Український державний університет залізничного транспорту

Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу

УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОФІЛЮ КОЧЕННЯ КОЛІС ШВИДКІСНИХ ПОЇЗДІВ

Пояснювальна записка і розрахунки
до магістерської кваліфікаційної роботи

МКРМЕ 510.11.01 ПЗ

Розробив студент групи 221-ЛЛГ-Д24
спеціальності 273 «Залізничний транспорт»
Освітня програма: «Локомотиви та локомотивне господарство»
(роботу виконано самостійно, відповідно до принципів академічної доброчесності)

_____ Андрій КЛЮШНИЧЕНКО
(підпис)

Керівник:
професор кафедри ЕРРС, докт. техн. наук

Олександр УСТЕНКО

Рецензент:
доцент кафедри «Інженерія вагонів та якість продукції», канд. техн. наук

Андрій РИБІН

2026 р

Український державний університет залізничного транспорту

Факультет механіко-енергетичний
Кафедра «Експлуатація та ремонт рухомого складу»
Освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр
Спеціальність:273 «Залізничний транспорт»
Освітня програма «Локомотиви та локомотивне господарство»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри,
професор, д-р техн. наук
_____ В.Г. Пузир
(підпис)
«____» _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА
Клюшниченко Андрій Сергійович

1. Тема: «Удосконалення профілю кочення коліс швидкісних поїздів»

керівник Устенко Олександр Вікторович, д.т.н., професор
затверджені розпорядженням по механіко-енергетичному факультету
від«_24_» лютого__ 2026 року № _8_

2. Строк подання студентом проекту«1» червня 2026 року.

3. Вихідні дані до проекту: Статистична звітність по умовам роботи в локомотивному депо.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки: 1 Автоматизовані системи керування виробництвом на залізничному транспорті; 2 Моделювання системи оперативного керування ремонтом локомотивів; 3 Інформаційна модель системи оперативного управління ремонтом локомотивів; 4 Проектування автоматизованої системи оперативно диспетчерського керування ремонтом ТРС; 5 Розрахунок економічної ефективності від впровадження системи оперативного керування ремонтом мотор-вагонного рухомого складу; Висновки по роботі

5. Перелік графічного матеріалу:
Загальна характеристика роботи; Особливості конструкції та експлуатації колісних пар швидкісного рухомого складу; Аналіз процесу зношування в системі «колесо-рейка»; Розподіл в процентах кількості дефектів бандажей колісних пар локомотивів; Методи й рішення для зниження зношування коліс рухомого складу й рейок; Методи підвищення довговічності бандажів колісних пар; Розподілення значущості способів підвищення довговічності бандажів колісних пар, %; Прогнозування зношування бандажів колісних пар

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Техніко-економічне обґрунтування пропозицій	Калабухін Ю.Є. проф., докт.техн.наук		

7. Дата видачі завдання «28» вересня 2026 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів	Строк виконання етапів	Примітка
Збирання та обробка статистичної інформації	30.06.25 - 9.09.25	
Виконання роботи по розділам магістерської роботи. Аналіз одержаних даних, їх розрахунок та обробка	10.09.25 - 28.09.25	
Перевірка виконаних завдань у керівника магістерської роботи, виправлення помилок, виконання робіт по розділах консультантів	29.09.25 - 15.04.26	
Робота над оформленням графічної частини, проведення розрахунків та створення на їх підставі графічних матеріалів	16.04.26 - 02.05.26	
Перевірка виконаних робіт у керівника, виправлення помилок, чистове виконання розділів магістерської роботи	03.05.26 - 25.05.26	
Нормоконтроль, виправлення помилок та підготовка до захисту	26.05.26 - 01.06.26	

Студент _____ Клюшниченко А.С.
(підпис)

Керівник _____ Устенко О.В.

Зміст

Вступ 6

1. Особливості конструкції та експлуатації колісних пар швидкісного рухомого складу 9

1.1 Вплив зносів та дефектів на геометричні параметри профілю колеса в процесі експлуатації 13

2 Способи підвищення ресурсу коліс колісних пар високошвидкісного рухомого складу 21

2.1 Плазмове зміцнення гребнів колісних пар 21

2.2 Впровадження перспективних матеріалів для виготовлення коліс 26

2.3 Використання захисного покриття колісних пар 32

2.4 Використання змащування гребнів колісних пар локомотивів 38

2.5 Комп'ютерна діагностика стану колісних пар 41

2.6 Обробка поверхні кочення коліс складом НІОД 45

3. Визначення прогресивних методів відновлення зношеного профілю кочення коліс 48

3.1 Прогнозування процесу зношування колісних пар та їх ресурс при з застосування обточування колісних пар по новому профілю 56

4 Вибір раціонального профілю коліс для високошвидкісного рухомого складу 70

4.2 - Порівняльний аналіз напруженого стану коліс із різними профілями ... 79

5 Економічна частина проекту 84

5.1 Методика розрахунку економічного ефекту 84

5.2 Розрахунок економічного ефекту 88

Список використаних джерел 97

АНОТАЦІЯ

Клюшниченко А.С. Удосконалення профілю кочення коліс швидкісних поїздів. Кваліфікаційна робота освітнього рівня «магістр». спеціальності 273 «Залізничний транспорт», Освітня програма: «Локомотиви та локомотивне господарство». Харків, 2026.

У кваліфікаційній роботі виконано системний аналіз та науково обґрунтовано шляхи оптимізації технічного обслуговування колісних пар високошвидкісного пасажирського рухомого складу. Визначено домінуючі чинники формування дефектів і зношування профілю коліс під час руху в умовах вітчизняної залізничної мережі. Оцінено ефективність передових методів підвищення зносостійкості, зокрема плазмового поверхневого зміцнення, застосування модифікованих матеріалів, лубрикації та комп'ютерного моніторингу технічного стану. Обґрунтовано раціональний профіль бандажа (колеса), адаптований до конкретних умов взаємодії в системі «колесо-рейка». Впровадження розроблених рішень забезпечує підвищення плавності та стійкості руху, мінімізацію динамічних навантажень, а також покращення показників енергоефективності й зниження витрат на утримання локомотивного та вагонного парку.

Ключові слова: високошвидкісний рухомий склад, колісні пари, знос, дефекти, зносостійкість, плазмове зміцнення, профіль колеса, енергоефективність, комп'ютерна діагностика.

ABSTRACT

Klushnychenko A.S. Improvement of the rolling profile of high-speed train wheels. Master’s Qualification Work in Specialty 273 "Railway Transport", Educational Program: "Locomotives and Locomotive Maintenance". Kharkiv, 2026.

The qualification work performs a systematic analysis and scientifically substantiates ways to optimize the maintenance of wheelsets for high-speed passenger rolling stock. The dominant factors forming defects and wear of wheel profiles during operation within the domestic railway network have been identified. The efficiency of advanced wear-resistance enhancement methods has been evaluated, including plasma surface hardening, the application of modified materials, lubrication, and computerized condition monitoring. A rational tire (wheel) profile adapted to specific interaction conditions within the "wheel-rail" system has been substantiated. The implementation of the developed solutions ensures increased motion smoothness and stability, minimizes dynamic loads, improves energy efficiency indicators, and reduces maintenance costs for the locomotive and car fleet.

Keywords: shunting diesel locomotive, operational efficiency, fuel consumption, idling, reliability, maintenance, power plant, probabilistic methods, optimization.

Вступ

1. Особливості конструкції та експлуатації колісних пар швидкісного рухомого складу

На діючому моторвагонному рухомому складі (МВРС) з конструкційною швидкістю 130 км/год (максимальної в експлуатації 120 км/ч) колісні пари моторних вагонів оснащені складеними колесами, у яких на литі спіцеві колісні центри напресовані бандажі діаметром по кругу катання 1050 мм [1]. В експлуатації мали місце випадки пошкоджень цих коліс. На литих спіцевих колісних центрах, при змінюваних з 50-х років минулого століття, існувала проблема із забезпеченням міцності, через виникнення тріщин у зоні сполучення спиць із про будинок, як при виготовленні, так і при тривалій експлуатації [2]. При ремонті таких колісних центрів дефектні місця обробляли й зазнали відновленню шляхом наплавлення під флюсом [3].

Для розв'язку проблеми неодноразово ухвалювалися спроби вдосконалення конструкції коліс, у тому числі у вигляді двухдисковых литих центрів [4], подібних застосованим на вантажних електровозах серій ВЛ. Але це вимагало переходу на тонкостінне лиття із супутніми проблемами стабільної якості продукції.

Прийнятний розв'язок був знайдений фахівцями ВАТ «ВНИКТИ» і ВАТ «ДМЗ» зі створенням в 2007- 2009 р.г. удосконаленої конструкції [5], у якій були виконані змічнюючі ребра між спицями в зоні примикання спиць до обода. Як показали розрахунки й стендові випробування, проведені у ВНИКТИ, нові колісні центри забезпечують регламентований запас міцності.

Одночасно було вирішено питання статичного балансування колісних центрів і колісної пари в цілому за рахунок знімання металу з поверхні ребер. У цей час удосконаленими колісними центрами оснащуються колісні пари електропоїздів ЕД4М,Е, що серійно випускаються ВАТ «Демиховский

машинобудівний завод». Однак з ростом швидкостей МВПС конструкція спицевих колісних центрів перестала задовольняти з тимчасовим вимогам.

Відповідно до «Типажу» [6] і технічними вимогами [7], затвердженими ВАТ «РЖД» розробляється перспективний МВПС із конструкційною швидкістю 160 км/год з асинхронними тяговими двигунами (АТД).

На дослідному 6-вагонному електропоїзді постійного струму ЕД6 з 8-ю високошвидкісними тяговими двигунами потужністю 400 кВт на моторних вагонах, на відміну від усіх інших електропоїздів РЖД, був застосований тяговий привод 3 класу, у якому тяговий електродвигун і прифланцований до нього редуктор були закріплені на рамі візка. Обертання від двигуна передавалося через порожній вал із шарнірно-повідковими муфтами на обандажені колеса з литими дисковими центрами зі сталі 25Л [8]. У ході стендових випробувань цих центрів були відзначені досить високі напруги в зонах бобишек із запресованими пальцями, що передають обертаючий момент від порожнього валу з муфтами в приводі 3 класу. За результатами випробувань стало очевидно, що альтернативою складеного колеса можуть бути тільки суцільнокатані колеса з максимально можливою товщиною про так.

Суцільнокатані колеса із плоским диском діаметром по кругу катання 950 мм на моторних вагонах уперше на вітчизняному МВПС минулому застосовані на швидкісному електропоїзді ЕР200 з конструкційною швидкістю 200 км/год виробництва Ризького вагонобудівного заводу (РВЗ), який більш чверті століття експлуатувався на ділянці Москва- Ленінград (Санкт-Петербург). Суцільнокатані колеса були виготовлені зі сталі марки 2 і оснащені гальмовими дисками з високоміцного чавуну марки ХНММ. До цього суцільнокатані колеса діаметром 950 мм застосовувалися тільки на причіпних вагонах МВПС і на пасажирських вагонах локомотивної тяги. Як чи показу результати розрахунків і випробувань, цей діаметр є граничним по комбінації ряду умов, у т.ч.: по навантаженню ободів коліс відцентровими

силами; по габаритах, що сприяють найбільш низькому положенню центру ваги ходової частини й стійкості в русі екіпажу в цілому.

Розрахунки й випробування колісних пар електропоїзда ЕР200 показали, що найбільш навантаженими є зони сполучення диска з ободом і маточиною. За рахунок прокатки й наступного гостріння зведені до мінімуму дисбаланс коліс і колісних пар у зборі. Регулярна експлуатація ЕР200 дала досвід застосування динамічно збалансованих колісних пар до швидкості 200 км/година.

При подальшому збільшенні швидкостей руху до 250 км/год треба було переглянути знову вимоги до колісних пар убік їх жорсткості, що видне на прикладі колісних пар високошвидкісних поїздів (ВШП) «Сокіл-250» і «Тарпан» (Velaro Rus), для яких обов'язковою умовою стало виконання порожніми осей (для здійснення їх дефектоскопіювання й мінімальної необресореної маси привода) при гарантованих показниках міцності.

На колісній парі ВШП «Сокіл-250» були застосовані суцільнокатані колеса з S-Образними дисками. Через цей гальмові диски (як виявилося досить невдало) були розташовані на провідному валу редуктора, що викликало, внаслідок високої частоти обертання, їх нагрівання до дуже високих температур і передачу тепла на суміжні вузли привода.

З появою на Російських залізницях ВШП «Сапсан» (Velaro Rus) почалася регулярна експлуатація рухомого складу з максимальною швидкістю до 250 км/ч. Це зажадало нових підходів до конструкції колісних пар і звертання до досвіду закордонних фірм-виготовлювачів тягового рухомого складу (Siemens і ін.). Моторна колісна пара ВШП «Сапсан» [9] містить порожню вісь, редуктор, два напресовані на вісь колеса з гальмовими дисками й два буксові вузли на шейках діаметром 150 мм. Редуктор є одноступінчастим. Корпус редуктора опирається на вісь через циліндричні підшипники. Редуктор з'єднується з розташованим на рамі візка асинхронним тяговим двигуном за допомогою здвоєної зубчастої муфти.

Суцільнокатане колесо, діаметром 920 мм по кругу катання, із широчіні ний обода 135 мм, виконане зі сталі ER9 із плоским диском [10]. У середній частині колеса, із двох його сторін, закріплені гальмові диски (рис. 2.1). За результатами натурних стендових мінцісних випробувань було підтверджено раніше отримане розрахунковим шляхом значення коефіцієнта запасу опору утоми, відповідне до встановлених норм Вісь колісної пари, виконана зі сталі EA4T згідно EN 13262, у ході стендових випробувань, проведених у ВНІКТІ, показала, що відповідає пропонованим вимогам вітчизняних і європейських норм [11].

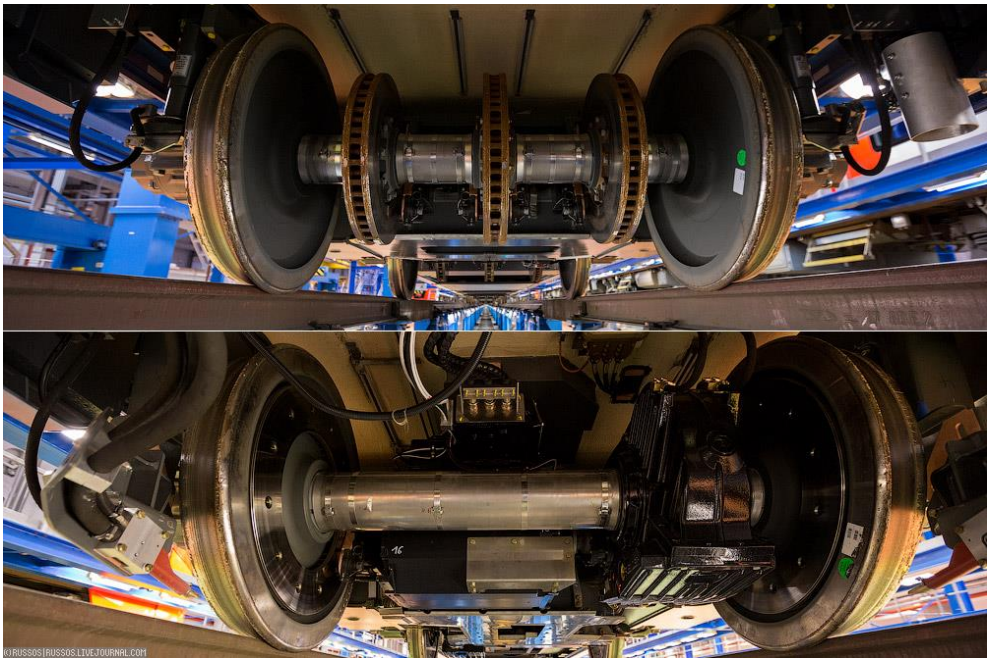


Рисунок 1.1 – Колісні пари моторного та немоторного вагонів ВШП «Тарпан»

Основні параметри колісних пар наведені в табл. 1.

У цей час усі зазначені ВСП «Сапсан» перебувають у регулярній експлуатації. По колісних парах ведеться планомірна робота з їхнього поточного обслуговування, включаючи дефектоскопію й обточування відповідно до встановлених норм пробігів.

Таблиця 2.1 - Основні параметри моторних колісних пар електропоїздів

Серія електропоїзда	*Конструкційна швидкість, км/год*	*Максимальне осьове навантаження, (кН)*	*Осьова потужність, кВт*	*Діаметр по кругу катання колеса (новий/знос.), мм*	*Діаметр буксової шийки осі, мм*	*Маса колісної пари з редуктором кг*
ЕД4МК (МК)	*130*	*196 (162)*	*225*	*1050/980*	*130*	*2200*
ЕД9МК (МК)	*130*	*211 (171)*	*235*	*1050/980*	*130*	*2200*
Тарпан	*170*	*196*	*225 (235)*	*1050/980*	*130*	*2200*
Hyundai-HRCS	*160*	*186*	*400*	*950/870*	*130*	*1615*
ЕР200	*200*	*167*	*240*	*950/870*	*130*	*2300*
«Сокіл-250»	*250*	*177*	*575*	*950/870*	*150*	*2200*
«Сапсан»	*250(300)*	*186*	*513*	*920/840*	*150*	*1850*

1.1 Вплив зносів та дефектів на геометричні параметри профілю колеса в процесі експлуатації

Зростаючий обсяг вантажних перевезень і збільшення швидкості руху потягів підвищують роль оперативного контролю параметрів вузлів рухомого складу з погляду забезпечення безпеки руху. Елементом, що найбільшою мірою впливає на безпеку руху, є колісна пара [3]. Надійність і безпека експлуатації рухомого складу (РС) гарантується випробуваннями коліс або колісних пар, як при їх виготовленні, так і в експлуатації, де ці досліди проводяться через установлені проміжки часу. Колісні пари РС, що складаються з осей із суцільнокатаними чи бандажними колесами, піддаються технічним оглядам, у процесі яких у них виявляють дефекти матеріалу і механічні пошкодження, а також поточному і капітальному ремонтам, при проведенні яких проводиться або відновлення елементів колісної пари, або їхня заміна.

У процесі експлуатації на колісні пари тягового рухомого складу впливає система напруг, обумовлена вертикальним навантаженням від маси екіпажу, направляючим зусиллям, що утримують ходову частину в рейковій колії, тепловим впливом гальмових колодок і наявністю внутрішніх технологічних напружень.

Колеса виконують ряд функцій, важливих з погляду забезпечення безпеки руху поїздів. Колісні пари тепловоза сприймають і передають на рейки масу кузова і візків із всім устаткуванням, а також власну масу з деталями, змонтованими безпосередньо на колісних парах (непідресорену). При русі тепловоза кожна колісна пара, взаємодіючі з рейковою колією, сприймає удари від нерівностей шляху і направляючих сил і у свою чергу сама жорстко діє на шлях. Крім того, колісною парою передається обертаючий момент тягового електродвигуна, а в місці контакту коліс з рейками реалізується сила тяги і гальмування. Величина і характер дії статичних і динамічних сил залежить від умов руху і стану рейкового шляху, конструкцій і параметрів ходової й екіпажної частини тепловоза. Таким чином, колісна пара є одним з відповідальних вузлів ходової екіпажної частини, від стану якої залежить безпека руху поїздів [4].

Геометричні параметри профілю колеса в процесі експлуатації істотно змінюються. Особливе значення мають знос і дефекти поверхні катання. В міру зносу погіршуються як експлуатаційні показники поперечної динаміки РС, так і особливо важливі показники безпеки, включаючи імовірність сходу з рейок [2].

Знос колеса, у загальному виді обумовлений через зменшення товщини обода, можна розглядати як результат переривчастого процесу, що включає етапи - "чистого" експлуатаційного зносу і репрофілювання (обточки).

Регулярний знос в експлуатації звичайно незначний і складає 1-3 мм на 100 тис. км. Термін служби колеса по зносу визначається головним чином

обточками, при яких знімаються значно більше чим в експлуатації кількість металу.

Обточування виконують для відновлення вихідного профілю і, отже, підтримки належних ходових характеристик, по динаміці візків і всього екіпажа, а також забезпечення мінімального рівня безпеки шляхом усунення поверхневих дефектів механічного чи термічного походження.

До основних видів дефектів колісних пар, що спостерігаються в процесі експлуатації і ремонту можна віднести наступні:

- дефекти, зв'язані з експлуатацією;
- дефекти механічного походження;
- внутрішні дефекти;
- дефекти термічного походження;
- динамічні дефекти.

До дефектів, зв'язаниз з експлуатацією відносяться нерівномірний знос, повзуни, кільцеподібні виробітки від взаємодії з гальмовими колодками та ін. Нерівномірний знос зв'язаний з інтенсивним гальмуванням і втратою зчеплення між колесом і рейкою. Він супроводжується металургійними перетвореннями, що можуть за рахунок механічних навантажень приводити до утворення вищербин і тріщин на поверхні кочення.

У число дефектів механічного походження, зв'язаних із впливом на колесо динамічних навантажень, входять пластичні деформації при коченні (прокат, видавлювання металу назовні), розшарування металу, тріщини, пошкодження усталостного походження в зоні контакту колеса з рейкою.

Розшарування металу характеризується загальною деградацією поверхні кочення на противагу нерівномірному зносу або вищербинам, що з'являються в окремих зонах. Ці дефекти часто зв'язані з неадекватним співвідношенням між механічними характеристиками колісної сталі і сприйманих навантажень. До таких дефектів звичайно відносять раковини і

викрашування. Раковини визначаються як утрати металу від впливу усталістних контактних навантажень, викрашування - як наслідок прослизання колеса по рейці, у результаті якого на поверхні кочення колеса виникають високі температури. Пошкодження усталістного походження при контакті колеса з рейкою є в даний час найбільш частими. Протягом останніх 30 років циклічність технічного змісту і термін служби коліс поступово збільшувалися, а техніка гальмування змінилася , що сприяло підвищенню імовірності появи дефектів по факторах усталістної міцності. Усталістні дефекти характеризуються невеликими тріщинами, що поширюються приблизно на 10мм у глиб металу від поверхні кочення й у гребені. Ці мікротріщини орієнтовані на 45 градусів щодо напрямку кочення і звичайно не приводять до розвитку небезпечних тріщин.

