

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІНФРАСТРУКТУРИ ТА ТЕХНОЛОГІЙ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ЗУБ ЄВГЕН ПЕТРОВИЧ

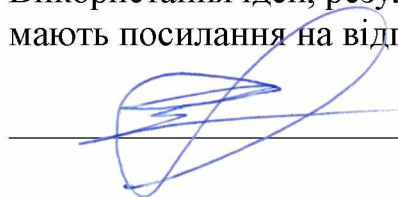
УДК 629.4.018:629.4.086

ДИСЕРТАЦІЯ
ЗМЕНШЕННЯ ЗНОСУ ГРЕБНІВ КОЛІС ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ
НА ОСНОВІ НОРМУВАННЯ ДОПУСТИМИХ ПЕРЕКОСІВ
КОЛІСНИХ ПАР У ВІЗКАХ

273 Залізничний транспорт
Галузь знань 27 – Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень.
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів
мають посилання на відповідне джерело



Зуб Євген Петрович

Науковий керівник:
Сапронова Світлана Юріївна
доктор технічних наук, професор

Київ – 2025

АНОТАЦІЯ

Зуб Є.П. Зменшення зносу гребнів коліс вантажних вагонів на основі нормування допустимих перекосів колісних пар у візках. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 273 Залізничний транспорт. – Національний транспортний університет, Міністерство освіти і науки України, Київ, 2025.

Дисертація присвячена вирішенню актуального наукового завдання зменшення зносу гребнів коліс вантажних вагонів на основі нормування допустимих перекосів колісних пар у візках вантажних вагонів, яке сприятиме забезпеченню безпечної експлуатації даного типу рухомого складу і матиме істотне значення в галузі знань 27 – Транспорт.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Вперше запропоновано в якості критерія доцільності позачергової діагностики вузлів, які впливають на геометричні параметри установки колісних пар у візку, використовувати різницю товщини гребнів коліс окремих колісних пар.

2. Одержала подальший розвиток теорія фрикційної контактної взаємодії коліс з рейками на основі урахування в математичній моделі впливу на знос гребнів технологічних і експлуатаційних відхилень положення колісних пар у візку від номінального.

3. Уточнено залежності рівня спрямовуючих зусиль та інтенсивність зносу гребнів при вписуванні екіпажу в криву ділянку колії від положення колісних пар у візку.

4. Уточнено формулу для визначення коефіцієнту запасу стійкості колісних пар від сходу з рейок, на основі урахування впливу кута перекосу колісної пари у візку на критичне співвідношення вертикального навантаження і спрямовуючого зусилля.

5. Запропоновано новий науковий підхід до зменшення зносу гребнів коліс колісних пар, заснований на моніторингу перекосів колісних пар у візку.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Запропонований критерій доцільності позачергової діагностики вузлів, що впливають на геометричні параметри установки колісних пар у візку, є обґрунтуванням впровадження додаткової технологічної операції контролю установки колісних пар в системі технічного обслуговування ходової частини вантажних вагонів.

2. Уточнення формули для визначення коефіцієнту запасу стійкості від сходу з рейок, дозволяє поліпшити показники безпеки руху вантажних вагонів на основі врахуванні залежності критичного співвідношення вертикального навантаження і прямого зусилля від кута набігання колісної пари на рейки.

3. Результати досліджень використані при розробці розділів лекційних курсів і тематики курсового проектування, кваліфікаційних робіт і науково-дослідних робіт здобувачів вищої освіти Державного університету інфраструктури та технологій при підготовці бакалаврів та магістрів за ОПП «Вагони та вагонне господарство» (спец. 273 «Залізничний транспорт») при викладанні дисциплін: «Технологія виробництва та ремонту вагонів» (підготовка бакалаврів) та «Актуальні проблеми проектування, динаміки та розрахунку нових конструкцій вагонів» (підготовка магістрів) (Акт впровадження в ДУІТ).

