

УДК 625.032.4

© Демченко В.О.*

**ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРАХУНКИ СИЛ ВЗАЄМОДІЇ КОЛІЇ
ТА КОЛІС РУХОМОГО СКЛАДУ РІЗНОГО СТУПЕНЮ ЗНОСУ**

В роботі проведені експериментальні та теоретичні дослідження впливу стану профілю поверхні катання колісної пари на рівень горизонтальних поперечних сил взаємодії між елементами рейкової колії та рухомого складу в експлуатації на залізницях України. Отримали подальший розвиток підходи до моделювання впливу профілю поверхні катання колісних пар на стійкість руху колісної пари та силову взаємодію з рейковою колією. Виконані експериментальні дослідження зносу поверхні катання колісних пар рухомого складу, досліджено інтенсивність їхнього зносу залежно від пробігу локомотива. На основі отриманих даних про стан поверхні катання колісних пар виконані розрахунки з визначення поперечних сил взаємодії рейкової колії та колісних пар в залежності від швидкості руху, радіуса криволінійної ділянки колії та типу рейок. Отримані експериментальні та теоретичні результати дозволяють оцінювати силову взаємодію рейкової колії із рухомих складом, а також визначати раціональні геометричні характеристики поверхні катання колісної пари в експлуатації.

Ключові слова: рейкова колія, стійкість руху, колісна пара, горизонтальні сили, поверхня катання, швидкість руху, автоколивання, візок, критична швидкість.

Демченко В.А. Теоретические исследования и расчеты сил взаимодействия пути и колес подвижного состава разной степени износа. В работе проведены экспериментальные и теоретические исследования влияния состояния профиля поверхности катания колесной пары на уровень горизонтальных поперечных сил взаимодействия между элементами рельсовой колеи и подвижного состава в эксплуатации на железных дорогах Украины. Получили дальнейшее развитие подходы к моделированию влияния профиля поверхности катания колесных пар на устойчивость движения колесной пары и силовое взаимодействие с рельсовым путем. Выполнены экспериментальные исследования износа поверхности катания колесных пар подвижного состава, исследована интенсивность их износа в зависимости от пробега локомотива. На основе полученных данных о состоянии поверхности катания колесных пар выполнены расчеты по определению поперечных сил взаимодействия рельсовой колеи и колесных пар в зависимости от скорости движения, радиуса криволинейного участка колеи и типа рельсов. Полученные экспериментальные и теоретические результаты позволяют оценивать силовое взаимодействие рельсовой колеи с подвижным составом, а также определять рациональные геометрические характеристики поверхности катания колесной пары в эксплуатации.

Ключевые слова: рельсовый путь, устойчивость движения, колесная пара, горизонтальные силы, поверхность катания, скорость движения, автоколебания, тележка, критическая скорость.

V.A. Demchenko. Theoretical studies and calculations of interaction forces between the way the wheels rolling of different degrees of wear and tear. Experimental and theoretical studies of the wheel surface outline influence on the horizontal and cross forces interacting between the elements of the track and the rolling stock, operating on the Ukrainian railways, have been carried out. The theory modelling the rolling stock wheel pair impact on the stability of the wheel pairs motion in contact with the track has been further developed. Experimental study of the locomotive wheel pairs rolling surface has

* канд. техн. наук, доцент, Державний економіко-технологічний університет транспорту, м. Київ, dem4enko@bigmir.net

been carried out. Analyzing the experimental studies we have found out that the wheel pairs with reinforced surface, have a greater resistance to wear and tear but just to a certain extent, and then the rolling surface geometric dimensions wear and tear rate increases sharply. The digital outline obtained by means of laser scanning was used to calculate transverse horizontal forces. The calculations were made for three types of wheel pairs wear at the speeds up to 160 km/h, the track curves radii varying from 300 m to 1000 m. The two types of rails- R65 and UIC-60 both new and worn were used. Analyzing the results of the calculations it can be concluded that the rolling surface state influences the horizontal lateral force, wheel pair vibration amplitude; the critical speed of the locomotive reduces. Thus, to know the critical speed which must be higher for any wear of the rolling speed of locomotive wheel pairs is very important as it ensures the decrease of the track side effects. The theoretical results make it possible to estimate track and rolling stock interaction force; it can be concluded that the locomotive wheel pairs suspension rigidity influences the cross force too.

Keywords: track, driving stability, wheel pair, horizontal forces, tread, speed, oscillations, track, critical speed.

Постановка проблеми. Теоретичні дослідження руху коліс тягового рухомого складу по рейковій колії з рішенням проблем зменшення бокового зносу гребенів колісних пар та головки рейки являється однією із проблем взаємодії колії та коліс рухомого складу. Особливо високий рівень інтенсивного зношування рейкової колії та поверхні катання колісних пар є на залізницях із великою кількістю кривих ділянок колії малого радіусу. Процес дослідження ускладнюється через низку причин, пов'язаних з великою кількістю невідомих, складною залежністю моментів, сил.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Слід відзначити, що дослідження по даній проблемі були розпочаті ще в кінці 19-го і на початку 20-го століття і отримали особливо інтенсивний розвиток в 1930-1950 рр. Одна із розглянутих теорій передбачала, що сили тертя між колесами локомотива та рейками підпорядковуються закону сухого тертя. Дослідження таких питань продовжується і в теперішній час. Теорії відрізняються одна від одної, але отримані за ними кінематичні співвідношення були непридатні для аналізу руху в кривих ділянках. В 1951 році Де Патер [1] отримує практичні результати, які підтверджують теоретичні розрахунки. Перші теоретичні дослідження та розрахунки силової взаємодії базувались на параметрах нових взаємодіючих елементів рейки та колеса.

В подальших дослідженнях силової взаємодії вперше було враховано вплив діаметру колісного бандажа професором В.Н. Даніловим [2], але його теорія також не враховувала повний профіль, за межами дослідження також залишилось поперечне переміщення центру мас візка, що суттєво впливало на силу тиску гребеня на рейку. В роботі [3] представлена математична модель, яка описувала рух візка в кривій, де вже був врахований діаметр колеса.

М.А. Фрішманом [4] була запропонована модель розрахунку взаємодії рейки та колеса для вирішення проблеми комфортабельності, але профіль рейки та колеса в розрахунках не враховувався, використовувати таку модель для аналізу факторів, які впливають на силову взаємодію та зношування гребенів коліс, неможливо.

Для отримання результатів силової взаємодії рейки та колісної пари є методика, запропонована проф. О.П. Єршковим [5], хоча дана методика також не враховувала всі параметри профілю поверхні кочення колеса.

Методика, запропонована в роботі [6], взята за основу в даній роботі та доповнена в частині, яка враховує повний профіль поверхні кочення колеса, який отримано лазерним скануванням поверхні кочення колеса магістрального локомотива.

Мета статті. Метою даної роботи є визначення сумарних горизонтальних поперечних сил із врахуванням повного профілю поверхні кочення колісної пари рухомого складу при різних швидкостях руху пасажирських і вантажних локомотивів.