Внутрішні дефекти, як правило, нечисленні і зустрічаються приблизно в одного з 10 тис. коліс, але вони можуть призвести до катастрофічних наслідків. Тріщини зароджуються в 15 - 20мм під поверхнею кочення в зоні сторонніх включень типу алюмінатів (оксидів алюмінію). По своєму походженню ці дефекти металургійні, але виникають і розвиваються під дією циклічних навантажень. Глибина виникнення дефектів не відповідає місце розташуванню максимальних напруг зрізу по Герцу, що розташовуються на рівні 5-6мм. Дефекти поширюються під дією утоми паралельно поверхні кочення і закінчуються на зовнішній поверхні гребеня. Розвиток тріщини усередину може призвести до відколу від 200 до 250 мм поверхні гребеня, що призводить до втрати направляючих функцій колеса. Деякі інші фактори, такі, як наявність водню в сталі, також можуть бути причиною виникнення тріщин. У металургійній промисловості реалізована прогресивна технологія дегазації стали у вакуумі, що скорочує кількість дефектів, що виникають від присутності в сталі водню.

Раковини. Ці дефекти зв'язані з перерозподілом температурних полів, що мають місце на ободі колеса в найбільш слабких його зонах під впливом

тертя об матеріали, агресивні для сталі (композиційні). Головне розходження між чисто термічними тріщинами і прямолінійними, спрямованими паралельно осі колісної пари, полягає в тім, що останні — більш численні, грубі й утворюються в зоні контакту гальмової колодки і поверхні кочення колеса. Термічні раковини виникають в основному на гребені і зовнішній кутовій грані обода, тобто в зонах, найбільш чуттєвих до термічних впливів через їх менший поперечний переріз. Цей ефект підсилюється через зміст у сталі вуглецю. Термічні раковини можуть призводити до появи радіальних тріщин, зрушенню металу і, як наслідок, до сходу колеса з рейки.

Тріщини. Звичайно дефекти цього виду відносно неглибокі і поширюються приблизно на 3—4мм. Тріщини розвиваються під поверхнею кочення радіально і потім з нахилом 45 град, причому найчастіше з'єднуються з іншими тріщинами. У таких випадках можна говорити про відколи на поверхні кочення колеса. Ці дефекти, цілком ймовірно, зв'язані зі зміною полів напруг у результаті залишкового нагрівання поверхні матеріалу.

Коробління. Залишкові напруги в ободі і коробління обумовлені хімічним складом металу, але настільки ж часто і загальною геометрією заготівки.

Дефекти динамічного походження зв'язані з перекручуванням геометрії в контакті колеса з рейкою (знос гребеня і поверхні кочення). Механічний знос відбувається внаслідок присутності третього тіла між колесом і рейкою або корозії, що призводить до зміни параметрів контакту і, отже, до втрати стійкості колісної пари. Конструкція візка і профіль колії теж впливають на контактуючі тіла. Перекручування профілю призводить також до скорочення терміну служби. Обточування коліс дозволяє відновити первісний профіль. Дійсно, знос обумовлює необхідність глибоких обточувань, однак зняття металу при обточуваннях у 5 разів перевищує втрати металу по прокаті.

Тим часом слід зазначити, що класифікація дефектів по тим чи іншим категоріям є непростою справою через взаємозалежність їхнього походження [2].

Знос елементів бандажа під дією дотичних сил варто вважати нормальним тоді, коли знос по кругу катання випереджає знос гребеня, а інтенсивність зносу не перевищує встановленого значення. Нормальним вважається такий знос, коли знос гребеня істотно випереджає прокат (несиметричний знос) і відновлення профілю супроводжується значним технологічним зносом бандажа. У зоні інтенсивного стирання спостерігається складний знос: механічне зрізання часток металу крайкою бічної грані головки рейки, зминання тонкого шару металу і, у відомій мері, знос схоплюванням першого ряду, обумовлений молекулярним впливом [5].

Також до характерних несправностей, що зустрічаються при експлуатації колісних пар, відносяться:

- послаблення бандажа на ободу колісного центра;
- розрив бандажа;
- послаблення колісного центра;
- знос внутрішньої (зовнішньої) торцевої поверхні маточини колісних центрів;
- зім’яття галтелей осей з підшипниками кочення при запресуванні або розпресуванні;
- відхилення від прямолінійності осі;
- відхилення від округлості профілю поздовжнього перетину, прямолінійності шийок більш установлених значень і ін.

Розподіл в процентах кількості дефектів бандажей колісних пар локомотивів наведено на рисунку



Рисунок 1.1 - Розподіл в процентах кількості дефектів колісних пар високошвидкісного рухомого складу

Виходячи з перерахованих вище описів видів дефектів і класифікацій несправностей колісних пар, можна констатувати той факт, що робочий знос і дефекти коліс, що спостерігалися в 1960-1970-х роках, збереглися і після 2016р. Тим часом позитивним фактором є зменшення за минулі 30 років загального числа і зниження ступеня серйозності дефектів завдяки мірам, що починаються виготовлювачами й експлуатаційниками.

Аналізуючи всі ці критерії застосовуваних колісних пар, можна постаратися знайти шляхи виходу з сформованої ситуації і як наслідок - підвищити надійність колісних пар.

До числа найбільш ефективних методів підвищення надійності роботи колісних пар в експлуатації, можна віднести наступні:

- зменшення динамічних навантажень на колісні пари;
- упровадження прогресивних машинобудівних матеріалів;
- забезпечення рівноміцності деталей і частин колісних пар;
- створення колісних пар з швидкоз'ємними елементами, що зношуються;
- підвищення міцності втоми деталей і частин колісних пар, зниження ефекту впливу концентрацій напруг;
- диференційований облік умов, у яких буде працювати колісна пара, у тому числі кліматичних факторів;
- пошук прогресивних методів відновлення зношеного профілю кочення коліс.

Важливим напрямком є також забезпечення високої ремонтопридатності колісних пар. Обсяги ремонтних робіт повинні бути мінімальними, бажано їх звести до швидкої заміни деталей і частин колісних пар, для того щоб сама заміна виконувалася без трудомістких і тривалих розбірно-складальних, приганяльних і інших слюсарних операцій.

Це визначає необхідність оцінки фактичних термінів служби всіх основних конструктивних елементів колісної пари.

Для забезпечення надійної роботи колісних пар в експлуатації на необхідному рівні і працездатності передбачений комплекс заходів, обумовлений системою технічного обслуговування (ТО) і поточного ремонту (ПР). З метою підвищення техніко-економічної ефективності колісних пар потрібно постійна відповідність основних параметрів системи фактичному рівню надійності, умовам експлуатації й інтенсивності використання локомотива.

2 Способи підвищення ресурсу коліс колісних пар високошвидкісного рухомого складу

2.1 Плазмове зміцнення гребнів колісних пар

Ідеї збільшення ресурсу колісних пар шляхом локального поверхневого зміцнення, лубрикації й оптимізації профілю обточування давно і широко обговорюються фахівцями галузі. Узявши на озброєння ці ідеї, Московська дорога за останні кілька років провела експериментальну перевірку і фактично приступила до промислового впровадження нових технологій, насамперед у напрямку плазмового зміцнення гребня і частини поверхні коло кочення коліс і установки автоматичних гребенезмащувачів на бандажних колесах.

По технології, розробленої ВНІІЗТом, зміцнення ведеться плазмовим струменем в азоті, що утворюється при горінні дуги між вольфрамовим електродом і мідним водоохолодженим соплом плазмотрона. При цьому напруга до колеса не підводиться. Оскільки зона нагрівання плазмовим струменем невелика (5-10 мм), то зміцнення гребня виконується в дві доріжки при двох послідовних проходах.

У процесі експлуатації були запропоновані наступні удосконалення технології плазмового зміцнення. При постійній швидкості обертання колеса регулювання тепловложення здійснюється спеціально розробленим механізмом осьового переміщення плазмотрона. Одночасно ведеться зміцнення обох бандажів колісної пари. Швидкість обертання коліс була збільшена з 600 до 1 250 мм/хв. Це дозволило зменшити глибину зміцнення до 1,5 мм і збільшити твердість зміцнення доріжки до 800-900 НВ, а також уникнути появи тріщин.

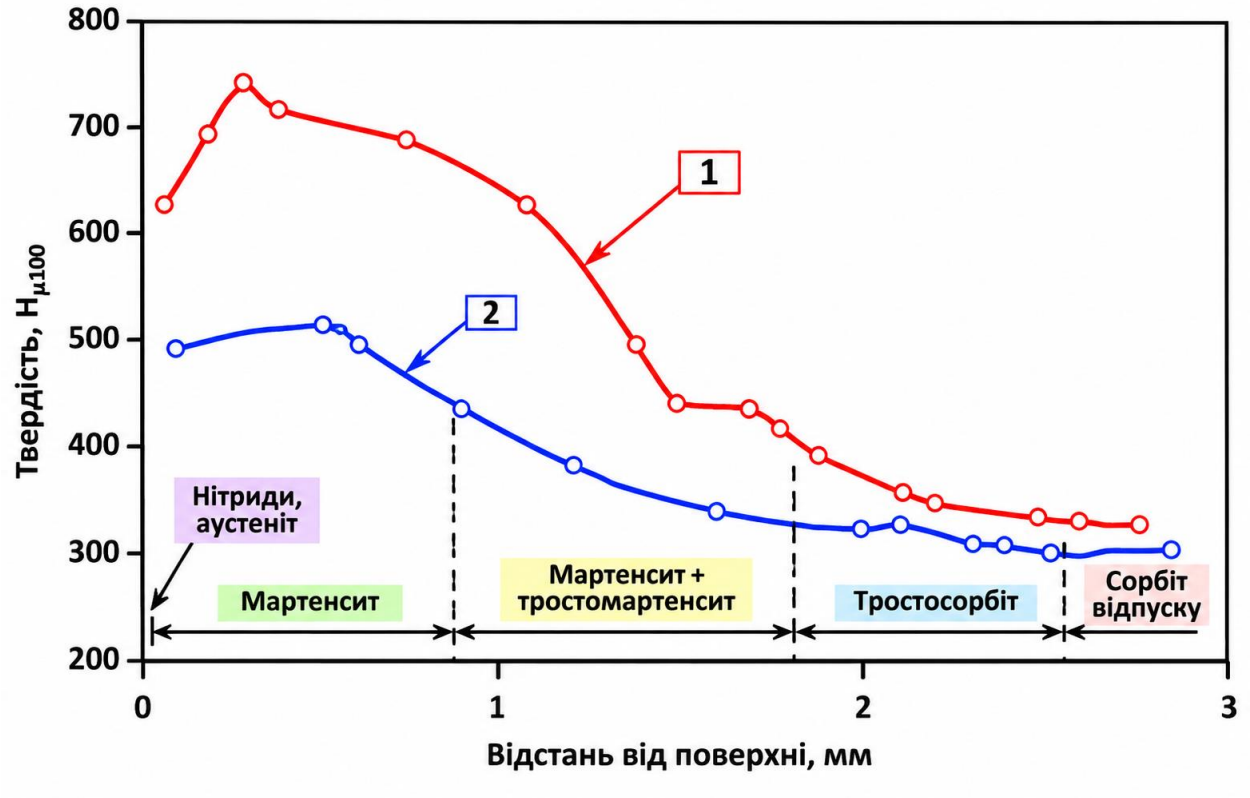
Але незважаючи на всі удосконалення, процес зміцнення плазмовим струменем проте має принципові недоліки: низький коефіцієнт корисної дії

(0,1 - 0,5) і нестабільність процесу унаслідок високочастотних і низькочастотних коливань дуги в соплі плазмотрона, що збільшується при зносі сопла. Нестабільність процесу призводить, наприклад, до стрибка напруги з 60 до 100 В, що викликає миттєве подплавлення гребня бандажа. Зміна розмірів плазмового струменя при зносі сопла, у свою чергу, призводить до різної ширини доріжок, що зміцнюються, на гребні бандажа, а при зміцненні другої доріжки в першої можливо утворення тріщин.

Усе це потребує зміни технологічного процесу. Так, при невеликих доробках використовувані сьогодні плазмові установки УПН-8М були перероблені для зміцнення не струменем, а дугою, що горить безпосередньо на гребні бандажа. З цією метою до бандажа за допомогою графітових ковзних щіток підводиться напруга. Для того щоб забезпечити широкий тепловий вплив на весь гребінь концентрованим могутнім джерелом, яким є плазмова дуга, їй додають поперечне коливання з частотою 50 Гц за рахунок перемінного магнітного поля, створюваного від котушки із сердечником.

До переваг використання дуги в порівнянні зі струменем відносяться: висока стабільність процесу без стрибків напруги; одна широка доріжка, що гартується, замість двох; незначний знос плазмоутворюючих сопел (оскільки дуга горить не на сопло, а на колесо); знижені вимоги до шорсткості поверхні. При цьому процесі відбувається зменшення плазмової дуги, знижується витрата вольфрамових електродів, азоту і зменшується шум у цеху. Широке зміцнення в одну доріжку не приводять до утворення тріщин і за рахунок зміни швидкості обертання колеса дозволяє регулювати термічний цикл і одержувати будь-яку задану твердість поверхні, що зміцнюється.

Пробіг коліс із зміцненими гребнями виявився в 2 — 3 рази більше, ніж у звичайних.



1 - для гребня; 2 - для поверхні кочення

Рисунок 2.1 - Розподіл мікротвердості по товщині зміцненого шару

Велико масштабний експеримент був проведений у депо Москва III по порівняльним експлуатаційними характеристикам 300 плазмово-зміцнених і звичайних колісних пар. Через дефекти робочої поверхні (гострий накат, тонкий гребінь, підріз гребня, прокат, вищербина та ін.) викотили 90 з 300 зміцнених колісних пар (проти 218 для незміцнених пар). Інші колісні пари в основному доробили до річного ремонту вагонів. До того ж, середній пробіг незміцнених перших 90 колісних пар майже вдвічі менше пробігу зміцнених (67 тис. проти 155 тис. км).

Зразки зміцненого металу були досліджені в інституті УНДІчермет. Результати досліджень показали, що плазмове термічне зміцнення поверхні обода і гребня колеса підвищує опір зародженню і поширенню тріщини втоми, зносостійкість і експлуатаційний ресурс коліс, що є наслідком особливостей структурного стану зміцненого шару (рисунок 2.1). Виникнення в колісній

сталі таких структурних складових, як аустеніт, нитридні фази, голчастий мартенсит, стає можливим завдяки насиченню сталі азотом у процесі плазмової обробки. При цьому концентрація азоту в поверхневому шарі настільки велика (до 2 % вагарень), що в результаті обробки відбувається утворення структур, не характерних для простих вуглеродних сталей типу 60Г. Можна думати, що утворення такого незвичайного для цієї сталі "спектра" структур є одним з основних факторів, що забезпечують підвищений комплекс механічних властивостей термозміцненного колеса.

Іспиту на знос зміцненого металу колеса за схемою площина — диск показали, що зносостійкість термозміцненої області обода в 1,8, а гребня в 3,2 рази вище, ніж основного металу колеса (рисунок 2.1). Більш висока зносостійкість зміцненої зони є наслідком підвищеного рівня її твердості.

Пізніше, при поширенні технології плазмового зміцнення в локомотивних депо, найпильніша уважність була звернена на інформаційний супровід. Дані по модернізованим і звичайним контрольним колісним парам, а також по щомісячних вимірах товщини і крутості гребня, товщини бандажа і прокату почали накопичувати в спеціальній базі даних. Одночасно в базу вводили інформацію про пробіг локомотивів між вимірами і технологічні історії окремих колісних пар.

Отримана база даних до дійсного часу охоплює більш 30 локомотивних депо Московської дороги. У ній маються зведення про 12800 колісних парах. Результати вимірів збираються в центрі обробки по листу на 1 вимір по колісним парам одного локомотива. На сучасний момент уведено близько 20 тис. аркушів, що складає приблизно 120 тис. вимірів параметрів колісних пар. По базі даних локомотивних колісних пар більш року відслідковується вибірка з 900 пар, зроблена за наступними критеріями:

- вибираються по 300 локомотивних колісних пар — зміцнених, звичайних і оснащених автоматичними гребенезмащувачами АГС;

- колісні пари зі змішаними видами модернізації виключаються з розгляду;
- початкова товщина гребня не менш 31 мм;
- у кожнім обраному депо повинні бути присутнім усі зазначені вище типи колісних пар приблизно в рівних пропорціях.

Таблиця 2.1 - Результат аналізу середнього пробігу

Тип модернізації	Кількість	Пробіг	Знос	Відносний знос
Звичайні	3183	34992	-703	1,00
АГС	2877	40762	-559	0,79
ДМетІ	98	59367	-48	0,84
ДМетІ+АГС	12	16114	-37	0,71
Зміцнені	314	77478	-557	0,66
Зміцнені+АГС	165	66776	-309	0,44

У таблиці 2.1 приведений результат аналізу середнього пробігу (а також приведеного до 10000 км) колісних пар різних типів модифікації.

Стовпчик «Пробіг» досить переконливо демонструє переваги модифікованих колісних пар перед звичайними. Стовпчик «Знос» також підтверджує переваги модифікованих пар. Однак тут треба врахувати виявлену ще в першому експерименті (згаданому вище) і підтверджену даними бази велику залежність питомого зносу від початкової товщини гребня. Це важливо, тому що середня початкова товщина гребня при визначенні зносу зміцнених колісних пар складає 29,5мм проти 28мм для незміцнених. Для звичайних колісних пар згадана залежність показана на гістограмі рисунок 2.2. Знос гребня модернізованих колісних пар можна оцінювати стосовно значення зносу для звичайних колісних пар при однаковій

початковій товщині гребня: відношення більше 1 — більше знос, менше 1 — менше знос.

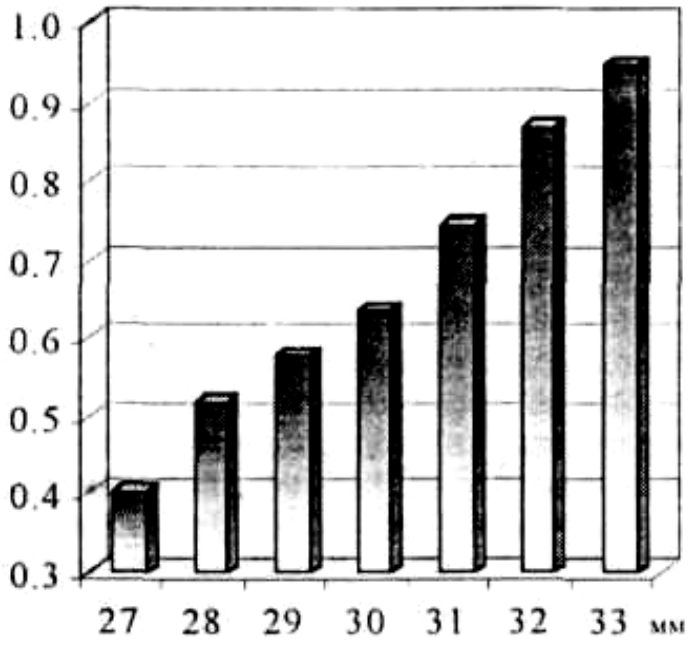


Рисунок 2.2 - Залежність питомого зносу від товщини гребня

Отже, розглянуті бази даних вагонних і локомотивних депо являють собою могутній інструмент для всіляких аналітичних досліджень колісного парку рухомого складу залізниць і технологічних процесів у депо. Незважаючи на великий розкид у вихідної даних, тенденції до поліпшення експлуатаційних характеристик колісних пар унаслідок модернізації різних типів зовсім очевидні. Ведуче місце серед них займає плазмове поверхневе зміцнення, причому воно не конкурує з іншими типами модернізації а навпаки у сполученні з іншими (наприклад, з лубрикацією) дає рекордно низькі показники по зносу — як було уже відзначене, знос зменшується в 2 — 3 рази.

2.2 Впровадження перспективних матеріалів для виготовлення коліс

На думку ряду фахівців, поліпшення експлуатаційних характеристик і продовження терміну служби коліс рухомого складу можливі за рахунок застосування нових матеріалів.

На технічне обслуговування і ремонт колісних пар у даний час приходиться порядку 30 % усіх витрат служб рухомого складу залізниць. Велика їхня частина відноситься до витрат на відновлення профілю поверхні кочення експлуатованих і заміну зношених чи пошкоджених коліс. Хоча матеріалознавські аспекти, що визначають термін служби коліс, досить вивчені, істотний прогрес у впровадженні нових матеріалів, що сприяють підвищенню якості коліс, поки ще не спостерігається.

Звичайно колеса виготовляють з вуглецево-марганцовистих сталей. Є багато марок таких сталей, і вони стандартизовані для застосування до кожної країни по-своєму. При збільшенні змісту вуглецю підвищуються міцність і твердість, але в той же час знижуються пластичність і опірність ударним навантаженням і розвитку тріщин.

При природньому зношуванні колеса вилучаються з експлуатації по досягненні такої мінімально припустимої товщини обода, при якій воно не може більше протистояти експлуатаційним навантаженням.

Для ідентифікації моменту виникнення такої ситуації (що повинно контролюватися при кожнім черговому перепрофілюванні) на зовнішній поверхні обода при виготовленні колеса проточується контрольна окружність, діаметр якої відповідає мінімально припустимому діаметру колеса по колу кочення.

При експлуатації коліс виникають різні проблеми. Основні з них зв'язані з нагромадженням теплової і механічної утоми, зносом поверхні кочення і гребня, пластичною деформацією, виникненням повзунів і утворенням мартенситу в підданих інтенсивним тепловим впливам зонах на поверхні кочення, що у свою чергу сприяє зародженню раковин, тріщин і наступному їхньому розвитку і поширенню.

Повзуни і мартенсит у зонах теплового впливу виникають у результаті боксування і прослизання колісних пар. У цих зонах при зазначених явищах температура найчастіше перевищує 800 ^{0}C, що викликає аустенітні перетворення в колісній сталі з утворенням щодо м'якої високотемпературної фази, що не здатна витримувати високі експлуатаційні навантаження, а потім і повзунів. Повзуни, якщо вони не вилучені вчасно при обточуванні коліс, обумовлюють підвищення динамічних (аж до ударних) навантажень на колеса і рейки і збільшують імовірність їхнього пошкодження.

Коли боксування чи прослизання припиняється, що утворився аустеніт швидко прохолоджується і, якщо швидкість охолодження досить висока, перетвориться в мартенсит, структуру тверду і тендітну.

При цьому в металі тріщини часто розвиваються внаслідок екстремальне високих напруг, що виникають при мартенситному перетворенні. Тріщини, якщо їх не видалити при перепрофілюванні коліс, поширюються, викликаючи виникнення раковин і, у крайніх випадках, злам колеса.

Хоча системи, що застосовуються, противоюзного і противобоксовочного захисту можуть у значній мірі зменшити пошкоджуваність коліс при прослизанні і боксуванні, вони все-таки не завжди здатні запобігти появі дефектів на поверхні кочення.

