

**УКРАЇНЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

Маслієв Вячеслав Георгійович

УДК 625.282:625.032.07

**Наукові основи вибору конструкторсько – технологічних параметрів пристроїв
для зменшення зносу бандажів коліс локомотивів**

Спеціальність 05.22.07 – Рухомий склад залізниць та тяга поїздів

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків - 2002

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” на кафедрі “Електричний транспорт та тепловозобудування”, Міністерство освіти і науки України.

Офіційні опоненти

Доктор технічних наук, професор

Голубенко Олександр Леонідович, Східно-український національний університет, ректор, завідувач кафедри “Залізничний транспорт”;

Доктор технічних наук, старший науковий співробітник

Радченко Микола Олексійович, Дніпропетровський Інститут транспортних систем та технологій НАН України “Трансмаг”, ведучий науковий співробітник;

Доктор технічних наук, професор

Кельріх Мусій Борисович, Київський університет економіки і транспортних технологій, завідувач кафедри “Рухомий склад залізниць”.

Провідна установа

Дніпропетровський державний технічний університет залізничного транспорту, кафедра “Локомотиви”, Міністерство транспорту України, м. Дніпропетровськ.

Захист відбудеться “30” травня 2002р.

о 11 годині в конференцзалі на засіданні спеціалізованій вченої ради Д 64.820.04 в Українській державній академії залізничного транспорту за адресою: 61050. м. Харків, пл. Фейербаха, 7.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Української державної академії залізничного транспорту.

Автореферат розісланий “19” квітня 2002р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Запара В.М.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Вступ. Залізниця є найменш витратним засобом транспортування масових вантажів, що робить їхній розвиток особливо важливим для молодшої ринкової економіки України. Вони мають у своєму розпорядженні складний комплекс інженерних споруд, технічних пристроїв і засобів, основними з яких є залізнична колія, а також рухомий склад, від постійного відновлення якого істотно залежить успішне здійснення перевезень. У зв'язку з цим перед промисловістю стоїть проблема створення конкурентоспроможного рухомого складу, у тому числі локомотивів, конструкція і динаміка яких відповідають світовому рівню розвитку транспорту.

Актуальність теми. У світлі вирішення проблеми створення конкурентоспроможного рухомого складу актуальними є роботи, спрямовані на покращення конструкції та технології виготовлення локомотивів, а також їх взаємодії з залізничною колією.

Наукові дослідження тут спрямовані, в основному, на поліпшення динаміки локомотивів та зменшення фрикційного зносу бандажів коліс – як наслідку силової взаємодії їх з рейками. Проте, за межами досліджень знаходиться аналіз діючого в єдності комплексу факторів конструкторсько-технологічного плану, що визначають повний набір складових вектора динамічної взаємодії коліс з рейками. Це, насамперед, конструкція і технологія виготовлення таких обумовлених при проектуванні ланок екіпажа локомотива, як системи тягових приводів, зв'язки рам візків з кузовом і колісними парами, а також пристрої для радіальної установки колісних пар.

Як показують спостереження за локомотивами в експлуатації, інтенсивність зносу коліс корелює із згаданими факторами. Це робить необхідним проведення досліджень, спрямованих на виявлення й упорядкування основних конструкторсько-технологічних факторів, а також оцінку ступеня впливу кожного з них як окремо, так і в сукупності на показники, що забезпечують відмінну динаміку і необхідний резерв бандажів коліс за зносом.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі “Електричний транспорт і тепловозобудування” Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” у період з 1977 по 2001 рр. відповідно до Програми науково-дослідних робіт – пункту 1.3.6.9 “Вирішення проблем створення перспективних транспортних систем і розробка способів їхнього автономного енергозабезпечення” Постанови бюро Відділення механіки

Національної Академії Наук України (прот . №7 від 07.12.1995 р.) – за темою “Дослідження з проблеми збільшення ресурсу бандажів коліс локомотивів” (ДР №0196U001412; 2000 р, 124 с.); а також за госпдоговірними темами: із ХК “Луганськтепловоз” – “НДР зі створення екіпажних частин локомотивів потужністю 6000 - 8000 к.с., що забезпечують зниження зносу бандажів коліс” (ДР № 0187. 095536; 1987 р., 29 с.); “Теоретичні й експериментальні дослідження зі зменшення зносу бандажів колісних пар тепловозів” (ДР. № 0188. 0050576; 1989 р., 65 с.); “НДР з визначення терміну служби бандажів коліс тепловозів” (ДР № 0189. 0063655; 1990 р. , 104 с.); “Розробка конструкції ресорного підвішування тривісних візків тепловоза 2ТЭ121, кінематика і міцність механізму передачі сили тяги чотиривісних візків”; дослідження динаміки руху в прямих ділянках залізничної колії восьмивісних локомотивів”, (ДР № 77059455; 1980 р.; ч.1-25з, ч.2-64 с.); “НДР і ДКР з оптимізації конструкції і параметрів екіпажів локомотивів” (ДР № 81065314; 1982р.; 116с; 1983 р., 115с.; 1984р. 106с.; 1986р; 111 с.); “НДР зі створення пневмопідвішування для дизель-електропотягів” (ДР № 0194 И 012363; 1995 - 1996 р.м., 85 с.); а також із ВНДТУ (м. Коломна) “Конструкція і динаміка пневматичного ресорного підвішування безщелепних візків тепловоза 2ТЭ116” (ДР № 71018248; 1977 р., 59 с.).

Здобувач є відповідальним виконавцем (до 1990 р.), а потім науковим керівником робіт.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка наукових основ вибору конструкторсько-технологічних параметрів пристроїв ходових частин і екіпажів локомотивів, що визначають прогнозоване зменшення зносу бандажів коліс.

Для досягнення поставленої мети визначено такі задачі:

базуючись на результатах аналізу стану проблеми, виявити і визначити перелік факторів і параметрів пристроїв ходової частини й екіпажа локомотива, що впливають на знос бандажів коліс;

виробити критерій для оцінки впливу виявлених факторів і параметрів на інтенсивність зносу бандажів коліс;

створити математичні моделі, що відбивають зв'язок виробленого критерію з кожним з виявлених факторів і з їх сукупністю;

розробити програмно-алгоритмічний комплекс для знаходження шляхом цифрового моделювання закономірностей впливу конструкторсько-технологічних факторів і параметрів досліджуваних пристроїв на інтенсивність зносу бандажів коліс;

узагальнити результати досліджень і сформулювати практичні рекомендації щодо визначення і вибору конструкторсько-технологічних факторів і параметрів пристроїв локомотивів, які забезпечують прогнозоване зменшення зносу бандажів коліс.

Об'єкт дослідження – процес динамічної взаємодії локомотива і рейкової колії з позицій оцінки ступеня зносу бандажів.

Предмет дослідження – наукові основи вибору ключових параметрів елементів пристроїв екіпажів, що визначають зниження зносу бандажів коліс локомотивів.

Методи дослідження – математичні моделі, що описують у вигляді системи диференціальних рівнянь динаміку досліджуваних пристроїв, які склалися на базі фундаментальних положень теоретичної механіки. Їхнє розв'язання здійснювалося апробованими методами чисельного інтегрування. Для вибору раціональних параметрів досліджуваних пристроїв локомотивів застосовувалися методи планування експерименту. Експериментальні дослідження проводилися методом безпосередніх вимірів на фізичних моделях і спеціально обладнаних локомотивах. При обробці результатів експериментів застосовувалися методи теорії імовірності.

Вірогідність наукових положень і результатів дисертаційної роботи підтверджується тим, що використовувалися фундаментальні положення теоретичної механіки, динаміки і міцності машин, трибометрії, теорії локомотивної тяги, теорії експлуатації і ремонту рухомого складу залізниць, коректністю прийнятих припущень, збігом результатів розв'язання тестових задач з результатами, отриманими в експерименті іншими авторами, а також збігом із припустимою похибкою (не більше 15%) власних експериментальних і розрахункових даних.

Наукова новизна отриманих результатів:

- створено наукові основи вибору конструктивних параметрів і технологічних факторів, що визначають зниження зносу бандажів коліс, суть яких складається в зображенні взаємодії пари “колесо-рейка” у вигляді функції вектора параметрів пристроїв локомотивів, що істотно впливають на їхню динаміку;
- запропоновано як показник, що оцінює інтенсивність зносу бандажів коліс локомотивів, критерій “прогноз - знос” і отримано його аналітичний вираз;
- створено математичні моделі, що адекватно відбивають вплив на процес зносу бандажів коліс конструктивних параметрів і технологічних факторів таких елементів локомотивів, як тягові приводи, пристрої зв'язків рами візка з колісними парами і з кузовом, пристрої для радіальної установки колісних пар у кривих. У створених моделях процесу взаємодії колеса з рейкою враховані “шляхи тертя” точок на бандажі колеса

щодо рейки, зміни площадок контактів гребенів з рейкою, вектори швидкостей ковзання, сили тяги й опору руху потяга;

- запропоновано параметри і фактори, що впливають на знос бандажів коліс, розділити на дві групи – основну і визначальну. Основна – це навантаження на контактах, площі плям контактів, коефіцієнти тертя, кути набігання гребенів, “шляхи тертя”, швидкості точок на бандажах щодо рейок і зносостійкість матеріалу бандажів. Основні фактори залежать від визначальних. Головні з них це наявність кривих ділянок колії, ширина рейкової колії, наявність нерівностей на рейках, початкові перекоси колісних пар у рамах візків, діаметр коліс, конічність бандажів, пристрої для радіальної установки колісних пар у кривих, ресорне підвішування, жорсткість зв’язків візка з кузовом і колісними парами, тип приводу коліс, що визначає наобресорену масу, швидкість руху, непогашені прискорення при русі по кривих, режими руху та ін.;

- встановлено факт, що вплив на знос бандажів коліс факторів, які відносяться до основної групи, можна істотно зменшити за допомогою застосування на локомотивах пристроїв для радіальної установки колісних пар у кривих у сукупності з лубрикацією контактів гребенів з рейками і при дотриманні заданих допусків на величини перекосів колісних пар у рамах візків у плані, а також застосуванням збалансованого пневматичного ресорного підвішування з великим статичним прогином.

Практичне значення отриманих результатів полягає в універсальності розробленого програмно-алгоритмічного комплексу, що дозволяє на стадії проектування оцінювати пристрої і розробляти заходи щодо зниження зносу бандажів коліс для усіх видів магістральних, маневрових і промислових локомотивів.

Отримані в роботі результати і висновки реалізовано в процесі проектування тепловозів і дизель-потяга 2ТЕ116, ТГМ 3Б, 2ТЕ121, 2ТЕ126, 2ТЕ136, ДПЛ1. Це пневматичне ресорне підвішування, що збільшує ресурс бандажів по прокату (а.с. 1054155 СРСР); пристрої для з’єднання кузова зі зчіпними та бігунковими візками, що знижують знос гребенів бандажів (а.с. 1073144 СРСР; 1625746 СРСР); пристрій для радіальної установки колісних пар у кривих ділянках колії, що зменшує знос гребенів (пат. 23416А України).