Викладення основного матеріалу. Перед початком вибору методики розрахунку сил взаємодії рейкової колії з колесами тягового рухомого складу слід визначити які сили діють на рухомий склад та які будуть враховуватись в подальших розрахунках. На схемі (рис. 1) наведено розташування колеса на рейці відносно координатної площини, результати отримані по ви-

мірюванню профілю колісних пар лазерним профілометром співпадають з осями наведеними на схемі.

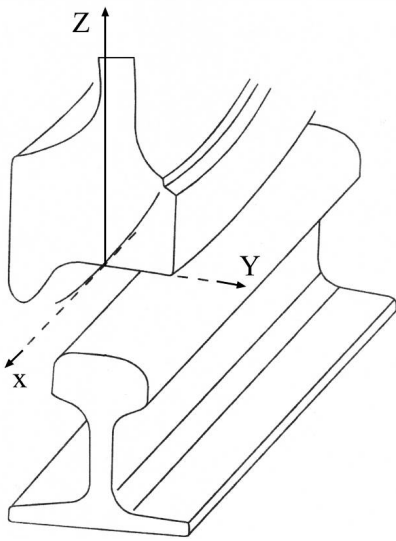


Рис. 1 – Схема розташування колеса на рейці відносно координатних осей

Від поперечних бокових сил та співвідношення з вертикальними силами, які передаються від колеса на рейку, безпосередньо залежить можливість наповзання колеса на рейку.

При виборі серед існуючих методик визначення силової взаємодії в даній роботі вибрано методик, яка найбільшою мірою враховує геометричний профіль поверхні катання бандажної колісної пари тягового рухомого складу.

За вибраною методикою буде теоретично визначатись максимальна швидкість руху магістрального локомотива із врахуванням стану поверхні взаємодії рейки та колеса, розрахунки виконуватимуться для нових та зношених рейок і колісних пар. Швидкість розраховується із врахуванням критерію комфортабельності та безпеки руху, значення величини непогашеного прискорення розраховується, але із досліджень відомо, що його значення повинно бути в межах $0,7 - 1,2 \text{ м/с}^2$, щоб людина, яка знаходиться в середині рухомого складу, який входить в криву ділянку, почувала себе комфортно. Безпека руху ви-

значається значенням бокових сил, які діють на рейки. Надмірне значення бокових сил може призвести до вповзання колеса на рейку.

За даними досліджень ВНДІЗТ і проф. Е.І.Даніленка допустимі значення бокових сил, що діють на рейки від коліс поїзда (за умовами забезпечення поперечної стійкості рейкової колії), обмежується величиною $Y_{\text{бок}} \leq 100-130 \text{ кН}$, причому перша цифра відповідає нестабілізованому баластовому шару верхньої будови колії, в якому він, як правило, перебуває після колійних ремонтів.

Для визначенні впливу горизонтальних сил на стійкість руху будуть використані методики [5, 6], згідно яких значення поперечних горизонтальних сил визначаються залежно від відцентрового прискорення, яке змінюється залежно від швидкості руху, радіуса кривої, профілю коліс та підвищення зовнішньої рейки.

Визначення непогашеного прискорення проводиться по узагальненій формулі:

$$a_{nn} = \frac{v^2}{3,6^2 \cdot R} - g \cdot \frac{h}{S}, \quad (1)$$

- де v – швидкість руху екіпажу, км/год;
 $3,6$ – коефіцієнт переведення розмірності швидкості руху км/год в м/с;
 S – середня відстань між точками контакту лівого та правого колеса на рейки, 1600 мм;
 g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ;
 R – радіус кривої, м;
 h – підвищення зовнішньої рейки, мм.

Для отримання значень бокових сил розглянемо на процес входження двохвісного візка в криву ділянку колії (рис. 2) схема (а), на схемі (б) наведено розподіл сил, які діють на одну колісну пару. Одним із завдань даної роботи було крім загального визначення горизонтальних бокових сил, також визначення рівня бокових сил, при яких колісна пара не буде вкочуватись на рейку, значенні бокових сил визначались за методикою, що отримала подальший розвиток в частині, яка враховує профілю колеса викладеною в роботі [6].

Рамна сила – це сума бокових сил, які передаються на рейки обома колесами однієї колісної пари:

$$Y_p = Y_{\text{БЗОВН}} + Y_{\text{БВНУТ}} \quad (2)$$

Положення вписування без контакту
 гребеня та рейки

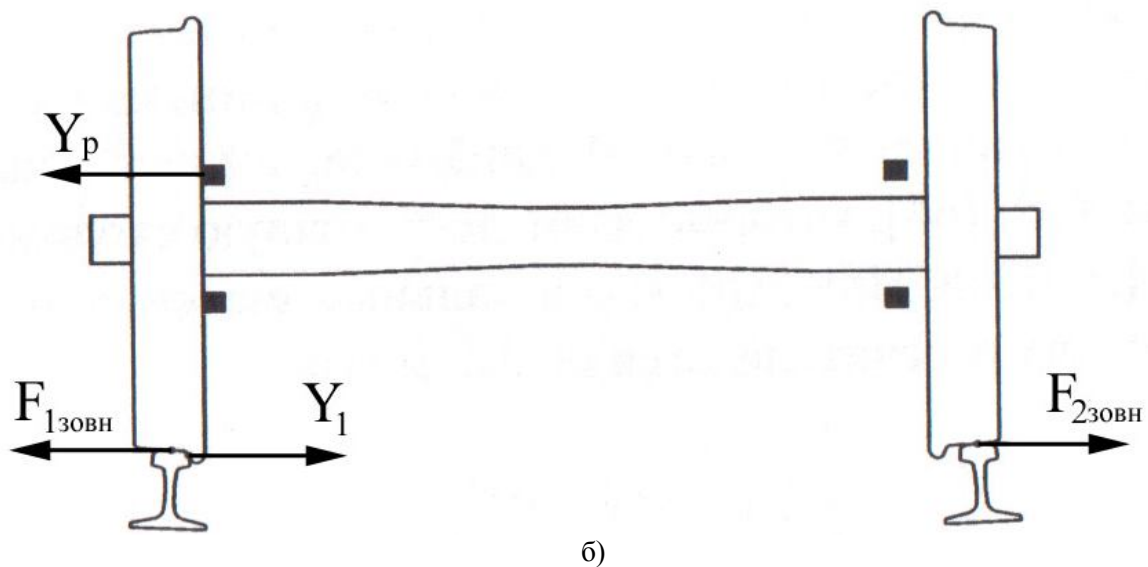
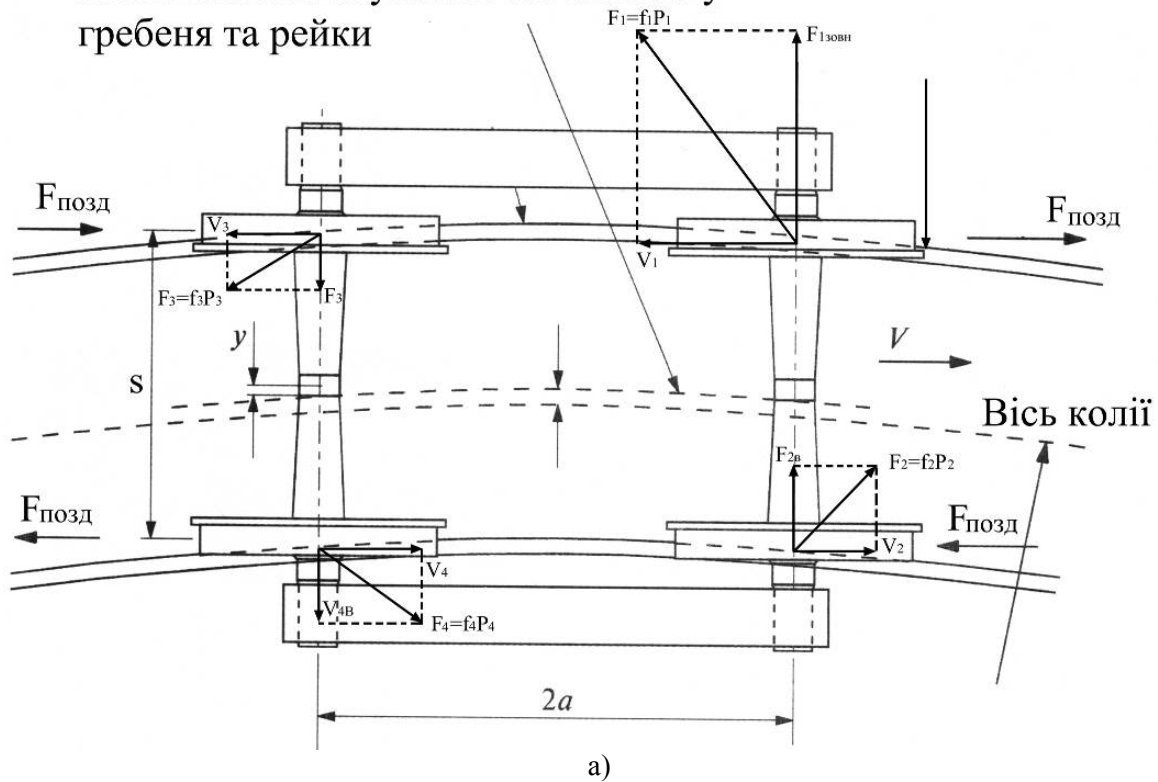


Рис. 2 – Розрахункова схема візка який вписується в перехідну криву а), та схема сил що діють на колісну пару б)

Боковою силою є сума направляючого зусилля Y_1 та поперечної складової сили тертя F . Бокова сила, що передається від зовнішнього колеса на зовнішню рейку, визначається за формулою:

$$Y_{\text{БЗОВН}} = Y_1 + F_{1\text{ЗОВН}} \cdot \quad (3)$$

Бокова сила, що передається від внутрішнього колеса на внутрішню рейку, визначається за формулою:

$$Y_{\text{БВНУТ}} = F_{2\text{ВНУТ}} \cdot \quad (4)$$

Сумарна бокова сила розраховується за формулою:

$$Q_{y1} = -2 \cdot \frac{f_{11} \cdot \left(v_1 + \frac{v_1 \cdot k_{r1} \cdot r_0}{d} - V \cdot \psi_1 \right)}{V} - 2 \cdot \frac{f_{12} \cdot \omega_1}{V} - \frac{P_1 \cdot k_{r1} \cdot y_1}{d} - 8 \cdot P_1 \cdot k_{r4} \cdot y_1^3 \quad (5)$$

Коефіцієнти жорсткості буксового підвішування в поздовжньому та поперечному напрямку розраховуються за формулами:

$$K_y = \frac{1}{2} \cdot \frac{-P_1 \cdot k \cdot r_1 + \tau \cdot m_1 \cdot d}{d} \quad (6)$$

$$K_x = \frac{1}{2} \cdot \frac{-2 \cdot f_{12} + d \cdot P_1 \cdot k \cdot r_1 + \tau \cdot j_1}{b^2} \quad (7)$$

На значення горизонтальних сил впливають фактори, які характеризують стан колії та умови руху по рейковій колії екіпажу рухомого складу, тому горизонтальні сили визначаються як функція від Р – навантаження, R – радіусу кривої ділянки, V – швидкості руху, h – підвищення зовнішньої рейки.

Числові значення сил взаємодії розраховувались із використанням програми для математичного моделювання Maple та із використанням програмного комплексу «Універсальний механізм». Розрахунки значення критичної швидкості, горизонтальних бокових сил в Maple виконувались із вхідними даними по швидкості руху від 50 км/год до 160 км/год, а в ПК «Універсальний механізм» моделювання руху виконувалось при однакових швидкостях, що і в Maple, але із врахуванням кривих ділянок колії радіусами 300 м, 600 м, 1000 м.

Характеристики екіпажної частини локомотивів, що використовувались при розрахунках, зведені до табл. 1. Порядок розрахунку в програмі Maple виконувався із максимальним врахуванням всіх значень ресорного підвішування та профілю кожної колісної пари магістрального локомотива. На рис. 3 наведено загальний вигляд вікна програми «Універсальний механізм», де наведено профіль поверхні катання колісної пари локомотива, який отриманий від сканування поверхні колеса лазерним профілометром, викладені координати профілю поверхні катання колеса.

Таблиця 1

Характеристики екіпажної частини локомотивів

Розрахункові та конструктивні характеристики	Позначення	Одиниці вимірювання	ВЛ 80	2TE10	ЧС 4	ЧС 8, ЧС7
1	2	3	4	5	6	7
Навантаження на колесо	P	кН	115	115	105	109,5
Поперечна жорсткість зв'язку при поперечних переміщеннях візка	Ж ₁	кН/м	860	878	1000	700
Кутова поперечна жорсткість зв'язку при кутових переміщеннях візка	Ж ₂	кН	0	0	0	430
Кутова жорсткість зв'язку при поперечному переміщенню візка	Ж ₃	кН	140	135	0	285
Кутова жорсткість зв'язку при кутових переміщеннях візка	Ж ₄	Н·м	160	107	0	425
Попереднє натягіння пружних поперечних зв'язків візка з кузовом	S ₀	кН	23	0	0	0
Попереднє натягіння пружних поперечних зв'язків візка з кузовом з урахуванням сил тертя	S _{0t}	кН	48	0	33	0
Початковий момент	M ₀	кН·м	0	0	0	0
Момент сил тертя	M _{0t}	кН·м	27,75	33,9	52	43
Маса кузова	Qk	т	53,5	45	66,8	66,8