Протягом багатьох років прикладалися зусилля по поліпшенню експлуатаційних характеристик коліс шляхом оптимізації конструкції рухомого складу і шляху. Однак мало уваги приділяється продовженню терміну служби коліс за рахунок рішення фундаментальних матеріалознавських проблем, таких, наприклад, як схильність звичайних колісних сталей ураженням термічного походження.

Є думка, що перспективними матеріалами для виготовлення коліс є бейнітна сталь з низьким змістом вуглецю, у якій неможливі мартенситні перетворення, і так звані суперсплави на основі нікелю або нікелю з залізом, і

яким мартенситні перетворення також неможливі і які мають високу термостійкість. У коліс з нікелевих чи нікель-залізних суперсплавів при боксуванні чи прослизанні повзуни не утворяться завдяки винятковій опірності впливам високої температури. З матеріалів обох зазначених видів колеса можна виготовляти з використанням традиційних технологічних процесів, хоча слід зазначити, що суперсплави сутужніше піддаються механічній обробці, чим звичайні колісні сталі.

Хоча низьковуглицева бейнітна сталь не може запобігти виникненню повзунів, вона практично не розвиває раковин і тріщин. За рахунок цього колеса з бейнітної сталі можуть мати істотно більший термін служби, тому що зменшується кількість металу, що знімається при кожнім перепрофілюванні.

Для застосування у виготовленні коліс була розроблена низьковуглицева бейнітна сталь, по механічним характеристикам подібна звичайній колісній сталі марки ER8, але не схильна до мартенситних перетворень. У ході досліджень установлено, що ступінь опірності утворенню мартенситу залежить від найменших змін у складі сталі.

Для оцінки опірності утворенню мартенситу в результаті швидкого нагрівання й охолодження метал піддали іспитам по методу Джоміні (Jominey) і з наплавленням одиничними вузькими швами. В університеті Шеффилда відповідно до британського стандарту BS 4437 виготовили зразки зі сталей бейнітної і марки ER8. Зразки-стержні нагрівали по всій довжині до 900 ^{0}C а потім швидко прохолоджували з одного кінця шляхом занурення на 10 хв у холодну воду на стандартизованій зміцнюючій установці Джоміні.

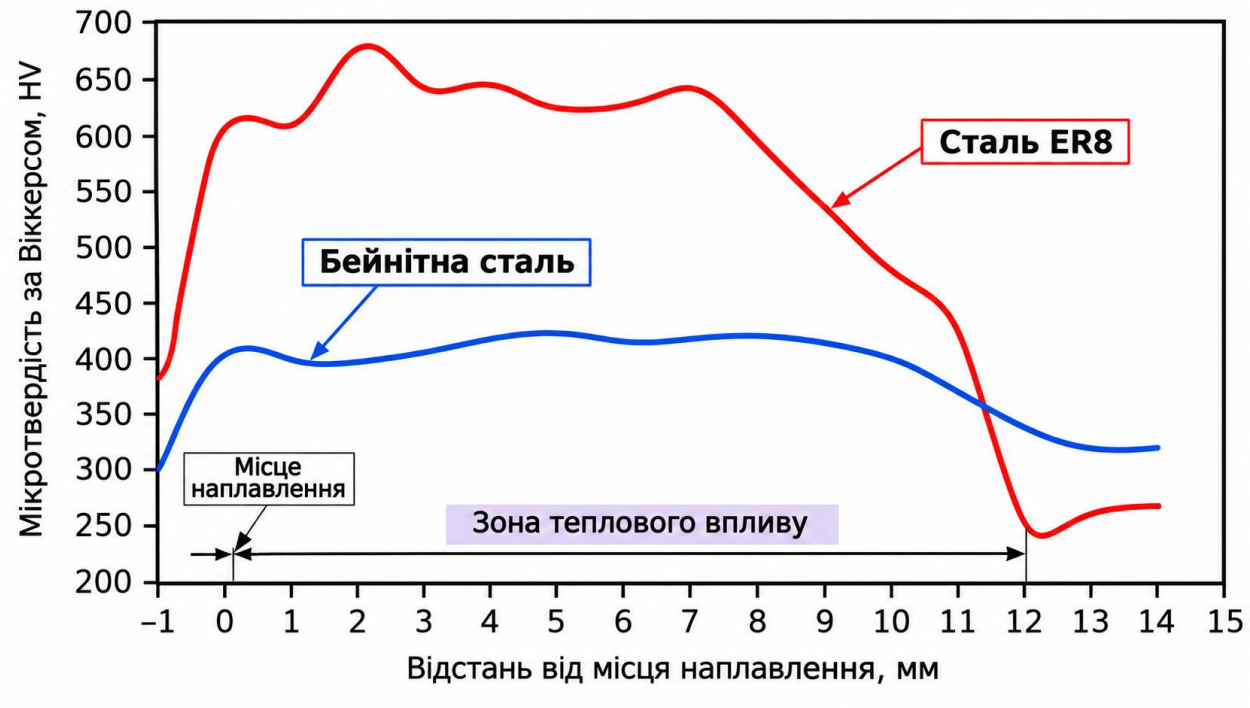


Рисунок 2.3 - Результати іспитів зразків зі звичайної колісної і низьковуглицевої бейнітної сталі

Виміри твердості виконували з кроком 2 мм по довжині зразків починаючи з охолодженого торця. Було встановлено, що в ході іспитів у бейнітної стали мартенситні перетворення не відбувалися, оскільки істотні зміни твердості так само не спостерігалися. У той же час і стали ER8 були виявлені мартенситні перетворення на глибині приблизно 20 мм від поверхні, а максимальне підвищення твердості (майже на 150 %) відзначено поблизу торця зразка.

Оскільки в процесі іспитів відбувалася повна аустенізація зразків, що, як видно, негативно позначалося на швидкості охолодження, знадобилися додаткові іспити, у процесі яких по нової процедурі аустеніт утворювався лише в малій частині зразка, причому підкладка- виконувала роль приймача зайвого тепла. Для цього на зразках поблизу одного з торців було виконано кілька одиничних наплавочних швів, так що виміру твердості відбувалися в еліптичній зоні інтенсивного теплового впливу.

Результати виміру твердості на зразках, зі сталей ER8 і бейнітної показані на рисунку 2.3. Видно, що твердість бейнітної сталі в зоні теплового впливу підвищилася в помітно меншому ступені, чим стали ER8, що свідчить про відсутність мартенситних перетворень.

Інтерпретуючи результати іспитів, можна укласти, що в низьковуглицевої бейнітної сталі виникнення раковин і тріщин внаслідок боксування і прослизання малоймовірно, тому що розходження у твердості зони теплового впливу й іншої поверхні незначні.

На жаль, бейнітна сталь через недостатню термостійкість не може цілком запобігти поява повзунів і зв'язаних з ними динамічних перевантажень.

Суперсплави на базі чи нікелю або нікелю з залізом протягом багатьох літ застосовуються при виготовленні деталей газових турбін. Тут дуже значна є їхня здатність при високих температурах зберігати майже незмінної ту термостійкість, який вони володіють при кімнатній температурі, це має велике значення в умовах роботи перевагою факторів, що обумовлюють нагромадження утоми. Суперсплави на базі нікелю можна застосовувати при температурі до 1100 ^{0}C, на базі нікелю з залізом — до 700 ^{0}C. У той же час зазначена перевага сполучається з укладенням при куванні, прокатці й обробці різанням.

Хімічний склад найбільш відомих суперсплавів приведений у таблиці 2.2. Вони мають стійку аустенітну матрицю, зміцнену формуванням когерентної кристалізаціойної інтерметалічної фази. Мікроструктура суперсплавів винятково стабільна і не піддана змінам під впливом нагрівання й охолодження. Трохи гірші характеристики суперсплавів на базі нікелю з залізом при високих температурах підрозуміваються саме присутністю заліза.

В даний час проводиться техніко-економічний аналіз застосуванню суперсплавів у залізничній промисловості, у тому числі для виготовлення коліс рухомого складу зі збільшеним терміном служби. Перші результати аналізу підтвердили можливість одержання визначених вигод за рахунок

практично повного усунення імовірності виникнення повзунів і мартенситних перетворень у зонах, підданих інтенсивним тепловим впливам. Крім того, очікується істотне зменшення темпів зносу гребня і поверхні кочення коліс. Думають, що, незважаючи на можливість виготовлення суцільнокатаних коліс, більш доцільним з економічної точки зору буде сполучення колісних центрів зі звичайної сталі з ободами з чи суперсплаву навіть нанесення покрить із суперсплаву на ободи коліс зі звичайної сталі.

2.3 Використання захисного покриття колісних пар

Захисні покриття наносять на колісні пари як при їхньому виготовленні, так і при технічному обслуговуванні і ремонті, оскільки в умовах експлуатації вони різного рода фізико-хімічні і механічні впливи, наприклад удари каменів і льоду, забруднення змащеннями, миючими засобами, металевим пилом від гальмових колодок. У проектах нових європейських стандартів для колісних пар встановлюються вимоги до захисту поверхонь з обліком можливих експлуатаційних навантажень.

У європейських стандартах EN узагальнені національні норми країн — членів ЄС. Для колісних пар з 1998 р. підготовлені три проекти стандартів (prEN). У prEN 13260 визначені вимоги до колісних пар, у prEN 13261 — до їхніх осей, у prEN 13262 — до коліс. У prEN 13260 у відношенні захисних покрить є лише посилання на вимоги відповідних стандартів, у prEN I3262 сказане, що повиннао бути передбачений захист від корозії, однак вимоги до неї не обговорені, у prEN 13261 однозначно і докладно визначені вимоги до захисних покрить осей колісних пар.

Захисні покриття трьох класів розрізняються лише двома властивостями: ударною міцністю (тільки клас I) і стійкістю до впливу коррозионно-агрессивных середовищ (тільки клас 2). Отже, захисні покриття

класу 1 особливо придатні для рухомого складу, розрахованого на рух зі швидкістю більш 200 км/год, коли велика імовірність механічних впливів, а покриття класу 2 — переважно для спеціального рухомого поїзда, використовуємого при шляхових роботах.

Відповідно до нього на спеціальній установці в захищену поверхню колісної пари виробляється постріл кулею (рисунок 2.4) визначеної маси і форми, виготовленої з зміцненої сталі. Захисне покриття повинно бути таким, щоб куля не ушкоджувала металеву поверхню.

Компанія Bochumer Verein (BV, Німеччина) розробила іспитовий пристрій з охолоджувальною ванною, системою регулювання і виміру швидкості кулі, що дозволяє з високою точністю відтворювати і визначати максимальні ударні навантаження, що витримуються захисним покриттям.

Для визначення максимально можливих пошкоджень спочатку випробували поверхню осі колісної пари без захисного покриття. При цьому на осі утворювалася м'ятина діаметром 3 мм і глибиною 1 мм. Вісь з таким ушкодженням, подібні якому зустрічаються в експлуатації, повинна бути вилучена для ремонту. Звідси випливає, що розглянутий іспит дає результати, близькі до маючим місце на практиці.

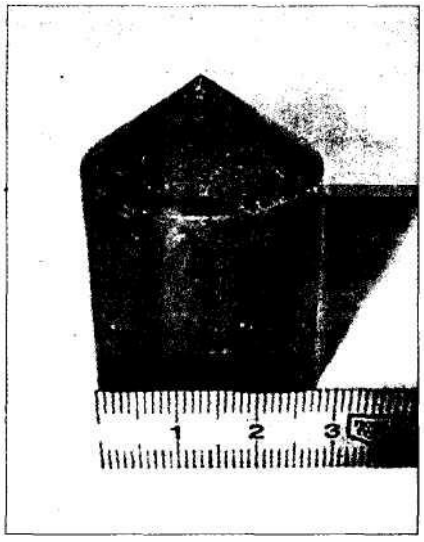


Рисунок 2.4 - Іспитова куля для визначення міцності покрить

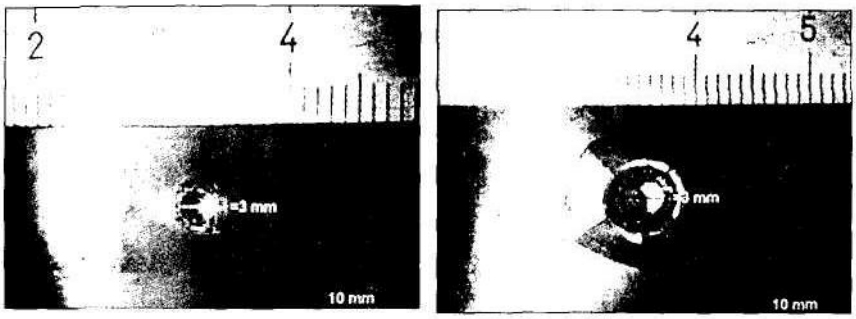


Рисунок 2.5 - Іспит покрить на основі епоксідних (зліва, товщина 200 мкм) і алкідних (справа, 80 мкм) смол

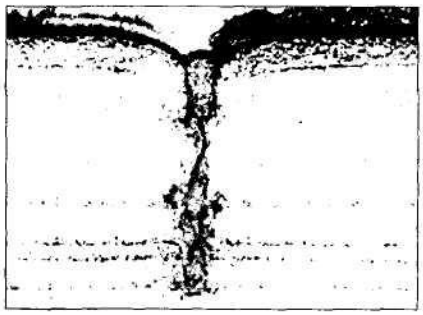


Рисунок 2.6 - Розріз зразка з пробитим покриттям з полімеру А, що наносився шарами великої товщини

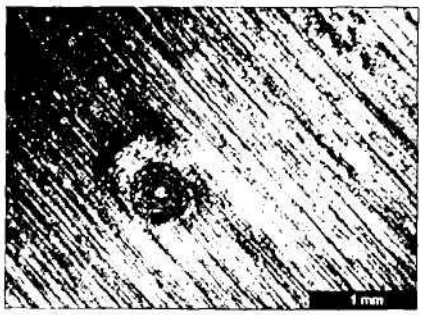


Рисунок 2.7 - Поглиблення діаметром 5мм на поверхні осі, виявлене після видалення покриття з полімеру А

У більшості європейських країн, на осі колісних пар захисні покриття взагалі чи не наносять чи застосовують тільки антикорозійні. Разом з тим в останні роки для колісних пар пасажирських вагонів високошвидкісних поїздів використовують товстошарові покриття на епоксидній основі, що мають високу хімічну стійкість і, крім того, мають визначену стійкість до

механічних навантажень. Товщина такого захисного покриття в сухому стані повинна бути не менш 200мкм.

Для коліс, особливо вантажних вагонів, у випадку використання колодкових гальм застосовують одношарові покриття на основі алкідних смол, які можна наносити без ґрунтовки. Таке захисне покриття змінює свій колір при надмірному гальмуванні, коли відбувається заклинювання колеса. У результаті контроль стану коліс в експлуатації зводиться до візуального огляду. Звичайно товщина покриття складає 60-100 мкм у залежності від способу нанесення. На малюнку 2.6 показані результати його іспитів. В обох випадках вибоїни, що утворюються на поверхні металу, мають таку ж величину, як і при іспитах незахищеної поверхні.

Полімер А. Цей полімер являє собою двокомпонентну систему, отверджаючуюся поліприєднанням. Тривалість отвердження складає кілька секунд, тому вісь готова до експлуатації безпосередньо після нанесення захисного покриття. Захисна здатність такого покриття визначається його товщиною, видом і методом нанесення. Товщина як основний параметр, що впливає, залежить від старанності перемішування і температури вихідних компонентів, відстані, на якій знаходиться пристрій для нанесення покриття від поверхні осі, швидкості і витрати матеріалу.

Захисне покриття малої товщини при іспитах пробивається наскрізь, і на поверхні осі утвориться ушкодження. Був розглянутий випадок, коли перед нанесенням шару полімеру А малої товщини поверхня осі вже мала антикорозійне покриття. Після зробленого пострілу і наступного видалення полімеру А виявилося, що не тільки поверхня осі ушкоджена кулею, але і відбулося відділення антикорозійного покриття в безпосередній близькості від місця удару.

У випадку досить великої товщини шару полімеру А його стійкість визначається способом нанесення. Покриття, що складається з малого числа шарів великої товщини, має низьку міцність. При іспитах воно пробивається

кулею, а на поверхні осі виникає вм'ятина діаметром до 5мм (рисунок 3.8, 3.9). У покритті, що складається з великого числа тонких шарів, енергія удару гаситься, завдяки чому поверхня, що захищається, не ушкоджується (рисунок 3.10).

Таким чином, результати іспиту дозволяють затверджувати, що при грамотному застосуванні полімеру А можна виконати вимоги prEN 13261 у відношенні ударної міцності захисного покриття.

Полімер В. Цей полімер являє собою однокомпонентну систему, що застосовується у виді зпеченого шару. Тривалість спікання, як і в полімеру А, складає кілька секунд. Індивідуальне регулювання температури при спіканні дозволяє змінювати цей час у досить широкому інтервалі. Результати іспитів з використанням кулі показали, що параметром, що впливає, для цього захисного покриття є товщина шару. У той час як одношарове покриття при іспитах пробивається на 90 % товщини, а посилена його модифікація — на 30 %, двошарове покриття пробивається тільки на 10 %. Екстраполяція результатів експериментів дозволяє затверджувати, що пробої надійно виключаються тришаровим покриттям.

Механізм поглинання енергії в полімеру В інший, чим у полімеру А. Полімер А поглинає енергію кулі в результаті витиснення матеріалу, у полімері В вона витрачається на його деформування. У дослідженому двошаровому покритті значно деформується зовнішній шар, у той час як внутрішній майже не має деформації (рисунок 2.8). На поверхні покриття куля залишає слід у виді кратера (рисунок 2.9).

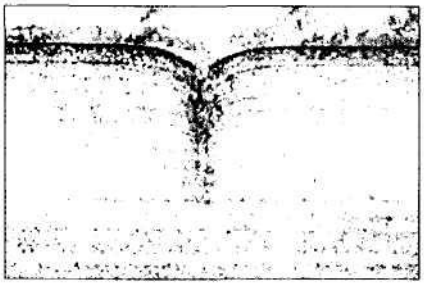


Рисунок 2.8 - Розріз зразка з покриттям з великого числа тонких шарів полімеру А

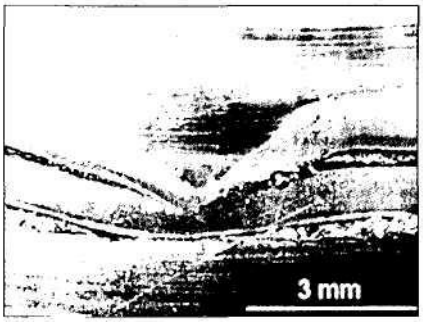


Рисунок 2.9 - Розріз зразка з двошаровим покриттям з полімеру В

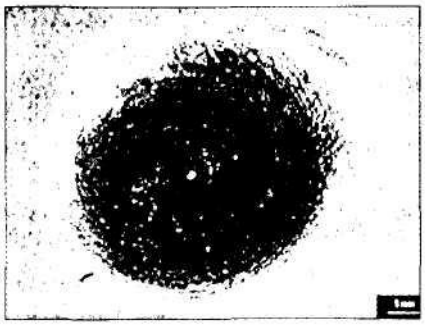


Рисунок 2.10 - Кратер, що утворився при іспиті на поверхні покриття з полімеру В

Виходячи з результатів експериментів можна констатувати, що захисні покриття з використанням полімерів А і В відповідають вимогам prEN 13261 по відношенню до ударної міцності.

2.4 Використання змащування гребнів колісних пар локомотивів

Як свідчить досвід експлуатації однією з причин організації обточування колісних пар є зношування гребня колісної пари. Це зв'язано з тим, що кінематична пара головка рейки – гребінь колеса при вписуванні екіпажу в криву працює в умовах сухого тертя при контактних напруженнях біля 3145МПа. Пара працює в зоні високої запиленості абразивними складовими баласта та грузів, робота її супроводжується постійним биттям. При цьому інтенсивне зношується головка рейки і гребінь колеса. Інтенсивність зносу зростає і збільшенням спрямовуючих сил, коефіцієнта тертя ковзання в місці контакту. Тому, для зменшення зносу елементів пар тертя використовують гребнезмащувачі гребнів колісних пар локомотивів.

Устаткування для змащування гребнів коліс дозволяє отримати наступні безпосередні переваги:

- зменшити знос коліс (гребнів) не менше ніж у 2-5 разів;
- зменшити знос рельсів по бічній грані в кривих (в 1,5-2 рази);
- зменшити витрати дизельного палива або електроенергії до 15%;
- зменшити риск сходу з рельсів за рахунок зниження коефіцієнта тертя гребня колеса;
- збільшити запас стійкості коліс на рейці;
- зменшити витрати на ремонт коліс і рельсів;
- зменшити витрати на зміну зношених коліс і рельсів;
- зменшити рахунок простоя транспортних засобів;
- збільшити безпеку руху поїздів;
- збільшити ресурс використання бандажів колісних пар.

Для вдалої роботи устаткування, яке призначене для подачі мастила, необхідно слідувати наступним вимогам:

1) Конструкція устаткувань повинна бути водночас простою і складатися з змащувального апарата, резервуара з устаткування для безпосередньої подачі мастила до апарата, контактного устаткування для автоматичного включення гребенезмащувача при проходження екіпажом кривої. Подача змащування повинна відбуватися тільки в момент проходження кривої ділянки колії, змащувальний апарат повинен рухатися за вертикальними і горизонтальними переміщеннями коліс.

2) На ходовій частині повинен закріплюватись тільки змащувальний апарат і трубопроводи. Усі інші елементи повинні розташовуватися в кузові або на рамі візка таким чином, щоб запобігти їх пошкодження. При поломці деталей гребенезмащувача повинна бути забезпечена безпека руху поїзда.

3) Змащувальний апарат повинен економно наносити шар мастила тільки на поверхню тертя гребня. При гальмуванні мастило не повинно попадати на коло кочення. Змащування повинно без перешкод наноситись на гребінь при різних погодних умовах і температурі навколишнього середовища.

4) Гребенезмащувач повинен працювати без регулювання до повної витрати мастила.

Змащення повинно задовольняти наступним вимогам:

- мати високу адгезію до контактних поверхонь при будь-якому їх стані;
- давати без розривну і міцну антифрикційну плівку, яка б витримувала тиск 3200МПа;
- володіти добрими протизадирними властивостями;
- надійно наноситись на змащувальні поверхні;
- мати задовільну можливість переносу гребнями коліс по рельсу.

На магістральному транспорті використовують рідкі, консистентні і тверді змащуванні.

