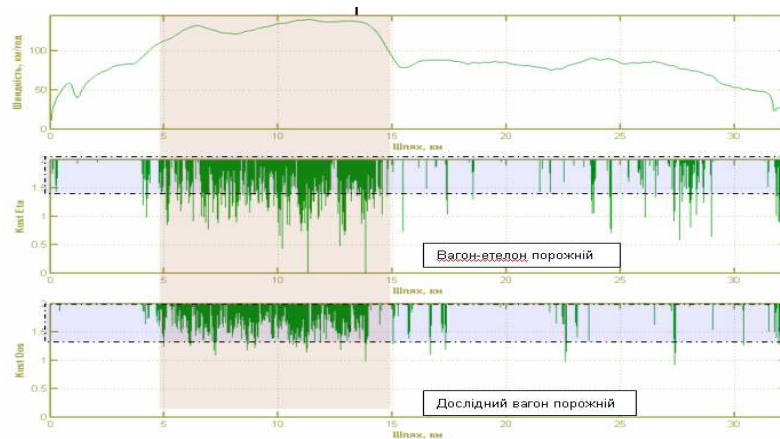
Рис. 5.17. Залежність горизонтальних динамічних прискорень від швидкості

Отже, при випробуваннях до швидкості 100 км/год коефіцієнти горизонтальної динаміки, зафіксовані по боковій рамі візка дослідного вагона, виявились в 5 разів менші від гранично допустимих ($k_{\text{дог}}^{\text{мак}}=0,4$ згідно [24]). Але при $v=100\div 132$ км/год (затемнена зона графіку) спостерігалось більш інтенсивне зростання $k_{\text{дог}}^{\text{дог}}$ з перевершенням відповідного параметру еталону.

Подібна якісна картина одержана після обробки горизонтальних прискорень шкворневих вузлів (рис. 5.17). Тут значення \ddot{Y} дослідного вагона (жирні маркери) з'єднані відрізками прямих, бо підібрати підходящу криву апроксимації важко. До швидкості 100 км/год у обох вагонів $\ddot{Y}\leq 0,14g$. Але у діапазоні $v=100\div 132$ км/год спостерігалось інтенсивне зростання прискорень дослідного вагона. Причина цього – недостатній зазор подовж осі x отвору у втулці штирового пристрою, що привело до обмеження переміщень надресорної балки поперек бокових рам візка з ударами штирів у втулки.

Коефіцієнти стійкості від сходу K_{cx} колісної пари з рейки нараховувались для усіх миттєвих значень динамічних зусиль на колісну пару, що фіксувались аналого-цифровим перетворювачем, тобто щосекунди досліду одержували по 30 даних. Для аналізу важливі тільки мінімальні значення K_{cx} тривалістю $> 0,2$ с, які не повинні перевищувати 1,4 (запас – 40%) [69].

Графіки залежності мінімальних K_{cx} від швидкості показані на рис. 5.18. При $v=40\div 98$ км/год K_{cx} дослідного вагона виявились меншими, ніж еталону. Але інтенсивність зменшення K_{cx} (коэф. при x у формулах, приведених над графіками) еталону майже вчетверо стрімкіша. Тому при $v>100$ км/год дослідний вагон показав більший запас стійкості від сходу, ніж вагон-еталон. Із зареєстрованих значень K_{cx} під час одної з дослідних поїздок полігоном ст. Балівка-Новомосковськ (рис.5.19) видно, що у дослідного вагона викиди коефіцієнта від сходу за межу ($<1,4$), особливо при $v=100\div 130$ км/год (затінена зона), — менше інтенсивні і глибокі, ніж у еталона. Миттєві викиди K_{cx} траплялись і при меншій швидкості (80-90 км/год), але їх ймовірність і тривалість допускається нормативом [69].

Рис.5.18. Залежність мінімальних K_{cx} від швидкостіРис. 5.19. Швидкість і мінімальні K_{cx} у дослідній поїзді

5.7 Горизонтальна динаміка та стійкість від сходу завантажених вагонів

Після завантаження дослідного вагона відбулось виключення усіх 4-х штирових устроїв — завдяки прогинам ресорних комплектів штирі опинились вільними. Одночасно, під дією збільшених сил, ліквідуються зазори по довж осі x у ланцюжках «бокові рами ↔ клини гасника ↔ надресорна балка візка». Очікувалось, що в цих умовах пружні ковзуни-демпфери забезпечать підвищення критичної швидкості завантаженого вагона зверх 100 км/год.

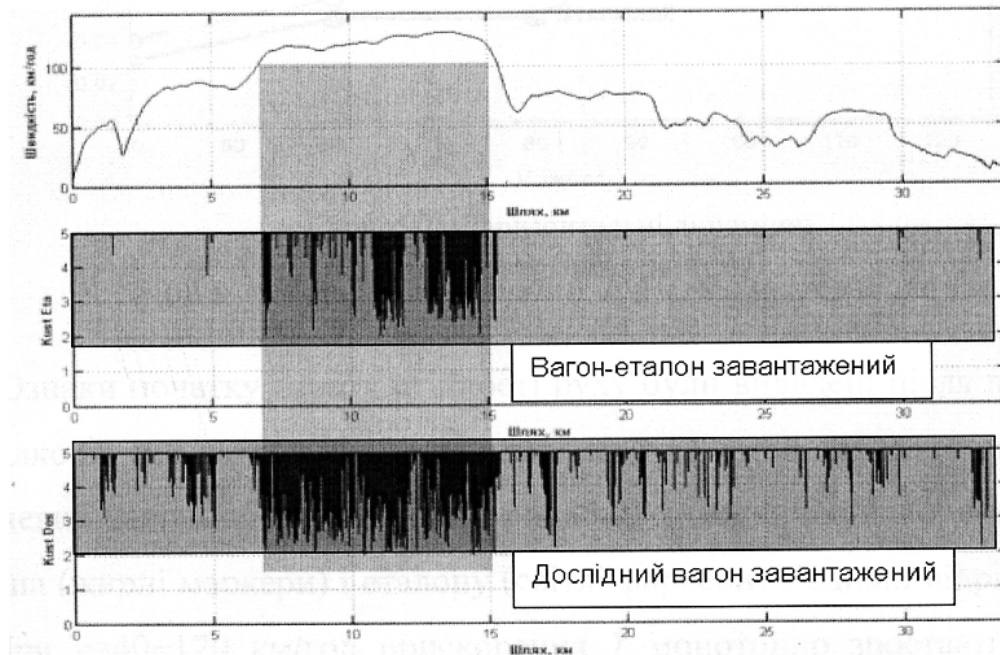
Фактична швидкість завантаженого дослідного зчепу на полігоні Новомосковськ-Балівка в обох напрямках обмежувалась до 125 км/год по причині інтенсивного збільшення горизонтальних прискорень дослідного вагона. Кінцеві результати обробки експериментальних даних приведені у табл. 5.3.

Таблиця 5.3

Параметри горизонтальної динаміки завантажених вагонів

№№	Найменування параметру	Позначення	Розмірність	ПОЗИЦІЇ ПАРАМЕТРІВ: Чисельник — дослідний Знаменник — еталон при швидкості руху км/год				Оцінка якості ходу за Нормами...
				80	100	120	125	
1	Коефіцієнт горизонтальної динаміки для необре-сорених частин	$K_{гд}$	б/розм.	0,02	0,05	0,08	0,09	5
				0,08	0,14	0,18	0,2	5
2	Поперечні горизонтальні прискорення шворневого вузла	$\ddot{Y}_{шк}$	1/g	0,05	0,10	0,17	0,28	4
				0,08	0,13	0,17	0,27	4
3	Коефіцієнт стійкості колісної пари проти сходу з рейки	$K_{ст}$	б/розм.	2,03	1,94	2,05	1,99	[1,4]
				2,3	2,2	2,0	1,45	[1,4]

Для оцінки сутності динамічних процесів, зафіксованих при дослідях з завантаженими вагонами, на рис. 5.20 показана нижня межа коефіцієнтів стійкості від сходу, визначених в одній з дослідних поїздок ст.Балівка→ст.Новомосковськ. На ділянці 7÷10 км (затемнена частина) швидкість перевищувала 100 км/год. Тільки на цій ділянці мінімальні значення коефіцієнта впритул наближаються до значення $K_{cx} \geq 2$ але не пересікають його.

Рис.5.20. Мінімальні значення K_{cx} , визначені за динамічними зусиллями,

zareєстрованими у дослідній поїзді

При нижчих швидкостях мінімуми K_{cx} дослідного вагона спостерігаються у показаній зоні ($K_{cx}^{min} = 2 \div 5$) частіше, ніж вагона-еталону. Отже, стійкість від сходу обох вагонів у завантаженому стані при русі із $v \leq 100$ км/год забезпечується з трьохкратним запасом. Тому вказаний параметр не став обмежуючим для швидкості завантаженого дослідного вагона.

Аналогічний висновок зроблений і по відношенню до коефіцієнту горизонтальної динаміки. Результати випробувань показали, що у завантаженому стані вказаний коефіцієнт при збільшенні швидкості від 40 км/год до 100 км/год монотонно зростає у межах:

- для дослідного вагона $k_{\partial z} = 0,02 \div 0,05$;
- для вагона-еталону $k_{\partial z} = 0,03 \div 0,14$.

Але при перевищенні дослідним зчепом швидкості 120 км/год появились ознаки втрати стійкості, найбільш виражені на графіках горизонтальних динамічних прискорень шкворневих вузлів вагонів. Вказані графіки приведено на рис. 5.21.

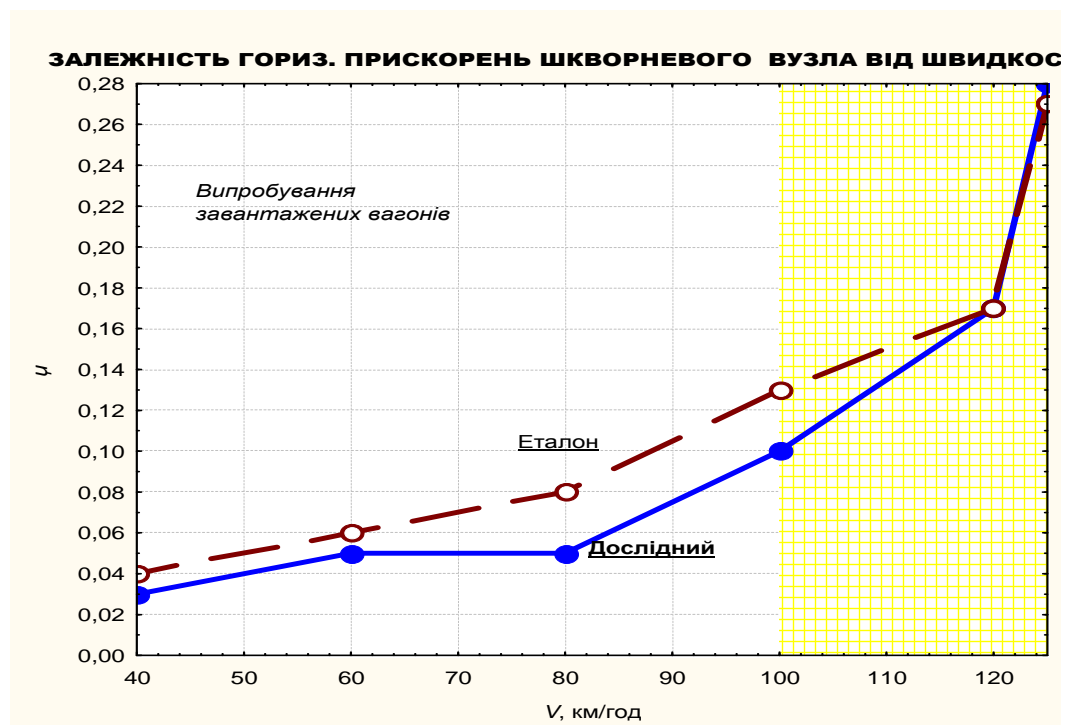


Рис. 5.21 Горизонтальні динамічні прискорення візків

Зареєстровані значення прискорень дослідного вагона (жирні маркери) і еталону (світлі маркери) з'єднані відрізками прямих. При $v=40\div 100$ км/год прискорення \ddot{Y} плавно зростають, залишаючись дещо нижчими у дослідного вагона. При $v=120$ км/год вони зрівнюються, досягаючи 0,17g, а з подальшим зростанням швидкості стрімко збільшуються до 0,28g. Подібний процес був зареєстрований при минулих випробуваннях піввагона із зношеними гребенями, ковзуни якого були переобладнані на ТАУС (див рис. 5.1, ліва затемнена зона). Тому було вирішено швидкість дослідного зчепу у завантаженому стані обмежити до 125 км/год, приймаючи до уваги, що вона перевищує встановлену експлуатаційну (100 км/год) на 25%.