Продовження таблиці 1

Маса візка	Qt	т	19,25	39	27	27
Відстань від центру ваги візка до центральної осі	z	м	0	-0,1	0	0
Відстань від точки прикладання рівнодіючих всіх сил пружних зв'язків візка з кузовом до центральної осі	q	м	0	-0,35	0	0
Відстань від першої осі до центру ваги візка	l	м	1,5	2,05	2,3	1,47
Відстані між першою та другою віссю візка	L ₁	м	3	2,4	2,3	2,95
Відстані між другою та третьою віссю візка	L ₂	м	-	2,2	2,3	-
База візка	L ₁ +l ₁	м	3	4,6	4,6	2,95
Відстань між серединами центральних опор візків	Lk	м	7,5	8,96	10,5	8
Відстань від зчленування візка до першого по ходу візка	Lc	м	5,25	6,5	7,2	-
Попереднє натягнення в зчленуванні	K ₀	кН	20	69	40	-
Жорсткість зчленування	bc	кН/м	825	1220	1600	-

N	X	Y	Тип
8	-51.4	4.53	Б
9	-48.9	4.08	Б
10	-46.4	3.69	Б
11	-43.9	3.32	Б
12	-41.4	2.98	Б
13	-38.9	2.7	Б
14	-36.4	2.49	Б
15	-33.9	2.3	Б
16	-31.4	2.17	Б
17	-28.9	2.05	Б

Рис. 3 – Загальний вигляд координат профілю колісної пари

Для розрахунку в Maple із таблиці координат профілю катання колісної пари приймаються значення безпосередньо точки контакту колісних пар та рейок двох типів Р65, та UIC60.

Для прикладу загальний вигляд контакту нової рейки Р65 та колісної пари із новим профілем поверхні катання наведено на рис. 4, а нового профілю колеса та зношеної рейки UIC60 викладено на рис. 5.

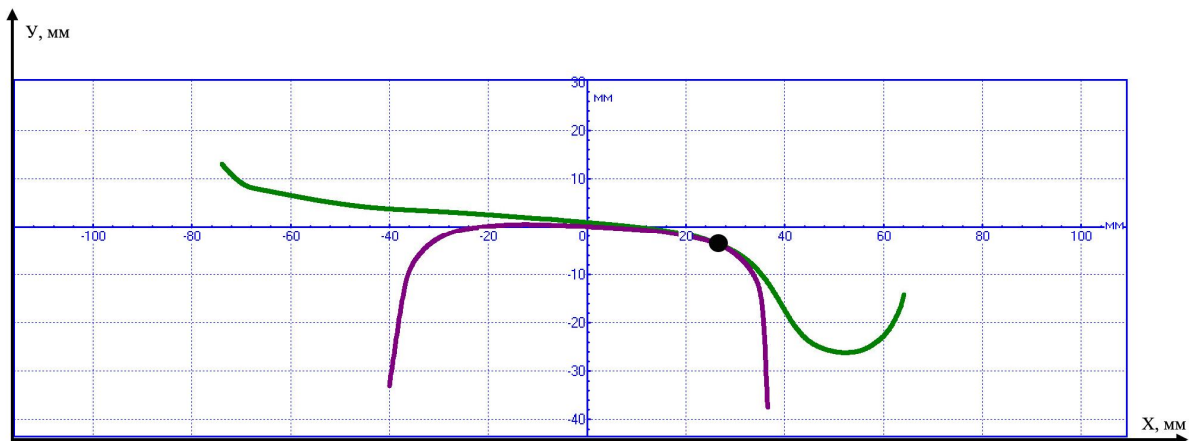


Рис. 4 – Загальний вигляд контакту взаємодії нової рейки Р65 та нової поверхні катання колеса

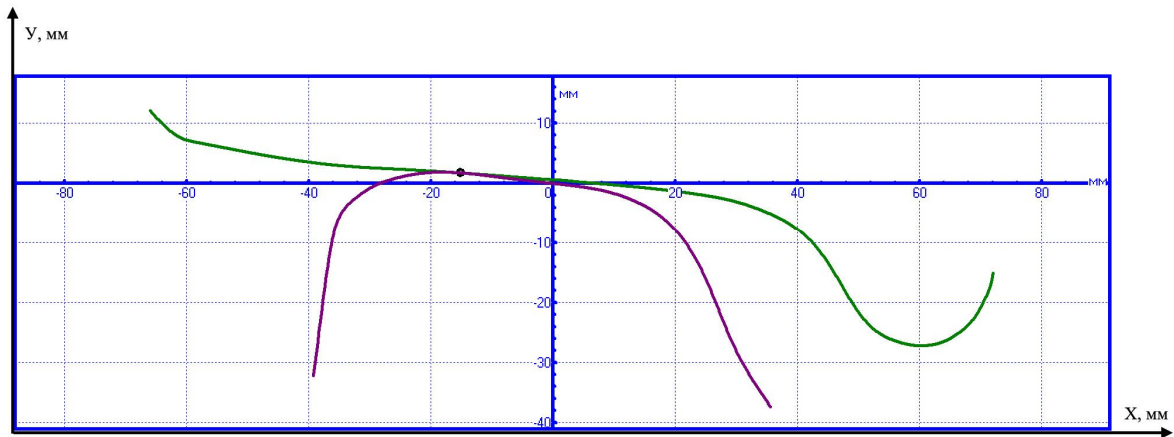


Рис. 5 – Загальний вигляд контакту взаємодії нового профілю колісної пари та гранично зношеного профілю рейки UIC60

Для виконання та отримання результатів розрахунків горизонтальних бокових сил в програмному комплексі «Універсальний механізм» та в програмі Marle використані вихідні дані, які викладені в табл. 1, та цифрові значення поверхні катання, отримані лазерним профілометром.

Відмінність буде лише в тому, що в розрахунках, де використовується програма Marle, досліджується лише зона контакту колеса та рейки (рис. 6). Значення координат вибираються по чотири міліметри в дві сторони відносно точки контакту колеса та рейки, точки А, В, С і Д. На рис. 6 наведено лише два варіанти профілів поверхні катання колісних пар, новий та зношений, а в розрахунках будуть використані значення координат точок профілів, які мають пробіг.