4. Результати досліджень використані в державному підприємстві «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» (УкрНДІВ) впроваджено: уточнену формулу для визначення коефіцієнту запасу стійкості від сходу з рейок, на основі урахування залежності критичного співвідношення вертикального навантаження і прямого зусилля від кута набігання колісної пари на рейки, яка дозволяє при теоретичних дослідженнях отримувати більш точні результати розрахунків коефіцієнту запасу стійкості вагонів від сходу з рейок і, таким чином, поліпшити показники безпеки руху вантажних вагонів; (Акт впровадження ДП «УкрНДІВ»).

5. На основі дослідження взаємодії вантажних вагонів з рейками в кривих ділянках колії та моніторингу перекосу колісних пар у візках в експлуатації, доведено, що існує необхідність введення нормування перекосів колісних пар у

візках вантажних вагонів типу 18-100 та їх модифікації в систему технічної діагностики та ремонту.

У ВСТУПІ обґрунтовано актуальність теми дисертації, зв'язок з науковими програмами, висунуто гіпотезу дослідження, сформульовано мету та завдання дослідження, визначено об'єкт та предмет дослідження, вказано методи досліджень, визначено наукову новизну дисертації, практичне значення та наведено данні про впровадження результатів.

У РОЗДІЛІ 1 за темою дисертації надано статистичні дані щодо підрізу гребнів коліс вантажних вагонів на залізницях України. Як стверджується, кількість колісних пар з однаковою товщиною гребнів не перевищує 20%. У 15 % колісних пар різниця у товщині гребнів складає до 6 мм, а у 65% колісних пар знос гребня спостерігається взагалі лише в одного колеса.

Здобувачем проведено порівняльний аналіз даних про знос гребнів коліс вантажних по вагонному депо Дарниця і пасажирських вагонів по вагонному депо Київ-Пасажирський. В процесі аналізу виявлено принципову різницю у характері зносу гребнів коліс колісних пар візків різної конструкції: візків з жорсткою рамою на пасажирських вагонах і візків з нежорсткою рамою моделі 18-100.

Проведено наліз досліджень зносу гребнів вантажних вагонів та чинників, що впливають на його інтенсивність. Залежність зносу коліс від профілю поверхонь кочення досліджувалися великою кількістю науковців. Зокрема це українські дослідники Є. Блохін, Є. Даниленко, С. Куценко, В. Маслієв, О. Рейдемейстер, С. Сапронова, В. Ткаченко, В. Ушкалов та інші.

Проведено аналіз досліджень впливу відхилень геометричних параметрів ходової частини від номінальних. Доведено, що як непрямий фактор, що визначає інтенсивність зносу у контактній парі «гребінь-рейка» є кут набігання, або кут атаки, колісної пари на рейку. У зв'язку із цим, становить інтерес дослідження розподілу силових і кінематичних параметрів у гребневому контакті колеса і рейки.

Проведено огляд досліджень спрямовуючих зусиль в гребневих контактах

коліс із рейками, дотичних сил у контактах коліс із рейками.

У РОЗДІЛІ 2 розглянуто конструкцію візків вантажних вагонів моделі 18-100. Близько 90 % вантажних вагонів на залізницях України мають візки різних модифікацій моделі 18-100. При аналізі недоліків цього типу візків насамперед згадується низька паралелограмна жорсткість збірної рами візка в плані через нежорсткий зв'язок надресорної балки з боковинами рам. Характерними є можливість повздовжніх забігань боковин рами в русі відносно одна одної на величину до 15–20 мм і, як наслідок – перекосу колісних пар відносно номінального положення в рамі візка. Останніми інноваційними модифікаціями візка 18-100 є візки моделей 18-4129 і 18-9817.

Розглянуто публікації щодо спрямування вагонів рейковою колією та умови стійкості щодо сходу з рейок. До 25% основних причин катастроф, аварій та серйозних інцидентів на залізниці приходить на сходи колісних пар з рейок. Класичним критерієм безпеки руху рейкового екіпажу є коефіцієнт стійкості проти сходу з рейок, у вигляді відношення поперечної сили до вертикальної навантаженні колеса на рейку – критерій Надаля.