Таким чином, за показниками горизонтальної динаміки дослідного вагона на швидкість $v\leq 100$ км/год виявилась безпечною як у порожньому, так і у завантаженому станах.

5.8 Показники вертикальної динаміки та оцінка якості ходу

При удосконаленні візків дослідного вагона не передбачалось заходів, які могли б суттєво вплинути на показники вертикальної динаміки. Тому суттєвих відхилень від звичних параметрів для 4-вісного піввагона не очікувалось. Це було підтверджене результатами випробувань (табл. 5.4).

Приведені у таблиці показники знаходяться у звичних межах для вагонів на візках мод.18-100 (дослідний) і мод. 18-7020 (еталон). У порожньому режимі підклинові пружини дослідного вагона мають більшу висоту проти розміщених під надресорною балкою, а у еталона усі пружини стали рівновисокими після прироблення в маршрут. Тому динаміка порожнього дослідного вагона краща, ніж еталона. У завантаженому стані зареєстроване протилежне співвідношення через більший статичний прогин ресорних комплектів еталона (65 мм) порівняно з дослідним піввагоном (50 мм).

Оцінка якості ходу вагонів, яка виконана з урахуванням результатів випробувань за критеріями [57], приведена у таблицях 5.5, 5.6. Тут проставлені окремі оцінки для руху з швидкістю до 100 км/год і для максимальних випробувальних швидкостей.

Таблиця 5.4

Параметри вертикальної динаміки дослідних вагонів

№№	Найменування параметру	Позначення	Розмірність	ПОЗИЦІЇ ПАРАМЕТРІВ: Чисельник — дослідний Знаменник — еталон				
				ПОРОЖНІЙ РЕЖИМ при швидкості руху, км/год				
				60	80	100	120	132
1	Коефіцієнт динаміки (вертикальної)	$K_{де}$	б/роз .	<u>0.12</u> 0.19	<u>0.14</u> 0.23	<u>0.16</u> 0.25	<u>0.17</u> 0.31	<u>0.25</u> 0.30
2	Прискорення шкворневого вузла вертикальні	\ddot{z}	1/g	<u>0.09</u> 0.11	<u>0.14</u> 0.18	<u>0.16</u> 0.28	<u>0.13</u> 0.28	<u>0.21</u> 0.31
				ЗАВАНТАЖЕНИЙ РЕЖИМ при швидкості руху км/год				
				60	80	100	120	125
3	Коефіцієнт динаміки (вертикальної)	$K_{де}$	б/роз .	<u>0.12</u> 0.09	<u>0.14</u> 0.11	<u>0.16</u> 0.12	<u>0.22</u> 0.18	<u>0.28</u> 0.24
4	Прискорення шкворневого вузла вертикальні	\ddot{z}	1/g	<u>0.10</u> 0,13	<u>0.11</u> 0,14	<u>0.10</u> 0,11	<u>0.12</u> 0,16	<u>0.14</u> 0,23

У порожньому режимі (див.табл.5.5) дослідний вагон при $v \leq 100$ км/год показав відмінну якість і 45%-ний запас стійкості від сходу, тоді як у еталона останній запас склав 35%. При $v_{мак}=135$ км/год горизонтальна динаміка та стійкість погіршилися до задовільного рівня.

Таблиця 5.5

Якість ходу порожніх вагонів

Параметр оцінювання	Оцінки якості ходу			
	Дослідний вагон		Вагон-еталон	
	$v = 100$	$v = 135$	$v = 100$	$v = 135$
Горизонтальна динаміка	Відмінно	Задовільно	Відмінно	Добре
Вертикальна динаміка	Відмінно	Відмінно	Відмінно	Відмінно
Стійкість від сходу	$K_{cx} \geq 1,45$	$K_{cx} \geq 1,15$	$K_{cx} \geq 1,35$	$K_{cx} \geq 0,8$

У завантаженому стані (див.табл.5.6) обидва випробувані вагони при $v \leq 100$ км/год показали відмінну якість ходу.

Таблиця 5.6

Якість ходу завантажених вагонів

Параметр оцінювання	Оцінки якості ходу			
	Дослідний вагон		Вагон-еталон	
	$v=100$	$v=125$	$v=100$	$v=125$
Горизонтальна динаміка	Відмінно	Добре	Відмінно	Добре
Вертикальна динаміка	Відмінно	Добре	Відмінно	Відмінно
Стійкість від сходу	$K_{cx} \geq 1,94$	$K_{cx} \geq 1,99$	$K_{cx} \geq 2,2$	$K_{cx} \geq 1,95$

5.9 Робота пристроїв для підвищення критичної швидкості

Під час динамічних випробувань і аналізу результатів пильна увага зверталась на роботу пружних ковзунів ТАУС та штирових устроїв, якими були обладнані візки дослідного ваг она.

На рис. 5.21 приведена реєстрація під час однієї з дослідних поїздок взаємних зсувів пар ковзунів-демпферів. Показано наступні графіки:

- v – швидкості руху (верхній графік) ,
- $\Delta_{A, \text{Стакі}}$ — зсуву пружно-каткових ковзунів еталону (середній графік),
- $\Delta_{\text{ТАУС}}$ — динамічного зсуву ремонтних пружних ковзунів дослідного вагона (нижній графік).

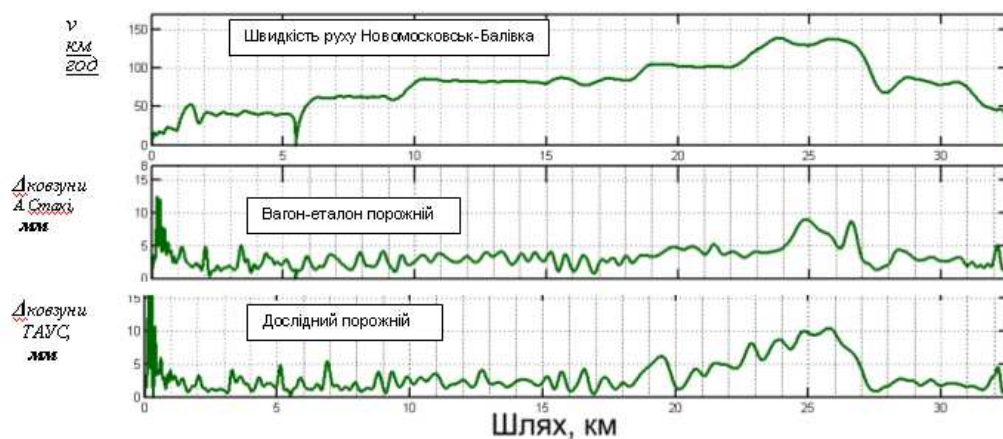


Рис. 5.21. Вибірка із записів динамічних процесів дослідної поїздки

Динамічні зсуви ковзунів обох дослідних вагонів порівнянні за величиною і якісно схожі, що свідчить про ідентичність їх роботи, пов'язаної з гасінням виляння візків і підтриманням стійкості руху вагонів.

Найбільший відносний зсув ковзунів $\Delta_{\text{мак}}=12\div 15$ мм зареєстровано на 1-му кілометрі, коли зчеп проходить стрілочні криві малого радіусу з низькою швидкістю. Далі на ділянці 1÷19 км при $v=45\div 90$ км/год зсуви неперіодично міняються в межах $\Delta=0\div 5$ мм у обох вагонах. У минулих дослідженнях вагонів з візками мод. 18-100 на вказаній ділянці після $v\approx 70\div 80$ км/год спостерігалась втрата стійкості і подальше підвищення швидкості було ризикованим. У випробуваннях, що розглядаються, ознак втрати стійкості не зареєстровано. Тому ділянку 19÷22 км зчеп пройшов з швидкістю $v=100\div 135$ км/год. Відносні зсуви ковзунів при цьому збільшились до $\Delta=8\div 10$ мм.

Фрагмент зареєстрованих напружень в штирі при максимальній швидкості руху порожнього піввагона представлений на рис. 5.22. Тензодатчики були встановлені на верхній частині штиря, як показано на схемі. Їх тарування проведене для реєстрації напружень згину від сили Q_x , що передається на надресорну балку візка від боковини при збуренні коливальних вилянь. Як видно із фрагменту, на 360÷660 с досліду зафіксовано сплески напружень до ± 4 МПа.

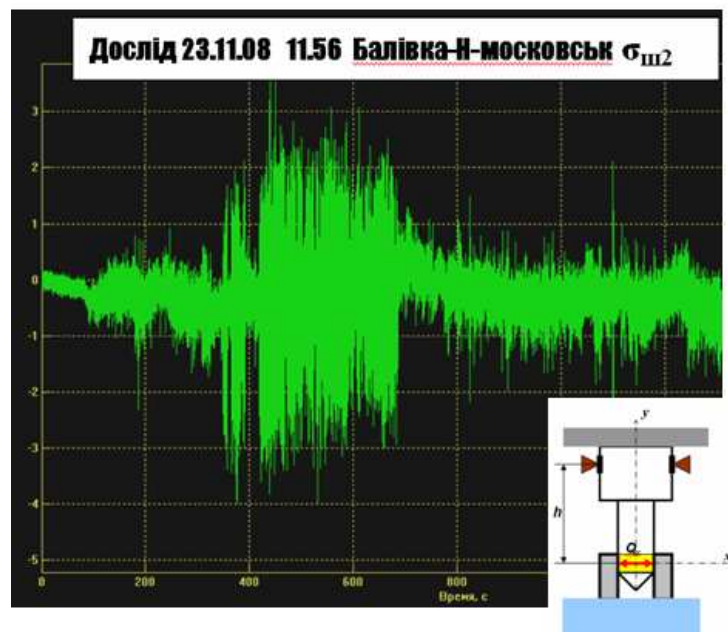


Рис. 5.22. Динамічна напруга σ_y , зареєстрована тензодатчиками на штирі при русі порожнього дослідного вагона з швидкістю $v\approx 100$ км/год

У цей час швидкість порожнього зчепу зростала в межах 70→132 км/год. Оскільки датчики розміщені на частині штиря з діаметром $\varnothing 80$ мм і на висоті $h=130$ мм, – максимальна сила, що діє між штиром та втулкою подовж осі x , $Q_x \leq \pm 1,5$ кН. Аналогічний рівень зусиль на штирові передачі був зареєстрований при всіх випробуваннях дослідного вагона у порожньому режимі.

Таким чином, під час виконання основної функції штирового пристрою – передачі збурень від виляння бокових рам на ковзуни-демпфери надресорної балки – навантаженість штиря незначна. Високі зусилля у штирових передачах виникають при колодочному гальмуванні вагона, але під час випробувань такий режим обминався (використовувалось гальмування локомотивом).

Висновки до розділу 5

1. Обґрунтована розробка нової технології «ДНПРО» деповського ремонту вантажних вагонів, після якої безпечна швидкість руху досягає 100 км/год безвідносно до стану завантаженості та зносів ходових частин, – тобто вагон відповідає категорії «s» за нормативами УІС. Додатково до існуючих правил деповського ремонту, технологія передбачає:

- переобладнання ковзунів візків мод.18-100 на пружні безззорні ковзуни ремонтного типу ТАУС,
- постановку на кожний візок двох додаткових вузлів — штирових передавальних пристроїв,
- переточку ободів коліс за малозносним профілем кочення ДПТ-09, який не має негативного впливу на ресурс рейкової колії.

2. Проведене удосконалення конструкції ковзунів ТАУС з метою підвищення їх надійності і стабілізації сил тертя фрикційних демпферів для ліквідації звивистого руху візків.