Науково-виробнича фірма «Югтехнотранс» представила систему змащування гребнів коліс СПП 12-5 з електропневматичним управлінням

подачі змащування. Змащування подається періодично в залежності від пройденого шляху чи в функції часу або при проходженні кривої. НПФ «Югтехнотранс» і АО АЗМОЛ спеціально для систем змащування гребнів коліс розробили мастило «Рельсол». Воно має високу вологостійкість, стійкість до дії низьких температур, а також високу адгезію (липучість – опору центробіжним силам). За допомогою стислого повітря мастило розпилюється на набігаючи поверхню колеса у вигляді змісі. Звідси масло в момент контакту переноситься на бічну поверхню головки рельса, а звідси на гребінь колеса наступної колісної пари.

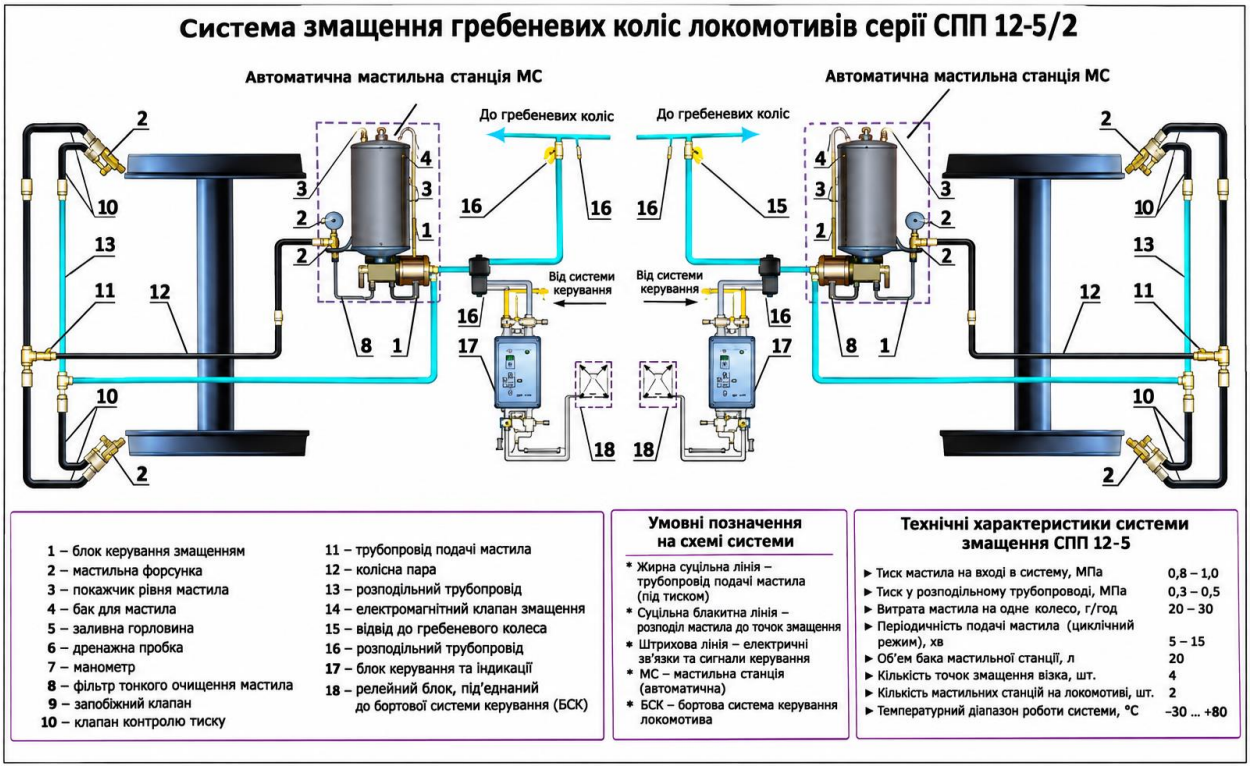


Рисунок 2.11 - Устаткування для змащування колісних пар

Вірогідність відмови системи незначна. Витрати на технічне обслуговування мінімальні. Піклування за системою змащування включає в себе наступні операції:

- зовнішнє очищення форсунок і контроль за їх встановленням при кожній заправці мастильних резервуарів;

- перевірка стану шлангів і трубопроводів при кожному технічному обслуговуванні локомотива.

Сучасна система змащування гребнів не уступає найкращім закордонним аналогам і виділяється підвищеною надійністю в складних умовах експлуатації рухомого складі. Її ефективність і надійність підтверджена досвідом експлуатації на рухомому складі залізниць України, де даними системами обладнана значна кількість електровозів.

2.5 Комп'ютерна діагностика стану колісних пар

Колісна пара — один із самих відповідальних вузлів рухомого складу, і безпека руху прямо залежить від її технічного стану. Стан бандажів впливає на пробіги між проведенням обточувань при технічному обслуговуванні ТО-4, а також на зміну бандажів, що відробили свій ресурс на ремонтах ТР-3, КР-1 і КР-2. У даній добірці розповідається про нові підходи до підвищення надійності важливого вузла механічної частини електровоза.

Для того щоб планувати проведення обточувань, змін бандажів, а також стежити за процесом їхнього зносу, у депо необхідно обробляти великий обсяг інформації про усі вимірювані геометричні параметри бандажів. Ці процеси можна оптимізувати, застосувавши електронну інформаційну систему контролю технічного стану колісних пар.

Фахівцями науково-інженерного центра відділення електрифікації ВНІІ залізничного транспорту розроблена система, що представляє собою бази даних. Вони призначені для обліку в депо стану колісних пар одиниці тягового рухомого складу (електровоза, електропоїзда, тепловоза).

Система адаптована під комп'ютерну операційну систему «Windows 95», що надає оператору можливість керувати інформацією в інтерактивному режимі за допомогою екранних форм.

З базами даних працюють за допомогою головного меню системи, у шести пунктах якого згруповані розрахункові, аналітичні і довідкові функції. Пункт "Довідник" призначений для формування вихідного масиву даних про приписний парк локомотивів депо, виконавцях вимірів і видах ремонтів, на яких виконуються виміри геометричних параметрів бандажів і ободів колісних пар.

Цю інформацію постійно використовують при роботі із системою. Вона істотно полегшує дії оператора, дозволяючи вибирати потрібне зі сформованих масивів, а не набирати дані щораз вручну.

Пункт "Вимірювання" містить у собі функції введення результатів виміру і їхнього перегляду. Технологічність операції забезпечується зручним інтерфейсом, що дозволяє сконцентрувати заміряні величини в одній обліковій формі. Вона являє собою таблицю, що містить дані про товщину і висоту гребня, прокату, параметри крутості, товщині бандажа і діаметрі колісних пар контрольованого рухомого складу, а також дату проведення вимірів, прізвище виконавця і пробіг від попереднього виміру.

Функція перегляду дає можливість вивести результати вимірів кожного параметра у всіх випадках обмірювань на дату запиту. Це дозволяє оператору стежити за динамікою зміни параметрів у часі для кожної одиниці приписного парку депо.

У пункті "Сортування результатів" згруповані функції ранжирування результатів вимірів по окремих параметрах. Ранжирування полягає в тім, що система аналізує результати вимірів і формує таблиці. У ній усі колісні пари приписного парку депо фіксуються в порядку поліпшення їхніх характеристик кожного параметра.

Наприклад, при проведенні сортування по товщині гребня в першому рядку таблиці буде знаходитися колісна пара з найменшої (найгіршої) товщиною, що мається в депо на дату запиту. Крім товщини гребня, база даних дозволяє сортувати дані по товщині бандажа, прокату, різниці діаметрів коліс у колісній парі, різниці діаметрів у візку, між візками в секції, а також різниці діаметрів коліс між секціями для двосекційних локомотивів

Аналіз результатів ранжирування дозволить оператору планувати чи обточування зміну бандажа колісної пари.

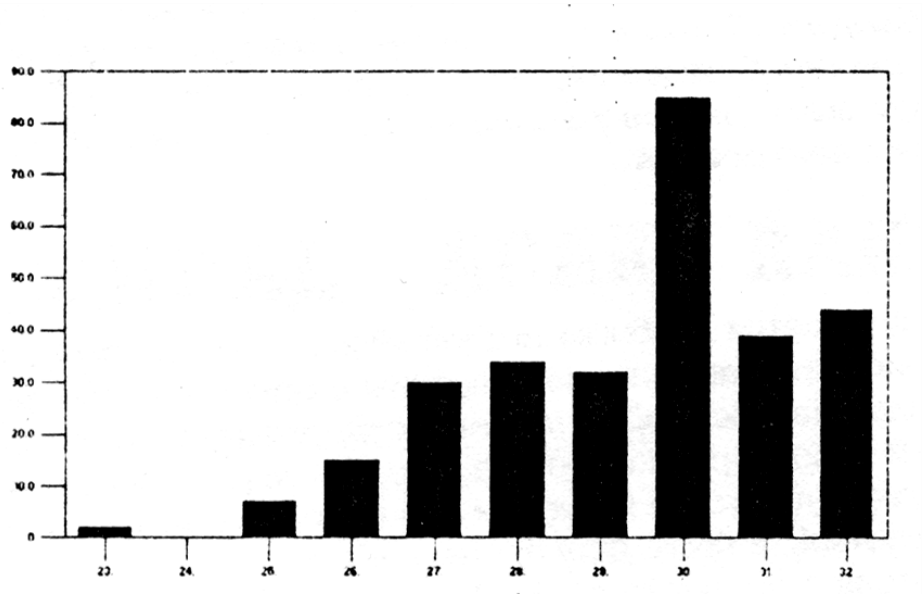


Рисунок 2.12 - Приклад гістограми розподілу товщин коліс

У цьому пункті меню знаходиться також функція "Загального звіту", що дає можливість формування оперативної довідки про наявність у депо коліс з параметрами, близькими до граничного. Дана довідка корисна для щоденного аналізу стану колісних пар технологам, а також для представлення у виді звіту начальнику депо.

Графічний апарат системи являє собою гістограми залежності розподілу величини товщин гребнів і товщин коліс від їхньої кількості в досліджуваний проміжок часу. Ці графіки дозволяють періодично (наприклад,

у залежності від часу року) оцінювати товщину гребнів коліс, що дає можливість виробити стратегію планування обточувань змін коліс.

У пункті "Знос" проводяться розрахунки зносів гребнів і бандажів колісних пар на 10 тис. км пробігу, а також утрат товщини бандажів при проведенні обточувань за визначений період часу, що задається оператором (наприклад, за квартал). Це дозволяє полегшити підготовку періодичних звітів депо по знову коліс.

Екранна форма, що містить результати розрахунку зносу, являє собою таблицю, у рядках якої вказується знос кожного колеса на 10 тис. км пробігу. Останній стовпець таблиці містить середній знос усіх колісних пар даної одиниці рухомого складу. Під таблицею виділені шрифтом середні значення зносу лівих і правих коліс усього приписного парку, а також результуюче значення величини.

Слід зазначити, що розроблена система дозволяє розширювати функціональну оснащеність без утрат введеної раніше інформації, тобто якщо виникне необхідність додавання яких-небудь нових дій над результатами вимірів, то змінюється один файл, що виконується, що не впливає на масиви даних.

Розроблена ВНІІЗТом системна впроваджена в ряді депо Північно-Кавказької дороги. За рік база даних дозволила істотно знизити трудомісткість обробки первинних даних про зміну стану колісних пар і формуванні звітних документів депо. Упорядкування застосовуваної в депо системи обліку зміни стану колісних пар дало можливість одержувати повну достовірну інформацію, необхідну для функціонування ремонтного виробництва і прийняття рішень по операціях технічного змісту колісних пар.

Перераховані функції дають можливість технічному персоналу всебічно аналізувати дані, що надходять, і виявляти фактори, що впливають на інтенсивність зносу і ушкодження бандажів колісних пар, їхнього своєчасного усунення.

2.6 Обробка поверхні кочення коліс складом НІОД

Матеріали, що самозмащують, міцно ввійшли в сучасну техніку. Їх широко застосовують у вузлах тертя в машинобудуванні і приладобудуванні. Це новий клас матеріалів для вузлів тертя, що володіє здатністю створювати на поверхні контртела орієнтовані плівки, що мають малу міцність на зріз у поверхневому шарі і що витримують великому числі циклів без руйнування. У процесі тертя плівка безупинно створюється і підтримується, а виникаючі деформації локалізуються в тонкому поверхневому шарі.

Розробка і застосування твердих мастильних і самозмащувальних конструкційних матеріалів у вузлах тертя зажадали нових нетрадиційних конструкторських і матеріалознавських рішень. До недоліків матеріалів, що змазують, (особливо полімерних) варто віднести, крім низької теплопровідності, малу несучу здатність, а також втрату еластичності і міцності внаслідок втрати пластифікатора. Їхнє застосування дозволило в ряді випадків відмовитися від рідких і пластичних мастильних матеріалів, що істотно розширило температурний діапазон використання матеріалів у вузлах тертя.

Одним з великих переваг самозмащувальних матеріалів є їхня мала швидкість газовидалення. Температурний режим роботи цих матеріалів у залежності від службового призначення коливається в межах 200 — 1100°С.

У результаті досліджень закономірностей виникнення і нагромадження місцевих залишкових деформацій при контактному навантажені встановлене, що вже при напрузі порядку 3ГПа навіть у загартованих на високу твердість (HRC 60 — 62) бандажів рейок з'являються порушення вихідної їхньої форми.

Узявши за приклад депо Свердловськ-Пасажирський Свердловской дороги яке зі своєї ініціативи придбало устаткування для нанесення на гребені

бандажів колісних пар електровозів ЧС2 і ЧС7 складу НИОД останнім за результатами проведених іспитів.

Після обробки складом НИОД досягають наступного:

- забезпечується висока адгезія покриття до підкладки за рахунок гарного очищення і високої енергії часток, що конденсуються, (сприятливої необхідної активації поверхневого шару);
- не потрібно підвищення температури підкладки до високих значень, завдяки чому зберігаються структура і властивості основного матеріалу і виключаються короблення деталей і втрата ними геометричної форми;
- забезпечується можливість нанесення дуже тонких рівномірних по товщині покрить на остаточно оброблені поверхні деталей без погіршення геометричної якості поверхні;
- у процесі осадження здійснюється «заліковування» поверхневих дефектів (мікротріщин, ділянок руйнування та ін.), що неминуче утворяться при процесах механічної обробки;
- мається можливість варіювання складу і властивостей покрить у найширших межах;
- при незначній витраті матеріалів забезпечується дуже істотне підвищення зносостійкості і надійності тертьових сполучень колеса — рейки.

Щоб визначити інтенсивність зношування бандажів колісних пар електровозів, оброблених і неопрацьованих складом НІОД у депо Свердловськ-Пасажирський, на кафедрі «Електрична тяга» УрГАПСа провели порівняльний аналіз зношування бандажів колісних пар пасажирських електровозів ЧС2 і ЧС7. Контрольованими параметрами, що характеризують зношування бандажів колісних пар електровозів, були прокат, товщина гребня бандажів. Їх зміни розглядали в залежності від пробігу, що відраховували від моменту повного відновлення (обточування) профілю бандажів.

Відомо, що на зношування бандажів колісних пар впливає велике число випадкових факторів; хімічний склад матеріалу і фізичні властивості бандажа, якість його виготовлення, міцнісні характеристики, кліматичні і метеорологічні умови експлуатації.

Крім того, позначаються навантажувальні режими і частота їхньої повторюваності (число пусків і зупинок, режими пуску і гальмування, тривалість руху з максимальним навантаженням та ін.), температурні умови експлуатації, ступінь вологості атмосфери і її запиленість, насиченість поверхні тертя абразивними частками, що залежать від інтенсивності піскоподачі, стан шляху і залежні від нього динамічні навантаження, а також багато інших факторів.

На основі проведених досліджень зробили висновок про те, що зі зменшенням товщини бандажа збільшується інтенсивність його зношування, особливо гребнів.

Таким чином, можна узагальнити результати іспитів:

- НИОД — самозмащувальний матеріал, що дозволяє змінювати кристалічні ґрати поверхневої структури бандажа на товщині до 2мм, стирання «олівця» НІОДа довжиною 100мм за короткий проміжок часу дозволяє експлуатувати локомотиви до наступної обточування колісних пар без додаткової установки НІОДа;

обробка гребнів колісних пар складом ефективна для колісних пар локомотивів з товщиною бандажа 90мм і більш (32,4%), при товщині бандажів 80мм — ефект скорочується і складає 12,8%, а при товщині бандажів 60мм обробка гребнів колісних пар складом НІОД — неефективна, що розуміється ростом інтенсивності зносу при зменшенні товщини бандажів колісних пар.

3. Визначення прогресивних методів відновлення зношеного профілю кочення коліс

Ступінь впливу способів, спрямованих на зниження зношування бандажів колісних пар, можна представити у вигляді функції багатьох змінних

$$R = (f, e, h, l, b, d, o, t, k, r, c, j, g, w), \tag{3.1}$$

де f – обточування бандажів по найкращому профілі поверхні кочення бандажів колісних пар; e – застосування сучасного технологічного встаткування в ремонтному процесі; h – зміцнення гребенів бандажів; l – застосування лубрикації; b – застосування тріботехнічного составу НІОД; d – наплавлення гребенів бандажів; o – обточування зі збереженням залишкового прокату; t – збільшення початкової товщини бандажів; k – кліматичні умови; r – підтримка в експлуатації нормованих параметрів верхньої будови колії; c – своєчасна заміна гумометалевих елементів; j – розворот локомотива; g – підбор діаметрів колісних пар; w – підбор повідців по жорсткості.

Якщо за якимись причинами ця функція одержує досить малі випадкові збільшення f_Δ, e_Δ, h_Δ, l_Δ, b_Δ, d_Δ, o_Δ, t_Δ, k_Δ, r_Δ, c_Δ, j_Δ, g_Δ, w_Δ, те її нове значення можна представити у вигляді ряду Тейлора

$$
\begin{aligned}
R = F\left(\begin{matrix} f+f_{\Delta}, e+e_{\Delta}, h+h_{\Delta}, l+l_{\Delta}, b+b_{\Delta}, d+d_{\Delta}, \\ o+o_{\Delta}, t+t_{\Delta}, k+k_{\Delta}, r+r_{\Delta}, c+c_{\Delta}, j+j_{\Delta}, g+g_{\Delta}, w+w_{\Delta} \end{matrix}\right) = \\
= F\left(f, e, h, l, b, d, o, t, k, r, c, j, g, w\right) + \frac{\partial F}{\partial f}\cdot f_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial e}\cdot e_{\Delta} + \\
+ \frac{\partial F}{\partial h}\cdot h_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial l}\cdot l_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial b}\cdot b_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial d}\cdot d_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial o}\cdot o_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial t}\cdot t_{\Delta} + \\
+ \frac{\partial F}{\partial k}\cdot k_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial r}\cdot r_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial c}\cdot c_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial j}\cdot j_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial g}\cdot g_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial w}\cdot w_{\Delta} + \\
+ \frac{1}{1\cdot 2}\cdot\left[\begin{matrix} \frac{\partial^2 F}{\partial f^2}\cdot f_{\Delta}^2 + \quad \ldots \quad + \frac{\partial^2 F}{\partial w^2}\cdot w_{\Delta}^2 + \\ +2\cdot\frac{\partial^2 F}{\partial f\cdot\partial e}\cdot f_{\Delta}\cdot e_{\Delta} + \ldots + 2\cdot\frac{\partial^2 F}{\partial w\cdot\partial g}\cdot w_{\Delta}\cdot g_{\Delta} \end{matrix}\right] + \ldots .
\end{aligned}
\tag{3.2}
$$

Обмежуючись першим ступенем малих збільшень змінних, одержуємо наступне вираження

$$
\begin{aligned}
R = F\left(\begin{matrix} f+f_{\Delta}, e+e_{\Delta}, h+h_{\Delta}, l+l_{\Delta}, b+b_{\Delta}, d+d_{\Delta}, o+o_{\Delta}, \\ t+t_{\Delta}, k+k_{\Delta}, r+r_{\Delta}, c+c_{\Delta}, j+j_{\Delta}, g+g_{\Delta}, w+w_{\Delta} \end{matrix}\right) = \\
= F\left(f, e, h, l, b, d, o, t, k, r, c, j, g, w\right) + \frac{\partial F}{\partial f}\cdot f_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial e}\cdot e_{\Delta} + \\
+ \frac{\partial F}{\partial h}\cdot h_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial l}\cdot l_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial b}\cdot b_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial d}\cdot d_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial o}\cdot o_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial t}\cdot t_{\Delta} + \\
+ \frac{\partial F}{\partial k}\cdot k_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial r}\cdot r_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial c}\cdot c_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial j}\cdot j_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial g}\cdot g_{\Delta} + \frac{\partial F}{\partial w}\cdot w_{\Delta}.
\end{aligned}
\tag{3.3}
$$

Таким чином, можна в комплексі прогнозувати ефект від впровадження в умовах депо розглянутих основних способів, спрямованих на підвищення довговічності бандажів колісних пар.

Вибір основних способів можна зробити за наступними критеріями: 1) потреба в застосуванні; 2) наявність розроблених технологій; 3) технічна можливість локомотивних депо. Зіставлення основних способів із критеріями вибору наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Зіставлення способів підвищення довговічності бандажів в умовах депо із критеріями вибору

Досліджувані способи	№ критерію		
	1	2	3
Обточування по найкращому профілі поверхні кочення бандажів колісних пар	+	+	+
Застосування сучасного технологічного встаткування в ремонтному процесі	+	+	–
Зміцнення гребнів бандажів	+	+	+
Застосування лубрикації	+	–	+
Застосування тріботехнічного составу НІОД	+	+	+
Наплавлення гребнів бандажів	+	+	+
Обточування зі збереженням залишкового прокату	+	–	+
Збільшення початкової товщини бандажа	+	+	+
Кліматичні умови	+	–	–
Підтримка в експлуатації нормованих параметрів верхньої будови колії	+	+	–
Своєчасна заміна гумометалевих елементів	+	+	+
Розворот електровоза	–	–	–
Підбор діаметрів колісних пар	+	–	+
Підбор повідців по жорсткості	+	–	+

Результати наведеного аналізу показують, що використання практично всіх способів затребуване й функціонально можливо в локомотивні депо. Визначення впливу різних випадкових факторів на процес зношування бандажів шляхом аналізу вимірів при оглядах (ТЕ) і ремонтах (ТР) електровозів, тобто через певний проміжок часу (пробігу) - завдання здійсненна за допомогою методів математичної статистики й теорії

ймовірностей. Статистична обробка дозволяє розрахувати залежність значень контрольованих параметрів бандажів від пробігу і її екстраполяція в область більших значень пробігів дає можливість побудови прогнозної моделі.