У наукових дослідженнях застосовується пристрій для реєстрації траєкторій руху елементів екіпажа транспортного засобу (а.с. 1044523 СРСР) і копії для контролю профільних поверхонь бандажів коліс (а.с. 1795263 СРСР).

Результати роботи використовуються також у навчальному процесі в нових розділах лекційних курсів з динаміки рейкового рухомого складу й у науково-дослідній роботі студентів на кафедрі “Електричний транспорт і тепловозобудування” НТУ “ХП”.

Особистий внесок здобувача. Ідея роботи сформульована моїм Учителем, професором, д.т.н. С.М.Куценко.

Автором особисто:

розроблено математичні моделі локомотивів з різними пристроями, що поліпшують їх динамічні й експлуатаційні показники, а також зменшують знос бандажів коліс [3, 5, 6, 12];

розроблено алгоритми досліджень цих моделей [26, 32];

запропоновано аналітичну залежність для кута набігання гребеня на рейку [7];

запропоновано аналітичну залежність для критерію оцінки інтенсивності зносу гребенів бандажів [13, 35];

теоретично досліджено динаміку локомотивів з відхиленнями характеристик зв’язків і геометричних розмірів від номінальних [33];

досліджено локомотиви з різними пристроями, що поліпшують їх динамічні й експлуатаційні показники, виконано аналіз результатів і розроблено практичні рекомендації [2, 4, 8, 11, 27, 34].

У роботах, опублікованих у співавторстві, здобувачу належить: у роботі [1] – опис конструкції, принципу дії пневматичного ресорного підвішування локомотивів і рівняння для визначення сил, що передаються від коліс на рейки; у роботі [14] – визначення характеристик зв’язків і аналіз результатів досліджень; у роботах [15, 17, 22] – опис конструкції, принципу дії й обґрунтування параметрів повітряних трактів систем пневматичного ресорного підвішування локомотивів; у роботах [18, 19, 20, 21, 28] – аналіз результатів натурних випробувань тепловозів, формулювання висновків; у роботі [29] – сформульовано мету роботи і розроблено розрахункову схему приводу коліс; у роботі [16] - критерій і аналітична залежність для оцінки інтенсивності зносу бандажів коліс; у роботах [9, 10] – математичні моделі, аналіз результатів досліджень і формулювання висновків; у роботі [24] – запропоновано опорні плити роликів опор кузова локомотива на візки виконати з поверхнями на їхніх кінцевих частинах розбіжними назовні; у [23] – запропоновано додаткові резервуари пневматичного ресорного підвішування виконувати у вигляді пневмоциліндрів, поршні яких з’єднані штоком; у [25] – запропоновано повідці крайніх колісних пар візка виконати з рівнобіжними геометричними вісями, що перетинаються з подовжньою віссю візка в

різних точках; у роботах [30, 31] – розробка розрахункової схеми бігункового візка, аналіз результатів моделювання і формулювання висновків.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації доповідалися й обговорювалися на Міжнародних науково-технічних конференціях: “Проблеми розвитку рейкового транспорту” (Крим, Алушта, 1998 р, 2001 р.); “Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров’я” (Харків - Мішкольц, 1993 – 1997 рр.); “Стан і перспективи розвитку локомотивобудування” (Новочеркаськ, 1994 р.); Всесоюзних науково-технічних конференціях: “Проблеми механіки залізничного транспорту” (Дніпропетровськ, 1984, 1988, 1992 рр.); “Проблеми розвитку локомотивобудування” (Луганськ, 1990 р.); щорічних наукових конференціях НТУ “ХП” (1980 – 2001 рр.); на засіданні науково-технічної ради Холдингової компанії “Луганськтепловоз” (18.12.2001 р.).

У повному обсязі матеріали дисертації доповідалися на засіданні Дніпропетровського міського наукового семінару з проблеми “Загальна механіка” 19.10.2001 р.; на розширеному засіданні кафедри: “Електричний транспорт і тепловозобудування” НТУ “ХП” за участю вчених Української державної академії залізничного транспорту (19.06.2001 р.).

Публікації. За темою дисертації автором опубліковано 35 наукових праць. Серед них 25 – основні у спеціалізованих виданнях, затверджених ВАК України (1 монографія, 21 стаття, 2 авторських посвідчення і 1 патент), а також 10 додаткових (4 статті, 2 депонованих рукописи та 4 тези наукових доповідей на конференціях). Структура й обсяг дисертації. Дисертація складається з вступу, семи розділів, висновку і містить 300 сторінок тексту, 130 ілюстрацій, 16 таблиць, списку використаних джерел, що включає 261 найменування і 39 сторінок додатків.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету і задачі дослідження.

Перший розділ присвячений аналізу методів дослідження динаміки взаємодії локомотива з рейковою колією, проаналізовано методи комплексної оцінки експлуатаційних характеристик локомотивів у частині зносу бандажів, а також ефективність пристроїв екіпажних і ходових частин, що призначені для зменшення зносу бандажів. Значний внесок у розвиток таких розділів транспортної науки, як динаміка руху, працездатність пари “колесо - рейка” і експлуатаційна надійність рухомого складу

внесли праці С.М.Андрієвського, Є.П.Блохіна, Г.І.Богомаза, Б.Є.Боднар, В.О.Браташа, Т.В.Бутько, В.М.Богданова, І.В.Бірюкова, М.Ф.Веріго, О.М.Годицького-Цвірко, С.М.Голубятникова, О.Л.Голубенко, В.Ф.Головко, Л.К.Добриніна, Л.А.Длугача, Ю.В.Дьоміна, О.П.Єршкова, А.С.Євстратова, В.І.Єршова, Н.М. Єршової, В.М.Іванова, І.П.Ісаєва, М.Л.Коротенко, С.М.Куценко, Л.Д.Кузьмича, А.П.Кудряша, Є.Є.Коссова, Т.Ф.Кузнєцова, В.М.Кашнікова, І.К.Колесника, О.Я.Когана, О.Н.Коняєва, К.П.Корольова, В.С.Коссова, А.І.Кокорева, М.Б.Кельриха, Картера, Калкера, В.А.Лазаряна, Л.А.Манашкіна, Г.С.Михальченко, В.Б.Меделя, О.М.Маркової, Ю.І.Осеніна, А.П.Павленко, Н.А.Панькіна, М.П.Пахомова, В.А.Пузанова, В.О.Певзнера, Ю.С.Ромена, М.О.Радченка, С.Ф.Редько, Л.М.Резникова, А.Н.Савоськіна, Г.В.Самме, В.В.Стрекопитова, Е.Д.Тартаковського, Т.А.Тібілова, В.П.Ткаченко, Є.Ю.Трубецького, В.Ф.Ушкалова, М.А.Фришмана, А.А.Холодецького, Х.Хоймана, В.Д.Хусидова, К.Ю.Цеглинського, В.М.Шестакова, Юбелакера та інших.

Дослідження, виконані на Україні і за кордоном, виявили напрямки конструювання екіпажних частин локомотивів, що забезпечують менший знос бандажів коліс. Особливе місце тут займають пристрої для радіальної установки колісних пар у кривих ділянках колії (РУКП), що класифіковані в такий спосіб: пристрої із самоустановкою колісних пар, із примусовою установкою – за рахунок силового впливу рами візка і пристрої, у яких повороти візка здійснюються силовими циліндрами.

Крім того, значний ефект дають: безінерційне збалансоване ресорне підвішування з можливістю довантаження коліс у режимі тяги; зв'язки кузова і візків з раціональною характеристикою опору їх поворотам щодо кузова а також привід коліс локомотивів.

Показано, що в роботах за цією тематикою, як правило, наводяться результати практичного застосування згаданих пристроїв, і недостатньо теоретичних досліджень, особливо стосовно пристроїв для радіальної установки колісних пар, що стримує їхнє застосування.

В другому розділі обґрунтовано використання методу Лагранжа II роду для складання рівнянь динаміки руху локомотивів по рейковій колії (математичні моделі), як найбільш прийнятному для складних систем, сформульовано основні припущення при складанні розрахункової схеми локомотива і рейкової колії, методику моделювання профілю рейкової колії в плані та інше. Рух локомотива, як сукупності точок, у яких зосереджені маси його складених елементів, розглядається в системі координат, центр якої зв'язаний з центром кругової ділянки колії. З центром мас кузова зв'язані дві системи координат: колійна, котра рівномірно рухається уздовж середньої лінії рейкової

колії, і рухлива, яка коливається разом з кузовом. З центрами мас рам візків і колісно-моторних блоків також зв'язані рухливі системи координат. Рейкова колія у поперечному напрямку зображена як пружно-дисипативна. До моменту торкання гребенем бічної грані рейки її віджаття відсутнє. Розміщення центрів мас елементів екіпажа не залежить від його коливань, навантаження від коліс на рейки – задаються, профілі усіх бандажів – однакові, сила тяги, реакція від вагонів на автоцепці – незмінні чи відсутні. Досліджуються режими руху локомотива з постійною швидкістю по колії задовільного стану, на якій є геометричні нерівності. Зв'язки між елементами локомотива розглядаються як пружно-дисипативні, чи пружні із сухим тертям. Вони можуть мати зазори, попередні натяги й обмежувачі руху, що зображуються у вигляді елементів з дуже великою жорсткістю. Це дозволяє не змінювати порядок математичної моделі, коли деформація пружного елемента досягає граничного значення.

Потенційна енергія пружних елементів системи

$$\begin{aligned} \Pi = & |P_0 q_i| \delta_i + \frac{1}{2} K_n q_i^2 \delta_{i+1} + \frac{1}{2} (K_{n+1} - K_n) q_i - l_i \text{sign } q_i \delta_{i+2} + \\ & + \frac{1}{2} K_\infty q_i - l_{i+1} \text{sign } q_i \delta_{i+3}, \end{aligned}$$

де P_0 – сила попереднього натягу пружини; K_n – коефіцієнт жорсткості n -го пружного елемента; q_i – узагальнені координати системи; l_i – зміна довжини пружного елемента в межах даної ділянки характеристики; sign – функція присвоєння знака; $\delta_i = 0$ чи $\delta_i = 1$ – функція переходу з однієї ділянки характеристики до іншої; K_∞ – коефіцієнт умовної жорсткості обмежувача деформацій пружного елемента.

Вираз для функцій розсіювання енергії системи аналогічний функції потенційної енергії з заміною коефіцієнтів жорсткості на коефіцієнти еквівалентного демпфірування, а узагальнених координат – на узагальнені швидкості мас системи.

У **третьому розділі** наведено розрахункову схему системи “локомотив – колія” (рис. 1). Локомотив містить: пружні нелінійні зв'язки кузова з візками і букс із рамами візків; двоступінчасте ресорне підвішування; гасителі коливань, що реалізують в'язке чи сухе тертя; опорно-осьову підвіску тягових електродвигунів.