3. Розроблені спрощені передавальні пристрої штирового типу для забезпечення ефективної роботи пружних ковзунів-демпферів при порожньому стані вагона. Штирові вузли пристосовані для ремонтної установки. відрізняються компактністю, низькою металоємністю і вартістю.

4. Перевірена безпечність приварки до верхнього поясу бокової рами візка мод. 18-100 кріпильних болтів для штирового пристрою. Лабораторне дослідження на натурному візку показало, що технологічні та робочі напруги у верхньому поясі носять стискуючий характер, а рівень їх статистичного максимуму не перевищує допустимого.

5. Розрахунки на скінчено-елементній просторовій моделі продемонстрували, що після обладнання візка мод.18-100 штировими пристроями загальний рівень напруженого стану бокової рами і запаси міцності (по гіпотезі Мізеса) зберігаються на рівні, властивому до встановлення пристроїв.

6. Для динамічних випробувань був підготовлений піввагон, що відпрацював в експлуатації 24 роки і вже пройшов КР з подовженням ресурсу до 2016 р. У 2008 р. вагон був відремонтований у ВЧД Н-Д-Вузол за технологією «ДНІПРО». Еталоном при випробуваннях був використаний піввагон нового покоління побудови 2006 року на візках мод.18-7020, який уже мав експлуатаційний пробіг 160 тис.км у маршруті №2 .

7. Випробування проведені: 1) при русі дослідного зчепу з швидкістю до 80 км/год по напрямку Дніпропетровськ Південний – Сухачівка Прд. з криволінійними ділянками колії $R=350\div 600$ м; 2) на полігоні ст. Новомосковськ Дніпровський – ст. Балівка з дозволеними збільшеннями швидкості руху дослідного зчепу.

8. У порожньому режимі випробувань реалізована швидкість до 132 км/год. Аналіз відео-зйомок переміщень колеса відносно рейки на прямій колії при $v=80, 100$ і 132 км/год показав на відсутність автоколивань. Результати зареєстрованих параметрів горизонтальної динаміки підтвердили дотримання стійкості руху. Плавність ходу дослідного вагона у швидкісному інтервалі $v=40\div 100$ км/год відповідала оцінці «відмінно» за усіма контрольними критеріями [57].

9. У завантаженому режимі випробувань (штирові пристрої перевелись у виключений стан) швидкість зчепу була доведена до 125 км/год. Плавність

ходу при $v = 40 \div 100$ км/год теж відповідала оцінці «відмінно», а коефіцієнт сходу $K_{cx}^{min} \geq 1,94$ (подвійний запас стійкості).

10. Випробування показали, що ковзуни ТАУС працюють у ідентичному режимі з ковзунами конструкції «А. Стакі». Сили у штирових передачах склали $Q_x \leq \pm 1,5$ кН при виключених автоматичних гальмах вагонів дослідного зчепу.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертації вирішено науково-практичну задачу підвищення швидкості руху вантажних вагонів у поїздах і при маневрових операціях. Виконані в дисертації дослідження дозволяють зробити такі висновки:

1. Головною причиною обмеження швидкості вантажних вагонів УЗ (обладнаних візками мод.18-100) є втрата стійкості руху, яка настає після перевищення критичної швидкості. Сама ж критична швидкість $v_{кр}$ є величиною перемінною, залежною від зносів ободів коліс – у щойно побудованого вагона $v_{кр} > 120$ км/год, а уже після незначного експлуатаційного пробігу (20-30 тис.км) зменшується до $v_{кр} = 70 \div 85$ км/год. Після втрати стійкості нерідко трапляються аварійні сходи з рейок, через що швидкість поїздів вимушено обмежується.

2. Запропоновано інженерно-практичне визначення – рух вагона стійкий, якщо після поперечного силового збурення на колісну пару, яка рухається у рейковій колії, додаткові коливання затухнуть без торкання, або з одиночним впиранням гребеня колеса о рейку. Якщо ж додаткові коливання посиляться на ширину рейкового зазору і перестануть затухати (автоколивання з почерговим відштовхуванням гребенів коліс від рейок), – то відбулась втрата стійкості руху.

3. Після втрати стійкості наступають якісні зміни динаміки вагона:

- Збурюються автоколивання колісних пар та виляння візків у рейковому зазорі (у літературі: «интенсивное извилистое движение», «шальные тележки» [42], «shimmy» [97]).

- Рамні (діючі поперек колії) зусилля зростають у 3 і більше разів, від чого падає коефіцієнт стійкості вад сходу і створюються аварійні ситуації.

- Кузов теж піддається коливанням виляння – при цьому горизонтальні прискорення шкворневих вузлів набувають характеру автоколивань (ознака втрати стійкості).

4. Встановлено причини неефективної роботи пружних ковзунів після обладнання ними візків мод.180-100. Це, по-перше, – «лишній» ступінь свободи надресорної балки і, по-друге, — накопичення зазорів від зносів фрикційних поверхонь клинових гасників аж до утворення некомпенсованих зазорів (у порожньому стані вагона).

5. Підвищення критичної швидкості забезпечується модернізацією візків мод.18-100 за технологією С.02.03 з елементами «А. СТАКІ». Демпфуюча функція пружно-каткових ковзунів підтримується спеціальними клинами, що не допускають появи незалежного виляння надресорної балки. Проаналізовані також способи підтримки стійкості руху візками нового покоління: мод.18-7020, 18-579 та ін.

6. Теоретичне визначення критичної швидкості вантажного вагона виконане двома способами:

1) Складена лінійна модель коливань 4-вісного піввагона у горизонтальній площині, у якій фрикційні елементи ходових частин замінені елементами в'язкого тертя. З використанням теореми О.М.Ляпунова одержаний результат, що рух вагона нестійкий у всьому діапазоні експлуатаційних швидкостей при будь-якому значенні моменту сил тертя у ковзунах. Цей результат не відповідає експериментам і практичному досвіду.

2) Проведене дослідження стійкості на комп'ютерній просторовій динамічній моделі з врахуванням нелінійностей, створених фрикційними елементами (включаючи беззазорні ковзуни) і внаслідок зносів робочих поверхонь деталей. За результатами комп'ютерного моделювання встановлені достовірні критичні швидкості і параметри автоколивальності при втраті стійкості типового піввагона, а також обладнаного пружними ковзунами і передавальними пристроями.

7. Розроблено процедуру обробки відеозйомки поперечних переміщень колісної пари у рейковій колії з побудовою характеристики щільності частотного спектру, що дозволяє виявити автоколивальність, які є первинною ознакою втрати вагоном стійкості руху.

8. Запропоновано та досліджено альтернативний спосіб збільшення критичної швидкості вагонів існуючого парку для можливості їх подальшої безпечної експлуатації з швидкістю до 100 км/год (категорія «S» за класифікацією ОСЗ/МСЗ/UIS). Сутність способу – при ДР вагона за технологією «ДНПРО» проводиться ремонтне переобладнання ковзунів на безазорні пружні ТАУС (удосконалені автором) та обладнання візків спеціально розробленими штировими передавальними пристроями.

9. Розроблено та досліджено штировий пристрій – ремонтний тип передавальних пристроїв для візків моделі 18-100.

10. Виконана експериментальна перевірка напруг у верхньому поясі від приварки кріпильних болтів і розрахунки на скінчено-елементній 3D-моделі напруженого стану бокової рами після встановлення штирового пристрою. Ці дослідження підтвердили, що міцність і надійність бокових рам візків 18-100 після ремонту вагона з обладнанням додатковими пристроями не зменшується.

11. Динамічні випробування старотипного піввагона (побудови 1984 року) за технологією «ДНПРО» показали:

- Стійкість руху відремонтованого вагона при швидкості 100 км/год дотримувалась із значним запасом (до 135 км/год при випробуваннях порожнього і до 125 км/год – завантаженого).

- Плавність ходу за усіма нормативними показниками одержала оцінку «відмінно».

- Удосконалені ковзуни ТАУС виконували функцію демпфування автоколиваний ідентично пружно-катковим ковзунам А.СТАКІ вагона-еталону.

- Штирові пристрої забезпечували ефективність ковзунів-демпферів при порожньому режимі випробувань без сприйняття значних напружень.

12. Виконано розрахунок економічного ефекту від збільшення швидкості рудних поїздів (6 составів у сутки) на напрямку Кривий Ріг–Ужгород ($1,35 \times 2 = 2,7$ тис. км, або 12% від довжини магістральних залізниць України). Ця міра дозволить скоротити потребу у вагонах – на 690 од., у локомотивах – на 11 од. Очікуваний річний розрахунковий ефект від збільшення швидкості руху склав 275 млн.грн, тобто – 10 млн.грн. на 100 км траси перевезень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Анисимов П.С. Демпфирующая способность гасителей колебаний грузовых вагонов // Вестник ВНИИЖТ. – 1966. – №8. – С. 20-22.
2. Бороненко Ю. П. Тележки с повышенной осевой нагрузкой / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова // Железнодорожный транспорт. – 2008. – №10. – С. 50-53.
3. Блохин Е.П. Расчет грузовых вагонов на прочность при ударах / Е.П. Блохин, И.Г. Барбас, Л.А. Манашкин, О.М. Савчук. – М.: Транспорт, 1989. – 230 с.
4. Блохин Е.П. Устойчивость движения четырехосных полувагонов с колесами разного типа профиля и разной степени износа / Е.П. Блохин, М.Л. Коротенко, Р.Б. Грановский, И.В. Клименко, С.А. Кострица, Н.Я. Гаркави, Е.Ф. Федоров // Залізничний транспорт України. – 2008. – №2. – С. 18-21.
5. Бруякин В.К. Эксплуатационные испытания полувагонов на тележках модели 18-781 / В.К. Бруякин, А.А. Мищенко // Вісник ДНУЗТ. – 2005. – Вип.6. – С.77-80.
6. Бубнов В. М. Новая тележка для грузовых вагонов // В. М. Бубнов, Ю.П. Бороненко, А.М. Орлова, Е.А. Рудакова // Железные дороги мира. – 2005. – №7. – С. 47-48.
7. Вагоны / под ред. Винокурова М.В. – М.: Трансжелдориздат, 1953. – 704 с.
8. Вагоны / под ред. Л.А. Шадура. – М.: Транспорт, 1980. – 439 с.
9. Вейсхаупт З. Экспериментальные исследования подвижного состава и пути с помощью спектрального анализа // Локомотивостроение и вагоностроение. Экспрессинформация. – 1973. – № 21. – С. 13-21.
10. Вериго М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 560 с.
11. Вершинский С.В. Динамика вагона / С.В. Вершинский, В.М. Данилов, В.Д. Хусидов. – М.: Транспорт, 1991. – 359 с.

12. Патент на корисну модель № 34606 Україна, В61F 5/00. Візок вантажного вагона / Савчук О.М., Фомін В.В., Новиков В.Р., Сидоренко К.В., Якимович О.Б., Мельничук В.О., Рейдемейстер О.Г., Шикунів О.А.; заявник та патентовласник ДП «Український державний центр по експлуатації спеціалізованих вагонів». – № u200805482; заявл. 25.04.2008; опубл. 11.08.2008, Бюл. № 15.

13. Патент на корисну модель №50768 Україна, В61F 5/00. Візок вантажного вагона «Дніпро» / Савчук О.М., Мельничук В.О., Лоза П.А. Пшінько О.М., Говораadlo В.О., Дьомін Ю.В., Шикунів О.А.; заявник та патентовласник ДП «Придніпровська залізниця». – № u200912981; заявл. 14.12.2009; опубл. 25.06.2010, Бюл. 12.

14. Воронович В.П. Ходовые качества грузовых вагонов на тележках модели 18-781 / В.П.Воронович, А.В.Рейдемейстер // Транспорт. Нагруженность и прочность подвижного состава: межв. сб. тр. – Днепропетровск: ДИИТ, 1998. – С. 66-68.

15. Воронович В.П. Устойчивость тележек скоростных пассажирских вагонов против автоколебаний виляния / В.П.Воронович, Ю.В.Демин, А.А.Радзиховский, А.Ю. Черняк // Залізничний транспорт України. – 2002. – №6. – С. 12-15.