Якщо встановити математичну форму розподілу, що відповідає спостереженням, і на основі останніх обчислити найкраще з можливих оцінок для необхідних параметрів, то значення, що залишилися, можна відсторонити від подальших розрахунків. Так, для одержання достовірних результатів при обробці вибірки потрібно наступне: вибір математичної форми генеральної сукупності; визначення способу обчислення, придатного для оцінки контрольованого параметра й висновок точної математичної форми розподілу.

Вихідна інформація для визначення дієвості кожного зі способів, спрямованих на підвищення довговічності бандажів, отримані із залежностей «зношування-пробіг», де кожному певному пробігу відповідає певне значення зношування. Для спрощення розрахунків і одержання більшої кількості інформації для вивчення, варто об'єднати значення із близьким пробігом в одну вибіркову сукупність. Ігнорувати різницю пробігу нам дозволяють погрішність вимірювального інструмента, а також інертність зношування, тобто мале відхилення значення зношування при невеликій зміні пробігу. Принцип формування вибіркових сукупностей наведений у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 - Формування вибіркових сукупностей для проведення розрахунку

Значення пробігу в конкретній точці виміру	Значення пробігу для конкретної вибіркової сукупності	Значення зношування, відповідне конкретної точці виміру
$L_{1.1}$	L_1	$\Delta_{1.1}$
$L_{1.2}$		$\Delta_{1.2}$
…		…
$L_{1.i}$		$\Delta_{1.i}$
$L_{2.1}$	L_2	$\Delta_{2.1}$
$L_{2.2}$		$\Delta_{2.2}$

Продовження таблиці 3.2

Значення пробігу в конкретній точці виміру	Значення пробігу для конкретної вибіркової сукупності	Значення зношування, відповідне конкретної точці виміру
…		…
$L_{2.\text{i}}$		$\Delta_{2.i}$
…	…	…
$L_{n.i}$	L_n	$\Delta_{n.i}$

На підставі зібраної статистичної інформації зі зношування бандажів колісних пар можна побудувати залежності математичного очікування й середньоквадратичного відхилення контрольованого параметра від пробігу. Отримані залежності екстраполюються в область більших значень пробігів, залежно від виду теоретичного розподілу розраховується ймовірність безвідмовної роботи.

Визначивши вид теоретичного розподілу в кожній групі можна одержати рівняння кривої, що обмежує область значень однієї вибіркової сукупності, а, отже, і обчислити ймовірність відмови при пробігах близьких до «критичних»

$$P(L) = \int_{X_{\text{доп.}}}^{X_{\text{ном.}}} f(x)dx, \tag{3.4}$$

де $X_{\text{доп.}}$, $X_{\text{ном.}}$ – що допускаються й номінальне значення контрольованого параметра об'єкта дослідження; $f(x)$ – значення функції розподілу випадкової величини в конкретному діапазоні вибіркової сукупності.

Стосовно до визначення ймовірності безвідмовної роботи бандажів колісних пар при нормальному типі розподілу рівняння (3.4) буде мати такий вигляд

$$P(L) = \frac{1}{\sigma_x(L)\cdot\sqrt{2\pi}} \int_{X_{\text{äîï.}}}^{M_x(L)+3\sigma_x(L)} e^{-\frac{[X-M_x(L)]^2}{2\sigma_x^2(L)}} \tag{3.5}$$

де σ_x – середньоквадратичне відхилення контрольованого параметра; M_x – математичне очікування контрольованого параметра; $X_{\text{доп.}}$ – допускається значение, що, контрольованого параметра; L – пробіг, що відповідає моменту виміру; P – імовірність безвідмовної роботи.

Якщо робити відновлення зношеного бандажа, його заміну при наробітку (пробігу), що не перевищує 90%-ного ресурсу (P = 0,1), то ймовірність відмови бандажа в міжремонтному періоді не перевищить 10 %, а відхилення міжремонтного пробігу від установленої величини також виявиться в межах ±10 %, тобто відповідає відносною погрішністю застосовуваного в локомотивні депо вимірювального інструмента. Тому, доцільно обмежити міжремонтні пробіги 90%-им ресурсом. На підставі виконаних розрахунків будуються залежності $P(L)$, і по них визначається γ %-ий ресурс колісних пар, тобто такий пробіг, якому відповідає ймовірність безвідмовної роботи або ймовірність відмови $P = 1 - \gamma$.

Одержати залежність значень контрольованих параметрів колісних пар від пробігу при застосуванні наплавлення важко, однак, щоб одержати орієнтовні значення, можна скористатися «ідеальним випадком»: інтенсивність зношування - величина постійна й обточування бандажів колісних пар виробляється тільки по граничному зношуванню гребеня через однакові значення пробігів (90%-ний ресурс до обточування). Використовуючи ці допущення, можна розрахувати технологічне зношування (або економію бандажної сталі при кожному обточуванні), а, отже, і ресурс бандажів колісних пар при використанні наплавлення. Величина економії матеріалу бандажа (у мм) визначається

$$\Delta^{\text{напл.}} = \Delta_{\text{ТО}-4} - 2 \tag{3.6}$$

де $\Delta_{ТЕ\text{-}4}$ – середня товщина бандажа, що знімається при проведенні технічного обслуговування ТЕ-4; 2 – величина витрати бандажа при обточуванні після наплавлення.

Тоді математичне очікування зношування бандажа при використанні наплавлення можна визначити

$$M_x(L)_i^{\text{напл.}} = M_x(L)_i - \Delta^{\text{напл.}}, \tag{3.7}$$

де $M_x(L)_i$ – значення математичного очікування зношування гребня на період запланованого обточування.

Узагальнення результатів дослідження показує ефективність застосування кожного із шести обраних способів. Для кінцевого етапу моделювання визначені значення первісної функції багатьох змінних

$$\begin{aligned} R = F\left(f + f_\Delta,\ h + h_\Delta,\ c + c_\Delta,\ t + t_\Delta,\ d + d_\Delta,\ b + b_\Delta\right) = \\ = F\left(f, h, c,\ t, d, b\right) + f_\Delta \cdot \frac{\partial F}{\partial f} + h_\Delta \cdot \frac{\partial F}{\partial h} + \\ c_\Delta \cdot \frac{\partial F}{\partial c} + t_\Delta \cdot \frac{\partial F}{\partial t} + d_\Delta \cdot \frac{\partial F}{\partial d} + b_\Delta \cdot \frac{\partial F}{\partial b}. \end{aligned} \tag{3.8}$$

У цьому випадку вплив кожного доданка на систему в цілому можна визначити за допомогою функції повних диференціалів. Визначити ступінь впливу кожного способу можна виходячи з умови

$$R = F\,(f, h, c, t, d, b) = 1. \tag{3.9}$$

При поданні вираження (3.9) у процентному співвідношенні одержуємо рівень впливу кожного способів. Результаты расчета показаны на рисунке 3.3 и сведены в таблицу 3.3.

Таблиця 3.3 - Значення часток похідних кожного елемента функції $R = F(x)$

№ способу	Застосовуваний спосіб	Значення похідної функції / 10-5, мм/км	Значення похідної функції, %	Прогнозований ресурс, тис. км
1	Обточування коліс по новому профілю	5,991	18,51	688
2	Зміцнення гребнів коліс	7,080	17,44	668
3	Застосування тріботехнічного складу	7,821	17,45	660
4	Наплавлення коліс	7,821	17,45	638
5	Збільшення початкової товщини колеса	7,821	17,45	650
6	Своєчасна заміна гумометалевих елементів	8,298	13,36	678

Найбільшу роль у підвищенні довговічності бандажів грають: застосування обточування колісних пар по новому профілю; своєчасна заміна гумометалевих елементів; наплавлення гребнів; застосування тріботехнічного состава; зміцнення гребнів; збільшення початкової товщини бандажів колісних пар.

Середня довговічність бандажа при застосуванні запропонованих способів в умовах депо становить

$$L_{\text{ср.}} = k_{\text{эф.}} \cdot \left(\sum_{i=1}^{n} \frac{L_{\text{исх.}(i)}}{n} + \sum_{i=1}^{n} \left[\frac{L_i - L_{\text{исх.}(i)}}{n} \right] \right), \qquad (3.10)$$

де $L_{исх.(i)}$ – значення ресурсу бандажа до впровадження і-*го* способу; L_i – значення ресурсу при застосуванні і-*го* способу; $k_{эф.}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність ефективності способів, спрямованих на підвищення довговічності бандажів колісних пар, $k_{эф.} = 0{,}9$.



Рисунок 3.1 –Розподіл значущості способів підвищення довговічності колісних пар високошвидкісних електропоїздів, %

3.1 Прогнозування процесу зношування колісних пар та їх ресурс при з застосування обточування колісних пар по новому профілю

Для визначення терміну служби колісних пар ТРС необхідно розробити визначену модель.

У теоретичних дослідженнях динаміки екіпажу як основних критеріїв оцінки використовувалися нормовані показники оцінки динамічних якостей екіпажу відповідність яким є обов'язковим для тягового рухомого складу,

призначеного для експлуатації на вітчизняних залізницях. До нормованих показників належать:

1. Коефіцієнт запасу стійкості проти сходу колеса з рейок, що представляє собою відношення теоретичного значення напрямного зусилля (Y_n) до вертикальної сили в зоні контакту на колесі, що набігає (P_n) до його дослідного значення:

$$\lambda = \left(Y_n / P_n\right)_m / \left(Y_n / P_n\right)_{on} \qquad (3.11)$$

де, теоретичне значення $\left(Y_n / P_n\right)_m = 1/\left(ctg\gamma + \mu\right)$ отримане з умови статичної рівноваги колісної пари в рейковій колії в момент, коли зона контакту на одному з коліс колісної пари перебуває на конічній частині гребня, і ковзання або псевдосковзання мають місце тільки в поперечному напрямку усередину колії; μ і γ - відповідно коефіцієнт тертя й кут нахилу гребня до обрію.

2. Показник плавності ходу, обумовлений за методикою наведеної ОСТ 24.050.16-86 «Вагони пасажирські. Методика визначення плавності ходу».

3. Рамні сили - поперечні горизонтальні сили, що діють на колісну пару з боку обресорених мас екіпажу.

4. Коефіцієнти вертикальної динаміки в першої й другий щаблях ресорного підвішування визначаються як відношення отриманого в розрахунках або експерименті динамічного прогину в даному щаблі підвішування до його статичного значення.

Крім нормованих критеріїв оцінки в теоретичних дослідженнях використовувалися показники, що дозволяють при аналізі результатів виконувати більш глибоку порівняльну оцінку впливу досліджуваних профілів коліс колісних нар на динаміку екіпажу. Зокрема, додатково реєструвалися поперечні горизонтальні сили, що характеризують зсув рейко-

шпальних ґрат, сили, що відновлюють, що направляють і, кути набігання з урахуванням кривизни колії, обумовленої нерівностями колії в плані, вертикальні й поперечні горизонтальні прискорення кузова в зоні шкворневого вузла й середині кузова, кути повороту візків щодо кузова в горизонтальній площині й кути повороту кузова й візків щодо власних вертикальних осей координат.

При виконанні даної роботи маємо за мету обґрунтувати профіль колеса, що забезпечує динаміку екіпажу, що задовольняє вимоги норм безпеки, що й виключає можливість виникнення дефектів через втому на поверхні кочення коліс, а також не потребує обточування колісних пар на пробігу не менш 250 тис. км. Отже необхідно обрати критерії оцінки, що дозволяють розрахунковими методами спрогнозувати інтенсивність зношування й зміну форми профілю колеса й потім із двома або трьома зношеними профілями коліс виконати розрахунки по оцінці динаміки екіпажу на відповідність нормативним вимогам.

У технічній літературі в якості теоретичного критерію, що дозволяє дати якісну оцінку зношування колеса пропонується фактор зношування. За фактор зношування прийнята робота, затрачувана на подолання сил тертя в зоні контакту при русі екіпажу. Зношування коліс колісних пар і рейок пов'язаний головним чином зі зношуванням гребня колеса й бічної поверхні головки рейок, що лімітують подальшу експлуатацію колісних нар і рейок. У цьому зв'язку більша частина робіт, присвячених цьому питанню, пропонує для якісної оцінки фактор зношування, прив'язаний до цих зон. Так у роботах [2, 3, 4] у якості фактору зношування пропонуються вираження:

$$\Phi = Y_n \mu \alpha / R \tag{3.12}$$

$$\Phi = Y_n \mu \alpha / R \sin\gamma \cos\gamma \tag{3.13}$$

$$\Phi = Y_n \mu \Delta s / 2\pi (r_k + \Delta r) \sin\gamma \tag{3.14}$$

де

Y_n - напрямне зусилля; γ - кут нахилу гребня до обрію;

R - радіус кривої;

μ - коефіцієнт тертя;

x -відстань від центру повороту візка до колісної пари;

Δs -ковзання колеса щодо рейки в горизонтальній площині;

Δr -збільшення радіуса в області контакту.

З наведених вище факторів зношування більш логічні перший і другий, у яких сила тертя визначається виходячи з нормального тиску ($Y_n / \sin\gamma$) в зоні контакту. Також мають відмінності відносні ковзання. Названі вище фактори зношування були призначені для якісної оцінки зношування стосовно до розробленої на той період теорії (методики) уписування залізничних екіпажів у криві. У деяких роботах приводяться фактори зношування не обмежувані певною зоною профілю. У таких роботах у якості фактору зношування пропонується вираження:

$$\Phi = N\mu\varpi \qquad (3.15)$$

де N, μ, ϖ відповідно нормальний тиск, коефіцієнт тертя й відносне ковзання в зоні контакту. У роботах [1] і [6] фактори зношування мають вигляд:

$$\Phi = \sigma\Delta s\mu / \mu_0 \qquad (3.16)$$

$$\Phi = \sigma l s k_1 k_2 \ldots k_n \qquad (3.17)$$

де,

σ - питомий тиск в області контакту;

μ_0 - середнє значення коефіцієнта тертя в експлуатації;

l - ковзання колеса по рейці;

$k_1 k_2 \ldots k$ - безрозмірні коефіцієнти, що враховують зносостійкість матеріалу рейок і коліс, змащення й.т.п. (визначаються експериментально).

Однак ці фактори зношування використовуються в чисто постановочному плані й не можуть бути використані без доробки.

Фактор зношування, що дозволяє одержати найбільш повну й об'єктивну якісну інформацію про зношування, даний у роботі [5]. Цей фактор зношування є добуток сили тертя на відносне ковзання в області контакту, тобто за фактор зношування прийнята робота, затрачувана на подолання сили тертя на одиницю довжини. Вираження для визначення фактору зношування має вигляд:

$$\Phi l_{ij} = Fl_{ij} \varpi l_{ij} \tag{3.18}$$

де Fl_{ij} і ϖl_{ij} - сили тертя й відносні ковзання, що виникають при взаємодії колісної пари з рейковою колією при наявності однієї або двох областей контакту.

У розрахунках сила тертя функціонально залежить від відносної швидкості ковзання, обумовленої по трьом координатам, і нормального зусилля, обумовленого з урахуванням динаміки екіпажу. Відносне ковзання визначається через відносну швидкість ковзання:

$$\varpi l = \Delta S_l \Big/ S = h \cdot \Delta V_l \Big/ h \cdot V = \Delta V_l \Big/ V = \varepsilon_l \tag{3.19}$$

де

$\Delta S_l, s$- ковзання колеса (м) і колія, їм пройдений (м);

ΔV_l ,v- абсолютна швидкість ковзання (м/с) і швидкість руху екіпажу (м/с);

h - крок розрахунків;

l- перша й друга області контакту на колесі колісної пари.

Слід зазначити, що облік вертикальної складової швидкості ковзання суттєво впливає на сумарне ковзання колеса щодо рейки, якщо зона контакту розташовується на викружці профілю і його гребні.

Усі наведені вище фактори зношування носять якісний характер і не дозволяють одержати кількісну оцінку зношування профілю коліс. [7]

У загальному випадку може бути застосований наступний принцип. Термін служби колеса визначається його повним припустимим експлуатаційним зносом (зменшенням діаметра по колу кочення), діленим на фактичний коефіцієнт α для даного колеса й умов експлуатації. Повний припустимий знос, на залізницях Європи становить від 25 до 35мм, включає «чистий» знос у результаті взаємодії колеса і рейки і зняття металу при обточуваннях для відновлення профілю і видалення поверхневих дефектів (число обточувань може досягти п'яти). Значення коефіцієнта α залежить від твердості, структури, термообробки металу і геометричних параметрів колеса, від стану і геометричних параметрів шляху, особливо профілю рейки, а також від конструктивних і динамічних характеристик рухомого складу. Це можна виразити як

$$ДRV = \sum (PU - ДЕF_i)/\alpha \ , \qquad (3.20)$$

де $ДRV$ - термін служби колеса по пробігу, км;

PU - припустимий знос, мм;

$ДЕF$ - зняття металу при обточуванні, мм.

Слід, однак, мати на увазі, що в міру наростання зносу значення коефіцієнта α може змінюватися. Крім того, модель заснована на випадкових величинах, і її вірогідність багато в чому залежить від наявності великої бази даних по колесах. Як припускають, вона може дати задовільний результат після накопичення інформації на протязі 3-4 років по рухомому складу, річний пробіг якого складає від 100 тис. до 300 тис. км. Термін служби є дисперсною функцією й в основному підкоряється закону Гауса. Його розрахунки дозволяють визначити нижню і верхню границі. Використовуючи нормальний розподіл, можна одержати цільовий розподіл коліс по терміну служби.

Поступові відмовлення є результатом накопичення необхідних вимірів стану об'єкта, що супроводжує поступовим виміром параметрів технічного стану від початку експлуатації або моменту відновлення працездатності.

В основу методики прогнозування покладене допущення, що математичне чекання до дисперсії прокату бандажів являють собою лінійні функції пробігу локомотива. Позначимо прокат бандажів як деяку змінну величину Y. Залежність Y від наробітки (пробігу локомотива) представляє випадкову функцію, реалізація якої є монотонною неубутною функцією. Для опису такої випадкової функції досить знати, як міняються в залежності від наробітки її математичне очікування і дисперсія

$$\bar{y}(t) \text{ і } \partial(y(t)) \tag{3.21}$$

Дослідження показують, що для опису залежності прокату від пробігу локомотива можуть бути використані лінійні функції

$$\bar{Y}(t) = \bar{Y}_0 + at \ \text{(мм)}; \tag{3.22}$$

$$\partial(y(t)) = \partial(Y_0) + bt \ , \tag{3.23}$$

де $\overline{Y}_0$ і $\partial(Y_0)$ - відповідно середнє значення і дисперсія прокату бандажів при $t=0$, при цьому початком відліку є останнє обточування бандажів;

тут a - середня швидкість збільшення прокату, мм/тис. км;

b - швидкість збільшення дисперсії прокату, мм^2/тис км;

t - пробіг локомотива, тис. км;

Шуканими параметрами функції (3.11) і (3.12) є: $\overline{Y}_0$, a, $\partial(Y_0)$, b.

Для визначення шуканих залежностей $\overline{Y}(t)$ і $\partial(Y(t))$ використовують метод найменших квадратів.

Параметри a і b визначають за формулами (3.22) і (2.23)

$$a=\frac{\overline{Y}_2-\overline{Y}_1}{t_2-t_1}; \tag{3.24}$$

$$b=\frac{\partial(Y_2)-\partial(Y_1)}{t_2-t_1}; \tag{3.25}$$

Прийнятій моделі зносу бандажа, обумовлені значеннями (3.22) і (2.23) відповідає таке поступове збільшення прокату, при якому середнє значення інтервал пробігу $\partial(t)$ пропорційний довжині цього інтервалу і не залежить від досягнутого значення Y. У такому випадку припустимо ґрунтуючись на отриманій теорії імовірності, вважати що для кожного t_i (поки $Y<Y_{пр}$) значення прокату розподілені по нормальному законі з щільністю розподілу

$$f(Y_i)=\frac{1}{\sigma(Y_i)\sqrt{2\pi}}\cdot e^{-\frac{(Y-\overline{Y}_i)^2}{2\sigma^2(Y_i)}}. \tag{3.26}$$

Для знаходження області практично можливих значень випадкової величини Y_i, розподілений за нормальним законом, користаються «правилом трьох сигма».

Відповідно до цього правила для кожного пробігу локомотива t_i верхня і нижня границі практично можливих значень бандажів знаходяться так

$$Y(t)_{\max} = \overline{Y}_0 + at + 3\sqrt{Д(Y_0) + bt}\,; \tag{3.27}$$

$$Y(t)_{\min} = \overline{Y}_0 + at - 3\sqrt{Д(Y_0) + bt}\,. \tag{3.28}$$

Далі визначають T_{TO-4} - середній пробіг до $TO-4$, а також найменший T_H і найбільший T_K практично можливі пробіги до обточування бандажів колісних пар по прокаті без викочування з-під локомотива і ψ - імовірність того, що до заданого пробігу $T_{зад}$, буде зроблене обточування бандажів колісних пар по прокату.

Для знаходження T_H і T_K підставляють $Y(t)_{\max} = Y_{пр}$ і $Y(t)_{\min} = Y_{пр}$ у вираз (3.26), (3.27).

Зробивши необхідні перетворення знаходять

$$T_H = \frac{9B + 2\left(Y_{пр} - \overline{Y}_0\right)a - \sqrt{\left(9B + 2\left(Y_{пр} - \overline{Y}_0\right)a^2\right) - \sqrt{4a^2\left(\left(Y_{пр} - \overline{Y}_0\right)^2 - 9Д(Y_0)\right)}}}{2a^2} \tag{3.29}$$

$$T_K = \frac{9B + 2\left(Y_{пр} - \overline{Y}_0\right)a + \sqrt{\left(9B + 2\left(Y_{пр} - \overline{Y}_0\right)a^2\right) - \sqrt{4a^2\left(\left(Y_{пр} - \overline{Y}_0\right)^2 - 9Д(Y_0)\right)}}}{2a^2} \tag{3.30}$$

Площа, що знаходиться вище $Y_{пр}$, відповідає імовірності того, що до пробігу $T_{зад}$ вже буде зроблене обточування колісної пари. Ця імовірність знаходиться як

$$\psi = 1 - F(Y_{np}); \tag{3.31}$$

де $$F(Y_{np}) = \frac{1}{\sigma(Y)\sqrt{2\pi}} \int_0^{Y_{np}} e^{-\frac{(Y-\overline{Y})^2}{2\sigma^2(Y)}} dy . \tag{3.32}$$

У формулі (2.11) $\overline{Y}$ - середнє значення прокату, що знаходиться шляхом підстановки $t = T_{зад}$ у вираз (3.14).