Характеристика зв'язку кузова із візком при його бічних відносах, виконаним з “плаваючим” шворнем, що має попередньо стиснуті із силою P_{OSH} пружні упори (рис. 2.a):

$$P_{0Пг} = P_0 \operatorname{sign} y_{?i} + n_0 K_{T\eta} y_{?i} \delta_{1i} + P_{0Ш} \operatorname{sign} y_{?i} \delta_{2i} + K_{Ш} (y_{?i} - l_{Ш1} \operatorname{sign} y_{?i}) \delta_{2i} + K_{\infty} (y_{?i} - l_{Ш2} \operatorname{sign} y_{?i}) \delta_{3i}. \quad (1)$$

Ділянки характеристики вводяться за умов:

$$\begin{aligned} |y_{?i}| \leq l_{Ш1}, \text{ то } \delta_{1i} &= 1; \delta_{2i} = 0; \delta_{3i} = 0, \\ y_{?i} &= 0; \text{ то } \delta_{1i} = 0; \delta_{2i} = 0; \delta_{3i} = 0, \\ l_{Ш1} < |y_{?i}| \leq l_{Ш2}, \text{ то } \delta_{1i} &= 0; \delta_{2i} = 1; \delta_{3i} = 0, \\ l_{Ш2} < |y_{?i}|, \text{ то } \delta_{1i} &= 0; \delta_{2i} = 0; \delta_{3i} = 1. \end{aligned}$$

Характеристика зв'язку колеса з рейкою в поперечному напрямку:

$$Y_{ijK} = K_P \bar{y}_{ijK} \operatorname{sign} \eta_{Dij} (\delta_{ij1} + \delta_{ij2}), \quad (2)$$

де Y_{ijK} – бічна сила, що діє від колеса на рейку, яка обчислюється за умови відсутності зазорів Δ_r , коли з'являються віджаття внутрішньої ($K=1$) чи зовнішньої ($K=2$) рейок (рис. 2 б)

$$\begin{aligned} \delta_{ij2} &= 1, \text{ якщо } \eta_{Dij} < 0, |\eta_{Dij2}| > |\eta_{Nij2}|; \\ \delta_{ij2} &= 0, \text{ якщо } \eta_{Dij} \geq 0; \\ \delta_{ij1} &= 1, \text{ якщо } \eta_{Dij} > 0, |\eta_{Dij1}| > |\eta_{Nij1}|; \\ \delta_{ij1} &= 0, \text{ якщо } \eta_{Dij} \leq 0, \end{aligned}$$

де K_P – жорсткість рейки в поперечному напрямку; \bar{y}_{ijK} – бічне віджаття рейки, що визначається у системі координат $O_A \xi \eta \zeta$ як різниця модулів координат точки D_{ijk} , що знаходиться на перетинанні проекції на площину шляху вісі y_{ij} колісної пари з подовжньою віссю рейки — при віджатті рейки (η_{Dij}) і точки N_{ijk} , що знаходиться на перетинанні цих же вісей, але в момент початку віджаття рейки (η_{Nijk}):

$$\bar{y}_{ijK} = \left| \eta_{Dijk} \right| - \left| \eta_{Nijk} \right|, \quad (3)$$

де

$$\eta_{DijK} = \eta_o + y_{oi} + y_{oij} \pm S + \varphi \theta_i + c + a_{ij} \pm \theta \theta + h_1 + h_2 \pm \varphi_i \theta_i + c + a_{ij} \pm \theta_i \theta_2 + r_o \pm \theta_{ij} r_o,$$

$$\eta_{NijK} = \frac{\xi_{NijK}^2}{2 R \pm S} \pm \Delta_{ГК} \pm F_{ijK} \pm S,$$

де

$$\xi_{D112} = \xi_o + a_i + c + a_{ij} + \theta + \varphi_i + \varphi_{ij} S - \psi \theta + h_1 + h_2 + r_o \pm \psi_i \theta_2 + r_o \pm \psi_{ij} r_o,$$

де ξ_{NijK} – координата точки N_{ijK} , F_{ijK} – горизонтальні нерівності на рейках.

Характеристика зв'язку колісної пари з буксою в поперечному напрямку (рис. 2.

в)

$$Y_{BijK} = P \delta_{ij1} \text{sign } y_{?ij} + K_{B\eta} (y_{?ij} - l_{ij1} \text{sign } y_{?ij}) \delta_{ij2} + K_{\infty} (y_{?ij} - l_{ij2} \text{sign } y_{?ij}) \delta_{ij3} \quad (4)$$

за умов

$$|y_{?ij}| < l_{ij1}, \text{ то } \delta_{ij1}=0; \delta_{ij2}=0; \delta_{ij3}=0;$$

$$l_{ij2} > |y_{?ij}| \geq l_{ij1}, \text{ то } \delta_{ij1}=1; \delta_{ij2}=1; \delta_{ij3}=0;$$

$$l_{ij2} < |y_{?ij}|, \text{ то } \delta_{ij1}=1; \delta_{ij2}=0; \delta_{ij3}=1.$$

Рівняння характеристики того ж зв'язку в подовжньому напрямку

$$X_{BijK} = K_{B\xi} (x_j + x_{Kj}). \quad (5)$$

Для введення в модель технологічних відхилень геометрії екіпажа характеристики зміщуються на задану величину (рис. 2. г).

Складено аналітичну залежність швидкості ковзання гребеня колеса по рейці з урахуванням швидкості обертання колеса навколо миттєвого центра катіння V_1 , а також швидкості поперечного ковзання \bar{U}_{Π} і швидкості V_2 , обумовленої буксуванням колеса.

Вектор цієї швидкості

$$\overline{V}_\Gamma = \overline{V}_1 + \overline{V}_2 + \overline{U}_\Pi,$$

а його модуль

$$V_\Gamma = \sqrt{V_1^2 + V_2^2 - 2V_1 V_2 \cos \gamma_\Gamma'} + U_\Pi^2 \frac{1}{2}.$$

Тут (рис. 3)

$$V_1 = V \frac{\sqrt{h_\Gamma^2 + x_\Gamma^2 / \sin^2 \Theta_\Gamma}}{r + h_\Gamma}; \quad V_2 = \omega_K \sqrt{r_o^2 + h_\Gamma^2 + x_\Gamma^2 / \sin^2 \Theta_\Gamma}; \quad U_\Pi = V \sin \delta_\Gamma,$$

де ω_K – кутова швидкість буксування колеса; δ_Γ – кут набігу гребеня на рейку; $x_\Gamma = r_o + h_\Gamma \cdot \text{tg} \delta_\Gamma \cdot \text{tg} \Theta_\Gamma$ – забігання гребеня; Θ_Γ – кут нахилу твірної гребеня до площини колії.

Запропоновано аналітичну залежність для обчислення кута γ_Γ між вектором швидкості ковзання гребеня і площиною колії

$$\gamma_\Gamma = \frac{\pi}{2} - \text{arctg} \frac{h_\Gamma}{x_\Gamma} - \text{arctg} \frac{x_\Gamma}{r_o + h_\Gamma}.$$

Доведено, що для практичних розрахунків можна прийняти, що $\gamma_\Gamma' \approx \gamma_\Gamma$, бо різниця між ними складає не більше 1° .

Отримані залежності для швидкості ковзання гребеня колеса по рейці і кута її нахилу до площини колії використовуються для обчислення роботи сили тертя в контакті “гребінь – рейка” – при оцінці інтенсивності зносу гребенів коліс.

Приймаючи як узагальнені координати: кузова і рам візків – бічний відніс (η), виляння (φ), бічні качання (θ); колісно-моторних блоків – бічний відніс (y), виляння (φ) і елементи, які позначаються конструкцією локомотива, т, кп, ш, б, оп, м, н, р – візок, колісна пара, шворінь, букса, опори кузова, гребінь, кронштейн підвіски тягового

двигуна, рейкова колія – відповідно; i, j, κ – номери візка, колісно-моторного блока чи колісної пари і букси, запишемо рівняння математичної моделі (6).

Математична модель

Кузов:

$$\begin{aligned}
& \left(M + \sum_i M_i + \sum_{ij} M_{ij} \right) \ddot{\eta} - \left[\sum_i M_i \cdot z_{oi} + \sum_{ij} M_{ij} \cdot \mathfrak{L}_{oi} + z_{oij} \right] \ddot{\theta} + \left(\sum_i M_i + \sum_{ij} M_{ij} \right) \ddot{y}_i + \\
& + \sum_{ij} M_{ij} x_{oi} \ddot{\phi}_i + \sum_{ij} M_{ij} z_{oi} \ddot{\theta}_i + \sum_{ij} M_{ij} \ddot{y}_{ij} = -K_P \sum_{ijk} \mathfrak{L}_{ijk} \mathfrak{L}_{ijl} + \delta_{ij2} \ddot{z} + \\
& + \sum_{ijk} \mathfrak{L}_{ijk} - \beta_P \cdot \dot{y}_{ijk} \mathfrak{L}_{ijl} + \delta_{ij2} \ddot{z} + \left(M + \sum_i M_i + \sum_{ij} M_{ij} \right) \mathfrak{L} \cdot \varepsilon - \Omega^2 R \ddot{z} + \sum_{ij} F_{Kij} t g \varphi_A; \\
& \left[I_z + \sum_i I_{iz} + \sum_{ij} I_{ijz} + \sum_i M_i \cdot x_{oi}^2 + \sum_{ij} M_{ij} \cdot \mathfrak{L}_{oi} + x_{oij} \ddot{z} \right] \ddot{\phi} + \left[\sum_i M_i \cdot x_{oi} + \sum_{ij} M_{ij} \cdot \mathfrak{L}_{oi} + x_{oij} \right] \ddot{y}_i + \\
& + \sum_i \left[I_{iz} + \sum_{ij} I_{ijz} + \sum_{ij} M_{ij} \cdot x_{oij} \mathfrak{L}_{oi} + x_{oij} \right] \ddot{\phi}_i + M_{ij} \cdot z_{oij} \cdot x_{oi} \cdot \ddot{\theta}_i + M_{ij} \cdot \mathfrak{L}_{oi} + x_{oij} \ddot{y}_{ij} + I_{ijz} \ddot{\phi}_{ij} = \\
& = -K_P \sum_{ijk} \bar{y}_{ijk} \mathfrak{L}_{oi} + x_{oij} \mathfrak{L}_{ijl} + \delta_{ij2} \ddot{z} + \sum_{ij} M_{Tij} + \sum_{ijk} T_{\bar{\eta}ijk} \mathfrak{L}_{oi} + x_{oij} \ddot{z} - \sum_{ijk} \beta_P \cdot \dot{y}_{ijk} \mathfrak{L}_{oi} + x_{oij} \mathfrak{L}_{ijl} + \delta_{ij2} \ddot{z} + \\
& + K_P \sum_{ijk} \bar{y}_{ijk} \mathfrak{L}_{ijl} + \delta_{ij2} \ddot{z} f_{\Gamma} S_{\Gamma} - \sum_{ij} F_{Kij} l_A t g \varphi_A; \\
& - \sum_i \left[M_i z_{oi} + \sum_j M_{ij} \cdot \mathfrak{L}_{oi} + z_{oij} \right] \ddot{\eta} + \left[I_x + \sum_i I_{ix} + \sum_{ij} I_{ijx} + \sum_i M_i \cdot z_{oi}^2 + \sum_{ij} M_{ij} \cdot \mathfrak{L}_{oi} + z_{oij} \ddot{z} \right] \ddot{\theta} - \\
& - \sum_i \left[M_i z_{oi} + \sum_j M_{ij} \cdot \mathfrak{L}_{oi} + z_{oij} \right] \ddot{y}_i - \left[\sum_{ij} M_{ij} \cdot \mathfrak{L}_{oi} + z_{oij} x_{oij} \right] \ddot{\phi}_i + \\
& + \sum_i \left[I_{ix} + \sum_j M_{ij} \cdot \mathfrak{L}_{oi} + z_{oij} z_{oi} + \sum_j I_{ijx} \right] \ddot{\theta}_i - \sum_{ij} M_{ij} \cdot \mathfrak{L}_{oi} + z_{oij} \ddot{y}_{ij} = \\
& = -K_P \sum_{ijk} \bar{y}_{ijk} \mathfrak{L}_{oi} + z_{oij} \mathfrak{L}_{ijl} + \delta_{ij2} \ddot{z} - \sum_{ijk} K_{B\zeta} y_{Bij}^2 \left(\theta + \theta_i + \frac{\lambda}{s} \eta_{ij} \right) + \sum_{ijk} \mathfrak{L}_{ijk} - \beta_P \cdot \dot{y}_{ijk} \mathfrak{L}_{ijl} + \delta_{ij2} \ddot{z} \cdot \\
& \cdot \mathfrak{L}_{oi} + z_{oij} + z_{Dij} \ddot{z} + \left[\sum_{ij} M_i z_{oi} + \sum_j M_{ij} \cdot \mathfrak{L}_{oi} + z_{oij} \right] \mathfrak{L} \cdot \varepsilon - \Omega^2 R \ddot{z} - \sum_{ijk} F_{Bij} y_{Bij} \text{sign } \dot{\theta};
\end{aligned}$$