16. Гарг В.К. Динамика подвижного состава / В.К.Гарг, Р.В. Дууккипати. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.

17. Грачева Л.О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути. – М.: Транспорт, 1968. – 207 с.

18. ГОСТ 9246-2004. Тележки двухосные грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Технические условия. – Взамен ГОСТ 9246-79. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2004. – 7 с.

19. Данович В. Д. Пространственные колебания вагонов на инерционном пути: Дис ... докт. техн. наук: 05.22.07 / Данович Виктор Данилович. – Д., 1981. – 465 с.

- 20.Дьомін Ю.В. Залізнична техніка міжнародних транспортних систем. Вантажні перевезення. – К.: «Юніон Прес», 2001. – 342 с.
- 21.Демин Ю.В. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей / Ю.В.Демин, Л.А.Длугач, М.Л.Коротенко, О.М.Маркова. –К.: Наукова думка, 1984. – 160 с.
- 22.Дьомін Ю.В. Основи динаміки вагонів / Ю.В.Дьомін, Г.Ю.Черняк. – К.: КУЕТТ, 2003. – 270 с.
- 23.Долматов А.А. Основные технические требования к конструкции ходовых частей пассажирских вагонов для скорости 250 км/ч // Динамика, прочность и устойчивость вагонов в тяжеловесных и скоростных поездах: тр. ЦНИИ МПС. –1970. –Вып. 425. – С. 109-120.
- 24.Долматов А.А. Динамика и конструкция ходовых частей скоростных пассажирских вагонов // Железнодорожный транспорт. – 1974. –№1. – С. 48-52.
- 25.Долматов А.А. Свойства фрикционных клиновых демпферов железнодорожного подвижного состава / А.А.Долматов, В.Н.Белоусов, Г.С.Егоров, О.В. Селихова // Вестник ВНИИЖТ. –1999. – №1. –С. 3-7.
- 26.Долматов А.А. Особенности динамики вагонов при высокой скорости движения / А.А.Долматов, А.Д.Кочнов, Н.Н.Кудрявцев, В.М.Сосковец, Ю.М.Черкашин, Е.А.Шапиро // Тр.ЦНИИ МПС. –1967. – Вып.342. – С.157-160.
27. Дослідження та обґрунтування можливості організації маршруту Кривий Ріг – Ужгород – Кошице з швидкістю руху до 120 км/год: звіт про НДР (закл.) № 248/05-18/05-ЦТех / Дніпропетр. нац. ун-т залізничного транспорту ім. акад. В.Лазаряна; керівн. Пшінько О.М. –Дніпропетровськ, 2006. – 87 с. – Держ. № 0106U002251
- 28.Ефимов В.П. Тележки для перспективных грузовых вагонов / В.П.Ефимов, А.А.Пранов, А.Э. Павлюков // Железнодорожный транспорт. – 2002. –№4. – С.46-49.

29.Ковалев В.А. Боковые колебания подвижного состава. – М.: Трансжелдориздат, 1957. – 238 с.

30.Деклараційний патент на корисну модель №15462 Україна, В61F5/00. Ковзун візка вантажного вагона / Пшінько О.М., Савчук О.М., Міщенко А.А., Мархай В.В.; заявник та патентовласник Східний науковий центр Транспортної академії України. – № u200507685; заявл. 01.08.2005; опубл. 17.07.2006, Бюл. 7.

31.Кодекс ОСЗ/МСЗ – XXXV. Вагоны грузовые.— Рус. перевод 2002. – 34 с.

32.Коллинз Дж. Повреждение материалов к конструкциях. Анализ. Предсказание. Предотвращение. – М.: Мир, 1984. – 624 с.

33.Кальницкий Л.А. Вертикальные колебания грузового вагона на упругих элементах с параболической статической характеристикой от ударов на стыках // Труды ЛИИЖТ. – 1968. –С. 86-106.

34.Куценко С.М. Математическая модель железнодорожного экипажа, движущегося по прямому участку пути с учетом взаимодействия гребней колес с рельсами / С.М.Куценко, В.С.Слащев // Тр. ВНИТИ. –Коломна, 1968. – Вып. 31. – С. 83-91.

35.Лазарян В.А. Применение математических машин непрерывного действия к решению задач динамики подвижного состава железных дорог. – М.: Трансжелдориздат, 1962. – 218 с.

36.Лазарян В.А. Динамика вагонов (устойчивость движения и колебания). – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.

37.Лазарян В.А. Экспериментальная проверка методов исследования устойчивости движения рельсовых экипажей / В.А.Лазарян, Ю.В.Дёмин, Г.Ф.Осадчий // Динамика рельсовых средств: избр.тр. В.А.Лазаряна. –К.: Наукова думка, 1985. – С.403-410

38.Лазарян В.А. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В.А.Лазарян, Л.А.Длугач, М.Л.Коротенко. – К.: Наукова думка, 1972. – 200 с.

39.Лазарян В.А. Определение параметров четырехосного полувагона, при которых его движение устойчиво / В.А. Лазарян, М.Л. Коротенко, А.А.Львов // Тр. ДИИТ. – Днепропетровск, 1966. – Вып. 62. – С. 3-25.

40.Лазарян В.А. Измерение динамического профиля пути / В.А. Лазарян, Б.М.Климковский, В.А.Джунь, В.А.Музыкин / Некоторые задачи механики скоростного транспорта. – К.: Наукова думка, 1970. – С. 88-94.

41.Лукин В.В. Вагоны. Общий курс: учебник для вузов ж.-д.трансп. / В.В.Лукин, П.С.Анисимов, Ю.П. Федосеев; под ред. В.В.Лукина. – М.: Маршрут, 2004. –424 с.

42.Лысюк В.С. Причины и механизмы схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов. – М.: Транспорт, 1997. – 168 с.

43.Львов А.А. Современные методы исследования динамики вагонов: тр. ЦНИИ МПС / А.А.Львов, Л.О.Грачева. – М., 1972. – Вып.457. – 160 с.

44.Львов А.А. Требования к грузовым вагонам на скоростных линиях / А.А.Львов, В.О.Певзнер, Ю.С.Ромен // Железнодорожный транспорт –1998. – № 1. – С.37-39.

45.Ляпунов А.М. Собрание сочинений. Том 2. – М.-Л., 1956. – 263 с.

46.Математическая статистика / В.М. Иванова, В.И.Калинина, Л.А.Нешумова, И.О.Решетникова. – М.: Высшая школа, 1981. – 368 с.

47.Мартинов І.Е. Розвиток методу розрахунку та випробувань буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з урахуванням особливостей їх експлуатації: дис. ... доктора техн. наук: 05.22.07. – Харків, 2009. – 431 с.

48.Мельничук В.О. Підвищення критичної швидкості вантажних вагонів шляхом оснащення пристроями для стабілізації руху / Проблемы и перспективы развития транспортных систем: техника, технология, экономика и управление: тезы доп. міжнар. конф. –К.: ДЕТУТ, 2011.

49.Мельничук В.О. Удосконалення пружних ковзунів ТАУС / В.О.Мельничук, А.А.Міщенко, О.М. Савчук // Вісник ДНУЗТ. – Дніпропетровськ, 2009. –Вип. 28. – С.25-28.

50.Мельничук В.О. Проблема підвищення швидкості вантажних поїздів / В.О.Мельничук, О.М.Пшінько, О.М.Савчук // Вісник ДНУЗТ. – Дніпропетровськ, 2008. –Вип.22. – С.40-45.

51. Мельничук В.О. Швидкість вантажних вагонів / В.О.Мельничук, О.М.Савчук. – Харків: Залізничне вид-во «Рухомий склад», 2010. – 92 с.

52.Мельничук В.А. Анализ автоколебаний ходовых частей вагона с помощью видео / В.А. Мельничук, О.М.Савчук, Н.А.Гричаный, И.Ю. Хоменко // Вагонный парк. –2010. – №8. – С.4-6.

53.Мельничук В.О. Аналіз поперечних коливань колеса відносно рейки з відеозаписів / В.О.Мельничук, О.М.Савчук, М.А.Грічаный, І.Ю.Хоменко // Вісник ДНУЗТ. – Дніпропетровськ, 2010. – Вип. 32. – С.143-147.

54.Мельничук В.О. Динаміка вантажного вагона, обладнаного пристроями для збільшення безпечної швидкості руху / В.О.Мельничук, С.В.Мямлин, О.М.Савчук // Вагонный парк. –2011. – №2. – С.15-18.

55.Мямлин С.В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Днепропетровск: Новая идеология, 2002. – 240 с.

56.Нагруженность элементов конструкции вагона / под ред. В.Н. Котуранова. – М.: Транспорт, 1991. – 238 с.

57.Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.

58.Патент № 25878 Україна, В60В 21/00. Обід колеса залізничного рухомого складу / Савчук О.М., Пшінько О.М., Луханін М.І., Мямлін С.В., Рейдемейстер О.Г., Савченко К.Б., Шикунів О.А.; заявник та патентовласник Дніпропетр. нац. ун-т залізничного транспорту ім. акад. В.Лазаряна. – № u200704051; заявл. 12.04.2007; опубл. 27.08.2007, Бюл.№13.

59.Памятка ОСЖД О+Р №516. Грузовые вагоны сообщения между железными дорогами колеи 1435 мм и железными дорогами колеи 1520 мм. Технические предписания и технические условия для допуска вагонов. – Перевод 1 изд. –1999. –45 с.

60.Памятка ОСЖД Р №572/7. Определение допускаемой скорости движения поездов с нагрузкой на ось 22,5 т в зависимости от конструкции подвижного состава и пути, а также других условий.

61.Памятка ОСЖД/МСЖД (совместная) О № 402. Правила обмена и пользования грузовыми вагонами нового поколения в сообщениях между железными дорогами с шириной колеи 1435 мм и 1420 мм.

62. Потемкин В.Г. Система инженерных и научных расчетов MATLAB. – М.: Изд. «ДиалогМИФИ», 1999. – 366 с.

63.Проблема підвищення швидкості вантажних поїздів / В.О. Мельничук, О.М. Савчук // Проблеми механіки залізничного транспорту: тези доп. XII Міжнар. конф. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2008. – С. 105.

64.Деклараційний патент на корисну модель №1182 Україна, 7В60В21 02. Профіль обода залізничного колеса / Ушкалов В.Ф., Мокрій Т.Ф., Мащенко І.О.; патентовласники Ушкалов В.Ф., Малишева І.Ю., Шевцов І.Є., Лашко А.Д., Мельничук В.О., Приходько В.І., Воронович В.П., Плютін І.І. –№ 2001064278; заявл. 20.06.2001; опубл. 15.03.2002, Бюл. №3.

65.Прочность, устойчивость. колебания. Справочник в трех томах / под ред. Биргера И.А., Пановко Я.Г. – М.: Машиностроение, 1968.

66.Работа железнодорожного пути при обращении грузовых поездов со скоростями 90-100 км/ч: тр. ВНИИЖТ. – Вып. 614. – М.: Транспорт, 1979. – 81с.

67.Ратникова О.М. Оптимизация параметров рельсовых экипажей по величине критической скорости // Тр. ДИИТ. – 1976. –Вып. 182. – С.18-21.

68.Разработка тележки грузового вагона для Российских железных дорог // Железные дороги мира. – 2008. – №5. – С.36-39.

69.РД 24.050.37-95. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества. – М.: ВНИИЖТ-ВНИИВ, 1995. – 19 с.

70.РД 32.68-96. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. – М.: ВНИИЖТ-ВНИИВ, 1996.