Середнє квадратичне відхилення $\sigma(y)$ розраховується шляхом підстановки $t = T_{зад}$ у вираз (3.15)

$$\sigma(y) = \sqrt{\partial(Y_0) + b \cdot T_{зад}} \ .$$

Виразити функцію розподілу через нормальну функцію розподілу можна за допомогою виразу

$$F(Y_{np}) = \Phi^*(x), \tag{3.33}$$

де x – знаходиться в результаті заміни перемінної

$$x = \frac{Y_{np} - \overline{Y}}{\sigma(Y)} . \tag{3.34}$$

За розрахованим значенням x, по таблицях чи графікам знаходять значення ψ і $\Phi^*(x)$

$$\Phi^*(-x) = 1 - \Phi^*(x). \tag{3.35}$$

Розглянемо метод для визначення середньої величини пробігу для виконання обточування колісних пар. Цей метод регресивного аналізу, що дозволяє

оцінити залежність математичного чекання випадкової величини Y від X. Графік цієї залежності називається лінією регресії.

При регресійному аналізі припускають, що дотримуються наступні передумови:

а) результати вимірів $Y_1, Y_2, ..., Y_n$, де n - число вимірів, являє собою вибірку обсягу n з нормально розподіленої генеральної сукупності значень Y;

б) дисперсія випадкової величини Y для будь-якого значення незалежної змінної X є постійною.

Лінійна залежність між величинами чи їхніми логарифмами є найбільш розповсюдженої.

Рівняння лінії регресії записують у вигляді

$$m_y = \beta_0 + \beta_x, \tag{3.36}$$

де β, β_0 - параметри чи коефіцієнти регресії.

Оцінкою лінії регресії є емперична лінія регресії, рівняння якої має вигляд

$$\overline{Y} = b_0 + b_x, \tag{3.37}$$

де $\overline{Y}$, b, b_0 - відповідно оцінки величини m_y, β, β_0.

Коефіцієнти b, b_0 знаходять методом найменших квадратів, в основу якого покладена вимога мінімізації квадратів відхилень реалізацій випадкової величини від лінії регресії

$$\min\left\{U = \sum\left(Y_i - b_0 - b_{x_i}\right)^2\right\}, \tag{3.38}$$

де Y_i - реалізація випадкової величини в і-тім досліді;

x_i - значення незалежної перемінної в і-тім досліді;

n - число дослідів.

Відомо, що мінімум деякої функції відповідає рівності нулю часток похідних по всім невідомим

$$\frac{\partial U}{\partial b_0} = -2\sum\left(Y_i - b_0 - b_{x_i}\right) = 0; \tag{3.39}$$

$$\frac{\partial U}{\partial b} = -2\sum\left(Y_i - b_0 - b_{x_i}\right)X_i = 0. \tag{3.40}$$

Після деяких математичних перетворень одержимо формулу для визначення b і b_0

$$b = \frac{n\sum X_i Y_i - \sum X_i \sum Y_i}{n\sum X_i^{\,2} - \left(\sum X_i\right)^2}; \tag{3.41}$$

$$b_0 = \frac{1}{n}\left(\sum Y_i - b\sum X_i\right). \tag{3.42}$$

Для одержання моделі методом регресійного аналізу про знос гребенів і прокату колісних пар вводимо в алгоритм експлуатаційні дані, зібрані в процесі спостережень за визначений період часу. На підставі цих даних після обробки на ЕОМ отримані залежності прокату від пробігу локомотива (рисунок 3.2 та рисунок 3.3).

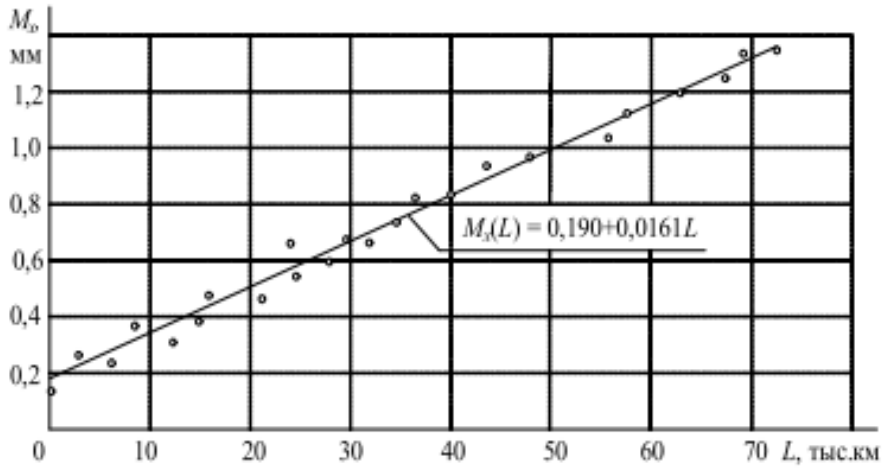


Рисунок 3.2 – Залежність від напрацювання середнього значення прокату бандажів колісних пар від пробігу рухомого складу, що обточені за профілем ГОСТ 11018-2000, кресл. 2

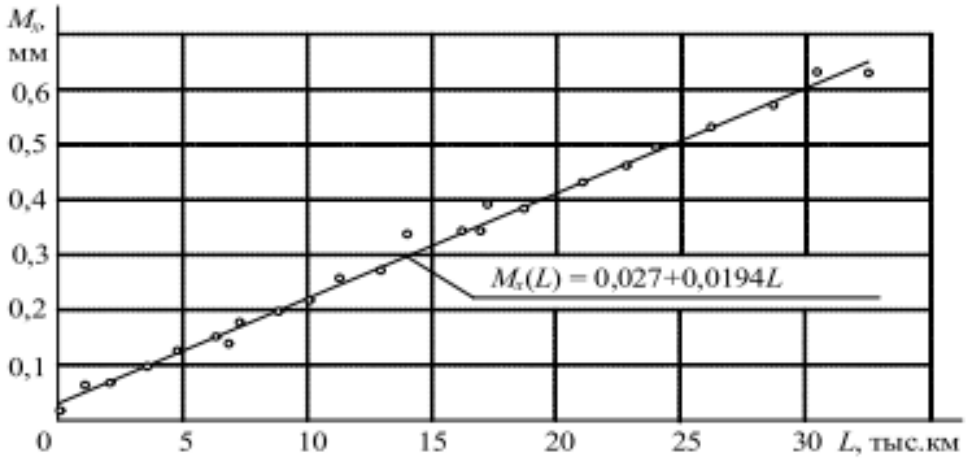


Рисунок 3.3 – Залежність від напрацювання середнього значення прокату бандажів колісних пар від пробігу рухомого складу, що обточені за профілем ВНІІЗТ-РМ-70

На даний момент наука в області розробок у промисловій сфері народного хазяйства не стоїть на місці. У багатьох депо удосконалюються методи проведення діагностики і поліпшення якості ремонту колісних пар рухомого складу. Багато доріг, не тільки країн СНД, але і країн Європи, Азії, Північної Америки й інших ,проводять активні дослідження з розробки зовсім

нових перспективних моделей візків рухомого складу, систем ресорного підвішування, а також проводять іспиту нових колісних пар, що мають удосконалений профіль, геометричні розміри і складаються з прогресивних промислових матеріалів, є альтернативою.

Підводячи підсумки аналізу результатів деяких успішних депо, що внесли свій внесок у розвиток залізничної індустрії, можна однозначно затверджувати, що визначені кроки в напрямку підвищення надійної роботи колісних пар РС уже зроблені і дуже значні. Виникає впевненість, що в неозорому майбутньому з'явиться концептуальна модель колісної пари, що буде дуже надійна, працездатна і довговічна в експлуатації.

4 Вибір раціонального профілю коліс для високошвидкісного рухомого складу

Формально профілі колеса й рейки можна представити, що полягають із ряду елементів (рисунок 4.1), кожний з яких тією чи іншою мірою впливає на динаміку екіпажа, безпека руху, зносні показники пари колесо- рейка.

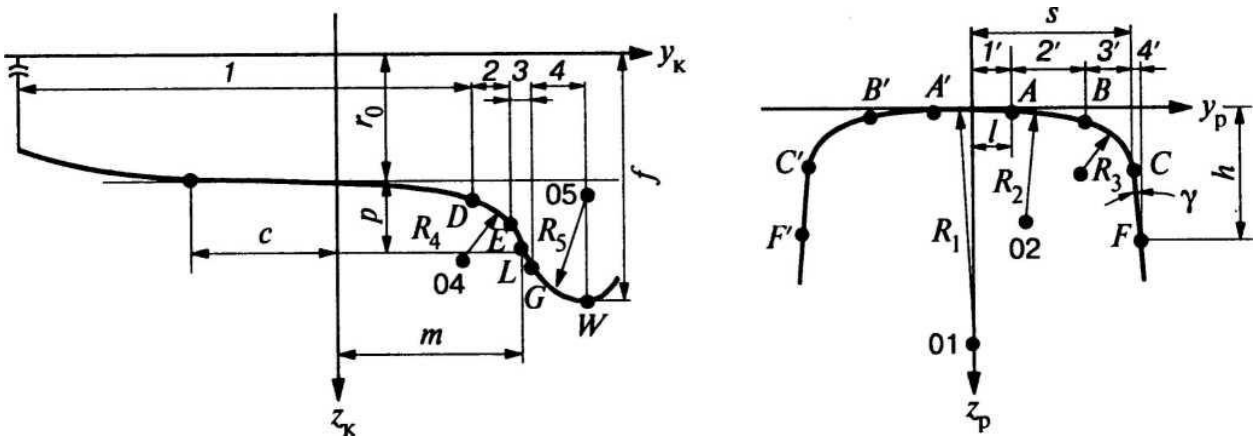


Рисунок 4.1 - Схема розбивки профілів колеса й рейки на елементи

У роботі була зроблена спроба оцінити вплив цих елементів і їх форми на динаміку екіпажа й зношування коліс колісних пар і на підставі отриманих результатів розробити профіль коліс для рухомого состава.

Обоє профілю були розбиті на чотири елементи кожний. Профіль колеса формувався з поверхні кочення (1), описуваної прямій або кривій другого або третього порядку, викружки (2) і нижньої частини гребеня (4), описуваних окружностями, а так само прямолінійної частини гребеня (3). Профіль головки рейки задавався поверхнею кочення (Г и 2') і викружкой рейки (3'), описуваних окружностями, а також лінійної бічною гранню (4').

При описі кожного елемента профілю колеса й рейки передбачалася можливість варіювати наступними їхніми параметрами: *кл*- уклон лінійної утворюючої поверхні кочення; *до2, до3,*- відповідно уклон у точці стикування поверхні кочення з викружкой гребеня й уклон по колу кочення колеса або в

будь-якій іншій точці поверхні кочення при її описі кривій другого або третього порядку; *до4* - тангенс кута нахилу прямолінійної частини гребеня; *Rl,R2,R3,R4,R5*- відповідно радіуси трьох ділянок профілю рейки, радіус викружки гребеня й радіус верхньої частини гребеня; / - відстань від осі *ук* колеса до вершини гребеня, *р, т* -координати точки, у якій визначається товщина гребеня, з-с- координата точки переходу утворюючої на уклон 1/7; в-у- кут нахилу бічної грані рейки до вертикальної осі; *l,s,h*- геометричні характеристики головки рейки, нормовані в Дст на профіль рейки. Алгоритм формування профілів, що дозволяє варіювати наведеними вище параметрами даний у роботі [19].

Розрахунки виконувалися із трьома типами рухомого состава: з восьмиосным локомотивом ТЕП80, з пасажирським вагоном на візках КВЗ-ЦНІІ й вантажним вагоном на візках ЦНІІ-ХЗ, описуваними системами нелінійних диференціальних рівнянь 98, 82 і 78 порядку відповідно.

У якості критеріїв використовувалися вертикальні й поперечні горизонтальні прискорення кузова в зоні пятниковых вузлів, рамні сили, що й відновлюють, сили визначальні зсув рейко-шпальних ґрат, коефіцієнти вертикальної динаміки в першої й другий щаблях ресорного підвішування, коефіцієнти запасу стійкості проти сходу колеса з рейок і фактори зношування.

Справжнє завдання є багатопараметричним, а також багатокритеріальним, тому при її розв'язку був використано один з методів теорії планування математичних експериментів - метод ППЛ-Пошуку, що дає можливість вирішувати завдання еквівалентні завданням багатокритеріальої оптимізації. Метод ПЛП-Пошук дозволяє будувати функції впливу параметрів на кожний критерій у середньому, а також при найгіршій і найкращій комбінації параметрів, проводити однофакторний дисперсійний аналіз з метою встановлення ступені впливу кожного зі змінюваних параметрів на відповідний критерій при заданій довірчій імовірності, виділяти в просторі

параметрів області концентрації найкращих розв'язків за кожним критерієм і потім знаходити область концентрації компромісних розв'язків при заданих умовах компромісів. Вихідною інформацією при аналізі розв'язків, одержуваних з використанням методу ПЛП-Пошуку, були середні арифметичні значення, середні квадратическні відхилення (СКО) і максимальні величини критеріїв оцінки динаміки екіпажа й зносних характеристик коліс.

Однофакторний дисперсійний аналіз розв'язків показав, що найбільш істотний вплив на динамічні показники розглянутих екіпажів і зносні характеристики коліс при заданих діапазонах зміни параметрів виявляють ширина колії, товщина гребеня й форма поверхні кочення коліс. Вплив інших параметрів було менш помітним або було відсутнє. Наступний аналіз кривих впливи показав, що сильний вплив ширини колії на критерії оцінки при дисперсійному аналізі пов'язане з різким зростанням показників динаміки й факторів зношування при звуженні колії менш 1516 мм. У теж час в інтервалі зміни ширини колії й товщини гребеня в межах установлених нормами на їхній зміст характер зміни кривих впливи, тобто діапазон зміни показників динаміки екіпажів і зношування гребенів незначний. На цій основі в наступних серіях ширина колії й товщина гребеня варіювалися в межах, установлених нормами на їхній зміст в експлуатації. Крім того минулого виключені з розгляду параметри, що практично не впливають або мало впливають на динаміку екіпажів і зношування профілів коліс. Це дозволило більш докладно досліджувати вплив на динаміку екіпажів і зношування профілів коліс, що залишилися параметрів профілів коліс і рейок.

Із представлених даних видне, що з елементів профілів колеса й рейки найбільший вплив на динаміку рухомого состава виявляє поверхня кочення колеса. Вибір її форми при розробці профілю особливо важливий. Аналіз кривих впливи показав, що нелінійний профіль поверхні кочення має переваги в порівнянні з лінійними профілями в частині зниження динамічних

показників, що визначають горизонтальну динаміку екіпажів, і збільшення їх критичної швидкості. Крім поліпшення динамічних якостей екіпажа нелінійний профіль колеса дуже впливає на ступінь зношування гребеня й викружці профілю колеса, і при правильному виборі форми може суттєво знизити їхнє зношування.

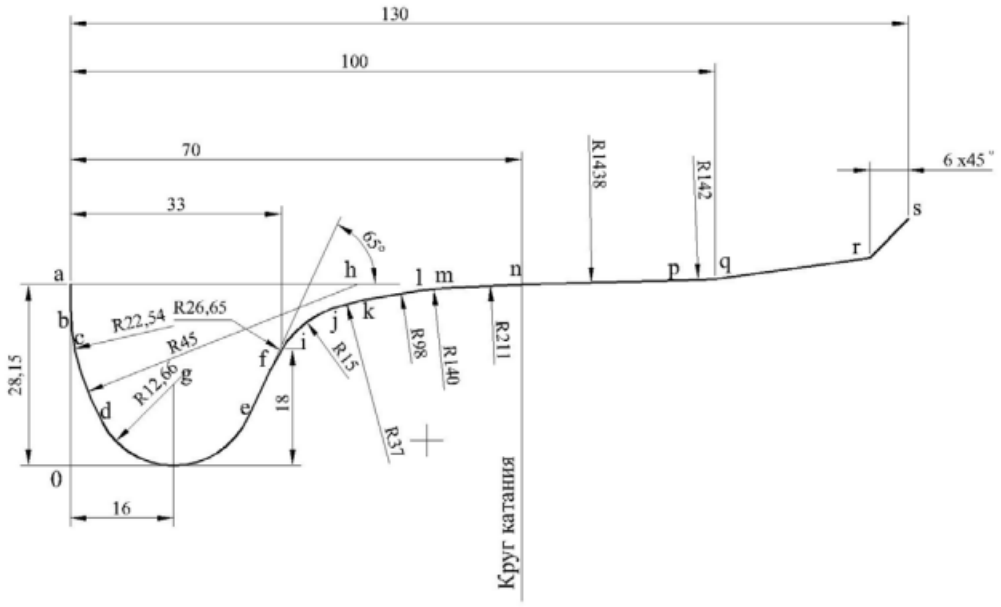
На підставі аналізу отриманих результатів був розроблений профіль, ГОСТ 11018-2000, кресл. 2, форма й координати якого наведено на рисунку 4.2.

Із профілем ГОСТ 11018-2000, кресл. 2і профілями, наведеними в ДСТУ 10791-2011 [22], ДСТУ 11018-2011 [23], « Інструкції з формування, ремонту й змісту колісних пар тягового рухомого состава залізниць колії 1520 мм» [32], профілем МІІТа, а також двома профілями (експлуатаційний профіль №2 і №3), сформованими за результатами статистичної обробки профілів в експлуатації, були проведені порівняльні розрахунки по оцінці їх ефективності під навантаженим вантажним вагоном на візках ЦНІІ-ХЗ разу менше, чим коліс, що набігають, з експлуатаційним профілем №2 і більш ніж у три рази менше із двома іншими профілями. Слід підкреслити, що в прямих ділянках колії фактор зношування гребеня коліс із профілем ГОСТ 11018-2000, кресл. 2 на порядок нижче, чим у будь-якого іншого профілю, у кривих для розглянутих профілів ця різниця на колесах, що набігають, становить від трьох до п'яти раз.

З виконаного порівняльного розрахунків різних типів профілів випливає, що вагон з колісними парами, обточеними по профілю ВНІІЗТ-Р, має в порівнянні з вагонами, колісні пари яких обточені по інших профілях, суттєво кращі динамічні якості й износные показники коліс.

Виконані розрахунки показали, що стандартний профіль (Інструкція ЦТ329 рисунок 17) не задовольняє вимогам, пропонованим до швидкісного рухомого состава. Профіль ГОСТ 11018-2000, кресл. 2 з еволюцією його форми й ростом зношування до 65 кроку розрахунків задовольняє вимогам НБ

на колії технічного стану відповідного до вимог до колії для швидкісного рухомого состава. На підставі проведених теоретичних досліджень для експлуатаційної перевірки на швидкісному рухомому составі запропоновані профіль ГОСТ 11018-2000, кресл. 2 (рисунок 4.2).

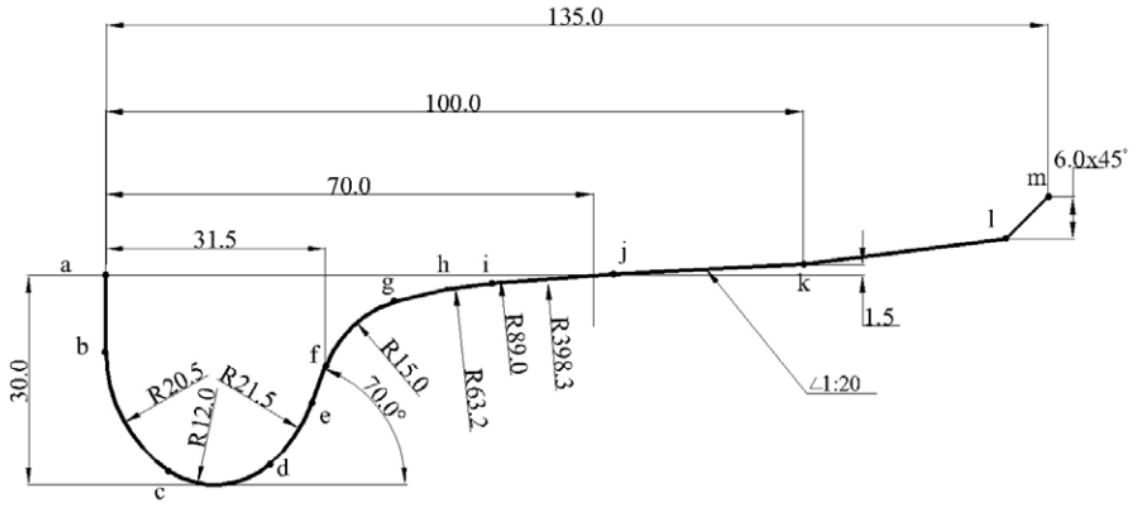


Точка	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l
X,мм	0	0	0.55	4.88	27.5	31.05	16.0	44.5	33.5	40.5	45.25	54.1
Y,мм	28.15	23.87	18.15	6.65	7.37	15.07	12.65	28.15	19.3	24.43	25.7	27.12

Точка	m	n	p	q	r	s	t
X,мм	58.0	71.0	94.5	100	124	130	70
Y,мм	27.52	28.19	28.71	28.92	32.25	38.25	28.15

Рисунок 4.2 - Профіль поверхні кочення колеса ГОСТ 11018-2000, кресл. 2

Результати порівняльних ходових динамічних випробувань вагона високошвидкісного поїзда «Тарпан» с профилями ГОСТ 11018-2000, кресл. 2 и ВНИИЗТ-РМ-70



Точка	A	b	c	d	e	f	g	h	i
X	0	0	9,07	23,50	29,63	31,52	41,33	48,83	55,33
Y	0	-10,94	-28,07	-27,10	-18,20	-13,01	-3,76	-2,00	-1,11

Точка	j	k	l	m
X	72,83	100,00	129,00	135,00
Y	0,16	1,54	5,20	11,20

Рисунок 4.3 - Профіль поверхні кочення колеса ВНИИЗТ-РМ-70 з розрахунковим зношуванням 1,4мм

При проведенні ТЕ високошвидкісних електропоїздів «Тарпан» на поверхні кочення коліс, обточених по профілю ГОСТ 11018-2000, кресл. 2, були виявлені вищербини (рисунок 4.3). Колісні пари з таким дефектом вилучалися з експлуатації й відправлялися на обточування. У короткий термін выщербиноутворення на поверхні кочення коліс високошвидкісних поїздів «Тарпан» стало носити масовий характер, що могло привести до зупинки їх експлуатації. Оскільки поява численних вищербин була викликана

незадовільною роботою пари колесо-рейка, в результаті неоптимальної комбінації контактуючих поверхонь колеса з рейкою, був запропонований у якості альтернативи профіль ВНІІЗТ-РМ-70, який як показали експериментальні й теоретичні дослідження дозволяє суттєво поліпшити динамічні якості різних типів рухомого состава зокрема швидкісного рухомого состава, а також знизити зношування коліс колісних пар. Для перевірки ефективності профілю були виконані порівняльні ходові динамічні випробування вагонів із профілями ВНІІЗТ-РМ-70.