Рами візків:

$$\begin{aligned}
& \left(M_i + \sum_j M_{ij} \right) \ddot{\eta} - \left(M_i \cdot x_{oi} + \sum_j M_{ij} \cdot x_{oij} \right) \ddot{\phi} - \left[M_i z_{oi} + \sum_j M_{ij} \cdot \mathfrak{L}_{oi} + z_{oij} \right] \ddot{\theta} + \sum_j M_{ij} \ddot{y}_i + \left(\sum_j M_{ij} x_{oij} \right) \ddot{\phi}_i - \\
& - \sum_j M_{ij} z_{oij} \cdot \ddot{\theta}_i + \sum_j M_{ij} \ddot{y}_{ij} = -K_P \sum_{jk} \bar{y}_{ijk} \mathfrak{L}_{ijl} + \delta_{ij2} \ddot{z} - \sum_i \mathfrak{L}_0 \text{sign } y_i + n_0 K_{T\eta} y_i \delta_{li} + P_{III} \text{sign } y_{III} \delta_{2i} + \\
& + K_{III} \mathfrak{L}_i + \varphi_i x_{III} - \theta_i z_{III} - l_{III1} \text{sign } y_{III} \ddot{\delta}_{2i} + K_{\infty} \mathfrak{L}_i + \varphi_i x_{III} - \theta_i z_{III} - l_{III2} \text{sign } y_{III} \ddot{\delta}_{3i} + \\
& + \sum_{jk} \mathfrak{L}_{ijk} - \beta_P \cdot \dot{y}_{ijk} \mathfrak{L}_{ijl} + \delta_{ij2} \ddot{z} - \beta_{T\eta} \dot{y}_i - \sum_j F_{Kij} f_{III} \text{sign } \dot{y}_i + \left(M_i + \sum_j M_{ij} \right) \mathfrak{L} \cdot \varepsilon - \Omega^2 R \ddot{z};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \sum_j M_{ij} x_{oij} \ddot{\eta} + \left[I_{iz} + \sum_j I_{ijz} + \sum_j M_{ij} \cdot \mathbf{e}_{oi} + x_{oij} \bar{x}_{oi} \right] \ddot{\varphi} + \sum_{ij} M_{ij} \cdot \mathbf{e}_{oi} + z_{oij} \bar{x}_{oij} \ddot{\theta} + \\
& + \sum_j M_{ij} x_{oij} \ddot{y}_i + \left[I_{ix} + \sum_j I_{ijx} + M_{ij} x_{oij}^2 \right] \ddot{\varphi}_i + \sum_{ij} M_{ij} + z_{oij} x_{oij} \ddot{\theta}_i + \sum_j M_{ij} \cdot x_{oij} \cdot \ddot{y}_{ij} + \sum_j I_{ijz} \ddot{\varphi}_{ij} = \\
& = -K_P \sum_{jK} \bar{y}_{ijk} x_{oij} \mathbf{e}_{ijl} + \delta_{ij2} \bar{x}_{oij} \sum_i \mathbf{e}_{ijl} \text{sign } y_i + n_0 K_{T\eta} y_i \delta_{li} + P_{III} \text{sign } y_{III} \delta_{2i} + \\
& K_{III} \mathbf{e}_i + \varphi_i x_{III} - \theta_i z_{III} - l_{III1} \text{sign } y_{III} \bar{\delta}_{2i} + K_\infty \mathbf{e}_i + \varphi_i x_{III} - \theta_i z_{III} - l_{III2} \text{sign } y_{III} \bar{\delta}_{3i} \bar{x}_{IIIi} - \\
& - K_{T\varphi} \varphi_i + \sum_j \mathbf{T}_{\bar{\eta}ijk} - \beta_P \cdot \dot{\bar{y}}_{ijk} \mathbf{e}_{ijl} + \delta_{ij2} \bar{x}_{oij} - M_{T\varphi} \text{sign } \dot{\varphi}_i - \beta_{T\varphi} \dot{\varphi}_i - K_P \sum_{jK} \bar{y}_{ijk} \mathbf{e}_{ijl} + \delta_{ij2} \bar{f}_\Gamma S_\Gamma + \\
& + \sum_j M_{ij} x_{oij} \mathbf{e} - \Omega^2 R + \sum_j M_{Tij}; \\
& - \sum_j M_{ij} z_{oij} \ddot{\eta} + \sum_j M_{ij} z_{oij} \mathbf{e}_{oi} + x_{oij} \bar{\varphi} + \left\{ I_{ix} - \sum_j I_{ijx} + M_{ij} z_{oij} \mathbf{e}_{oi} + z_{oij} \right\} \ddot{\theta} - \sum_j M_{ij} z_{oij} \ddot{y}_i - \\
& - \sum_j M_{ij} z_{oij} x_{oij} \ddot{\varphi}_i + \left[I_{ix} + \sum_j I_{ijx} + M_{ij} \cdot z_{oij}^2 \right] \ddot{\theta}_i + \sum_j M_{ij} z_{oij} \ddot{y}_{ij} = -K_P \sum_{jK} \bar{y}_{ijk} z_{oij} \mathbf{e}_{ijl} + \delta_{ij2} \bar{x}_{oij} - \\
& - K_{B\xi} \sum_{jK} \left[\psi \mathbf{e}_{oi} + x_{oij} \bar{\psi} x_{oij} + \theta d + \theta_i d \bar{d} + \sum_i \mathbf{e}_{ijl} \text{sign } y_i + n_0 K_{T\eta} y_i \delta_{li} + P_{III} \text{sign } y_{III} \delta_{2i} + \right. \\
& + K_{III} \mathbf{e}_i + \varphi_i x_{III} - \theta_i z_{III} - l_{III1} \text{sign } y_{III} \bar{\delta}_{2i} + K_\infty \mathbf{e}_i + \varphi_i x_{III} - \theta_i z_{III} - l_{III2} \text{sign } y_{III} \bar{\delta}_{3i} \bar{x}_{IIIi} + \\
& + \sum_{jK} \mathbf{T}_{\bar{\eta}ijk} - \beta_P \cdot \dot{\bar{y}}_{ijk} \mathbf{e}_{ijl} + \delta_{ij2} \bar{x}_{oij} + z_{Dij} \bar{x}_{oij} - \frac{n_0}{2} \beta_{T\xi} y_{OПi} \dot{\theta}_i - \sum_j F_{Kij} f_{III} \text{sign } \dot{\theta}_i - \\
& \left. - m_B F_B y_{Bij} \text{sign } \dot{\theta}_i - \sum_{jK} K_{B\xi} y_{Bij}^2 \frac{\lambda}{S} \eta_{ij} + \sum_j M_{ij} z_{oij} \mathbf{e} \cdot \varepsilon - \Omega^2 R \right];
\end{aligned}$$

Колісно-моторні блоки:

$$\begin{aligned}
& M_{ij} \ddot{\eta} + M_{ij} \cdot \mathbf{e}_{oi} + x_{oij} \bar{\varphi} - M_{ij} \cdot \mathbf{e}_{oi} + z_{oij} \bar{\theta} + M_{ij} \ddot{y}_i + M_{ij} x_{oij} \bar{\varphi}_i - M_{ij} z_{oij} \ddot{\theta}_i + M_{ij} \ddot{y}_{ij} = \\
& = -K_P \bar{y}_{ijk} \mathbf{e}_{ijl} + \delta_{ij2} \bar{x}_{oij} - K_{B\eta} y_{ij} - \beta_P \cdot \dot{\bar{y}}_{ijk} \mathbf{e}_{ijl} + \delta_{ij2} \bar{x}_{oij} - \beta_{B\eta} \dot{y}_{ij} + \sum_K \mathbf{T}_{\bar{\eta}ijk} + M_{ij} \cdot \mathbf{e} \cdot \varepsilon - \Omega^2 R;
\end{aligned}$$

$$I_{ijz} \ddot{\varphi} + I_{ijz} \ddot{\varphi}_i + I_{ijz} \ddot{\varphi}_{ij} = -K_{B\xi} y_{Bij}^2 \varphi_{ij} + M_{Tij} + M_{ij} p \cdot g \cdot \varepsilon. \quad (6)$$

Тут позначено: M — маси: кузова, підресорених частин візка і колісно-моторного блока відповідно; I — головні центральні моменти інерції цих мас; x, y, z з індексами — розміри екіпажа; l — відстань від центра мас кузова до вісей автозчеплення; λ — конічність профілю бандажа колеса; $F_{KП}$ — дотична сила тяги на колісній парі; T — сила в контактi колеса з рейкою; F_B — сили тертя в гасителі коливань буксового ступеня і гребеня по рейці; M_{TP} — момент від сил у контактах коліс з рейками; $M_{T\varphi}$ — момент тертя в опорах кузова на раму візка; y_B — відстань від осі візка до гасителів коливань

буксового ступеня підвищення; R — радіус кривої; ε — узвишся зовнішньої рейки в кривій; Ω — кутова швидкість екіпажа в кривій; g — прискорення сили ваги; φ_A — кут між подовжніми вісями локомотива і вагонів; K і β — коефіцієнти жорсткості і демпфірування зв'язків екіпажа в напрямку відповідних вісей координат; f — коефіцієнти тертя; n_o — кількість опор кузова на візок; m_B — кількість гасителів коливань на візок.