71. Савчук О.М. Вагонний парк. – Харків: Корпорація «Техностандарт», 2010. – 200 с.
72. Савчук О.М. Эксплуатационные испытания полувагонов нового поколения. Ч.І / О.М.Савчук, В.К.Бруякин, Л.А.Мурадян, А.А.Мищенко, Б.А.Коробка, Е.Р.Можейко // Вагонный парк. – 2009. –№ 5-6. – С.30-32.
73. Савчук О.М. Эксплуатационные испытания полувагонов нового поколения. Ч.ІІ / О.М.Савчук, В.К.Бруякин, Л.А.Мурадян, А.А.Мищенко, Б.А.Коробка, Е.Р.Можейко // Вагонный парк. –2009. –№ 7-8.– С.8-11.
74. Савчук О М. Покращення динаміки порожніх вагонів на візках моделі 18-100 / О. М. Савчук, О. В. Шатунов, О. Г. Рейдемейстер, М. А. Грічаний, В. О. Рижов, М. І. Луханін // Вісник ДНУЗТ. – Вип. 18. –Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2007. – С.137-142.
75. Савчук О.М. Пружні ковзуни візків вантажних вагонів, удосконалені за технологією ТАУС / О.М.Савчук, А.А. Міщенко, М.І. Луханін // Залізничний транспорт України. – 2007. –№3. – С. 72-75.
76. Савчук О.М. Зносостійкі профілі кочення коліс / О.М.Савчук, К.Б.Савченко // Залізничний транспорт України. – 2009. –№ 4. – С.15-18.
77. Савчук О.М. Об интенсивном влиянии тележек / О.М.Савчук, А.В.Шатунов, Н.А.Гричаний // Железнодорожный транспорт. –2003. –№3. – С. 44-45.
78. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 7305. Комп'ютерна програма «Dynamics of Rail Vehicles» («DYNRAIL») / вид. Мямлину С.В. Зареєстр. 20.03.2003.
79. Соколов М.М. Динамическая нагруженность вагона / М.М.Соколов, В.Д.Хусидов, Ю.Г.Минкин. –М.: Транспорт, 1981. – 206 с.
80. Тондл А. Автоколебания механических систем. – М.: Мир, 1979. – 429 с.
81. Уиккенс А. Общие вопросы динамики поперечных колебаний подвижного состава на железнодорожном транспорте // Конструирование и технология машиностроения. – М.,1969. – Серия Б. т.91, №3. – С.328-337.

82. Ушкалов В.Ф. Модернізація ходових частин вантажних вагонів / В.Ф. Ушкалов, Т.Ф. Мокрій, М.М. Жечев, І.О.Серебряний, І.Ю. Малишева // Залізничний транспорт України. – 2003. –№5. –С.33-36.
83. Ушкалов В.Ф. Комплексная модернизация ходовых частей грузовых вагонов / В.Ф.Ушкалов, Т.Ф.Мокрій, И.Ю.Малышева и др. // Вагонный парк. – 2007. –№2. – С. 18-22.
84. Хохлов А.А. Анализ горизонтальных колебаний многоосных вагонов. – Хабаровск: Из-во ДВГУПС, 2006. – 112 с.
85. Хусидов В.Д. Колебания грузовых вагонов при нелинейных связях кузова с тележками // Вестник ВНИИЖТ. –1967. –№1. –С. 26-30.
86. Цюренко В.Н. Грузовой вагон «Восток-Запад». Каким ему быть. // Бюл. ОСЖД. –2000. –№ 4-5. –С. 3-9.
87. Челноков И.И. К вопросу о выборе параметров рессорного подвешивания скоростных грузовых вагонов / И.И.Челноков, М.М.Соколов, Г.В.Левков // Некоторые задачи механики наземного транспорта. – К.: Наукова думка, 1974. – С. 34-40.
88. Черняк А.Ю. Динамические свойства вагона с раздвижными колесными парами // Залізничний транспорт України. –2002. –№5. – С. 11-14.
89. Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в MSC.Visual NASTRAN for Windows. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 704 с.
90. Kodeks UIC 432 VE. Wagoni towarowe – Prędcjści jazdy – Warunki techniczne, ktore nalezy spelnić. –2006. – 28 p.
91. Pogorelov D.Yu. Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software // Rail vehicle dynamics and associated problems. – Gliwice: Silesian University of Technology, 2005. – P. 13-58.
92. RIV-2000. Règlement pour l’emploi reciproque des wagons en trafic international. – Paris, 1999.
93. Скоростное железнодорожное движение. Перспективы развития в Украине // info@lib.ua-ru.net; eugene.dn@gmail.com Научная электронная библиотека, 2003-2009.

94. Материал из Википедии – свободной энциклопедии [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://ru.wikipedia.org/wiki/TGV>.

95. Intercity-Express [Электронный ресурс] // From Wikipedia, the free encyclopedia. – Режим доступа: <http://en.wikipedia.org/wiki/Intercity-Express>.

96. ICE Trains [Электронный ресурс] // European Rail Guide. – Режим доступа: <http://www.europeanrailguide.com/trains/ice.html>.

97. The free dictionary [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.thefreedictionary.com/shimmy>.

98. Украинско-польские железные дороги – основная надежда Евро-2012 [Электронный ресурс] // MIGnews.com.ua. – Режим доступа: <http://mignews.com.ua/articles/301419.html>.

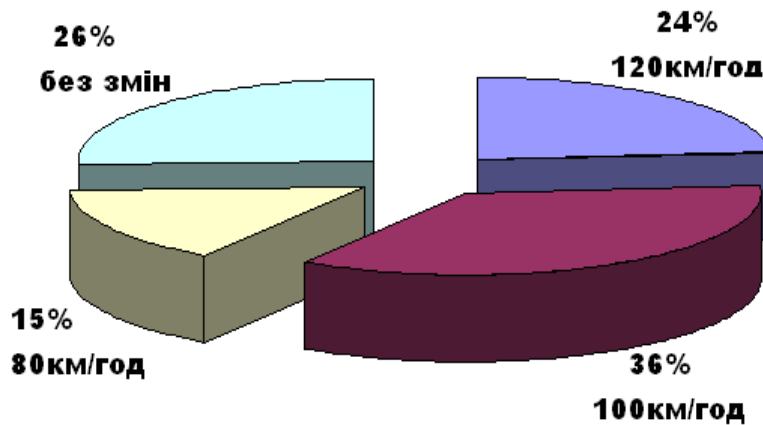
99. Высокоскоростные поезда [Электронный ресурс] // Didyouknow-cd. International Travel Ideas – Режим доступа: http://www.didyouknow.cd/russian/whatsnew/whatsnew_ru.htm.

ДОДАТОК А

УЗАГАЛЬНЕНІ ДАНІ РОЗРАХУНКУ ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД ЗБІЛЬШЕННЯ ШВИДКОСТІ ПОЇЗДІВ, ЩО ПЕРЕВОЗЯТЬ ЗАЛІЗНУ РУДУ ПО ТРАСІ КРИВИЙ РІГ-УЖГОРОД

Попередню оцінку економічної ефективності організації руху вантажних поїздів на маршруті "Кривий Ріг – Ужгород – Кошице" зі швидкістю до 120 км/год. (далі – **Проект**) виконано за результатами дослідно-аналітичного прогнозу можливості підвищення швидкості при наступних умовах:

- локомотиви, що ведуть рудні поїзди, можуть розвивати швидкість до 120 км/год;
- критична швидкість усіх вагонів рудних поїздів така, що забезпечує безпечний рух. на допускаючи втрати стійкості;
- стан колії не гірший, ніж під час діагностичної дослідної поїздки, на основі якої рекомендований розподіл швидкостей по довжині траси Кривий Ріг – Ужгород і в зворотному напрямку, зведений у наступній діаграмі.



Діаграма розподілу швидкостей руху.

Проценти приведені від сумарної довжини напрямку Кривий-Ріг-Ужгород.

Нижче показані максимальні безпечні швидкості, термін «без змін» відповідає існуючій швидкості поїздів у 2006 р.

Ефективність розраховувалась згідно з Методикою визначення економічної ефективності витрат на наукові дослідження і розробки та їх впрова-

дження у виробництво (затверджена Наказом Міністерства економіки та з питань європейської інтеграції і Міністерства фінансів України від 26.09.01 №218/446).

Згідно з вказаною методикою, економічна ефективність впровадження науково-технічних розробок визначається за допомогою наступних показників:

- чистий дисконтований дохід;
- індекс дохідності;
- період окупності інвестицій;
- внутрішня норма дохідності.

Виходячи з особливостей **Проекту**, оцінка економічної ефективності виконується за допомогою показнику «чистий дисконтований дохід». Чистий дисконтований дохід визначається за формулою 3.1 методики:

$$ЧДД = \sum_{t=0}^T \frac{P_t}{(1+d)^t},$$

де ЧДД – чистий дисконтований дохід;

t – роки реалізації інноваційно-інвестиційного проекту;

P_t – чистий грошовий потік у періоді t ; d – норма дисконту.

Чистий грошовий потік визначається як різниця між припливом та відтоком грошових коштів у періоді t . Витрати, пов'язані з проектом, є ефективними, якщо чистий дисконтований дохід перевищує нуль.

Норма дисконту – це мінімальна норма доходу, яка достатня для залучення інвестицій в **проект**. Норма дисконту для інвестування у залізничний транспорт, визначається виходячи з наступного:

- безризикова ставка приймається на рівні 6,5% згідно з наказом Фонду державного майна України від 10.02.2005р. №273;
- премія за низьку ліквідність приймається на рівні безризикової ставки, тому що інвестиції, які розглядаються, є неліквідними, тобто реалізувати

об'єкт інвестування без суттєвої втрати його ринкової вартості до закінчення життєвого циклу інвестицій практично неможливо;

– премія за ризик приймається на рівні галузевого ризику інвестування у транспорт за наказом Фонду державного майна України від 10.02.2005р. №273 на рівні 1%.

Таким чином, ставка дисконту для витрат, що розглядаються, становить:
 $d = 6,5 + 6,5 + 1 = 14\%$.

Показники ефективності інвестицій розраховуються у двох варіантах:

- комерційна ефективність (враховує безпосередні економічні інтереси учасників проекту: (у випадку, що розглядається, - Укрзалізниці);
- суспільна ефективність (враховує усі витрати і результати проекту з точки зору суспільства).

Далі визначено лише суспільну ефективність.

Чистий грошовий потік у конкретному періоді визначається за формулою:

$$P_t = (D_t - B_t) \cdot (1 - \gamma) + A_t \cdot \gamma - I_t,$$

де D_t – доходи (результати) у відповідному році;

B_t – поточні витрати без амортизаційних відрахувань відповідного року;

A_t – амортизація у податковому обліку відповідного року;

I_t – інвестиції (у основний та оборотний капітал) у відповідному році;

γ – ставка податку на прибуток (при розрахунку суспільної ефективності, приймається рівною 0).

Визначення результатів і витрат, що безпосередньо пов'язані з **проектом**, проводиться за рахунок порівняння ситуацій "**з проектом**" та "**без проекту**", тобто, — у формули грошового потоку включаються доходи, витрати та інвестиції, визначені, як різниця відповідних показників Укрзалізниці у ситуації прискорення руху поїздів та без такого прискорення. На цьому етапі

дослідження вважаємо, що обсяги перевезень на напрямку не залежать від швидкості руху. Тому при розрахунку доходи за ситуаціями не зміняться.

Сьогодні на вказаному напрямку формується 5 – 7 потягів на добу. Состав потягу становить 45 вагонів. Довжина маршруту (в одну сторону) становить 1350 км, в тому числі територією України 1200 км. Статичне навантаження приймається на середньому для України рівні 61,52 т/ваг. Середня маса тари вагону 22,5 т.

Існуючий час обороту вагону — 6 діб. Середня технічна швидкість — 41,6 км/год. при максимальній швидкості — 75 км/год.

За рахунок впровадження вагонів з візками нового покоління та проведення інших заходів, збільшуваних критичну швидкість, очікується підвищення максимальної швидкості до 120 км/год. Приймається, що технічна швидкість зросте пропорційно до максимальної і становитиме 67 км/год.

За рахунок цього економія часу вагону у русі становитиме:

$$\Delta O_{e.p} = \frac{2 \cdot 1350}{24} \cdot \left(\frac{1}{41,6} - \frac{1}{67} \right) \approx 1,025 \text{ діб.}$$

Очікується, що за рахунок впровадження нового графіку руху швидкісного вантажного потягу оборот вантажного вагону на маршруті зменшиться на 1 добу. Таким чином, загальне скорочення обороту вагону може досягти 2,025 діб. а обіг вагону у ситуації "**з проектом**" становитиме 3,975 діб.