Виконано уточнення критерію сходу колісних пар з рейкою моделюванням руху колісної пари в рейковій колії з кутом набігання α . В якості умови сходу з рейок приймається випадок, коли навантаження в основному контакті колеса, що набігає – у контакті K_{21} – дорівнює нулю.

Запропоноване уточнення критерію безпеки щодо сходу колісної пари з рейок – класичної формули Надаля – пропонує більш жорсткі вимоги до максимально-дозволеного співвідношення спрямовуючого зусилля до вертикального навантаження колеса при більших значеннях коефіцієнту тертя у гребневих контактах та кутах нахилу гребня більших за 60 град.

У РОЗДІЛІ 3 проведено дослідження динамічного вписування візка вантажного вагону в кривих для визначення впливу особливостей конструкції візків типу 18-100, геометричних параметрів установки колісних пар у візках, на показники горизонтальної динаміки вагона, а також знос поверхонь кочення коліс, а саме – підріз гребнів. Математичну модель побудовано для вписування

в криву візка 18-7055 напіввагону моделі 12-7023 Крюківського вагонобудівного заводу.

Розглядається приклад колісних пар вантажного вагона с колесами, що мають стандартний незношений профіль поверхонь кочення ДСТУ ГОСТ 9036-88. При взаємодії візка з рейками розглядається профілі нових рейок Р65 (ДСТУ 4344:2004).

Визначено кути нахилу профілів поверхонь кочення коліс у точках їх контактів з рейками та функціональні залежності цих кутів від поперечного переміщення колісних пар в колії, які необхідні для коректного моделювання контактних сил при вписуванні візків у криві.

Визначено кінематичні параметри контактування: швидкості проковзування у контактах коліс із рейками, сили в контактах коліс із рейками, сили зчеплення в контактах коліс із рейками.

Математичну модель вписування візка в кругову криву побудовано як систему рівнянь рівноваги під дією зовнішніх сил і моментів. Механічну систему візка представлено як три підсистеми: система рами візка, система першої колісної пари і система другої колісної пари. Розроблено блок-схему програми розв'язання системи рівнянь рівноваги візка в кривій. Отримано результати розрахунку параметрів динамічного вписування візка 18-7055 в кругову криву.

За результатами розрахунків підтверджено, що кути набігання колісних пар на рейки суттєво збільшуються при зростанні сумарних зазорів в рейковій колії. Наприклад, при перекисній установці візка в колії в кривій радіусом 250 м при зазорі 14 мм кут набігання першої колісної пари (такої, що набігає), складає $-0,84^\circ$ ($-0,015$ рад), а при зазорі 50 мм $-1,95^\circ$ ($0,034$ рад). В кривій 1000 м – відповідно $-0,54^\circ$ ($-0,009$ рад) і $-1,65^\circ$ ($-0,029$).

В діапазоні можливих експлуатаційних зазорів колісних пар в рейковій колії (14–65 мм) кути набігання колісних пар, що набігають (перша колісна пара) можуть збільшуватися від мінімальних до максимальних в 2,3–3,5 рази для різних радіусів кривих.

Зміна зазорів колісних пар в колії δ з 15 мм до 45 мм надає ефект

збільшення кутів набігання α в 1,6 рази в кривих радіусом $\rho = 300$ м та у 2,7 рази в кривих радіусом $\rho = 1250$ м.

Характер зміни кутів набігання колісних пар на рейки від зазорів в колії δ не залежить від кутів перекосу колісних пар σ . Різниця кутів атаки першої і другої колісних пар ($\Delta\alpha$) візка залежить від радіусу кривої та не залежить від установки колісних пар у візку та зазорів колісних пар в колії. Причому, $\Delta\alpha$ зменшується від $0,5^\circ$ (0,01 рад) для $\rho = 300$ м – до $0,15^\circ$ (0,003 рад) для $\rho = 1250$ м.