Модель містить 21 нелінійне диференціальне рівняння із змінними коефіцієнтами, що визначаються на кожному кроці інтегрування відповідно до рівнянь характеристик зв'язків (1...5). Розроблено алгоритм обчислення сил у контактах бандажів коліс з рейками з використанням нелінійної теорії крипу і гіпотези сухого тертя відповідно на висхідному і спадному ділянках залежності цих сил від швидкостей ковзання. Розроблено алгоритм введення в модель дотичних сил тяги. У моделі також враховано поперечну і подовжню складові реакції від вагонів на автозчепленні. Модель складена як “базова” для еталонного локомотива, тобто серійного, з характеристиками і геометрією, що відповідає креслярським. Перехід до моделей локомотивів оригінальних конструкцій, чи маючих відхилення геометрії, здійснюється трансформацією коефіцієнтів рівнянь без зміни порядку моделі.

У четвертому розділі наведено алгоритм дослідження математичної моделі і підтверджено її адекватність шляхом порівняння розрахункових і експериментальних величин, отриманих у процесі натурних досліджень локомотивів однакової конструкції за рамними силами, віджаттям рейок і довжинами хвиль виляння елементів екіпажа.

Знос контактів пари “колесо – рейка” оцінюється за величиною так званих “факторів зносу”, обумовлених силами на контактах і кутами набігання гребенів на рейки, які звичайно мають розмірність сили, що утруднює зіставлення розрахункових даних з обмірами зносу в депо, величина яких наводиться в *мм/10 тис.км*. Фактори зносу дають можливість порівняння між собою різних видів рухомого складу за зносом коліс, тобто одержання відносних показників, але не дають інформації про знос коліс на ділянці колії.

На підставі сучасних теорій в області тертя і зносу складено аналітичну залежність для якісної і кількісної оцінки зносу бандажів коліс – критерій “прогноз-знос”, у якому враховано крім сил і кутів набігання також площа плями контакту і “шлях тертя” точки на бандажі (у якій вимірюється його знос) відносно контртіла, тобто рейки.

Дослідження на фізичній моделі, де відрізок бандажа контактував з відрізком рейки, виготовленим із прозорого матеріалу, дозволили візуалізувати плями контакту і “шляхи тертя” точки на гребені по бічній грані рейки (рис. 3), а також установити їхні залежності від кута набігання гребеня на рейку і ступеня зносу контртіл.

Для точки на поверхні катання колеса “шлях тертя” розташовується в межах плями контакту і, якщо не враховувати поперечного ковзання колеса, знаходиться в межах $0 \leq L \leq 2a$, де a – подовжня піввісь еліпса контакту; для коліс діаметром 1050 мм “шлях тертя” точки на поверхні катання колеса щодо рейки на ділянці 10 тис.км $L \approx 45000$ м, тобто складає його невелику частку.

При відсутності кута набігу пляма контакту гребеня з рейкою симетрична щодо вертикальної вісі і її контур визначений точками 1...7. “Шляхи тертя” точки A (геометричного центра контакту) на гребені зображені лініями L_{TP} , а Θ_{II} – кут їхнього нахилу до площини шляху. З появою забігання гребеня форма плями його контакту з рейкою змінюється: вона зміщується в напрямку руху колеса, а її площа зменшується і визначається в цьому випадку контуром 2-3-4. “Шлях тертя” точки A при цьому скорочується, тому що площа контакту зменшується як по подовжній, так і по поперечній вісях. Це веде до зростання тиску на ній, а, отже, до збільшення зносу контактуючих поверхонь. Оцінка зміни цієї площі на фізичній моделі “колесо-рейка” показало, що відношення площі 1...7 до 2-3-4 при русі по кривій радіусом менш 300 м досягає $3...5$, у той час як “шлях тертя” зменшується приблизно вдвічі і складає в середньому 1100 м на кривих і близько 300 м на прямих ділянках шляху довжиною 10 тис.км (при співвідношенні їх по довжині близької до $1/3$, яка буває на залізничних коліях), тобто значно менше, ніж на контакті по колу катання колеса.

Складена аналітична залежність інтенсивності зносу на контактах бандажів коліс з рейками, що ураховує час контактування і питомі тиски на контактах. Для інтенсивності зносу гребеня бандажа

$$I_{\Gamma} = \chi_{\Gamma} \cdot \kappa_{\Gamma T} \cdot \kappa_{\Gamma S} \cdot \kappa_{\Gamma L} \cdot \int_0^T N \cdot f_{\Gamma} \cdot V_{\Gamma} dt. \quad (7)$$

Тут коефіцієнти враховують: χ_{Γ} , мм/кНм – питомий знос на контакті, розрахований по середньостатистичному зносу бандажів на залізницях; $\kappa_{\Gamma T} = J_o/J$ –

відношення зносостійкостей матеріалів рейки і колеса; $\kappa_{GL} = L_G/L_{G0}$ – зміна “шляху тертя” точки A ; t , – поточний час. Прийнято, що інтенсивність зносу бандажів пропорційна напрямній силі на контакті N , коефіцієнту тертя f_G , швидкості ковзання гребеня $V_{CK}=V_G$, часу T зношування бандажа в точці A . Величина $V_G dt$ визначає тут “шлях тертя”. Зміна питомого тиску на контактах враховується коефіцієнтом площадки $\kappa_{GS} = S_{G0}/S_G$, експериментальна оцінка якого залежно від забігу гребеня показала, що він складає 3...5 у кривих радіусом менш 300 м, а для контакту по колу катання він близький до одиниці.

З (7) випливає, що знос гребенів знизиться, якщо зменшити коефіцієнт κ_{GS} , наприклад, за допомогою установки колісної пари в радіальне положення при русі по кривих, коли кут набігу буде наближатися до нуля, а площа контакту буде визначатися контуром 1...7.

Зменшення “шляху тертя” точки на гребені по бічній грані рейки (чи часу зношування T) при значних кутах набігу його на рейки не компенсує збільшення тиску на контакті, що зростає більшою мірою через різке убування площадки контакту.

Модель взаємодії гребеня з рейкою уточнюється, якщо швидкість ковзання гребеня по рейці обчислювати з урахуванням змінної величини “заглиблення” h_G гребеня, що відповідає картині фактичного контакту його з рейкою при різному ступені зносу контртіл.

Звичайно кут набігу визначають як відношення “полюсної відстані” візка до радіуса кривої, тобто без обліку перекосів кузова відносно шляху і колісної пари в рамі візка. У зв’язку з цим запропоновано аналітичну залежність для обчислення цього кута для будь-якої колісної пари

$$\delta_G = \left| a_i \pm c \pm a_{ij} \sqrt{R} - \phi + \varphi_i + \varphi_{ij} \right|. \quad (8)$$

Дослідження довели, що знос гребенів найбільшою мірою визначається кривизною рейкового шляху (рис. 4. а) і меншою мірою величиною непогашеного прискорення (рис. 4. б), а також сил тяги й опору від вагонів. Збільшення зазору в рейковій колії створює передумови до зменшення зносу гребенів і прокату по кругах катання при русі по кривих.

При стійкому русі локомотива по прямих ділянках шляху вплив зазорів у колії не виявляється, а при збуреному русі збільшення зазорів знижує імовірність ударів гребенів об рейки при відкиданнях колісних пар до суміжної рейки.

Знос контактів “колесо – рейка” пропорційний коефіцієнту тертя при всіх його змінах залежно від швидкостей ковзання.

Якщо відбувається одноточковий контакт бандажа з рейкою, коли площа контакту гребеня з бічною гранню рейки найбільша і середній тиск на ньому відносно малий, лубрикація контакту ефективно зменшує знос, але при русі по кривих радіусом менш 350 м цей контакт, як правило, трансформується в двохточковий. При цьому його площа зменшується, тиск на ньому зростає, що може призвести до зниження ефективності лубрикації внаслідок видавлювання мастила з області контакту гребеня з рейкою.

Дотична сила тяги і реакція від вагонів на автозчепленні збільшують прокат бандажів, а також знос гребенів коліс крайніх колісних пар візків при русі по кривих ділянках колії. При русі по прямих збільшується тільки прокат бандажів коліс.

У п'ятому розділі досліджено залежності зносу бандажів від параметрів локомотивів. Основним параметром ресорного підвішування є статичний прогин, що визначає рівномірність розподілу навантаження від коліс на рейки. Ще більш рівномірно розподіляються навантаження при збалансованому ресорному підвішуванні. При цьому досягається зменшення схильності до буксування коліс а, отже, зниження прокату бандажів.

Такі властивості має підвішування, у якого як пружні елементи використовуються пневматичні ресори.

Залежності відносного зносу бандажів, отримані методом комп'ютерного моделювання з використанням моделі (6), а також алгоритмів для обчислення швидкостей відносного ковзання на контактах бандажів з рейками, при варіюванні вертикального навантаження на рейки й алгоритму для обчислення дотичних сил тяги, наведено на рис. 5. Там же наведено результати експлуатаційних випробувань тепловозів.

Як бачимо, збільшення статичного прогину позначається на зменшенні прокату й меншою мірою – на зносі гребенів.

Внаслідок зниження буксування коліс (а, отже, зменшення швидкостей ковзання і роботи сил тертя на контактах бандажів з рейками) пробіг тепловоза 2ТЕ10Л №635,

обладнаного пневматичним ресорним підвішуванням, склав *250 тис. км* до першого обточування бандажів по прокату, що майже вдвічі більше пробігу серійних тепловозів, що експлуатувалися в тих же умовах. На тепловозі не спостерігалось однобічного зносу гребенів. Економічна ефективність від застосування пневматичного ресорного підвішування на цьому тепловозі склала *20 тис. грн* на рік. Аналогічні результати отримано в процесі експлуатації тепловоза 2ТЕ116 № 184.

Дослідження показало, що “активна” система, що створює момент, який повертає візок у напрямку центра кривої (а не назовні її, як у серійного тепловоза), зменшує напрямні сили і кути набігу гребенів, що в результаті знизить знос гребенів у напрямної колісної пари до *20%* у кривій радіусом *350 м* у порівнянні із серійним тепловозом (рис. 6). Подальше збільшення “активного” моменту може бути реалізоване за допомогою силових циліндрів; обмеження тут зв’язані з міцністю елементів візка й ускладненням системи у зв’язку з необхідністю застосування керуючих пристроїв.

Дослідження впливу на знос бандажів жорсткості зв’язку букси з рамою візка довело, що зниження поперечної складової жорсткості зменшує напрямні сили і, як наслідок, знос гребенів, але при значному зниженні цієї жорсткості погіршується стійкість руху локомотива в прямих. Збільшення жорсткості подовжнього зв’язку сприяє зменшенню зносу гребенів. В цілому, жорсткість зв’язків букси з рамою візка в діапазоні її раціональних величин не роблять вирішального впливу на знос бандажів.

Показано, що система підвішування тягових електродвигунів (тип приводу коліс) впливає на величину направляючих сил при русі по перехідних кривих і нерівностях колії в плані, оскільки вона визначає величину необресореної маси (рис. 7).