Скорочення обороту вагону дозволить зменшити потребу залізничного транспорту у інвентарному парку вагонів:

$$\Delta n = \frac{6 \cdot 45 \cdot 2,025 \cdot 1,167}{1 - 0,075} = 690 \text{ вагонів,}$$

де 6 — середнє відправлення, потягів на добу;

45 — середній склад потягу, вагонів;

2,025 — скорочення часу обороту вагона, діб;

1,167 — коефіцієнт, що враховує нерівномірність перевезень;

0,075 –питома вага несправних вагонів у інвентарному парку.

Скорочення потреби у інвентарному парку вагонів на 690 одиниць дозволить зекономити капітальних вкладень у сумі 138000 тис. грн. (ціна одного вагону становить 200 тис. грн.. без ПДВ).

Прискорення руху також скоротить час обігу локомотивів. Загальне скорочення по маршруту за рахунок руху становитиме:

$$\Delta O_{e.p} = \frac{2 \cdot 1200}{24} \cdot \left(\frac{1}{41,6} - \frac{1}{67} \right) \approx 0,911 \text{ діб.}$$

Приймається, що скорочення обороту локомотивів за рахунок простоїв по всьому маршруту становитиме 0,5 діб. Загальне скорочення обороту досягає 1,411 діб.

Скорочення у потрібному інвентарному парку локомотивів становитиме:

$$\Delta M = \frac{6 \cdot 0,911 \cdot 1,167}{1 - 0,062} = 11 \text{ лок.,}$$

Скорочення потреби у інвентарному парку локомотивів на 11 одиниць дозволить зекономити капітальних вкладень у сумі 115500 тис. грн. (ціна одного електровозу прийнята 10500 тис. грн.. без ПДВ).

При розрахунку суспільної ефективності враховується витрати оборотного капіталу економіки України, що пов'язане з перевезеннями на залізничному транспорті, – вартість вантажів "на колесах". Скорочення вартості вантажів "на колесах" за рахунок прискорення доставки рудних вантажів на маршруті, що розглядається, становить:

$$\Delta MГ = 70 \cdot 6 \cdot 45 \cdot 61,52 \cdot \frac{2,025}{2} \cdot 10^{-3} = 1177 \text{ тис. грн.,}$$

де 70 –вартість однієї тони залізної руди (франко – склад виробника) без ПДВ, грн.

Різниця в частині експлуатаційних витрат формується в частині залежних витрат. Залежні витрати на 1000 т-км нетто методом витратних ставок визначені в табл. 1.1.

Таблиця А.1

Залежна частина собівартості перевезень

Показник (вимірник)	"з проектом"	"без проекту"	Приріст	Витратна ставка, грн..	Приріст витрат, грн.
Допоміжні показники					
Середньодобовий пробіг вагона, км	679,2	450	–	–	–
Маса потяга бруто, т	2768,4	2768,4	–	–	–
Середня маса тари, т	22,5	22,5	–	–	–
Вантажообіг бруто вагонів, т-км бруто	1731	1731	–	–	–
Пробіг локомотивів на чолі потягу, лок-км	0,6253	0,6253	–	–	–
Коефіцієнт допоміжного пробігу	0,2	0,2	–	–	–
Середньодобовий пробіг локомотива, км	1206	748,8	–	–	–
Норма витрати електроенергії, кВт-год / 10000 т-км бруто	171	130	–	–	–
Розрахунок залежних витрат					
Вагоно-кілометри	32,5098	32,5098	0,0000	1,357	0,0000
Вагоно-години	1,1488	1,7339	-0,5851	1,357	-0,7940
Локомотиво-кілометри	0,7503	0,7503	0,0000	4,14	0,0000
Локомотиво-години	0,0149	0,0240	-0,0091	16,99	-0,1549
Бригадо-години локомотивних бригад	0,0149	0,0240	-0,0091	99,1	-0,9035
Тонно-кілометри бруто вагонів і локомотивів	1869,53	1869,53	0,0000	2,79	0,0000
Витрати електроенергії, кВт-год	29,6001	22,5030	7,0971	0,2	1,4194
Маневрові години	–	–	0	0	0,0000
Кількість вантажних відправлень	–	–	0	0,51	0,0000
РАЗОМ залежні витрати					-0,4330

В цілому за рахунок прискорення руху очікується скорочення собівартості перевезень на 0,433 коп./10 т-км.

Різниця в експлуатаційних витратах у ситуаціях **"без проекту"** та **"з проектом"** становитиме:

$$\Delta B = 0,433 \cdot (6 \cdot 45 \cdot 61,52 \cdot 1200 \cdot 10^{-6}) = 3150 \text{ тис. грн. на рік.}$$

Тривалість життєвого циклу проекту прийнята 22 роки, що відповідає строку корисного використання піввагону.

Чистий дисконтований дохід проекту становить:

$$ЧДД = (138000 + 115500 + 1177) + \sum_{t=1}^{22} \frac{3150}{(1 + 0,14)^t} = 275917 \text{ тис. грн.}$$

Отже, за результатами приведених розрахунків, збільшення швидкості руху шести рудних поїздів на напрямку Кривий Ріг-Ужгород Кошіце дозволить скоротити потребу у вагонах — на 690 од., у локомотивах — на 11 од.

Загальний очікуваний річний розрахунковий ефект складає 275 млн.грн, тобто — 10 млн.грн. на кожні 100 км колії.

ДОДАТОК Б

ДОКУМЕНТАЦІЯ ВІДНОСНО ПЕРШОГО ЕТАПУ ПІДВИЩЕННЯ
ШВИДКОСТІ ПОЇЗДІВ УКРЗАЛІЗНИЦІ

№365-Ц від 10.07.2007 р.

Про затвердження та введення в дію Тимчасової інструкції з організації руху вантажних поїздів із швидкостями до 90 км/год у завантаженому та до 100 км/год у порожньому станах

У зв'язку з необхідністю організації руху вантажних поїздів, до складу яких включені напіввагони нового покоління моделей 12-7023 і 12-9745,

НАКАЗУЮ :

1 Затвердити та ввести в дію з 01.11.2007 нормативний документ "Тимчасова інструкція з організації руху вантажних поїздів із швидкостями до 90 км/год у завантаженому та до 100 км/год у порожньому станах" (далі – Тимчасова інструкція), що додається.

2 Начальнику Головного управління вагонного господарства Мархаю В.В. в термін до 15.08.2007 визначити загальний тираж та передати Управлінню справами відповідні матеріали для тиражування.

3 Начальнику Управління справами Лук'янову І.В. у термін до 20.10.2007 організувати тиражування та розсилку Тимчасової інструкції в необхідній кількості згідно з розподілом.

4 Начальникам залізниць України забезпечити копіями Тимчасової інструкції структурні підрозділи в необхідній кількості і організувати її вивчення до 01.11.2007.

5 Контроль за виконанням цього наказу покласти на заступника Генерального директора Сергієнка М.І.

В.о.Генерального директора

М.І.Луханін

в.о.ЦЗ-1-Л

ЦВ

ЦРБ

ЦТЗБ

ЦН

ЦЮ

ЦТ

ЦП

ЦШ

ЦЕ

ЦД



ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ
 УКРАЇНИ
 "УКРЗАЛІЗНИЦЯ"
 ГОЛОВНЕ УПРАВЛІННЯ ВАГОННОГО ГОСПОДАРСТВА
 Державне підприємство
 "ПРОЕКТНО КОНСТРУКТОРСЬКЕ ТА ТЕХНОЛОГІЧНЕ БЮРО
 РУХОМОГО СКЛАДУ "

ПОГОДЖЕНО
 Начальник Головного управління вагонного господарства
 В.В. Мархай
 "07" листопада 2007 р.
 4В-0099

ЗАТВЕРДЖЕНО
 Наказ Укрзалізниці
 10.07.2007 № 365-Ц

**ТИМЧАСОВА ІНСТРУКЦІЯ
 З ОРГАНІЗАЦІЇ РУХУ ВАНТАЖНИХ ПОЇЗДІВ
 ІЗ ШВИДКОСТЯМИ до 90 км/год У ЗАВАНТАЖЕНОМУ
 ТА до 100 км/год У ПОРОЖНЬОМУ СТАНАХ**

ПОГОДЖЕНО
 Начальник Головного управління локомотивного господарства
 В.О. Зайцев
 "07" листопада 2007 р.
ПОГОДЖЕНО
 Начальник Головного управління перевезень
 В.Є. Алейник
 "07" листопада 2007 р.

РОЗРОБЛЕНО
 Директор ПКТБ ЦВ УЗ
 Б.Д. Лебідь
 "06" листопада 2007 р.
 Начальник технологічного відділу
 В.Й. Сіренко
 "07" листопада 2007 р.

ПОГОДЖЕНО
 Начальник Головного управління безпеки руху та екології
 В.С. Мельничук
 "27" листопада 2007 р.
 ІЛ ІСПБВ

**ТИМЧАСОВА ІНСТРУКЦІЯ
З ОРГАНІЗАЦІЇ РУХУ ВАНТАЖНИХ ПОЇЗДІВ
ІЗ ШВИДКОСТЯМИ до 90 км/год У ЗАВАНТАЖЕНОМУ
ТА до 100 км/год У ПОРОЖНЬОМУ СТАНАХ**

1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

Ця "Тимчасова інструкція з організації руху вантажних поїздів із швидкостями до 90 км/год в завантаженому та до 100 км/год у порожньому станах" (далі – Тимчасова інструкція) встановлює норми та вимоги до утримання колії, рухомого складу та інших пристроїв, які пов'язані з рухом вантажних поїздів, сформованих з новозбудованих вагонів на візках моделі 18-100, комплексно модернізованих за проектом С 03.04, та моделі 18-7020 з максимальними швидкостями до 90 км/год у завантаженому та до 100 км/год у порожньому станах, формування і руху цих поїздів.

Ця Тимчасова інструкція розроблена згідно з рішенням "Протоколу наради з питання розгляду результатів дослідної експлуатації вантажних поїздів, сформованих із новозбудованих напіввагонів на модернізованих візках з реалізацією швидкості до 90-100 км/год" від 29.03.2007, і призначена для використання залізницями, підприємствами, установами та організаціями (далі – підприємства залізничного транспорту), що входять до сфери управління Державної адміністрації залізничного транспорту України (далі – Укрзалізниця).

2 НОРМАТИВНІ ПОСИЛАННЯ

У цій Інструкції є посилання на такі нормативні документи (НД):

ГОСТ 4835-80	Колесные пары для вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524) мм (Колісні пари для вагонів магістральних залізниць колії 1520 (1524) мм)
ГОСТ 9238-83	Габариты приближения строений и подвижного состава железных дорог колеи 1520 (1524) мм (Габарити наближення будівель і рухомого складу залізниць колії 1520 (1524) мм)
ТУ У 35.2-01124454-055: 2007	Колісні пари для вагонів магістральних залізниць колії 1520 (1524) мм. Формування та монтаж буксових вузлів. Технічні умови
ТУ У 35.2-5763814-064: 2005	Візки двовісні моделі 18-7020. Технічні умови
СНиП II-39-76	Нормы проектирования. Железные дороги колеи 1520 мм (Норми проектування. Залізниця колії 1520 мм)

СН 3077-84	Санитарные нормы допускаемого шума в помещениях жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки (Санітарні норми шуму, що допускається в приміщеннях жилих і громадських будівель і на території жилої забудівлі)
ВНД 32.0.07.001-2001	Інструкція з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць колії 1520 мм
ЦВ-ЦЛ-0013	Інструкція з ремонту гальмівного обладнання вагонів, 2005 р.
ЦВ-ЦЛ-0058	Інструкція з експлуатації та ремонту вагонних букс з роликівими підшипниками
ЦВ-ЦЛ-0062	Інструкція з огляду, обстеження, ремонту та формування вагонних колісних пар
ЦВ-ЦЛ-0092	Інструкції з технічного обслуговування букс, обладнаних касетними конічними підшипниками
ЦВ-ЦЛ-ЦТ-0014	Інструкція по ремонту і обслуговуванню автозчепного пристрою рухомого складу залізниць України, 2006 р.
ЦВ-ЦШ-0053	Інструкція з розміщення, встановлення та експлуатації засобів автоматичного контролю технічного стану рухомого складу під час руху поїзда