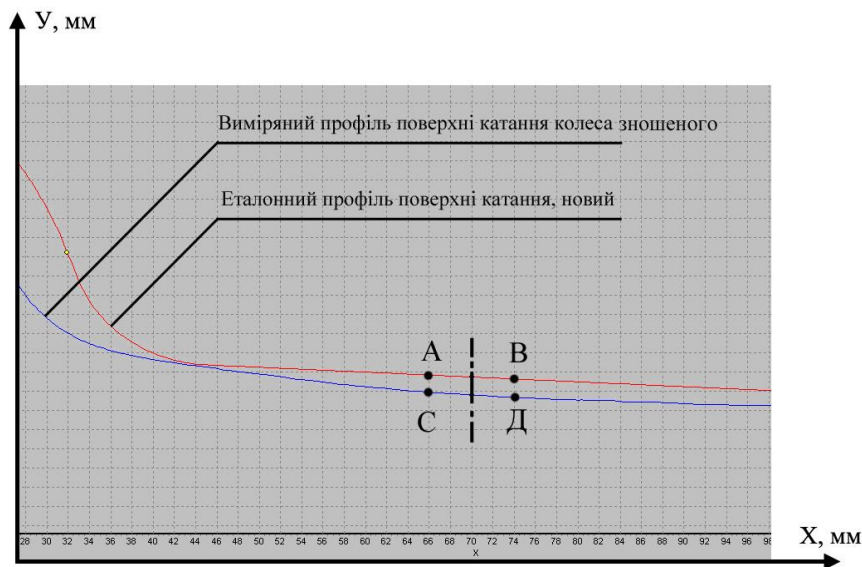


Рис. 6 – Вигляд вікна програми для сканування профілів колісних пар

Отримані координати точок профілю бандажа колісної пари використовуються в програмі Marle та в програмному комплексі «Універсальний механізм» (визначаються відносно координатної площини X, Y, оскільки розрахунок виконується для горизонтальних поперечних сил). При проведенні розрахунків будуть використовуватись дані про стан рейок (нових та гранично зношених), а профілі колісних пар прийняті новими та такі, що мають різні показники зносу.

Одним із перших вчених, хто системно підійшов до дослідження проблеми зношування

гребенів колісних пар, був С.М. Андрієвський, який одним із параметрів впливу на бокове зношування в системі «рейка-колесо» назвав ретельне утримання колії.

В той час на залізницях відбувся перехід з ширини колії 1524 мм на колію 1520 мм і було відмічено збільшення інтенсивності зношування поверхні кочення рейок і коліс, тому з'явилися, висловлювання, що це пов'язано із зменшенням ширини колії. Але професор М.А. Фрішман наголошував, що в кривих ділянках радіусом 500 м і менше ширина колії майже не змінилась, а підріз гребенів та боковий знос рейок від цього не став меншим.

Як показали дослідження під час експлуатації локомотивів з профілем поверхні кочення «ДМетІ», його параметри змінюються залежно від різних умов експлуатації. Основними умовами, які впливають на силову взаємодію рейки та колісної пари, є швидкість руху локомотива, радіус кривої ділянки колії, підвищення зовнішньої рейкової нитки, значення ширини колії, наявність нерівностей на поверхні рейки та колеса. В зв'язку з тим, що стан поверхні катання через складність вимірювань враховувався неповною мірою, проф. В.П. Ссаулов в своїх дослідженнях використовував відбитки профілів. Сучасні методи дозволяють виконати замірювання профілів з більшою точністю, та за часом в десятки разів швидше.

Розрахунки виконувались із використанням програмного комплексу універсальний механізм, а для прямої ділянки колії розрахунки ще і в математичному редакторі Maple, в такій послідовності: для нового профілю рейки Р65 та коліс із різними ступенями зносу магістральних локомотивів 2ТЕ10, ВЛ-80, ЧС-4, ЧС-8 при швидкостях руху 50 км/год, 75 км/год, 100 км/год, конструкційна швидкість вантажних локомотивів обмежена на 100 км/год. Для вищих значень швидкості розрахунки лише для пасажирських локомотивів ЧС-4, ЧС-8 з показниками швидкості 120 км/год, 140 км/год, 160 км/год для цих даних змодельємо рух в прямій та кривих ділянках колії радіусами 900 м, 1000 м, 1200 м. При виконанні розрахунків в ПК «Універсальний механізм» для всіх випадків прийнято буде тип рейкової колії з максимально дозволеними нерівностями.

При розрахунках сумарних горизонтальних поперечних сил в системі «Універсальний механізм» отримано результат, який представлено у графічній формі (рис. 7), для випадку, коли радіус кривої становить 600 м, швидкість руху 50 км/год, стан рейки та колеса зношений, підвищення зовнішньої рейки становить 30 мм.

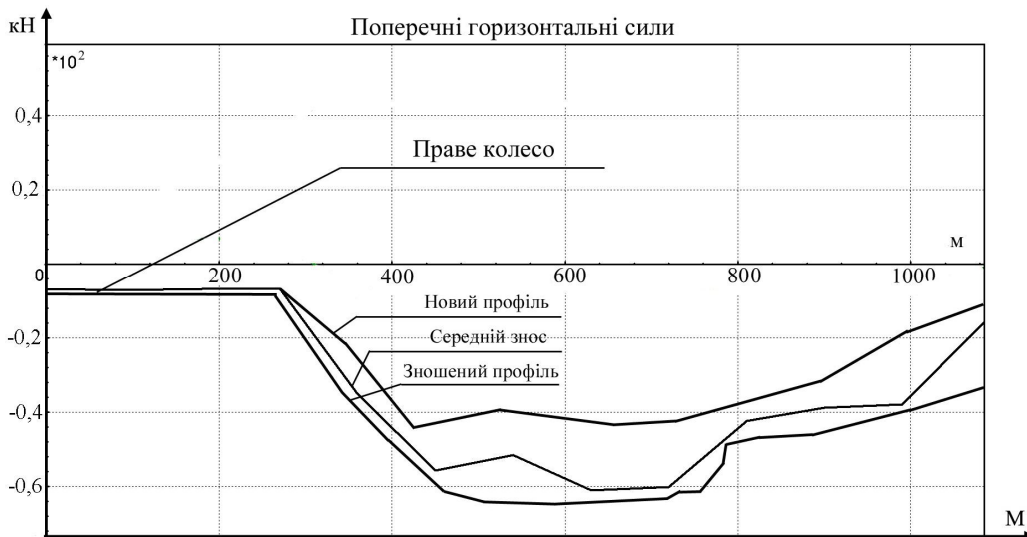


Рис. 7 – Значення сумарної горизонтальної сили

При розрахунках в математичному пакеті Maple заносились вхідні дані такі ж, які були використані для моделювання силової взаємодії в програмному комплексі «Універсальний механізм».

Для порівняння отриманих результатів в різних програмах, але із одними вихідними даними, на рис. 8 викладена осцилограма коливання поперечних сил отримана із ПК «Універсальний механізм».