Дослідження довело, що початкові перекося колісних пар щодо рами візка збільшують напрямні сили, що діють на гребені колісних пар, які мають перекося назовні кривої – унаслідок збільшення поперечних складових сил тертя на контактах кіл катання коліс з рейками; перекося вісей усередину кривої зменшують ці сили. Бічні і рамні сили практично не залежать від цих кутів, тобто умова безпеки руху по виповзанню гребеня на рейку при цьому задовільнюється. Кут набігу гребеня на рейку змінюється на величину початкового кута перекося, якщо пружність подовжніх зв’язків букс із рамою візка досить велика. Момент від сил тертя в контактах поверхонь катання коліс з рейками і швидкість відносного ковзання гребеня по рейці змінюються пропорційно величині початкового кута перекося вісі. Знос гребеня колеса у такої вісі

змінюється пропорційно величині кута початкового перекосу в середньому на 10...15% на кожні 0,001 рад. На прямих ділянках шляху початкові кути перекосу вісей приводять до постійного набігу гребеня на ту рейку, у бік якої вона перекошена, а напрямна сила пропорційна куту перекосу. При незбуреному русі в структурі напрямних сил основна частина належить поперечним складовим сил тертя (крипу) у контактах поверхонь катання коліс з рейками, а рамні й інерційні сили на порядок менше. Напрямна сила змінюється періодично з частотою її звивистого руху: при швидкості 100 км/год амплітудні значення досягають 60 кН, а середні 55 кН.

Величина початкового кута перекосу вісі впливає на довжину і форму хвилі виляння колісної пари; це пов'язано з тим, що при визначених співвідношеннях величин початкового кута перекосу і конічності профілю бандажів частину шляху гребінь колеса знаходиться в контакті з рейкою, а іншу частину – у зазорі з ним. Конічність профілю бандажів впливає як на характер руху колісної пари, так і на процес зносу її гребенів. Починаючи з конічності 1/20 у контакті з бічною гранню рейки знаходиться тільки гребінь колісної пари, яка установлена з початковим перекосом у рамі візка, а гребені інших колісних пар торкаються рейок періодично. Якщо конічність усіх бандажів дорівнює нулю, то до рейки притискається своїм гребенем не тільки колісна пара, установлена з початковим перекосом у рамі візка, але і всі інші, однак знос їхніх гребенів значно менше, ніж у цієї колісної пари.

Гребінь колісної пари, установленної з початковим кутом перекосу в рамі візка, відслідковує всі горизонтальні нерівності шляху. У межах нерівності його знос трохи зростає в зв'язку із збільшенням напрямної сили і кута набігу на рейку.

На підставі проведених досліджень складено функцію вектора факторів і параметрів, що впливають на прокат і знос гребенів (9), а їхня значимість показана на рис. 9:

$$I = \overline{\Phi} \begin{cases} (N, \delta_G, V_{CK}, S_K, L_{TP}, \Theta_G, J, P_{CT}, \lambda, M_T, K, \varphi_H, y, r, M_H), \\ (V, a, f, F_K), \\ (\rho, \Delta, \Theta_P, F_{ijk}). \end{cases} \quad (9)$$

Звідси видно, що найбільший вплив на ці процеси роблять: сила, що діє на контакт, площа плями контакту, зносостійкість матеріалу бандажів коліс, а на знос

гребеня ще і кут набігання на рейку. Вплив цих факторів можна радикально знизити шляхом устаткування локомотивів пристроями для радіальної установки колісних пар.

У шостому розділі наведено математичні моделі руху локомотивів з різними пристроями для радіальної установки колісних пар у кривих. Пристрій, що реалізує самоустановку колісних пар (РСУКП) показано на рис. 10. При набіганні гребеня переднього колеса на рейку і появи напрямної сили Y , колісна пара зміщується усередину кривої на величину Δu . При цьому, внаслідок розташування буксових повідців під кутом α до подовжньої вісі рами, букси одержать також і подовжні переміщення, причому букса, розташована з боку зовнішньої рейки кривої, буде зміщатися вперед, тобто по напрямку руху, а букса, розташована з боку внутрішньої рейки, буде зміщатися назад. Таким чином, колісна пара повернеться в площині рейкового шляху на кут φ_{ij} , займаючи положення в кривій, близьке до радіального. У момент повороту колісної пари до радіального положення виникають інерційні, пружні і дисипативні сили, що перешкоджають йому.

Кут повороту колісної пари φ_{ij} і її поперечний зсув Δu зв'язані залежністю $\varphi_{ij} = K_{II} \Delta u$, де K_{II} – константа, а Δu залежить від кута α установки повідців. Кут набігання буде

$$\delta_{\Gamma} = \left| \pm a_i \pm a_{ij} \frac{1}{R} \right| - \varphi + \varphi_i + \varphi_{ij} + \varphi_{ijP}.$$

Оскільки маси механізмів для РСУКП малі в порівнянні з масами елементів екіпажа, то кількість узагальнених координат математичної моделі залишиться колишньою, зміняться тільки її коефіцієнти.

Кутові швидкості вилання колісної пари або колісно-моторних блоків φ_{ij} будуть складатися з кутовими швидкостями поворотів до радіального положення вісей колісних пар у кривих φ_{ijP} щодо центра колісної пари, що викликає зміну кінетичної енергії системи. Сумарний вектор кутових швидкостей

$$\dot{\varphi}_{ijS} = \dot{\varphi}_{ij} + \dot{\varphi}_{ijP}.$$

Кінетична енергія КМБ буде

$$T_{ijP} = \frac{I}{2} \sum_{ij} I_{ijz} \cdot \varphi_{ij}^2 \cdot \delta_{ijP1} + I_{ijzK} \cdot \left(\sum_{ij} \dot{y}_{ij} \right)^2 \cdot \delta_{ijP2},$$

де $\delta_{ijP1} = 0; \delta_{ijP2} = 1$ – множники в межах перехідної кривої, і $\delta_{ijP1} = 1; \delta_{ijP2} = 0$ – множники за межами перехідної кривої.

Потенційна енергія системи зміниться у зв'язку зі зміною довжини проекцій повідців на подовжню вісь візка і викликаним цим поворотом букси на шийці вісі колісної пари на кут $\psi_B = K_{\Pi\Pi} \cdot y_{ij}$:

$$U_P = \frac{1}{2} K_{B\psi} \sum_{ijK} \left(\sum_{\Pi\Pi} \cdot y_{ij} \right)^2,$$

де $K_{\Pi\Pi}$ – константа; тут Δy замінено на узагальнену координату y_{ij} ; $K_{B\psi}$ – коефіцієнт жорсткості зв'язку при поворотах букси.

Аналогічний за формою доданок додається й у функцію розсіювання енергії системи – після заміни $K_{B\psi}$ на $\beta_{B\psi}$.

Константи K_{Π} , $K_{\Pi\Pi}$ і $\beta_{B\psi}$ залежать від довжини буксового повідця, його пружно-в'язких характеристик і кута α .

Після диференціювання цих функцій відповідно до алгоритму Лагранжа, одержимо сили, які включаються в рівняння математичної моделі (6). Зміна кутів набігання вплине на швидкості ковзань на контактах коліс щодо рейок, що змінить коефіцієнти тертя й узагальнені сили.

Розроблено математичні моделі динаміки локомотивів із пристроями для примусової радіальної установки колісних пар у кривих (ПРУКП). Моделі охоплюють комплекс відомих конструкцій пристроїв для РУКП і дають можливість прогнозування динамічних і експлуатаційних показників локомотивів, визначення їхньої перспективності для застосування на різних ділянках залізниць і наукового обґрунтування їхніх раціональних параметрів.

У цьому розділі наведено результати досліджень локомотива з пристроєм для РСУКП у кривих (рис. 11), основним параметром якого є кут установки повідців

стосовно подовжньої вісі візка в плані. З рис. 11 видно, що при цьому забезпечується значне зниження зносу гребенів в основному за рахунок зменшення кута набігання гребеня на рейку і напрямних сил.

Ефективність цього пристрою для РСУКП підтверджено експериментальними дослідженнями тепловоза 2ТЕ116 № 1489Б, проведеними у ВНДТІ, де був реалізований кут установки повідців $\alpha=8^\circ$, що дало зниження кутів набігання ведучих колісних пар візків на рейки 8–15 % у кривих ділянках колії. Тепловоз зберігав стійкий характер руху у всьому діапазоні швидкостей руху, тобто до 100 км/год.

Збільшення демпфірування в поперечному напрямку в зв'язках візка з кузовом і буксами знижує амплітуди коливань візків і колісних пар, а також рамні сили до рівня серійного тепловоза.

Виявлено, що сили тертя в контактах коліс з рейками зберігають свою величину (по модулю) незмінною в обох екіпажів, однак їхні подовжні складові більші, що обумовило дещо більший знос його бандажів по прокату. Поперечні складові сил тертя менші у екіпажа з РСУКП, що обумовило зниження напрямних сил.

Порівняльну ефективність пристроїв для РСУКП і ПРУКП за зносом гребенів коліс наведено на рис. 12, звідки видно, що обидва пристрої забезпечують істотне зменшення зносу гребенів у порівнянні із серійним локомотивом. При установці на локомотиві пристрою для ПРУКП разом із пристроєм, який реалізує “активний момент”, що повертає візок у напрямку кривої, знос гребенів бандажів у напрямних колісних пар має тенденцію до подальшого зниження (лінія 4).

З діаграм, наведених на рис. 13 видно, що найбільш ефективними пристроями, які знижують прокат бандажів, є ресорне підвішування, а знос гребенів – пристрої для радіальної установки колісних пар у кривих, при яких істотно знижується питомий тиск на контактах гребенів коліс з рейками, що підвищує ефективність лубрикації.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі викладено наукові основи вибору конструкторсько-технологічних параметрів пристроїв ходової частини й екіпажа локомотива, що визначають зменшення зносу бандажів коліс.

1. Аналіз стану проблеми показав, що наукові дослідження в галузі покращення конструкції та технології виготовлення локомотивів, а також їх взаємодії з залізничною колією спрямовані, в основному, на поліпшення динаміки локомотивів та зменшення фрикційного зносу бандажів коліс – як наслідку силової взаємодії їх з рейками. Проте, за межами досліджень знаходиться аналіз діючого в єдності комплексу факторів конструкторсько-технологічного плану, що визначають повний набір складових вектора динамічної взаємодії бандажів коліс з рейками. Це, насамперед, конструкція і технологія виготовлення таких обумовлених при проектуванні ланок екіпажа локомотива, як системи тягових приводів, зв'язки рам візків з кузовом і колісними парами, а також пристрої для радіальної установки колісних пар. Доведено, що інтенсивність зносу коліс корелює зі згаданими факторами. Це і визначило проведення досліджень, спрямованих на виявлення й упорядкування основних конструкторсько-технологічних факторів, а також оцінку ступеня впливу кожного з них як окремо, так і в сукупності на показники локомотивів.

2. У результаті виконання роботи створено наукові основи вибору конструкторсько-технологічних параметрів і факторів, що визначають прогнозоване зниження зносу бандажів коліс, суть яких полягає в зображенні силової взаємодії пари “колесо-рейка” у вигляді функції вектора параметрів елементів і пристроїв екіпажів локомотивів, що істотно впливають на їхню динаміку.