ЦВ-0083	Інструкція з депоського ремонту та експлуатації візків вантажних вагонів моделі 18-100, модернізованих з встановленням елементів компанії "A.Stucki" та колісних пар з нелінійним профілем коліс ІТМ-73	ЦТ-ЦВ-ЦЛ-0015	Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України, 2002 р.
ЦД-0058	Інструкція з руху поїздів і маневрової роботи на залізницях України	ЦТ-ЦШЕОТ-0027	Інструкція про порядок користування автоматичною локомотивною сигналізацією безперервного типу (АЛС) і пристроями контролю пильності машиніста на залізницях України
ЦП-0054	Інструкція по утриманню штучних споруд	ЦЕ/0022	Інструкція із забезпечення безпеки руху поїздів при виконанні робіт на контактній мережі зі змінної вишки
ЦП-0067	Інструкція з забезпечення безпеки руху поїздів при виконанні колійних робіт на залізницях України	ЦШ/0001	Інструкція з сигналізації на залізницях України
ЦП-0072	Інструкція з утримання земляного полотна залізниць України	ЦШЕОТ/0012	Інструкція з технічного обслуговування пристроїв сигналізації, централізації та блокування (СЦБ)
ЦП-0081	Технічні вказівки по улаштуванню, укладанню, утриманню безстикової колії	ЦШЕОТ/0018	Інструкція з забезпечення безпеки руху поїздів при виконанні робіт з технічного обслуговування та ремонту пристроїв сигналізації, централізації та блокування (СЦБ) на залізницях України
ЦП-0138	Інструкція з улаштування та утримання колії залізниць України	ПТЕ	Правила технічної експлуатації залізниць України
ЦП-0174	Інструкція з улаштування та експлуатації залізничних переїздів	С 03.04	Інструкція з комплексної модернізації візків вантажних вагонів з використанням елементів компанії "A. STUCKI" та коліс з нелінійним профілем ІТМ-73
ЦТ-0101	Інструкція з технічного обслуговування та ремонту вузлів з підшипниками кочення локомотивів та моторвагонного рухомого складу (Затверджена 30.07.2004 р. наказом Укрзалізничці №155-Ц)		

7020.10.000 ДТ

Колесные пары с коническими двухрядными подшипниками кассетного типа ТВУ-130х230х150 с установкой полубуксы и подшипниками коническими двухрядными кассетного типа ТВУ-130х250х160 с установкой в буксе. Дополнительные технические требования (Колісні пари з конічними дворядними підшипниками кассетного типу ТВУ-130х230х150 із встановленням напівбукси і підшипниками конічними дворядними кассетного типу ТВУ-130х250х160 із встановленням в буксі. Додаткові технічні вимоги)

7020.00.000 КЕ

Візок двовісний моделі 18-7020. Керівництво з експлуатації
Протокол наради з питання розгляду результатів дослідної експлуатації вагтажних поїздів, сформованих із новозбудованих напіввагонів на модернізованих візках з реалізацією швидкості до 90-100 км/год від 29.03.2007, затверджений 30.03.2007

3 ТЕРМІНИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПОНЯТЬ

Нижче подано терміни, вжиті в цій Тимчасовій інструкції, та визначення позначених ними понять.

3.1 новозбудовані вагони

Вагони: моделі 12-9745, побудовані з 2006 року підприємствами: ДП "Стрийський вагоноремонтний завод", ДП "Попаснянський вагоноремонтний завод", ДП "Дарницький вагоноремонтний завод", а також моделі 12-7023, побудовані з 2006 року ВАТ "Крюковський вагонобудівний завод", що експлуатуються до першого планового ремонту

3.2 полігон курсування

Напрямки залізниць України, визначені Укразлізницею, для курсування поїздів із новозбудованих вагонів

3.3 незнижувальний запас

Запас запасних частин в пунктах технічного обслуговування (ПТО), необхідний для термінового проведення технічного обслуговування з відчепленням новозбудованих вагонів.

4 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

4.1 Перед введенням руху вантажних поїздів зі швидкостями до 90 км/год у звантаженому та до 100 км/год у порожньому стані на полігонах курсування, визначених Укрзалізницею, колія, пристрої електропостачання, зв'язку, сигналізації, централізації та блокування (СЦБ), інші споруди і пристрої повинні бути приведені в стан, який відповідає вимогам ГОСТ 9238, СНиП П-39, "Правил технічної експлуатації залізниць України" (далі – ПТЕ).

Крім того, для забезпечення пропуску вантажних поїздів зі швидкостями до 90 км/год у звантаженому та до 100 км/год у порожньому стані споруди та пристрої повинні відповідати чинним НД, а саме:

- а) колія:
- 1) "Інструкції з утримання земляного полотна залізниць України" ЦП-0072;
 - 2) "Технічним вказівкам по улаштуванню, укладанню, утриманню безстикової колії" ЦП-0081;
 - 3) "Інструкції з улаштування та утримання колії залізниць України" ЦП-0138;
- б) сигналізація, централізація та блокування (СЦБ):
- 1) "Інструкції з сигналізації на залізницях України" ЦШ/0001;
 - 2) "Інструкції з технічного обслуговування пристроїв сигналізації, централізації та блокування (СЦБ)" ЦШЕОТ/0012;

- 3) "Інструкції з розміщення, встановлення та експлуатації засобів автоматичного контролю технічного стану рухомого складу під час руху поїзда" ЦВ-ЦШ-0053 (далі – Інструкція ЦВ-ЦШ-0053);

в) інші споруди:

- 1) "Інструкції по утриманню штучних споруд" ЦП-0054;
- 2) "Інструкції з улаштування та експлуатації залізничних переїздів" ЦП-0174.

4.2 Маса поїзда повинна визначатися тяговими розрахунками з урахуванням дії постійних і тривалих попереджень і допустимих швидкостей руху на рівні до 90 км/год у звантаженому та до 100 км/год у порожньому стані.

4.3 Ця Тимчасова інструкція встановлює додаткові вимоги до рухомого складу та до організації руху вантажних поїздів, які прямують зі швидкостями до 90 км/год в звантаженому та до 100 км/год у порожньому стані.

4.4 Вимоги цієї Тимчасової інструкції обов'язкові для виконання всіма підрозділами і працівниками залізничного транспорту, причетними до технічного обслуговування, експлуатації дільниць та пропуск вантажних поїздів, які прямують зі швидкістю до 90 км/год у звантаженому та до 100 км/год у порожньому стані.

5 РУХОМИЙ СКЛАД

5.1 Локомотиви

5.1.1 Для обслуговування вантажних поїздів зі швидкостями до 90 км/год у завантаженому та до 100 км/год у порожньому станах рекомендуються електровози ВЛ10, ВЛ11 (постійного струму), ВЛ80 (змінного струму) та інші локомотиви з аналогічними характеристиками.

5.1.2 Колісні пари локомотивів повинні відповідати вимогам "Інструкції з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць колії 1520 мм" ВНД 32.0.07.001, "Інструкції з технічного обслуговування та ремонту вузлів з підшипниками кочення локомотивів та моторвагонного рухомого складу" ЦТ-0101.

5.1.3 Локомотивна сигналізація повинна відповідати вимогам "Інструкції про порядок користування автоматичною локомотивною сигналізацією безперервного типу (АЛС) і пристроями контролю пильності машиніста на залізницях України" ЦТ-ЦШЕОТ-0027.

5.1.4 Технічне обслуговування та експлуатація локомотивів здійснюється згідно з вимогами діючих інструкцій.

5.2 Вантажні вагони

5.2.1 До складу вантажних поїздів, які прямують зі швидкостями до 90 км/год у завантаженому та до 100 км/год у порожньому станах, повинні включатись тільки вагони на візках моделі 18-100, комплексно модернізованих згідно з проектом С 03.04, та моделі 18-7020.

Категорично забороняється включати в склад поїздів, які прямують зі швидкостями до 90 км/год у завантаженому та до 100 км/год у порожньому станах, вагони, що обладнані ковзунками із зазорами по типу візків моделі 18-100, які не модернізовані згідно з проектом С 03.04.

5.2.2 Колісні пари повинні відповідати вимогам ГОСТ 4835, ТУ У 35.2-01124454-055, "Інструкції з експлуатації та ремонту вагонних букс з роликowymi підшипниками" ЦВ-ЦДЛ-0058 (далі – Інструкція ЦВ-ЦДЛ-0058), "Інструкції з огляду, обстеження, ремонту та формування вагонних колісних пар" ЦВ-ЦДЛ-0062 (далі – Інструкція ЦВ-ЦДЛ-0062) та наступним додатковим вимогам:

а) колісні пари повинні комплектуватися буксами з роликowymi циліндричними підшипниками або підшипниками конічними дворядними касетного типу.

Колісні пари з конічними підшипниками касетного типу повинні відповідати технічним вимогам "Колесные пары с коническими дворядными подшипниками касетного типа ТВУ-130х230х150 с установкой полубуксы и подшипниками коническими дворядными касетного типа ТВУ-130х250х160 с установкой в буксе. Дополнительные технические требования" 7020.10.000 ДТ.

Обслуговування буксових вузлів колісних пар, обладнаних підшипниками конічними дворядними касетного типу, необхідно виконувати відповідно до "Інструкції з технічного обслуговування букс, обладнаних касетними конічними підшипниками" ЦВ-ЦДЛ-0092;

б) товщина гребенів коліс в експлуатації не менше 30 мм, а при випуску з капітального та деповського ремонтів – не менше 32 мм;

в) товщина ободів коліс в експлуатації не менше ніж 40 мм;

г) рівномірний прокат не більше 5 мм;

д) нерівномірний прокат не більше 1 мм;

е) повзуни та навари на поверхні кочення коліс не допускаються. При виявленні на шляху прямування поїзда повзуна глибиною до 1,0 мм дозволяється такий вагон, без відчеплення від поїзда, довести до найближчого ППО, що має обладнання для заміни колісних пар.

При виявленні повзуна глибиною більше 1,0 мм – керуватися вимогами пункту 10.3 ПТЕ.

5.2.3 Візки

5.2.3.1 Технічне обслуговування (ТО) візків моделі 18-100, модернізованих відповідно до проекту С.03.04, проводиться згідно з вимогами "Інструкції з деповського ремонту та експлуатації візків вантажних вагонів моделі 18-100, модернізованих з встановленням елементів компанії "A.Stucki" та колісних пар з нелінійним профілем коліс ПТМ-73" ЦВ-0083.

При наявності нижче наведених дефектів вагон необхідно відчепити:

- невідповідність висоти бокового ковзуна, яка повинна бути в межах 128⁺³ мм;
- ослаблення різьбового кріплення корпусу ковзуна та зносостійкої планки;

- тріщини чи деформації бокового ковзуна;
- тріщини чи зломи верхнього ковзуна;
- відсутність на вагоні елементів модернізації згідно з С.03.04.

5.2.3.2 Візки моделі 18-7020 повинні відповідати вимогам ТУ У 35.2-5763814-064.

5.2.3.3 Технічне обслуговування візків моделі 18-7020 проводиться згідно з керівництвом "Візок двовісний моделі 18-7020. Керівництво з експлуатації 7020.00.000 KE".

5.2.3.4 Вагони з візками моделі 18-7020, на бокових рамах яких відсутні запобіжні планки для попередження від випадання колісних пар при підніманні візка, включенню в поїзд не допускаються.

5.2.3.5 У візках моделі 18-7020 допустиме завищення клинів складає до 8 мм.

У модернізованих візках моделі 18-100 допустиме завищення клинів складає до 5 мм.

5.2.3.6 На ПТО повинен бути незнижувальний запас запасних частин до модернізованих за проектом С.03.04 візків моделі 18-100 та середніх пружин змінної жорсткості для ресорного комплекту візків моделі 18-7020:

- бокових ковзунів - 8 шт.;
- планок фрикційних – 16 шт.;
- клинів фрикційних з поліуретановими накладками – 16 шт.;
- прокладок полімерних в під'ятник вагонного візка – 4 шт.;
- середніх пружин змінної жорсткості – 10 шт..