Таким чином підтверджено, що перекісна установка візка в колії є більш небезпечною з точки зору стійкості колісних пар щодо сходу з рейок та інтенсивності зносу гребнів коліс через значні значення кутів набігання коліс на рейки.

Забігання внутрішньої (по відношенню до кривої) боковини рами візка – є типовим випадком вписування візків 18-100 в криві ділянки колії. При збільшенні перекосу колісних пар у візку від 0° до $+0,5^\circ$ кути набігання колісних пар, що набігають збільшуються в 2–3 рази.

У РОЗДІЛІ 4 розроблено систему моніторингу перекосу колісних пар у візках в експлуатації з пропозицією ввести в систему технічного обслуговування і ремонту візків моделі 18-100 додаткову технологічну операцію з контролю перекосу колісних пар у візках.

Зокрема, в пристрої для контролю перекосу колісних пар пропонується використати принцип контролю геометричних параметрів за основі лазерної топології. Запропоновано ввести в систему технічного обслуговування і ремонту візків моделі 18-100 додаткову технологічну операцію з контролю перекосу колісних пар у візках.

Запропоновано спосіб діагностування технічного стану трьохелементних візків вантажних вагонів за різницею товщин гребнів коліс колісної пари. Таке технічне рішення дозволяє здійснювати оперативний моніторинг загального технічного стану візків, що впливає на перекіс колісних пар для прийняття

рішення про необхідність їх ремонту через аналіз різниці товщин гребнів коліс. Запропонований спосіб заснований на аналізі відомих технічних рішень подібного призначення. Розроблено пристрій для контролю перекосу колісних пар вантажного вагона у рамі візка моделі 18-100.

Надані рекомендації з приводу доцільності введення нормування перекосів колісних пар в систему технічної діагностики та ремонту вантажних вагонів.

Ключові слова: залізничний транспорт, рухомий склад, вантажний вагон, візок, система «колесо-рейка», перекіс, гребінь, знос, спрямовуючі зусилля, стійкість, математична модель, динаміка, безпека руху, технічна діагностика, ремонт.

ABSTRACT

Zub E.P. Reducing the wear of the wheel flanges of freight cars based on the standardization of permissible skews of wheel pairs in bogies. Qualification scientific work in the form of a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 273 Railway Transport. National Transport University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kyiv, 2025.

The dissertation is dedicated to solving the current scientific problem of reducing the wear of freight car wheel flanges based on the standardization of permissible misalignments of wheel pairs in freight car bogies, which will help ensure the safe operation of this type of rolling stock.

Scientific novelty of the obtained results.

1. For the first time, it was proposed to use the difference in the thickness of the wheel flanges of individual wheel pairs as a criterion for the feasibility of emergency diagnostics of units that affect the geometric parameters of the installation of wheelsets in a bogie.

2. The theory of frictional contact interaction of wheels with rails was further developed based on taking into account in the mathematical model the influence on the

wear of the flanges of technological and operational deviations of the position of the wheelsets in the bogie from the nominal one.

3. The dependences of the level of steering efforts and the intensity of wear of the flanges when the crew enters a curved section of the track on the position of the wheelsets in the bogie were clarified.

4. The formula for determining the safety margin of wheelsets from derailment was clarified, based on taking into account the influence of the skew angle of the wheelset in the bogie on the critical ratio of vertical load and steering effort.

5. A new scientific approach to reducing wheel pair wheel flange wear is proposed, based on monitoring wheel pair misalignment in the bogie.

Practical significance of the results obtained.

1. The proposed criterion for the feasibility of extraordinary diagnostics of units that affect the geometric parameters of the installation of wheelsets in the bogie is a justification for the introduction of an additional technological operation for controlling the installation of wheelsets in the system for technical maintenance of the running gear of freight cars.