3. Для оцінки зносу бандажів коліс запропонований новий критерій “прогноз – знос”, отримано його аналітичний вираз, у який введено: навантаження на контакт і кут набігання гребеня на рейку, для якого отримано уточнену аналітичну залежність. На відміну від відомих критеріїв враховано також відносну величину площадки плями контакту і “шлях тертя” точок на бандажі щодо рейки. Критерій дозволяє прогнозувати величину зносу бандажів коліс як на стадії проектування, так і в процесі експлуатації локомотивів і дає можливість оцінювати знос бандажів коліс при русі по шляху будь-якої конфігурації, у тому числі і по прямих, а також при устаткуванні їх пристроями для радіальної установки колісних пар у кривих.

4. Створено математичні моделі, що адекватно відбивають зв'язок виробленого критерію з конструкторсько-технологічними параметрами таких вузлів локомотивів як пристрої тягових приводів, пристрої зв'язків рами візка з колісними парами і з кузовом, пристрої для радіальної установки колісних пар у кривих. Розроблено програмно-алгоритмічний комплекс для знаходження шляхом цифрового моделювання

закономірностей впливу конструкторсько-технологічних параметрів досліджуваних пристроїв і різних факторів на інтенсивність зносу бандажів коліс.

5. Дослідження показали, що фактори, які впливають на процес зносу бандажів, можуть бути розділені на дві групи – основну і визначальну. До основної відносяться навантаження на контактах бандажів з рейками, коефіцієнти тертя, кути набігання гребенів на рейки, швидкості ковзань точок на бандажах щодо рейок і зносостійкість матеріалу бандажів. Виявлено також, що до цих факторів необхідно додати ще два, зв'язані з геометрією плям контактів бандажів з рейками: їхніми площами і “шляхами тертя” точок на бандажах щодо рейок. Перший з них функціонально зв'язує зосереджену силу на контакт з тиском на ньому, а другий визначає тривалість процесу зношування бандажа. Основні фактори, у свою чергу, залежать від визначальних. Вони зв'язані:

- зі структурою і технічним станом рейкової колії (наявність кривих ділянок колії, застосування залізобетонних шпал, ширина колії, наявність нерівностей на рейках та ін.),
- з конструкцією локомотивів (пристрої приводів коліс, зв'язки рам візків з кузовом і колісними парами, ресорне підвішування, пристрої для радіальної установки колісних пар, діаметр коліс, початкові перекоси вісей у рамах візків, величина конічності профілів бандажів та ін.),
- з режимами експлуатації локомотивів (величини непогашених прискорень у кривих ділянках колії, інтенсивність режимів тяги – гальмування, швидкості руху та ін.).

6. Показано, що з визначальних факторів технологічного плану найбільший вплив на знос гребенів коліс мають початкові кути перекосу вісей колісних пар. Це виявляється більшою мірою при русі по прямих ділянках колії, коли гребінь колеса, у бік якого перекошена вісь, виявляється постійно притиснутим до бічної грані рейки із силою, близької до величини напрямної сили в положистих кривих. Конічність профілів бандажів $1/20$ або більша дозволяє компенсувати негативний вплив початкових кутів перекосів вісей, якщо ці кути не перевищують $0,001$ рад. У зв'язку з цим рекомендується обмежити припустимі кути перекосів цією величиною.

7. Справедливість отриманих результатів обумовлена тим, що моделі, які описують у вигляді систем диференціальних рівнянь динаміку локомотивів, склалися на базі фундаментальних положень теоретичної механіки, їхнє вирішення здійснювалося апробованими методами чисельного інтегрування, а для вибору раціональних параметрів пристроїв застосовувалися методи планування експерименту. Вірогідність отриманих наукових результатів підтверджується коректністю прийнятих припущень,

збігом підсумків розв'язання тестових задач з результатами, отриманими в експерименті іншими авторами, а також збігом із припустимою похибкою власних експериментальних і розрахункових даних.

8. Шляхом фізичного моделювання визначено форму, розташування і характер зміни площадки контакту гребеня з бічною гранню рейки і “шляху тертя” точок на гребені по рейці залежно від кута набігання гребеня на рейку.

9. Встановлено, що при великих кутах набігання гребеня на рейку одноточковий контакт трансформується в двоточковий. При збільшенні кута набігання понад $0,002$ рад площадка контакту гребеня з рейкою зменшується в $3 - 5$ разів, що відповідно збільшує середній тиск на контакт і знос пари тертя.

10. Серед визначальних факторів виділено пристрої для радіальної установки колісних пар у кривих. Вони поліпшують умови контактування гребенів з рейками, зменшуючи напрямну силу і збільшуючи площадку контакту гребеня з рейкою і, таким чином, знижуючи середній тиск на ній, а значить і знос більш ніж у 2 рази. Устаткування локомотивів збалансованим ресорним підвішуванням з великим статичним прогином, наприклад, на базі пневматичних ресор створює більш рівномірний розподіл сил від коліс локомотива на рейки, що зменшує швидкості ковзання на контактах унаслідок зменшення буксування коліс і знижує прокат більш ніж у $1,5$ рази.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

ОСНОВНА ЛІТЕРАТУРА

1. Пневматическое ресорное подвешивание тепловозов / Куценко С.М., Елбаев Э.П., Кирпичников В.Г., Маслиев В.Г., Рубан А.Н.- Харьков: Вища школа, 1978.- 97 с.
2. Маслиев В.Г. К проблеме увеличения ресурса бандажей колес локомотивов // Залізничний транспорт України.- Київ: “Транспорт України”, 2001. - №6. – С. 12-14.
3. Маслиев В.Г. Математическая модель динамики локомотива с устройством для радиальной самоустановки колесных пар в кривых // Вісник НТУ “ХПІ”, 2001.- №. 14.- С.180-187.
4. Маслиев В.Г. Исследование динамических процессов при движении железнодорожных экипажей // Вісник СУДУ.- Луганськ: СУДУ, 1996.- Сер. Машиностроение.- С. 176 - 178.

5. Маслиев В.Г. Моделирование динамики локомотивов с устройствами, увеличивающими ресурс бандажей колес // Вісник СНУ.- Луганськ: СНУ, 2001. - №7(41). - С.85-88.
6. Маслиев В.Г. Математическое моделирование динамических процессов в системе "экипаж - рельсовый путь" // Міжвуз. зб. наук. Праць.- Харків: ХарДАЗТ, 1998. - Вип.34. - С. 23-26.
7. Маслиев В.Г. Влияние характеристик связей букс с рамой тележки на динамику локомотива // Механіка та машинобудування.- Харків: ХДПУ, 1998.- №1.- С. 91-94.
8. Маслиев В.Г. Особенности динамики рельсовых экипажей с устройствами для радиальной установки колесных пар в кривых // Механіка та машинобудування.- Харків: ХДПУ, 1999.- №1.- С.161-165.
9. Маслиев В.Г., Калинина С.А., Якунин Д.И. Базовая математическая модель горизонтальной динамики локомотива // Вісник ХДПУ.- Харків: ХДПУ, 2000.- № 118.- С.17 – 20.
10. Маслиев В.Г., Калинина С.А., Якунин Д.И. К вопросу о влиянии отклонений характеристик тележки от номинальных на эксплуатационные показатели локомотивов // Вісник ХДПУ.- Харків: ХДПУ, 2000.- № 124.- С.23 – 26.
11. Маслиев В.Г. Компьютерное моделирование динамики локомотива с устройством для принудительной радиальной установки колесных пар в кривых // Механіка та машинобудування.– Харків: НТУ“ХПІ”, 2001.- №1,2.- С.330-332.
12. Маслиев В.Г. О влиянии характеристик связей тележки с кузовом на динамические и эксплуатационные показатели тепловоза // Вісник НТУ“ХПІ”.- Харків: НТУ“ХПІ”, 2001.- № 25.- С. 116 – 118.
13. Маслиев В.Г. Компьютерное моделирование износа пары колесо – рельс // Інформаційно-управляючі системи на залізничному транспорті.- Харків: ХарДАЗТ, 2001.- №6.- С. 63-64.
14. Писарев В.П., Маслиев В.Г., Куценко С.М. Некоторые результаты теоретического и экспериментального исследования поперечных колебаний в системе "колесо - тяговый электродвигатель" тепловоза // Вестник ВНИИЖТ.- М.: 1972.- №8.- С. 34-37.
15. Маслиев В.Г., Лобачев Н.А. Параметры воздушного тракта пневматического рессорного подвешивания тепловозов // Конструирование и производство транспортных

машин.- Респ. межвед. науч.- техн. сборник.- Харьков: “Вища школа”, 1982.- Вып. 14.- С.25-27.

16. Маслиев В.Г., Спириягин И.К., Лавриненко Г.А.. Вопросы моделирования износа гребней колес тепловозов // Системы и узлы перспективных тепловозов. Сб. науч. тр. / Под общ. ред. Ю. А. Куликова.- Київ: УМК ВО, 1990.- С. 22-26.

17. Дмитриев Е.Н., Стребков Н.Д., Куценко С.М., Маслиев В.Г., Жогов В.Г., Короткевич О.П. Пневматическое рессорное подвешивание тепловоза ТГМ 3Б // Транспортное машиностроение. - М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1972.- 5-72-14.- С.1-5.

18. Дмитриев Е.Н., Куценко С.М., Маслиев В.Г., Жогов В.Г., Короткевич О.П., Стребков Н.Д., Алексеев А.А. Результаты динамических испытаний тепловоза ТГМЗБ с пневматическим рессорным подвешиванием // Транспортное машиностроение. - М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1973.- 5-73-7.- С.1-5.

19. Куценко С.М., Алексеев А.А., Дмитриев Е.Н., Маслиев В.Г., Евстратов А.С., Шевченко П.М. Эксплуатационные испытания тепловоза с пневматическим рессорным подвешиванием // Транспортное машиностроение. - М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1976.- 5-76-11.- С.1-3.

20. Куценко С.М., Маслиев В.Г., Алексеев А.А., Дмитриев Е.Н., Евстратов А.С. Совместная работа резинокордной оболочки и винтовой пружины в рессорном подвешивании локомотива // Транспортное машиностроение.- М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1977.-№5-77-10.-С.1-3.

21. Куценко С.М., Лобачев Н.А., Маслиев В.Г. Динамика опытного тепловоза 2ТЭ116 на тележках с пневматическим рессорным подвешиванием в буксовой ступени // Транспортное машиностроение. - М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1976.- 5-79-15.- С.1-3.

22. Шевченко П.М., Маслиев В.Г., Евстратов А.С., Алексеев А.А. Пневматическое рессорное подвешивание тепловоза 2ТЭ116 // Транспортное машиностроение. - М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1981.- 5-81-17.- С.15-17.

23. Пневмоподвешивание железнодорожного транспортного средства: А.С. СССР, 1054155, МКИ В 61 С 15/04; В 61 F 5/10. / В.Г.Маслиев, А.И.Гибалов, С.М.Куценко, А.Т.Литвинов, Е.П.Акишин, Ю.П.Рыжков.- № 3465092/27-11.- 3с. ил.; Заявлено 08.07.82; Опубл.15.11.83, Бюл. № 42.

24. Роликовая опора кузова локомотива: А.С. 1071495 СССР, МКИ В 61 F 5/02; В 61 F 5/16. / В.Г.Маслиев, Э.П.Елбаев, Ю.П.Рыжков, А.В.Клименко.- № 3434001/27-11.- 2с. ил.; Заявлено 23.02.82; Опубл.07.02.84, Бюл. № 5.