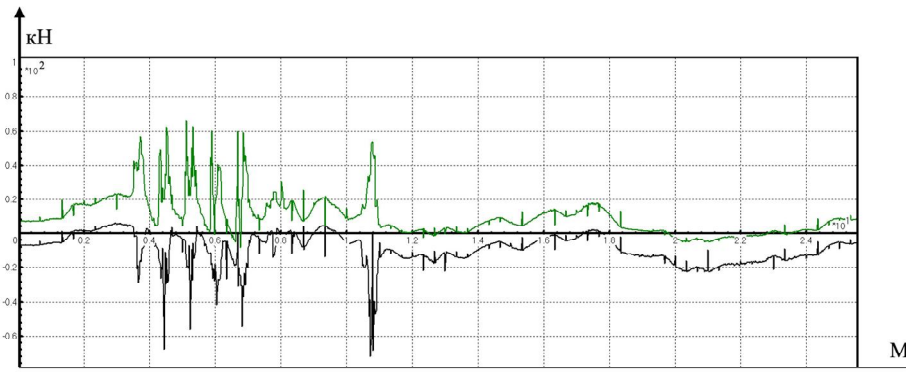


Рис. 8 – Синусоїдальна діаграма бокової горизонтальної сили взаємодії рейки та колеса при швидкості 50 км/год

Результати розрахунків при різних радіусах кривих ділянок колії та різних ступенях зносу поверхні катання колісних пар магістральних локомотивів при швидкості руху 50 км/год занесені до табл. 2. При моделюванні руху колісної пари в ПК «Універсальний механізм» використовувались цифрові значення поверхні катання, отримані лазерним скануванням, що знаходяться в електронній базі результатів заміру колісних пар.

Таблиця 2

Результати розрахунків сумарних поперечних горизонтальних сил взаємодії рейкової колії з колесами магістральних локомотивів при швидкості руху 50 км/год.

Силкові значення	Од. вим-ня	Серія локомотива	Пряма, радіуси кривої, м	Зношений профіль	Середнє значення зносу	Новий профіль
Сумарна горизонтальна сила в поперечному напрямку	кН	2ТЕ10	Пряма Maple	39,4	38,3	37,2
			ПК «УМ»	42,24	41,97	40,02
			800	60,03	58,01	55,24
			1000	56,09	53,93	51,37
			1200	52,73	50,70	48,29
		ВЛ – 80	Пряма Maple	33,4	30,7	37,8
			ПК «УМ»	34,2	31,5	37,1
			300	73,32	70,5	67,15
			600	68,18	65,56	62,44
			1000	64,1	61,63	58,7
		ЧС – 4	Пряма Maple	39,4	36,2	34,8
			ПК «УМ»	39,8	37,4	36,7
			300	68,3	65,67	62,55
			600	63,52	61,07	58,17
			1000	60,34	58,02	55,26
		ЧС – 8	Пряма Maple	37,1	34,6	31,8
			ПК «УМ»	38,4	35,7	32,3
			300	82,2	79,06	75,3
			600	75,57	72,66	69,2
			1000	69,56	66,88	63,7

Отже при подальших розрахунках поперечних горизонтальних сил із різними швидкостями використовувались дві програми, цифрові координати профілів для обох випадків розрахунків також були взяті із електронної бази замірів колісних пар.

Для отримання результатів сумарної поперечної горизонтальної сили взаємодії рейок із колісними парами магістральних локомотивів при швидкості руху 75 км/год в прямій ділянці колії та кривих різних радіусів виконаємо розрахунок за аналогічною методикою викладеною вище.

Колісні пари для розрахунку були прийняті з різними параметрами зносу по прокату, товщині гребеня та параметру крутості гребеня із такими значеннями: прокат до 6,5 мм, товщина гребеня від 30 мм до 26 мм, параметр крутості гребеня від 8,5 мм до 6,5 мм.

Розрахунки виконувались для швидкостей руху до 160 км/год, для розрахунку при швидкості 120 км/год були зменшені допуски по ширині колії від +8 мм до +5 мм. Результати розрахунків зведені до табл. 3. Слід зауважити, що в результаті зменшення дозволеного відхилення по ширині колії на 3 мм значення бокових сил зменшилось.

Таблиця 3

Результати розрахунків сумарних поперечних горизонтальних сил взаємодії рейкової колії з колесами магістральних локомотивів при швидкості руху 120 км/год.

Силкові значення	Од. вим-ня.	Серія локомотива	Пряма, радіуси кривої, м	Зношений профіль		Середнє значення зносу		Новий профіль	
			Δ, мм	+ 8 мм	+5 мм	+ 8 мм	+5 мм	+ 8 мм	+5 мм
Сумарна горизонтальна сила в поперечному напрямку	кН	ЧС – 4	Пряма Maple	54,3	46,4	53,4	43,8	51,1	39,1
			ПК «УМ»	55,8	48,3	54,2	45,7	52,3	41,4
			1000	78,3	74,2	77,3	74,6	73,2	71,1
			1200	75,9	69,7	74,8	61,9	72,9	54,1
		ЧС – 8	Пряма Maple	61,6	53,7	62,9	54,2	59,4	48,7
			ПК «УМ»	64,5	56,3	63,7	54,2	60,9	52,8
			1000	75,5	71,6	73,8	69,3	69,5	64,5
			1200	74,7	70,1	72,5	69,7	68,5	64,8

Значне зростання витрат, які пов'язані із зношуванням рейок і коліс рухомого складу, поставило таку проблему на одне з перших місць для вирішення. В своїй праці Коссов В.С. проаналізував, що за оцінками експертів, щодня у світі відточується близько 70 тисяч колісних пар. Починаючи з 1985 р., фактична інтенсивність зносу в 3-6 разів перевищувала передбачену нормами експлуатації колії та рухомого складу. Якщо на початку 80-х років термін служби бандажів колісних пар локомотивів становив 6-7 років, то в 90-і роки він скоротився до 2-3 років. Вихід рейок з ладу через граничне бічне зношування збільшилось за 10 років більш ніж в 3 рази, ці дані підтверджуються і в роботах, де зазначається, що на початок 90-х років катастрофічно зросли темпи зносу коліс рухомого складу і рейок.

Зношування коліс і рейок тягне за собою значні фінансові витрати для залізниць України. Крім того, пасажирів відчувають дискомфорт, що виявляється у вигляді поштовхів, вібрації і шуму, особливо при русі поїздів в кривих ділянках залізничної колії. Підвищений рівень шуму через коливальний рух колісної пари викликає невдоволення населення, що проживає поблизу залізничних ліній.

Інтенсивний знос колісних пар і рейок, який спостерігається останніми роками, детально розглянутий в першому розділі роботи, але за результатами експериментальних досліджень та виконаних розрахунків встановлені причини, які в деякій мірі доповнюють вже розглянуті. До них відносяться:

1. Зміни в конструкції візків магістральних локомотивів через порушення норм встановлення осей колісних пар в одному візку локомотива мають негативний вплив на процес зношування гребенів та поверхні катання коліс;

2. Від початку експлуатація локомотивів із новою на той час системою підвішування колісної пари, яка має сайлент-блоки, технологічний процес збирання буксового вузла не зазнавав жодних змін щодо вдосконалення, вагомих досліджень в цьому напрямку не проводилось;

3. Існує низький контроль якості геометричних розмірів після механічної обробки колісних пар магістральних локомотивів. Відхилення в нормах допусків по встановленні колісних пар локомотивів в візках, різниця діаметрів коліс створюють суттєвий негативний вплив на розподіл тягового зусилля по колесах та геометричних параметрів гребенів в одній колісній парі. Із отриманих експериментальних даних за весь термін експлуатації по 134 колісних парах, які були вибрані для досліджень, встановлено що: 71 колісна пара – 53 %, мали різницю діаметрів