Рисунок 4.4 - Вищербини на поверхні кочення коліс електропоїзда

Із представлених даних випливає, що динамічні показники вагона SRB10 (профіль ВНІІЗТ-Р) задовольняють вимогам НБ за винятком ППХ у горизонтальному поперечному напрямку, який трохи перевищує нормативне значення. У теж час, як показали випробування, профіль ВНІІЗТ-Р має в ~2, 0 рази більшу ширину поверхні кочення, ~60 мм (рисунок 4.4), у порівнянні із

профілем Тарпан Р8, ширина смуги кочення якого ~30 мм, що знижує можливість виникнення вищербин на поверхні кочення коліс.

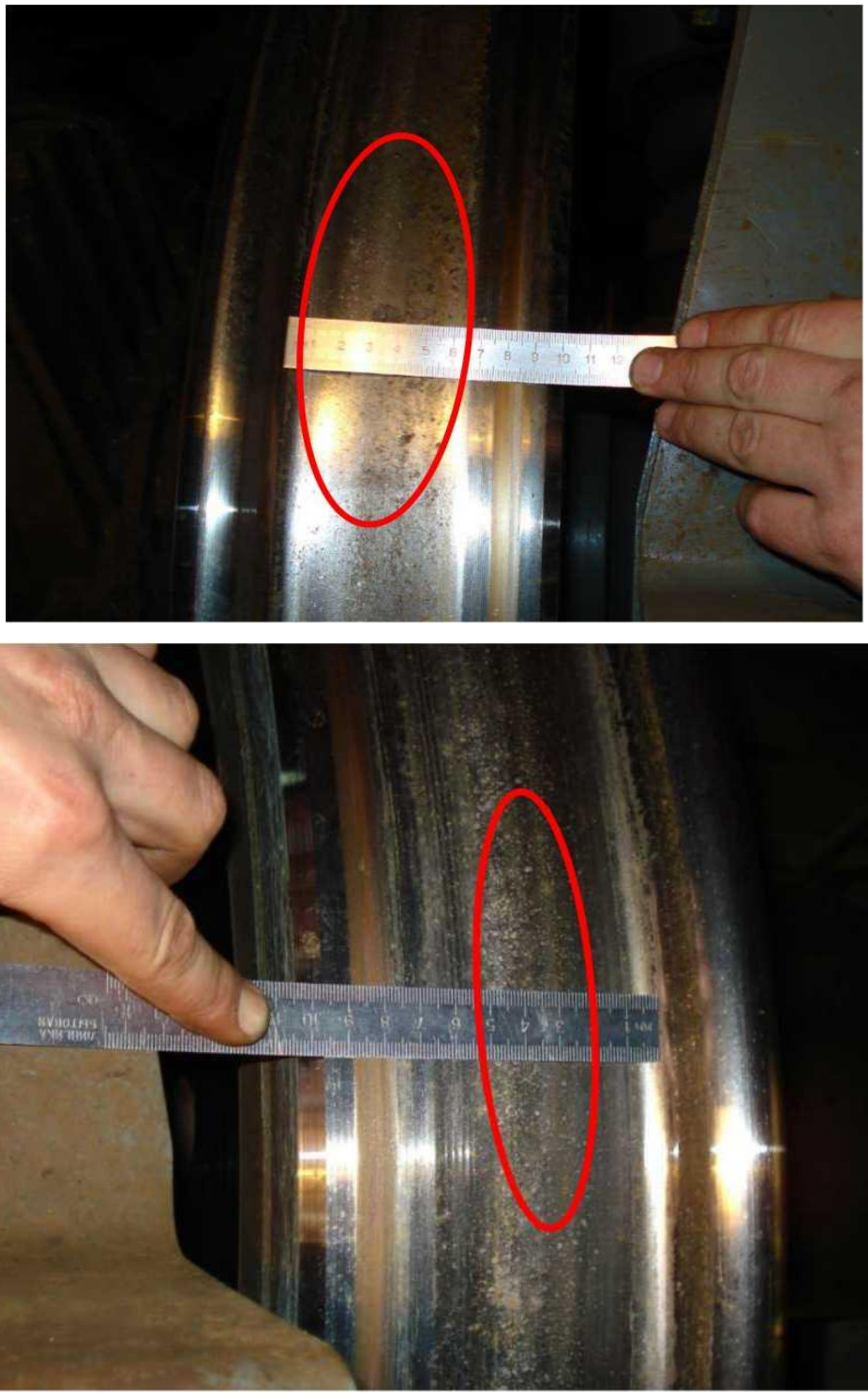
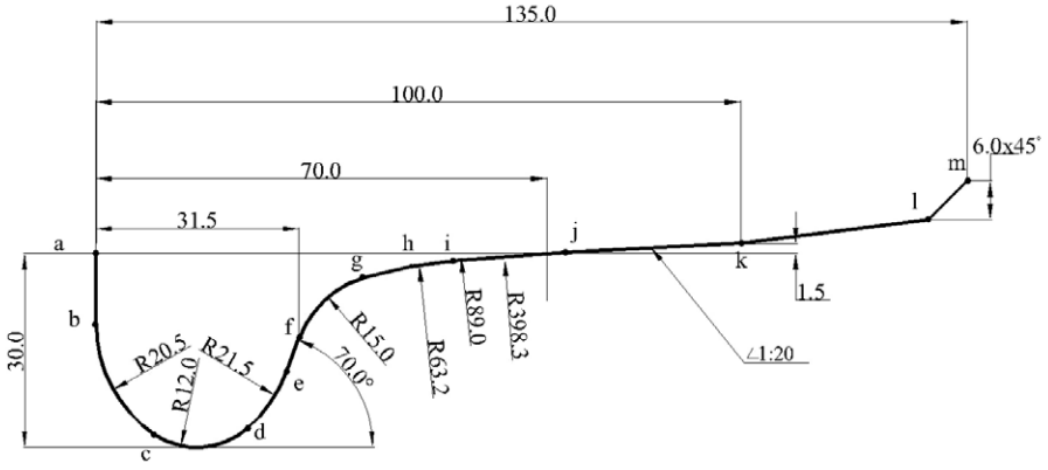


Рисунок 4.3 - Смуга накату шириною ~60 мм на колесі із профілем ВНІІЗТ-Р (а), і шириною 35 мм на колесі із профілем Тарпан Р8 (б), отримана в ході динамічних випробувань електропоїзда «Тарпан»

При теоретичних дослідженнях у вагона із профілем ГОСТ 11018-2000, мала місце на перших кроках приробітку профілю, що супроводжувався поліпшенням динамічних якостей вагона Ця обставина була прийнята в увагу при доробці профілю. У якості можливого варіанта був узятий профіль 23 кроку розрахунків, при якому показники динаміки вагона досяглися практично мінімальних значень у цій серії розрахунків. Із цим варіантом профілю були виконані контрольні розрахунки по оцінці динамічних якостей вагона електропоїзда Тарпан з відкоректованими параметрами відповідно до реальної конструкції екіпажа, а також порівняльні розрахунки по визначенню рівня контактних напруг і ширини робочої зони на поверхні кочення колеса при його взаємодії з головкою рейки. Розрахунки виконувалися для профілів коліс ГОСТ 11018-2000 і знову розробленого профілю, що одержав згодом назва ВНІІЗТ-РМ-70. Профіль колеса ВНІІЗТ-РМ-70 наведено на рисунку 4.4.



Точка	A	b	c	d	e	f	g	h	i
X	0	0	9,07	23,50	29,63	31,52	41,33	48,83	55,33
Y	0	-10,94	-28,07	-27,10	-18,20	-13,01	-3,76	-2,00	-1,11

Точка	j	k	l	m
X	72,83	100,00	129,00	135,00
Y	0,16	1,54	5,20	11,20

Рисунок 4.4 - Профіль поверхні кочення колеса ВНІІЗТ-РМ-70

Профіль ВНІІЗТ-РМ-70, як і профіль ГОСТ 11018-2000, кресл., має ширину смуги контактування не менш 65 мм. Можна також відзначити, що після приробляння профілю динаміка вагона помітно поліпшується.

Експлуатаційні й експериментальні випробування вагонів високошвидкісних поїздів «Тарпан» із профілем коліс ВНІІЗТ-РМ-70 показали:

-колісні пари вагонів за період між обточуваннями не мали на поверхні кочення коліс вищербин бракувального розміру;

-динамічні якості вагона не уступають за своїми показниками вагону із профілем Тарпан Р8;

-середній пробіг вагонів усіх поїздів між обточуваннями склав 298,6 тис. км;

-середня інтенсивність прокату коліс відповідає 0,068 мм/ 10 тис.км.

Останні два показники близькі до аналогічних показників колісних пар електропоїздів ICE3, залізниць Німеччини, пробіг яких між обточуваннями 200-250 тис. км і інтенсивність прокату коліс на рівні 0,1 мм/10 тис. км

4.2 - Порівняльний аналіз напруженого стану коліс із різними профілями

Для незношених коліс із профілями ГОСТ 11018-2000 і ВНІІЗТ-РМ-70 був виконаний порівняльний аналіз напруженого стану в зоні їх контактування з рейками. Також був виконаний аналіз напруженого стану зношеного колеса із пробігом 200 тис. км, що спочатку мають профіль ВНІІЗТ-РМ-70. При визначенні напруженого стану коліс як критеріїв оцінки взаємодії колеса й рейки були прийнята еквівалентні й контактні напруги в колесі, що виникають при його контактуванні з рейкою. Еквівалентні напруги дають картину загального напруженого стану колеса й розподіл напруг у його тілі. Контактні

напруги дозволяють оцінити напружене стану колеса в плямі контакту з урахуванням нормальних навантажень.

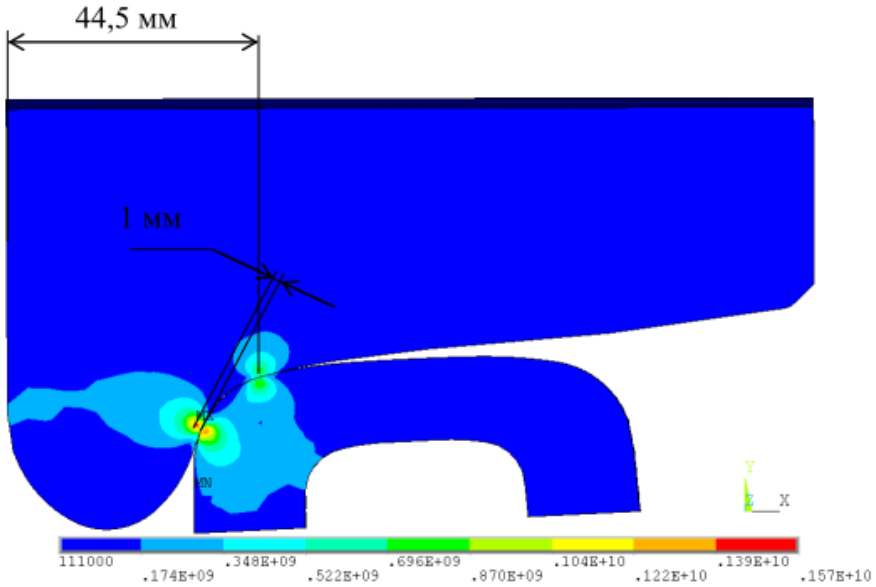
Для порівняльного аналізу взаємодії коліс із рейкою Р65 виконана серія розрахунків тривимірної кінцево-елементної моделі контактної взаємодії колеса й рейки. Розрахунки виконаний у середовищі програми конечноелементного аналізу ANSYS.

На рисунках 4.5 і 4.6 наведені результати розрахунків еквівалентних і контактних напруг при крайніх положеннях коліс щодо рейок.

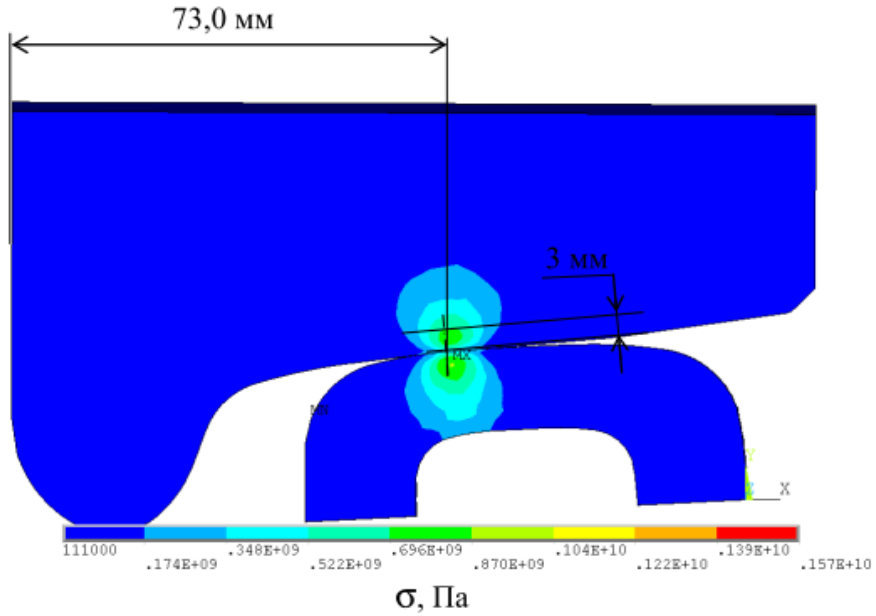
За даними розрахунків, представлених на цих малюнках, визначалися:

- максимальні значення еквівалентних напруг;
- максимальні значення контактних напруг;
- розміри (поздовжні й поперечні осі) плям контактів;
- положення плям контактів на поверхні кочення колеса щодо внутрішньої грані колеса

а)

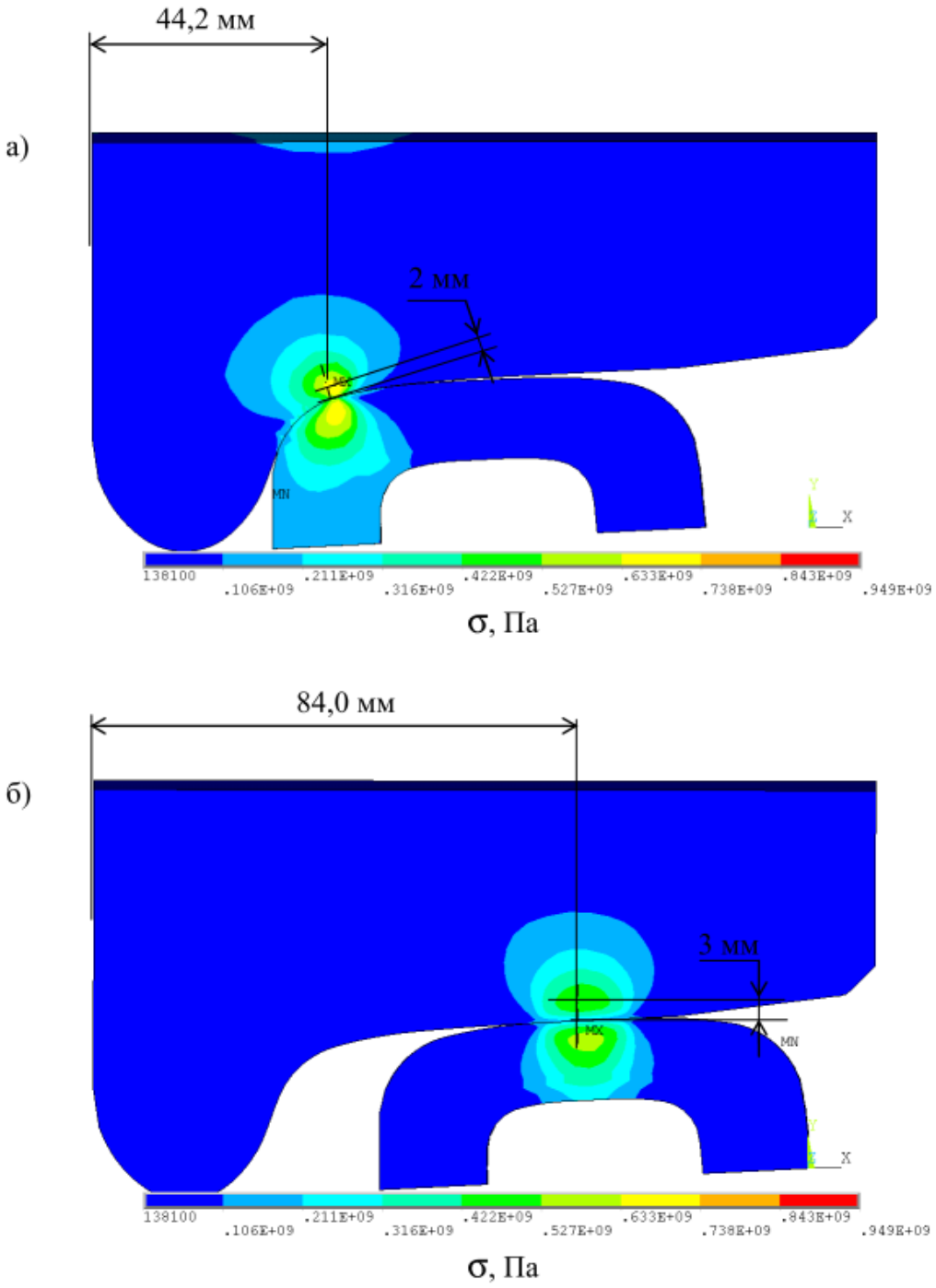


б)



а - колесо, що набігає на рейку, б - протилежне колесо колісної пари

Рисунок 4.5 - Еквівалентні напруги в парі колесо-рейка при зсуві колеса із профілем ГОСТ 11018-2000 щодо рейки до торкання його гребенем



а - колесо, що набігає на рейку, б - протилежне колесо колісної пари

Рисунок 4.6 - Еквівалентні напруги в парі колесо-рейка при зсуві колеса із профілем ВНІІЗТ-РМ-70 щодо рейки до торкання його гребенем

Із представлених рисунків видно, що максимальні еквівалентні напруги в колесах розташовуються на глибині 1-3 мм від контактуючої поверхні. Еквівалентні напруги в коліс із профілем ГОСТ 11018-2000 за винятком

деяких точок в 1, 5-2 рази перевищує аналогічні напруги в коліс із профілем ВНІІЗТ-РМ-70. При переміщенні колеса щодо рейки в діапазоні мінус 9,0 плюс 6,0 мм напруги змінюються в діапазоні 600-950 МПа для профілю Тарпан Р8 і в діапазоні 480-800 МПа для профілю ВНІІЗТ-РМ-70. При переміщенні колеса в діапазоні 7,0-9,0 мм напруги змінюються в діапазонах 700-1570 МПа й 550-810 відповідно Аналіз контактних напруг дає аналогічну картину, але при цьому значення напруг значно вище. Для профілю коліс із профілем ГОСТ 11018-2000 у діапазоні переміщень мінус 9,0 плюс 6,0 мм напруги становлять 950- 1550 МПа, а в діапазоні переміщень 7,0-9,0 мм - 1700-2510 МПа. Для коліс із профілем ВНІІЗТ-РМ-70 ці значення становлять 750-1300 МПа й 100-1250 МПа відповідно.

Дослідження К.Джонсона [25] показали, що еквівалентні напруги, що перевищують границю текучості матеріалу на зсув більш ніж у три рази (при коефіцієнті тертя <0,25), викликають у підповерхневому шарі плин матеріалу, який у свою чергу викликає його розтріскування. По відомостях, наданих Сименс границя текучості на зсув колісної сталі, застосовуваної для коліс електропоїзда «Тарпан» становить 355 МПа. Отже, еквівалентні напруги більш -1065 Мпа й контактні більш -1420 Мпа повинні викликати контактно-втомлювальні пошкодження коліс у підповерхневому шарі. У виконаних розрахунках у діапазоні зсувів мінус плюс 6,0 мм еквівалентні напруги в колесах із профілем Тарпан Р8 не перевищують 1065 МПа, а контактні при зсувах мінус 5 плюс 3 мм і більш 7 мм перевищують 1500 МПа. Однак слід ураховувати, що даний розрахунки виконаний для статичного навантаження на вісь і не враховує динамічні складові, які при русі можуть становити до 30% від статичного навантаження. З вищесказаного можна зробити висновок, що високі еквівалентні й контактні напруги з'явилися однієї із причин утвору вищербин на поверхні кочення коліс електропоїзда «Тарпан» у період його експлуатації із профілями ГОСТ 11018-2000.

Для коліс із профілем ВНІІЗТ-РМ-70 при максимальних динамічних складових еквівалентні й контактні напруги не перевищують 1065 і 1420 підповерхневому відповідно.

5 Економічна частина проекту

5.1 Методика розрахунку економічного ефекту

Економічний ефект заходу з НТП визначається згідно з умовами використання його за розрахунковий період з обов'язковим врахуванням фактору часу за формулою

$$E = P - З , \qquad (5.1)$$

де E – економічний ефект впровадження за розрахунковий період, грн;

P – вартісна оцінка результатів здійснювання цього заходу за розрахунковий період, грн;

З – вартісна оцінка затрат на здійснення цього заходу за розрахунковий період, грн.

Сукупний економічний ефект визначається як сума річних економічних ефектів за розрахунковий період.

Загальна сума витрат по новому заходу у перший рік впровадження обладнання складається із одноразових витрат на його купівлю, транспортування та налаштування, а у наступні роки розрахункового періоду із витрат на експлуатацію обладнання.

Таким чином економічний ефект одержуємо з різниці витрат по існуючій та новій технології. Визначення економічного ефекту виконується при умові обов'язкового приведення різночасних вартісних оцінок результатів та витрат до єдиного для всіх варіантів реалізації заходу НТП моменту часу розрахункового року.

Приведення різночасних результатів та витрат всіх років періоду реалізації заходу до розрахункового року здійснюється множенням їх вартісної оцінки за

кожний рік на коефіцієнт приведення (дисконтування) α_t

$$\alpha_t = (1 + E_н)^{t_p - t}, \qquad (5.2)$$

де Е – річний норматив приведення різночасних результатів і затрат до розрахункового року (норматив дисконтування) рівний 0,1 (10 % на рік);

t_p, t - відповідно розрахунковий рік та рік, до якого приводиться витрати розрахункового року.

Вартісна оцінка результатів за розрахунковий період визначається за формулою

$$P_T = \sum_{t=t_н}^{t_к} (P_t \times \alpha_t), \qquad (5.3)$$

де P_t – вартісна оцінка результатів в t - ому році ;

$t_н$ - початковий рік розрахункового періоду.