25. Пат. 23416А України, МКИ В61F 5/26 та В61F 5/38. Візок рейкового транспортного засобу / Маслієв В.Г., Міщенко К.П., Мещерін Ю.В., Догадин В.О., Шевченко І.П., Спірягін І.К. (Україна); ХК Луганськтепловоз.-№ 96072734; Заявл.09.07.1996; Опубл. 2.06.1998.- 3 с.

ДОДАТКОВА ЛІТЕРАТУРА

26. Маслієв В.Г. Определение собственных частот колебаний тяговых электродвигателей локомотивов // Вестник ХПИ.- Харьков: ХГУ, 1972.- №65.- С. 28-31.

27. Маслієв В.Г. К вопросу о выборе допустимой несоосности колесной пары и полого вала колесно-моторного блока тепловоза / Республ. межвед. научн.-техн. сб. "Локомотивостроение".- Харьков: ХГУ, 1972.-№4.-С.26-28.

28. Куценко С.М., Маслієв В.Г., Коняев А.Н., Карпов И.П., Писарев В.П., Безмашук В.Н. Исследование по динамике тяговых редукторов / Респ. межвед. научн.-техн. сб. "Локомотивостроение".- Харьков: ХГУ, 1971.- Вып. 3.- С. 80-84.

29. Маслієв В.Г., Ананьев А.Д. Метод расчета усилий, действующих в элементах упругого опорно-центрального привода колес локомотива // Вестник ХПИ, Вып. 3.- Харьков: ХГУ, 1977.- № 134.- С. 48-52.

30. Блейхер А.И., Куценко С.М., Маслієв В.Г., Елбаев Э.П., Спирыгин И.К., Возняк Н.К., Кеван Р.Т. Математическая модель движения в кривых десятиосного экипажа с бисселями / ХПИ.- Харьков, 1987.- 32 с.- Рус.- Деп. в ЦНИИТтяжмаш.- М.: 23.01.87. - №1843-тм // Анот. в библиограф. указат. ВИНТИ "Деп. научн. работы".- М.: №5 (187), 1987.- С.143.

31. Игнатенко В.П., Маслієв В.Г., Спирыгин И.К., Литвинов А.Т., Лавриненко Г.А., Батыр В.В. Исследование устойчивости движения экипажа с бегунковой тележкой / ХПИ.- Харьков, 1988.- 30 с.- Рус.- Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ. М.: 24.10.1988, №253 - ТМ88 // Анот. в библиограф. указателе ВИНТИ "Депонир. научн. работы" №3 (209), 1989.- С.132.

32. Маслієв В.Г. Влияние касательных сил тяги на динамику локомотива в кривых // Труды междунар. технич. конфер. "Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье". - Харьков, Мишкольц: ХПИ, МУ.- 1997.- С.341-343.

33. Маслієв В.Г. Влияние неточности установки колесных пар железнодорожных экипажей в рамках тележек на износ гребней колес // Труды междунар.

технич. конфер. "Компьютер: наука, техника, технология, образование, здоровье".- Харьков, Мишкольц: ХПИ, МУ.- 1994.- С.100.

34. Маслиев В.Г. Применение ЭВМ для исследования износа колес локомотива // Труды междунар. науч.-техн. конференции "Компьютер: наука, техника, технология, здоровье".- Харьков – Мишкольц.- 1993.- С212.

35. Маслиев В.Г. Моделирование динамики локомотивов при исследовании износа гребней колес // Труды VIII междунар. конфер. "Проблемы развития рельсового транспорта". - Алушта, Луганск: ВУГУ.- 1998.- С. 27.

АНОТАЦІЯ

Маслиев В.Г. Наукові основи вибору конструкторсько-технологічних параметрів пристроїв для зменшення зносу бандажів коліс локомотивів. - Рукопис.

Дисертація на одержання наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.07 - "Рухомий склад залізниць та тяга поїздів", Українська державна академія залізничного транспорту, Харків, 2002.

Дисертаційна робота присвячена питанням вибору конструкторсько-технологічних параметрів пристроїв для зменшення зносу бандажів коліс локомотивів. Досліджена динаміка локомотивів з такими пристроями, запропоновано критерій для оцінки зносу і його аналітичний вираз із урахуванням зміни площі контакту гребеня з рейкою і "шляху тертя" точок на бандажі відносно рейки. Критерій дозволяє прогнозувати знос бандажів на стадії проектування й у процесі експлуатації локомотивів. Встановлено і ранжовано чинники, що впливають на знос бандажів. Доведено, що пристрої для радіальної установки колісних пар у кривих ефективно знижують знос гребенів, а ресорне підвішування на базі пневматичних ресор знижує прокат бандажів коліс локомотива. Основні результати роботи знайшли промислове впровадження при проектуванні нових локомотивів і дизель-поїзда.

Ключові слова: рейкова колія, локомотив, знос, бандаж, гребінь, прокат, критерій зносу, радіальна установка, колісна пара, крива, ресора.

THE SUMMARY

Masliev V.G. Scientific fundamentals of a choice of design-engineering parameters of devices for locomotive sprockets bindings wear reduction. - Manuscript.

Thesis on awarding a scientific degree of the Doctorate of Sc. (Engineering) on a speciality 05.22.07 - "The rolling-stock of iron roads and traction of trains", Ukraine state Academy of a railway transportation, Kharkov, 2002.

Thesis is devoted to the problems of the choice of design-engineering parameters of devices for reduction of a locomotive of sprockets wear. The dynamics of locomotives with such devices is investigated. The criterion and its analytical expression is offered in view to the change of a contact area of a crest with a rail and "paths of friction" of points on a crest in relation to a rail. The criterion allows to forecast a wear of bindings at a stage of projection and while in performance of locomotives. Factors are established and arranged influencing the wear of bindings. It is shown, what effectively reduces a wear of crests of the device for radial installation of wheel pairs in curves and spring suspension on the basis of pneumatic springs reduces roll stock of bindings of sprockets of the locomotive. The basic results of research have found industrial application at designing of new locomotives and diesel - train.

Key words: a rail path, locomotive, wear, binding, roll stock, crest, criterion of a wear, radial installation, wheel pair, a curve, spring.

АННОТАЦИЯ

Маслиев В.Г. Научные основы выбора конструкторско-технологических параметров устройств для уменьшения износа бандажей колес локомотивов. - Рукопись.

Диссертация на получение научной степени доктора технических наук по специальности 05.22.07 - "Подвижный состав железных дорог и тяга поездов", Украинская государственная академия железнодорожного транспорта, Харьков, 2002.

Диссертационная работа посвящена вопросам выбора конструкторско-технологических параметров устройств для уменьшения износа бандажей колес локомотивов. Научные исследования в области увеличения износостойкости бандажей колес локомотивов направлены, в основном, на снижение фрикционного износа как следствия силового взаимодействия колеса и рельса. Здесь исследован комплекс причин конструкторско-технологического плана, определяющий полный набор составляющих вектора силового взаимодействия колеса с рельсом.

Созданы научные основы выбора конструктивных параметров и технологических факторов, определяющих прогнозируемое снижение износа бандажей колес, суть

которых состоит в представлении силового взаимодействия пары “колесо-рельс” в виде функции вектора параметров элементов и устройств экипажей локомотивов, существенно влияющих на их динамику, таких как тяговые приводы, узлы связи рам тележек с кузовом и колесными парами, а также устройства для радиальной установки колесных пар в кривых.

В качестве показателя для оценки интенсивности износа бандажей колес локомотивов предложен критерий “прогноз – износ” и получена его аналитическая зависимость, в которой учтены изменения площадки контакта гребня с рельсом и “путь трения” точек на гребне по рельсу.

Созданы математические модели, адекватно отражающие влияние на процесс износа бандажей колес конструктивных параметров и технологических факторов упомянутых узлов локомотивов, а также программно-алгоритмический комплекс для компьютерного моделирования. В моделях детально представлены физические явления в контактах бандажей с рельсами, а также силы тяги и сопротивления.

Установлены и разделены на две группы факторы, влияющие на износ бандажей колес. Основная группа – это нагрузки на контактах, площади пятен контактов, коэффициенты трения, углы набегания гребней, “пути трения”, скорости точек на колесах относительно рельсов, а также износостойкость бандажной стали.

Основные факторы зависят от определяющих, среди которых отметим следующие: кривизна рельсового пути, неровности на рельсах, ширина колеи, диаметр колес, начальные перекосы колесных пар относительно рам тележек, величина коничности бандажей, устройства для радиальной установки колесных пар в кривых, статический прогиб рессорного подвешивания, жесткость связей тележки с кузовом и колесными парами, тип привода колес, определяющий величину необрессоренной массы, скорость движения, непогашенное ускорение при движении по кривым, режимы движения и др.

Установлено, что влияние на износ бандажей колес параметров, относящихся к основной группе, можно существенно уменьшить посредством применения на локомотивах устройств для радиальной установки колесных пар в кривых в совокупности с смазкой контактов гребня с рельсом и при соблюдении заданных допусков на величины перекосов колесных пар в рамах тележек в плане, а также применением сбалансированного пневматического рессорного подвешивания с большим статическим прогибом.

Полученные результаты исследований имеют практическое значение, заключающееся в универсальности разработанного программно-алгоритмического комплекса, позволяющего на стадии проектирования оценивать устройства и разрабатывать мероприятия по снижению износа бандажей колес для всех видов магистральных, маневровых и промышленных локомотивов.

Полученные в работе результаты и выводы реализованы в процессе проектирования тепловозов и дизель-поезда: 2ТЭ116, ТГМ 3Б, 2ТЭ121, 2ТЭ126, 2ТЭ136, ДПЛ1. Здесь использовались: пневматическое рессорное подвешивание локомотива, увеличивающее ресурс бандажей по прокату; устройства для соединения кузова со сцепной и бегунковой тележками, повышающие ресурс бандажей по износу гребней колес; упругая подвеска тяговых электродвигателей, понижающая износ гребней и прокат колес; устройство для радиальной установки колесных пар в кривых участках пути, обеспечивающее уменьшение износа гребней бандажей колес.

Результаты работы используются также в учебном процессе в новых разделах лекционных курсов по динамике рельсового подвижного состава и в научно-исследовательской работе кафедре “Электрический транспорт и тепловозостроение” НТУ “ХПИ”.

Ключевые слова: рельсовый путь, локомотив, износ, бандаж, гребень, прокат, критерий износа, радиальная установка, колесная пара, кривая, рессора.

Авореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Наукові основи вибору конструкторсько-технологічних параметрів пристроїв для
зменшення зносу бандажів коліс локомотивів

Маслієв Вячеслав Георгійович

05.22.07 – Рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Надруковано з оригіналу автора

Відповідальний за випуск В.І.Омельяненко

Підп. до друку 16.04.2002 р. Формат видання 145x215.

Формат паперу 60x90 1/16. Папір Могра. Друк – ризографія.

Обсяг 1,9 авт.арк. Наклад 100 прим. Зам. № 136.

Видавничий центр НТУ “ХПІ”. Свідоцтво ДК № 116 від 10.07.2000 р.

Друкарня НТУ “ХПІ”, 61002. Харків, вул. Фрунзе, 21