коліс однієї колісної пари до 0,5 мм, 34 колісні пари – 25 %, мали різницю в діаметрах до 2 мм, 18 колісних пар локомотивів – 14 %, мали різницю в діаметрах коліс однієї колісної пари більше 3 мм, 11 колісних пар вантажних локомотивів – 8 %, мали різницю в діаметрах коліс однієї пари більше 5 мм;

4. Експлуатація вантажних локомотивів із інтенсивною, в деяких випадках зовсім науково необґрунтованою, подачею піску під колісні пари, яка залежить виключно від досвіду машиніста та його власних рішень про використання цієї системи, в результаті створює негативний вплив на ресурс бандажа, збільшення кількості поломок;

5. Суттєво впливає на ресурс бандажа виконання поверхнею катання колісної пари роботи «гальмівного барабана», який сприймає нагрівання та охолодження, а також значні напруження зсуву та стиснення при значній температурі металу колеса. При використанні рекуперативного гальмування виникають додаткові поперечні горизонтальні сили. Для забезпечення руху колісних пар без проковзування використовується пісок, який подається під колеса нерівномірно, в результаті виникають додаткові нерівності на поверхні кочення рейкової колії і підвищений знос пари «рейка-колесо». Використання рекуперативного або локомотивного гальмування викликає зигзагоподібне встановлення вагонів, що призводить до збільшення поперечних горизонтальних сил, колісні пари змінюють кола кочення, виникає проковзування, інтенсивність зносу збільшується.

Для зниження зносу рейок і коліс рухомого складу за кордоном застосовують змащувальні прилади. Світовий досвід доводить доцільність комплексного використання різних систем змащування рейок та коліс що зменшує знос. Визначити вплив якоїсь окремої причини на характер зносу пари «рейка-колесо» неможливо, потрібно виконувати контроль стану колісних пар та рейкової колії, проводити його постійний аналіз, лише таким чином можливо встановити причини зносу. Зношування поверхні кочення, як правило, призводить до того, що встановлюється форма однорідного зношування, яка не залежатиме від профілю нового колеса, відповідно жодні теоретичні розрахунки не відповідатимуть реальній силовій взаємодії, так як дані про точки профілю будуть невідомі, точніше лежатимуть в межах між новим та зношеним профілем. Із англійських досліджень зрозуміло, що збільшення жорсткості буксового підвішування покращує стійкість руху візка, відповідно критична швидкість збільшується до 200 км/год і більше.

З точки зору колії підвищена жорсткість буксового підвішування має негативний момент, цифрові значення стійкості колії, отримані розрахунковим способом, значно менші, ніж силові від дії колеса в боковому напрямку. Звідси виникає висновок, що конічність профілю поверхні катання колісної пари та жорсткість буксового підвішування при виникненні бокової сили є важливими параметрами, які визначають стійкість руху локомотива. Вище згадані параметри також суттєво впливають на силову взаємодію пари «рейка-колесо» в кривих ділянках.

Питання впливу швидкості та стану поверхні катання на виникнення бокових сил в контакті рейка-колесо є основною метою розрахунків. Для цього були виконані розрахунки для радіусів кривих ділянок колії 600, 1000 м, 1200 м. При тому для кожного значення радіусу колії брались реальні профілі колісних пар, різних серій магістральних локомотивів, які виконують вантажні та пасажирські перевезення.

В попередньому розділі роботи при виконанні експериментальних вимірювань параметрів поверхні катання колісних пар магістральних локомотивів всі отримані результати геометричних вимірювань автором умовно розділені на три категорії: новий профіль поверхні катання, середньо зношений та зношений профіль поверхні катання колісної пари. Новий профіль поверхні катання має товщину гребеня колеса від максимального значення 30 мм до 28,5 мм, прокат від 0 до 2 мм, середньо зношений профіль поверхні катання має товщину гребеня від 28,5 мм до 27 мм, прокат від 2 мм до 5 мм, зношене колесо магістрального локомотива має товщину гребеня від 27 мм до мінімально дозведеного значення 25 мм, прокат від 5 мм до максимально дозведеного значення 7 мм.

Результатами розрахунків є синусоїдальні графічні залежності бокової сили від радіусу кривих ділянок колії при різних станах поверхні катання колісних пар магістральних локомотивів та швидкості руху. Розрахунки виконувались для першої колісної пари, тому що вона і сприймає максимальні навантаження під час руху в кривих ділянках.

Різниця радіусів коліс однієї колісної пари є однією із причин збільшення поперечних го-

ризонціальних сил. При розрахунках із використанням профілів поверхні катання колісних пар, які мають знос та різницю в діаметрах більше 4 мм, величина поперечних горизонтальних сил тепловоза 2ТЕ-10 при швидкості 100 км/год, радіусі кривої ділянки 800 м становила 93,9 кН майже максимально допустиме значення. При розрахунках руху тепловозу 2ТЕ-10 по кривій радіусом 800 м із швидкістю 100 км/год, при різниці в радіусах коліс однієї колісної пари менше 1 мм, величина бокової сили становила 85 кН. При моделюванні взаємодії коліс пасажирського локомотива ЧС-4 з рейковою колією у випадку, коли різниця діаметрів становила більше 4 мм, крива ділянка колії 1200 м, профіль поверхні катання зношений, швидкість руху 140 км/год значення поперечної горизонтальної сили становили 86 кН. В тому випадку, коли вихідні параметри залишались незмінними окрім різниці діаметрів коліс менше 1 мм, значення бокової сили становили 75 кН.

Отриманими результатами розрахунків доведено, що різниця діаметрів коліс однієї колісної пари має вплив на величину сумарних бокових сил, та на інтенсивність зносу гребеня. Слід рекомендувати в експлуатації не допускати виникнення різниці діаметрів коліс однієї пари більш ніж 0,5 мм. Недотримання такої вимоги веде до інтенсивного зносу гребеня колеса і зменшення терміну експлуатації колісної пари. В інструкції різниця діаметрів бандажів та суцільно катаних коліс, що вимірюється по колу кочення, для локомотивів становить 0,5 мм.

В результаті проведених експериментальних та теоретичних досліджень щодо зношування бокової поверхні гребенів і поверхні катання бандажа та після теоретичних розрахунків встановлено, що одним із ефективних способів збільшення пробіжного ресурсу колісних пар є обточування бандажів за профілем «Мінетек», коли товщина гребеня становить більше 26,5 мм, а параметр крутості гребеня не менше 6,0 мм; для збільшення пробігу колісних пар пропонується залишати прокат під час обточування до 1,8 мм, коли частина поверхні катання залишається припрацьованою.