Початковим роком розрахункового періоду є рік початку фінансування робіт по здійсненню заходів з НТП (включаючи науково – дослідні роботи). Кінцевим роком розрахункового періоду є рік завершення всього "життєвого циклу" заходу з НТП, включаючи розробку виробництво та використання результатів заходів в народному господарстві. Вартісна оцінка результатів визначається як сума основних (P_t^o) і супутніх результатів (P_t^c).

Вартісна оцінка основних результатів визначається :

а) для нових предметів праці

$$P_t^o = \frac{A_t}{Y_t} \times Ц_t \ , \qquad (5.4)$$

де A_t - обсяг нових предметів праці, що використовуються для виготовлення продукції в t - ому році ;

Y_t - витрачення предметів праці на одиницю продукції в t - ому році ;

$Ц_t$ - ціна одиниці продукції, що виробляється з використанням нового предмету праці в t - ому році.

б) для засобів праці тривалого користування

$$P_t^o = Ц_t \times A_t \times B_t , \qquad (5.5)$$

де $Ц_t$ - ціна одиниці продукції, яка виробляється за допомогою нових засобів праці в t - ому році ;

A_t - обсяг використання нових засобів праці в t - ому році ;

B_t - продуктивність одного нового засобу праці в t - ому році (річний обсяг виробленої продукції при використанні одного нового засобу праці).

Вартісна оцінка супутніх результатів включає додаткові економічні результати в різних сферах народного господарства, а також економічні оцінки соціальних і економічних наслідків реалізації заходів з НТП. Вартісна оцінка супутніх результатів може визначатися з використанням формули

$$P_t^c = \sum_{i=1}^{n} R_{it} \times a_{it} \ , \qquad (5.6)$$

де R_{it} - розмір окремого і – го результату в натуральному вимірюванні з урахуванням масштабу його впровадження в t - ому році ;

a_{it} - вартісна оцінка одиниці окремого результату в t - ому році ;

n – кількість показників, які враховуються при визначені впливу заходу з НТП на навколишнє середовище і соціальну сферу.

Затрати на реалізацію заходів з НТП за розрахунковий період включають витрати при виробництві і при використовуванні продукції

$$З_т = З_т^п + З_т^и \ , \qquad (5.7)$$

де $З_т^п$ – затрати при виробництві продукції за розрахунковий період;

$З_т^и$ – затрати при використанні продукції (без врахування затрат на придбання самої продукції) за розрахунковий період.

Затрати при виробництві чи використанні продукції визначаються однаково за формулою

$$З_т^{п(и)} = \sum_{t=t_н}^{t_k} (З_t^{П(И)} \times \alpha_t) = \sum_{t=t_н}^{t_k} (И_t + К_t + Л_t) \times \alpha_t , \qquad (5.8)$$

Де $З_т^{п(и)}$ – затрати всіх ресурсів в t - ому році (включаючи затрати на отримання супутніх результатів) ;

$И_t$ - поточні затрати при виробництві (використанні) продукції в t - ому році без урахування амортизаційних відрахувань ;

$К_t$ - одноразові затрати при виробництві (використанні) продукції в t - ому році ;

$Л_t$ - залишкова вартість (ліквідаційне сальдо) основних фондів, які вибувають в t - ому році.

Період повернення загальної суми одноразових затрат, які приведені до розрахункового року ($\sum_{t=t_н}^{t_k} K_t \times \alpha_t$) визначається послідовним складанням величин ($P_t - И_t$) $\times \alpha_t$ за кожний рік здійснення заходу з НТП до того моменту (року), коли отримана сума не зрівняється з величиною одноразових затрат, які приведені до розрахункового року

$$\sum_{t=t_н}^{t_k} K_t \times \alpha_t \le \sum (P_t - И_t) \times \alpha_t \qquad (5.9)$$

Розрахунки економічної ефективності заходів з НТП можуть використовуватись для обґрунтування цін на нову продукцію (техніку) виробничо – технічного призначення в сфері її виробництва.

5.2 Розрахунок економічного ефекту

Гострота проблеми, викликаної утвором масових вищербин бракувального розміру на поверхні кочення коліс електропоїзда «Тарпан», вимагала її якнайшвидшого розв'язку. У результаті впровадження профілю коліс ВНІІЗТ-РМ-70 строк експлуатації електропоїзда «Тарпан» із профілем коліс Тарпан Р8 склав усього 1,5-2 місяця. Відсутність достатніх статистичних даних по експлуатації електропоїзда «Тарпан» із профілем коліс Тарпан Р8 не дозволяє зробити докладний розрахунки економічної ефективності від впровадження профілю ВНІІЗТ-РМ-70 на електропоїзді «Тарпан». Тому подальший розрахунки економічної ефективності базується на підставі

планового пробігу колісних пар між капітальними ремонтами, на яких виконується їхня заміна, і який відповідно до Технічного завдання на електропоїзд «Тарпан» становить 1,25 млн. км. Наприкінці січня 2010 р. Сименс виконав аналіз результатів експлуатації електропоїзда «Тарпан» із профілями Тарпан Р8 за минулий місяць із початку введення їх у дію В цьому документі наведені:

- середня величина втрати металу при обточуванні hcp=7 мм на радіус колеса;
- діаметр незношеного колеса D_0=920 мм;
- мінімальний діаметр колеса DMHH=840 мм;
- кількість можливих обточувань при вищевказаних параметрах N =5'
- пробіг колісних пар (осей) на місяць Skn=25 тис.км;
- необхідний пробіг між обточуваннями SO6т=30 тис.км;
- строк можливої експлуатації колісна пара при існуючому на січень 2015 р. темпі зношування колісних пар Тексп=4-5 місяців.

Кількість можливих обточувань визначався зі співвідношення:

NB_{03}= (D_{0-} Dmhh) / 2-hcp= (920 - 840) / 2-7=~5 обточувань.

Строк можливої експлуатації визначався зі співвідношення:

$T_{еКС}п^{=}$ $S_{06}т'$ Nb_{03}/ Skn=30000-5/25000 =6 місяців.

Враховуючи, що після останнього обточування діаметр колеса складе всього D_5 = 920-7 -2-5 = 850 мм і беручи до уваги втрати металу, які виникають при вирівнюванні діаметрів коліс, строк можливий експлуатації був прийнятий рівним 4-5 місяцям.

Однак у ці розрахунки необхідно внести уточнення.

Відповідно до Посібника з експлуатації електропоїзда «Тарпан» мінімальний діаметр колеса після останнього обточування повинен бути не менш 855 мм. Отже, кількість можливих обточувань рівно:

NB_{03}= (D_{0-} Dmih) / 2-hcp= (920 - 855) / 2-7=~4 обточувань.

З даних таблиці 4.2 (розділ 4.1), у якій представлені пробіги всіх вагонів між обточуваннями за лютий 2010 р. - січень 2011 р. випливає, що пробіг колісних пар на місяць становить Skn=~33 тис.км, а в рік Sknr=~400 тис.км. Отже, строк можливої експлуатації рівний:

$T_{эксп}$= S_{06}T" Nb_{03}/ Skn=30000-4/33000 =3,6 місяця.

З урахуванням часу, необхідного на проведення щомісячних обточувань, приймемо $T_{эксп}$= 4 місяцям.

У листі «Сіменс» також сказане, що «...ґрунтуючись на досвіді, отриманому в рамках тестової експлуатації 1-го поїзда в період з березня по жовтень, ми виходимо з того, що в березні, з підвищенням температури повітря, процес утвору вищербин сповільниться...».

Із цього випливає, що за рік експлуатації необхідно зробити мінімум 3 обточування, дві з яких припадають на зимовий період експлуатації (січень-лютий) і третя, при гарному збігу обставин, на кінець осені початок зими. З настанням зими наступного року, у січні, буде потрібно ще одне обточування (четверта), після якого приблизно через місяць експлуатації колісна пара буде замінена на нову. Т.е. строк експлуатації колісної пари становить 14 місяців - з кінця грудня 2009 р. по лютий 2011 р. За цей час колісна пара пробіжить 420-460 тис.км, при цьому за рік пробіг колісної пари складе 360-400 тис.км.

Плановий пробіг колісної пари, як було зазначено вище, становить 1,25 млн.км. По відомостях ДОСС вартість колісної пари немоторного візка становить 58630 євро, а колісної пари моторного візка - 102530 євро. Вартості обточування колісної пари становить 59 євро за 1 мм знятого металу.

З обліком наведених вище даних планова питома вартість колісної пари немоторного візка на 1000 км пробігу становить:

$ПУС_{НМ}$= 58630 / 1200 = 48,86 євро, а моторного візка:

$ПУС_{М}$ = 102530 / 1200 = 85,44 євро.

Експлуатаційна питома вартість колісної пари немоторного візка із профілем колеса Тарпан Р8 на 1000 км пробігу становить:

$ЭУС_{нмР8}$= 58630 / 460 = 127,46 євро, а моторного візка:
$ЭУС_{мР8}$ = 102530 / 460 = 222,89 євро.

З урахуванням вартості обточувань колісних пар (59 євро за 1 мм знятого металу), товщини металу, що знімається, за одне обточування (7 мм), числа обточувань у рік (3 обточування) і річного пробігу вагонів (400 тис. км) питома вартість обточувань на 1000 км пробігу становить:

$СОУ_{р8}$=(59 -7 • 3) / 400 = 3,1 євро.

Тоді експлуатаційна питома вартість колісної пари немоторного візка із профілем колеса Тарпан Р8 на 1000 км пробігу складе:

$ЭУС_{нмР8}$= 127,46 + 3,1 = 130,56 євро, а моторного візка:
$ЭУС_{мР8}$ = 222,89 + 3,1 - 225,99 євро.

З таблиці 4.2 видне, що строк експлуатації окремих вагонів із профілями коліс ВНІІЗТ-РМ-70 між обточуваннями склав 10-11 місяців, а їх пробіг при цьому рівний 330-360 тис. км. Обточування колісних пар у грудні 2010 р. - січні 2011 р. носила плановий характер з метою підготовки до зимового періоду експлуатації. Тим часом відомі випадки, коли пробіг вагонів із профілем коліс ВНІІЗТ-РМ-70 між обточуваннями склав 530 тис. км. При цьому вищербин бракувального розміру виявлене не було.

Це дає підставу зробити висновок, що колісні пари із профілем ВНІІЗТ-

РМ-70 відповідає вимогам Технічного завдання, тобто забезпечують пробіг між їхніми замінами 1,25 млн. км.

Експлуатація електропоїздів ICE-3, що курсують на залізницях Європи, що і є прямим аналогом електропоїзда «Тарпан», показала, що з погляду зменшення втрат металу при обточуваннях доцільно робити обточування колісних пар при пробігах So_6=~300 тис.км. Цей досвід експлуатації швидкісного рухомого состава був застосований і для «Тарпана».

При інтенсивності прокату 0,068 мм/10тис.км (розділ 4.1) величина прокату (Ир) за пробіг 300 тис. км складе:

Пр=0,068 / 10 • 300 = 2,0 мм.

При обточуваннях для повного відновлення профілю колеса витрата металу становила hcp-Pm$_{70}^{=}$ ~5,0 мм на радіус колеса (Додаток Д). З урахуванням прокату сумарні втрати металу становлять ~7,0 мм. Вище було показано, що при такій втраті металу за строк експлуатації колісної пари можна виконати не більш 4 обточувань, що досить при пробігу між обточуваннями 250-300 тис.км і пробігом між замінами колісних пар 1,25 млн.км.

На підставі цих даних розрахуємо питому вартість обточувань на 1000 км пробігу, яка становить для коліс із профілем ВНІІЗТ-РМ-70:

СОУРМ70=(59 • 5 • 1) / 300 = 0,98 євро.

Із цього випливає, що експлуатаційна питома вартість колісної пари немоторного візка із профілем колеса ВНІІЗТ-РМ-70 на 1000 км пробігу складе:

ЭУС$_{нм}$рм7 про$^{=}$ ПУС$_{НМ}$ + СОУрм7 про $^{=}$ 48,86 + 0,98 — 49,84 євро, а

моторного візка:

$ЭУС_{мРм70} = ПУСм + СОУрм70 = 85,44 + 0,98 = 86,42$ євро.

Різниця між експлуатаційною питомою вартістю колісних пар із профілями коліс Тарпан Р8 і ВНІІЗТ-РМ-70 становить економічний ефект від впровадження профілю ВНІІЗТ-РМ-70 розраховуючи на 1000 км пробігу однієї колісної пари. Ця різниця становить для колісної пари немоторного візка:

$ЭВ_{НМ} = ЭУС_{НМ}Р8 - ЭУС_{нмРм7}$ про $= 130,56 — 49,84 = 80,72$ євро, для колісної пари моторного візка:

$ЕОМ = ЭУС_{мР8} - ЭУС_{мРМ7}$ про $= 225,99 - 86,42 = 139,57$ євро.

Загальна кількість колісних пар на електропоїзді «Тарпан» становить 40 шт. З них 24 колісні пара немоторних візків і 16 колісних пар моторних візків. З листа Сіменс відомо, що кількість обточених у перший місяць експлуатації колісних пар моторних візків становить 10% від загального числа обточених колісних пар. Ухвалюючи це співвідношення одержимо, що на кожні 24 колісні пари немоторних візків доводиться 2,6 колісних пари моторних. Усього в цей час в експлуатації перебуває 8 електропоїздів «Тарпан». Використовуємо ці дані для обчислення економічного ефекту в рік від впровадження профілю ВНІІЗТ-РМ-70:

$ЕВ_{сумГ} = (24 • 8 • ЕВ_{НМ} + 2,6 • 8 • ЕОМ) • Sknr =$

$= (24 • 8 • 80,72 + 2,6 • 8 • 139,57) • 400 = 7\,360\,518,4$ євро.

Ухвалюючи курс євро на період 2014-2015 р.р. рівним ~40 грн./євро карбованцевий еквівалент річного економічного ефекту складе $ЕВ_{сумГ}$ = 294,42 млн. грн.

Висновки по роботі

У даній роботі було проведено комплексне дослідження, спрямоване на оптимізацію експлуатації колісних пар високошвидкісного рухомого складу в Україні. Основні етапи роботи включали:

1. Аналіз конструкції та експлуатації високошвидкісного рухомого складу: Було розглянуто особливості конструкції та експлуатації як українського, так і світового досвіду високошвидкісного руху. Це дозволило виявити ключові фактори, що впливають на знос та ресурс колісних пар в умовах високих швидкостей. Аналіз охоплював різні типи конструкцій колісних пар, системи підвішування, особливості взаємодії з рейковою колією та інші важливі аспекти.

2. Аналіз впливу зносу та дефектів на профіль колеса: Проведено детальний аналіз впливу зносу та різних видів дефектів (таких як вищерблення, тріщини, знос гребеня) на геометричні параметри профілю колеса протягом експлуатації. Цей аналіз є критично важливим для розуміння динаміки зміни профілю та її впливу на взаємодію колеса з рейкою, стійкість руху, рівень шуму та вібрацій. Було досліджено, як різні види зносу та дефектів впливають на контактні напруження, площу контакту та інші параметри, що визначають ресурс колісної пари.

3. Дослідження способів підвищення ресурсу бандажів: Розглянуто ряд методів підвищення ресурсу бандажів колісних пар, включаючи як традиційні, так і сучасні технології:

- Плазмове зміцнення гребнів: Цей метод дозволяє підвищити твердість та зносостійкість гребеня колеса, що є найбільш схильною до зносу частиною профілю.
- Перспективні матеріали: Досліджено можливість використання нових матеріалів для виготовлення коліс, що мають покращені механічні властивості, такі як підвищена міцність, зносостійкість та стійкість до контактної втоми.

- Захисні покриття: Розглянуто застосування захисних покриттів на поверхні кочення колеса для зменшення зносу та захисту від корозії.
- Змащування гребнів: Вивчено ефективність використання змащування для зменшення тертя між гребенем колеса та рейкою, що сприяє зниженню зносу та шуму.
- Комп'ютерна діагностика: Розглянуто методи комп'ютерної діагностики стану колісних пар, що дозволяють своєчасно виявляти дефекти та прогнозувати залишковий ресурс.
- Обробка бандажів складом НІОД: Досліджено вплив обробки бандажів спеціальним складом НІОД на їх зносостійкість.
- Прогресивні методи відновлення: Розглянуто сучасні методи відновлення зношеного профілю кочення коліс, такі як наплавлення, нанесення покриттів та інші технології.

4. Прогнозування зношування та ресурсу: На основі отриманих даних було виконано прогнозування процесу зношування бандажів колісних пар та їх ресурсу при застосуванні обточування коліс по новому, запропонованому профілю. Це дозволило оцінити ефективність нового профілю з точки зору збільшення терміну служби колісних пар та оптимізації витрат на їх обслуговування.

5. Запропоновано раціональний профіль бандажу: Ключовим результатом роботи є розробка та пропозиція раціонального профілю бандажу колісних пар для високошвидкісного рухомого складу України. Цей профіль розроблено з урахуванням специфічних умов експлуатації в Україні, таких як кліматичні умови, стан колії, типи рухомого складу та вимоги до швидкості руху. Запропонований профіль спрямований на мінімізацію зносу, забезпечення стійкості руху, зниження рівня шуму та вібрацій, а також на підвищення енергоефективності.

Таким чином, робота охоплює широкий спектр питань, пов'язаних з експлуатацією колісних пар високошвидкісного рухомого складу, та пропонує

практичні рекомендації щодо підвищення їх ресурсу та оптимізації профілю кочення.

Список використаних джерел

1. Zhang SG. The design method for high-speed vehicle. Beijing, China: China Railway Press, 2009.

2. Deng XQ. The study on the wheel profiles of the high-speed vehicles by tracking measurement. Report of the workshop on the technology of matching relationship of wheel/rail shape, Shanghai China, May 2012.

3. Heller R and Law EH. Optimizing the wheel profile to improve rail vehicle dynamic performance. Veh Syst Dyn 1979; 15(Suppl): 179–197.

4. Wu HM. Investigations of wheel/rail interaction on wheel flange climb derailment and wheel/rail profile compatibility. PhD Thesis, Illinois Institute of Technology, USA, 2000.

5. Persson I and Iwnicki SD. Optimisation of railway wheel profiles using a genetic algorithm. Veh Syst Dyn 2004; 41: 517–526.

6. Zhang J, Wen ZF, Sun LP and Jin XS. Wheel profile design based on rail profile expansion method. Chin J Mech Engng 2008; 44(3): 44–49.

7. Shen G, Ayasse JB, Chollet H, et al. A unique design method for wheel profiles by considering the contact angle function. Proc IMechE, Part F: J. Rail Rapid Transit 2003; 217: 25–30.

8. Cui DB, Li L, Jin XS and Li L. Wheel-rail profiles matching design considering railway track parameters. Chin J Mech Engng 2010; 23(4): 410–417.

9. Shevtsov IY, Markine VL and Esveld C. Optimal design of wheel profile for railway vehicles. Wear 2005; 258: 1002–1030.

10. Hamid J, Behrooz F, Mohammad A, et al. A numerical optimization technique for design of wheel profiles. Wear 2008; 264: 1–10.

11. Fröhling R, Ekberg A and Kabo E. The detrimental effects of hollow wear—field experiences and numerical simulations. Wear 2008; 265: 1283–1291.

12. Sawley K and Wu HM. The formation of hollow-worn wheels and their effect on wheel/rail interaction. Wear 2005; 258: 1179–1186.

13. Sawley K, Urban C and Walker R. The effect of hollow-worn wheels on vehicle stability in straight track. Wear 2005; 258: 1100–1108.

14. Jin XS. Study on creep theory or wheel and rail system and its experiment. PhD Thesis, Southwest Jiaotong University, People's Republic of China, 1999.

15. Ding WJ. The theory of isolation. Beijing, China: Tsinghua University Press, 1988.

16. Zhai WM. Vehicle-track coupled dynamics. Beijing, China: Science Press, 2007.

17. UIC Code 519: 2007. Method for determining the equivalent conicity.

18. UIC Code 518: 2003. Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour – safety – track fatigue – ride quality.

19. Kalker JJ. Three-dimensional elastic bodies in rolling contact. Dordrecht, The Netherlands: Kluwer Academic Publishers, 1990.

20. Yan JM. Vehicle engineering. Beijing, China: China Railway Publishing House, 2004.

21. Akejhl QC, Aldoeeb DF and Lejyimb DC. Progressive standards and tolerances width rail track. Sov Rail Transp 1970; (3): 61–64.

22. Esveld C. Modern railway track. Zaltbommel, The Netherlands: MRT-Productions, 2001.

23. Jin XS, Wen ZF and Zhang WH. Analysis of contact stress of wheel and rail with two types of profiles. Chin J Mech Engng 2004; 40(2): 5–11.

24. Polach O. On non-linear methods of bogie stability assessment using computer simulations. Proc IMechE, Part F: J. Rail Rapid Transit 2006; 220: 13–27.

25. Hartmann H., Schunke H. Mehrzwecklokomotive baureihe 145 der Deutschen Bahn. Elektrische Bahnen, 1997, vol. 95, issue 11, pp. 287–296.

26. Müller R. Veränderung von Radlaufflachenim Betriebseinsatz und deren Auswirkungen auf das Fahrzeugverhalten. Annalen, 1998, no. 11, ss. 7–9.

27. Pefiffer H., Solf W. Fortentwicklung des Fristensystems fur fdie Instandhaltung elektrischer Triebfahrzeuge in den Wertatten des Betriebsmaschinendienstes des Dentschen Bundesbahn. Elektrische Bahnen, 1978, № 7, pp. 179—186.

28. Хасін Л. Ф., Матвєєв В. Н. Економіка, організація та управління локомотивним господарством. К., Укр., 2002. 452 с.

29. Коновалов, Є.В. Студентська навчальна звітність. Текстова частина (пояснювальна записка). Загальні вимоги до викладення та оформлення [Текст]: метод.посіб. з додержання вимог нормоконтролю у студент. навч. звітності / Є.В. Коновалов, Л.М. Козар. – 3-те видання – Х.:УкрДАЗТ, 2012. – 23 с.

30. Методичні вказівки до розрахунку економічної частини дипломного проекту [Текст] / М.Д. Жердєв, О.М. Гудков, В.Г. Яковенко, Ю.В. Мирошниченко. –Х.:УкрДАЗТ, 2012. – 46 с.

Додаток А

АКТ

перевірки кваліфікаційної роботи магістра
на наявність ознак академічного плагіату

Відповідно до даних сервісу Strikeplagiarism.com кваліфікаційна робота магістра на тему: Удосконалення профілю кочення коліс швидкісних поїздів.» автора: Клюшниченко Андрія Сергійовича містить 25,24 % запозичень. Ознаки академічного плагіату – відсутні.

Перевірку виконав
Ст. викладач кафедри експлуатації
та ремонту рухомого складу _____ Олександр АНАЦЬКИЙ
(підпис)

16.06.2026 р.