6 ОРГАНІЗАЦІЯ РУХУ ПОЇЗДІВ

5.2.4 Гальмівне обладнання повинне відповідати вимогам "Інструкції з ремонту гальмівного обладнання вагонів" ЦВ-ЦП-0013, його експлуатація – "Інструкції з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях України" ЦТ-ЦВ-ЦТ-0015.

5.2.5 Автотягачний пристрій вагонів повинен відповідати вимогам "Інструкції по ремонту і обслуговуванню автотягачного пристрою рухомого складу залізниць України" ЦВ-ЦП-ЦТ-0014.

5.2.6 Вагони у складі поїздів, які обертаються зі швидкостями до 90 км/год у завантаженому та до 100 км/год у порожньому станах, підлягають ретельному технічному обслуговуванню і комерційному огляду вагонів, в першу чергу:

- надійності закріплення дверей, кришок люків;
- стану буксових вузлів колісних пар, візків, гальмівного обладнання, автотягачного обладнання та запобіжних пристроїв;
- правильності завантаження і закріплення вантажу.

6.1 Полігони курсування вантажних поїздів зі швидкостями до 90 км/год у завантаженому та до 100 км/год у порожньому станах визначаються Укрзалізницею.

6.2 Вантажні поїзди для прямування зі швидкостями до 90 км/год у завантаженому та до 100 км/год у порожньому станах формуються замкненими маршрутами.

Розформування цих поїздів в кінцевих пунктах призначення не допускається.

Несправні вагони у цих поїздах замінюються на вагони, що відповідають вимогам п. 4.2 цієї Тимчасової інструкції.

6.3 Працівники станції, на яких, згідно з технічно-розпорядчим актом (ТРА) станції, покладено обов'язки зустрічати і проваджати поїзди, не пізніше ніж за 3 хвилини до проходження вантажного поїзда, повинні знаходитись у встановлених для зустрічі місцях.

6.4 Контроль за пропуском вантажних поїздів, які прямують зі швидкостями до 90 км/год у завантаженому та до 100 км/год у порожньому станах, здійснюється на рівні:

- Дирекції залізничних перевезень (ДН) – поїзним диспетчером (ДНЦ);
- залізниці – старшим диспетчером залізниці (ДПЗ);
- Укрзалізниці – головним диспетчером Головного управління перевезень (ЦДП).

6.5 Контроль технічного стану рухомого складу, під час руху поїздів, здійснюється засобами автоматичного контролю технічного стану рухомого складу, згідно з вимогами Інструкції ЦВ-ЦШ-0053.

При виявленні в поїзді несправних вагонів (локомотивів), за допомогою засобів автоматичного контролю, керуватися вимогами розділу 9 Інструкції ЦВ-ЦШ-0053.

6.6 Безпека руху поїздів забезпечується виконанням вимог:

- ПТЕ;
- "Інструкції з забезпечення безпеки руху поїздів при виконанні робіт з технічного обслуговування та ремонту пристроїв сигналізації, централізації та блокування (СЦБ) на залізницях України" ЦШЕОТ/0018;
- "Інструкції з руху поїздів і маневрової роботи на залізницях України" ЦД-0058;
- "Інструкції з забезпечення безпеки руху поїздів при виконанні колійних робіт на залізницях України" ЦП-0067;
- "Інструкції із забезпечення безпеки руху поїздів при виконанні робіт на контактній мережі зі змінної вишки" ЦЕ/0022.

ДОДАТОК В

АКТ ПРИЙМАННЯ піввагона № 66489808 після ремонту за технологією «ДНІПРО».

31.10.2008ВЧД-3

ст. Нижньодніпровськ-Вузел

Комісія у складі ведучого інженера ЦВ УЗ Романюхи М.О.; начальника тех.відділу вагонної служби ДП «ПРИДНІПРОВСЬКА ЗАЛІЗНИЦЯ» Говорадло В.О.; співробітників Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту Савчука О.М. — професора, Савченко К.Б. — ст.н.с., Міщенко А.А. — н.с.; начальника ВЧД-3 Межуєва Г.М., що діє на основі наказів:

- Укрзалізниці від 03.09.2008 р. № 00047/ЦВ;
- Придніпровської залізниці від 07.10.2008 р. № 655/Н, провела приймання дослідного піввагона, відремонтованого за новою технологією «ДНІПРО».

Об'єкт приймання: напіввагон № 66489808 побудований Крюківським ВБЗ 01.07.1984 р., останній КР пройшов 03.10.2005 р. на Попаснянському ВРЗ. Вантажопідйомність — 69 т. Об'єм кузова — 73 м³. Обладнаний розвантажувальними кришками люків. Висота кузова — нормальна.

ДР піввагона проведений згідно діючих правил деповського ремонту вантажних вагонів.

Окрім того, виконані додаткові операції, що передбачені технологією «ДНІПРО»:

- Колісні пари обточені за малозносним профілем „ДІТ” Місцеві відхилення від максимального шаблону профілів кочення коліс не перевищили 0,1 мм.

Контрольні параметри колісних пар приведені у табл.1

Таблиця В.1 — Номери колісних пар і їх вихідні розміри

Нумерація візків / зав.№ надресорних балок	Заводський № колісної пари	Товщини гребеней, мм	
		Ліве колесо	Праве колесо
1 / 38588	00050389090	32	32
	0029052555	31,5	31,2
2 / 5234	018613240	32	31,5
	009397882	31,5	31,5

- Стандартні ковзуни візків переобладнані у ремонтні пружні безззорні ковзуни „ТАУС”. У процесі ремонту замірялись фартичні розміри ребер та «засори» після пробної підкатки (без уретанових втулок).

Таблиця В.2 — Параметри ковзунів

№ візка	Товщини лівих ребер мм			Товщини правих ребер мм			Контрольні «засори», мм	
	I	II	III	I	II	III	Лівий	правий
1	22	18	22	18	18	20	12	9
2	22	18	19,7	19,5	20	20,5	19	13

- Між боковинами візків та надресорними балками встановлені штирові пристрої. При русі порожнього вагона вони призначені для передачі коливань виляння візків на пружні ковзуни з метою підвищення безпечної швидкості руху. Після завантаження вагона штирові пристрої автоматично виключаються. Деталі цих пристроїв виготовлені Джанкойськими експериментальними майстернями згідно креслень, погоджених ЦВ УЗ.

ВИСНОВОК КОМІСІЇ.

Ремонт першого дослідного вагона, виконаний за технологією «ДНІПРО», оцінити — „задовільно”.

Піввагон № 66489808 може бути направлений для проведення ходових динамічних випробувань. За результатами випробувань вирішується питання щодо постановки його у дослідний маршрут для експлуатаційних випробувань.

Заборонити направлення піввагона № 66489808 у загальну експлуатацію до прийняття заключення за результатами комплексу випробувань.

КОМІСІЯ: Підписи

від ЦВ УЗ **Печатка** М.О.Романюха

від ДП «ПРИДНІП-

РОВСЬКА ЗАЛІЗНИЦЯ» В.О.Говорадло

від ДНУЗТО.М.Савчук

К.Б.Савченко

А.А.Міщенко

від ВЧД-3Г.М.Межуєв

ГВЦ ОАО 'РЖД' СПРАВКА 2612. СРЕДА 1 СЕНТЯБРЯ 2010 Г. 11:06

ВАГОН 66489808 СОБСТВЕННИК УКРАИНА

ДОРОГА ПРИПИСКИ 48 - ДОНЕЦКАЯ Ж.Д.

ПОСТРОЕН 01 ИЮЛЯ 1984 Г. ЗАВОДОМ 27 АО "КВСЗ"

ПОСЛЕДНИЕ РЕМОНТЫ:

КАПИТАЛЬНЫЙ - 03 ОКТЯБРЯ 2005 Г. НА ДОН Ж.Д. В 104 - ОДО "ПОПАСНЯНСКИЙ ВРЗ"

ДЕПОВСКОЙ - 29 СЕНТЯБРЯ 2008 Г. НА ПДН Ж.Д. В 456 - НИЖНЕДНЕПРОВСК УЗЕЛ ВЧД

ТЕКУЩИЙ ТР1 - 31 АВГУСТА 2010 Г. НА ПДН Ж.Д. В 471 - МУДРЕНАЯ-ВЧД

НЕИСПРАВНОСТИ: 540 НЕИСПРАВНОСТЬ ЗАПОРА ЛЮКА

СВЕДЕНИЯ О ЗАЯВЛЕННОМ ПРОДЛЕНИИ СРОКА СЛУЖБЫ ИЗ 1354:

8011 03 ОКТЯБРЯ 2005 Г. НА 11 ЛЕТ ПО ТЕХ.УСЛОВИЮ (ДО 2016 Г.)

СВЕДЕНИЯ ОБ УТВЕРЖДЕННОМ ПРОДЛЕНИИ СРОКА СЛУЖБЫ:

ПО ТЕХ.УСЛОВИЮ (ДО 01 ИЮЛЯ 2016 Г.)

СЛЕД.РЕМОНТ: 29 СЕНТЯБРЯ 2010 Г. ДЕПОВСКОЙ

ПРОБЕГ НА 23 АВГУСТА 2010 Г. 76.088 КМ ПРИ НОРМЕ 110.000 КМ

ОСТАЛОСЬ 33.912 КМ

ДОДАТОК Д

Затверджую:

Ректор Дніпропетровського
національного університету
залізничного транспорту імені
академіка В. Лазаряна


Пшівко О.М.
2011р.



Затверджую:

Головний інженер
відокремленого підрозділу
«Вагонна служба»
ДП «Придніпровська залізниця»


Ютула Ю.М.
2011р.



АКТ

впровадження результатів кандидатської дисертації Мельничука В.О.
на Придніпровській залізниці

Галузева науково-дослідна лабораторія «Вагони» Дніпропетровського національного університету імені академіка В. Лазаряна у 2008 році виконувала на замовлення ДП «Придніпровська залізниця» науково-дослідну роботу № Пр/В-081322/НЮ «Дослідження, розробка технології та випробування модернізації візків моделі 18-100 з метою підвищення безпечної швидкості руху вантажних вагонів до 100 км/год».


В цій роботі особисто провідним науковим співробітником Мельничуком В.О. теоретично розроблено метод технології деповського ремонту вагонів "ДНІПРО" для старотипних вагонів.


Напіввагон № 66489808 був відремонтований за технологією "ДНІПРО" у вересні 2008 року в ВЧД-3, успішно пройшов динамічні випробування і зараз завершує випробування на надійність у дослідному маршруті Кривий Ріг – Ужгород.

На основі впровадження нової технології деповського ремонту вагонів "ДНІПРО" для старотипних вагонів, які на цей час складають 90% парку, вийшло реалізувати підвищення безпечної швидкості руху до 100 км/год.

Очікуваний економічний ефект від впровадження нової технології деповського ремонту вагонів "ДНІПРО" для поїзда з 50 напіввагонів складе близько – 1,6 млн. грн./рік.

Проректор з наукової роботи
Дніпропетровського національного
університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна


Мяченко С.В.
2011р.



Заступник начальника
відокремленого підрозділу
«Вагонна служба» ДП
«Придніпровська залізниця»


Пугач Є.І.
2011р.



ДОДАТОК Е

Затверджую:
Ректор Дніпропетровського
національного університету
залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна



Пішінько О.М.
2011 р.

АКТ

впровадження результатів кандидатської дисертації Мельничука В.О.
у Дніпропетровському національному університеті залізничного транспорту
імені академіка В.Лазаряна

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені В.Лазаряна проводить навчання магістрів за спеціальністю «Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту». Під час навчального процесу вивчаються сучасні методи ремонту і модернізації рухомого складу залізниць. Для покращення навчального процесу при викладанні дисципліни «Вагонний парк» були впроваджені результати дисертації Мельничука В.О.

Впровадження результатів дисертації вдосконалило матеріали навчального процесу за рахунок ознайомлення студентів з способами збільшення швидкості вантажних поїздів і технологією модернізації ходових частин на вагоноремонтних підприємствах залізничного транспорту України.

Завідуючий кафедрою
«Вагони та вагонне господарство»

Анофрієв В.Г.