На залізницях України багато кривих ділянок колії радіусами менше 800 м. За результатами виконаних розрахунків висновок наступний: в кривих радіусом менше 800 м при швидкості 75 км/год бокові сили збільшуються на 8 – 15 %, а при збільшенні радіуса кривої ділянки колії до 1000 м і швидкості до 100 км/год бокові сили зменшуються на 10 %.

Слід акцентувати увагу, що розрахунки виконувались із параметрами колісних пар магістральних локомотивів, які знаходяться в експлуатації лише на Одеській (ТЧ – 5 ім. Т. Шевченка) та Південно-Західній (ТЧ – 1 Київ – пасажирський) залізницях, де умови роботи пари «колесо-рейка» відрізняються від умов, наприклад, Львівської залізниці. Тому результати, що отримані в розрахунках та рекомендації щодо пробігу локомотивів, можуть стосуватись лише для умов, де проводились вимірювання колісних пар та виконувались розрахунки.

Під час виконання розрахунків на основі методик, проф. В.Г. Вербицького, проф. Е.І. Даніленка отримано результати, які підтверджують мету даної роботи. Адже майже всі існуючі та проаналізовані методики в своїх розрахунках використовували стан пари «рейка-колесо» новий або зношений, лише деякі змінювали кут нахилу поверхні катання, вважаючи таку зміну зносом.

Для визначення достовірності результатів розрахунки були порівняні із вже отриманими результатами під час динамічних випробувань локомотивів та з іншими працями які вже були виконані раніше. Отримані значення звісно відрізняються, але похибка становить менше 15 %.

Висновки

За результатами проведених розрахунків можна зробити наступні висновки:

1. Проаналізовані теоретичні дослідження по взаємодії поверхні катання колеса та рейки в поперечній горизонтальній площині.

2. При швидкостях руху до 120 км/год, бокові сили, які передаються від колеса на рейку, достатньо стабілізовані і не перевищують встановлених нормативних значень, а при швидкостях руху більше 120 км/год, із зношеними поверхнями катання колісних пар сили зростають і наближаються до максимально допустимих.

3. В результаті проведених експериментальних та теоретичних досліджень щодо процесу зношування бокової поверхні гребенів і поверхні катання бандажа та після теоретичних розрахунків встановлено, що найбільш ефективними способами збільшення пробіжного ресурсу колісних пар є обточування бандажів за профілем «Мінетек», коли товщина гребеня становить

більше 26,5 мм, а параметр крутості гребеня не менше 6,0 мм; для збільшення пробігу колісних пар пропонується залишати прокат під час обточування до 1,8 мм, коли частина поверхні катання залишається припрацьованою.

4. При розрахунках на основі методики, проф. В.Г. Вербицького, проф. Е.І. Даніленка, з доповненням інформації про стан профілю поверхні колеса в алгоритм розрахунку отримано результати, що підтверджують мету даної роботи.

5. Встановлено низький контроль якості геометричних розмірів після механічної обробки колісних пар магістральних локомотивів. Існують відхилення в нормах допусків по встановленні колісних пар локомотивів в візках, різниця діаметрів коліс та геометричних параметрів гребенів в одній колісній парі створює суттєвий негативний вплив на розподіл тягового зусилля по колесах. Із отриманих експериментальних даних по 134 колісних парах встановлено: що 71 колісна пара – 53 %, мали різницю діаметрів коліс однієї колісної пари до 0,5 мм, 34 колісні пари – 25 %, мали різницю в діаметрах до 2 мм, 18 колісних пар локомотивів – 14 %, мали різницю в діаметрах коліс однієї колісної пари більше 3 мм, 11 колісних пар вантажних локомотивів – 8 %, мали різницю в діаметрах коліс однієї пари більше 5 мм. Також причиною підвищеного зносу є допуски в нормах утримання рейкової колії, розрахунок для швидкості 120 км/год показав що коли відхилення зменшити на 3 мм можна суттєво зменшити значення бокових сил.

Перелік використаних джерел:

1. De Pater A.D. On the reciprocal pressure between two bodies / J.B. Bidwell, ed. // Proceeding of a Symposium on rolling contact phenomena. – Amsterdam : Elsevier. – 1962. – P. 29-75.
2. Данилов В.Н. Железнодорожный путь и его взаимодействие с подвижным составом / В.Н. Данилов. – М. : Трансжелдориздат, 1961. – 112 с.
3. Бирюков И.В. Исследование причин повышенного износа гребней бандажей колесных пар электропоезда ЭР 22 и способов его уменьшения / И.В. Бирюков, Г.П. Бурчак, Ю.П. Федюнин // Труды МИИТа. – 1971. – Вып. 374. – С. 46-57.
4. Фришман М.А. Современная оценка характеристик жесткости подрельсового основания / М.А. Фришман // Труды ДИИТа. – 1977. – Вып. 186/19. – С. 77-85.
5. Ершков О.П. Расчеты поперечных горизонтальных сил в кривых / О.П. Ершков // Труды ЦНИИ МПС. – М., 1966. – Вып. 301. – 232 с.
6. Вербицкий В. Введение в теорию устойчивости колесных экипажей и рельсового пути: Монография / В. Вербицкий, А. Новак, Э. Даниленко, М. Ситаж. – Катовице-Киев (Польша-Украина) 2006-2007. – Донецк : «Вебер» (Донецкое отделение), 2007. – 255 с.

Bibliography:

1. De Pater A.D. On the reciprocal pressure between two bodies / J.B. Bidwell, ed. // Proceeding of a Symposium on rolling contact phenomena. – Amsterdam : Elsevier. – 1962. – P. 29-75.
2. Danilov V.N. Railway way and his co-operating with a rolling stock / V.N. Danilov. – M.: Transzheldorizdat, 1961. – 112 p. (Rus.)
3. Biryukov I.V. Research of reasons of enhanceable wear of combs of bracers of wheelpairs of electric train of ER 22 and methods of his reduction / I.V. Biryukov, G.P. Burchak, Yu.P. Fedyunin / Trudy MIITa. – 1971. – Issue 374. –P. 46-57. (Rus.)
4. Frishman M.A. Modern estimation of descriptions of inflexibility of the subclaotype founding / M.A. Frishman // Trudy DIITa. – 1977. – Vyp. 186/19. – P.77-85. (Rus.)
5. Ershkov O.P. Calculations of transversal horizontal forces are in curves Calculations of transversal horizontal forces are in curves / O.P. Ershkov // Trudy TsNII MPS. – M., 1966. – Issue 301. – 232 P. (Rus.)
6. Verbitskii V. Introduction to the theory of stability of the wheeled crews and claotype way: Monograph / V. Verbitskii, A. Novak, E. Danilenko, M. Sitazh. – Katovitse-Kiev (Polsha-Ukraine) 2006-2007. – Donetsk : «Veber» (Donetsk department), 2007. – 255 p. (Rus.)

Рецензент: В.Г. Вербицький

д-р фіз.-мат. наук, проф., Державний економіко-технологічний університет транспорту

Стаття надійшла 18.05.2015