2. Clarification of the formula for determining the stability reserve coefficient against derailment allows improving the safety indicators of freight cars.

3. The research results were used in the development of sections of lecture courses and topics of course design, qualification works and research works of higher education applicants of the State University of Infrastructure and Technologies in the training of bachelors and masters in the OPP "Wagon and Wagon Management" (specialty 273 "Railway Transport") in the teaching of the disciplines: "Technology of Production and Repair of Wagons" (bachelor's training) and "Current Problems of Design, Dynamics and Calculation of New Wagon Structures" (master's training) (Act of Implementation in the State University of Infrastructure and Technologies).

4. The results of the research were used in the state enterprise "Ukrainian Research Institute of Carriage Building" (UkrNDIV) and implemented: a refined formula for determining the stability reserve coefficient against derailment, based on

taking into account the dependence of the critical ratio of vertical load and directional force on the angle of incidence of the wheelset on the rails, which allows for theoretical studies to obtain more accurate results of calculations of the stability reserve coefficient of cars against derailment and, thus, improve the safety indicators of freight cars; (Act of implementation of the State Enterprise «UkrNDIV»).

5. Based on the study of the interaction of freight cars with rails in curved sections of the track and monitoring of the skew of wheelsets in bogies in operation, it has been proven that there is a need to introduce the standardization of the skew of wheelsets in bogies of freight cars of type 18-100 and their modification into the technical diagnostics and repair system.

The INTRODUCTION substantiates the relevance of the thesis topic, its connection with scientific programs, puts forward a research hypothesis, formulates the goal and objectives of the study, defines the object and subject of the study, indicates the research methods, defines the scientific novelty of the thesis, practical significance and provides data on the implementation of the results.

In SECTION 1, statistical data on the undercutting of the wheel flanges of freight cars on the railways of Ukraine are provided. As stated, the number of wheel pairs with the same thickness of the flanges does not exceed 20%. In 15% of wheel pairs, the difference in the thickness of the flanges is up to 6 mm, and in 65% of wheel pairs, the flange wear is observed in only one wheel.

The author conducted a comparative analysis of data on the wear of the flanges of freight cars at the Darnytsia wagon depot and passenger cars at the Kyiv-Passenger wagon depot. In the process of analysis, a fundamental difference in the nature of wear of the wheel flanges of wheel pairs of bogies of different designs was revealed: bogies with a rigid frame on passenger cars and bogies with a non-rigid frame of the 18-100 model.

An analysis of studies of wear of the flanges of freight cars and factors affecting its intensity was conducted. The dependence of wheel wear on the profile of the rolling surfaces was studied by a large number of scientists. In particular, these are Ukrainian

researchers E. Blokhin, E. Danilenko, S. Kutsenko, V. Masliyev, O. Reidemeister, S. Sapronova, O. Sladkovsky, V. Tkachenko, V. Ushkalov and others.

An analysis of studies of the influence of deviations of the geometric parameters of the chassis from the nominal ones was conducted. It was proved that the angle of incidence, or angle of attack, of the wheel pair on the rail is an indirect factor determining the intensity of wear in the contact pair "flange-rail". In this regard, it is of interest to study the distribution of force and kinematic parameters in the ridge contact of the wheel and rail.

A review of studies of directing forces in the ridge contacts of wheels with rails, tangential forces in the contacts of wheels with rails is conducted.

In SECTION 2, the design of bogies of freight cars of the 18-100 model is considered. About 90% of freight cars on the railways of Ukraine have bogies of various modifications of the 18-100 model. When analyzing the shortcomings of this type of bogies, the low parallelogram rigidity of the prefabricated frame of the bogie in the plan is first of all mentioned due to the non-rigid connection of the super-spring beam with the sidewalls of the frames. The possibility of longitudinal runs of the sidewalls of the frame in motion relative to each other by up to 15–20 mm and, as a result, skewing of the wheel pairs relative to the nominal position in the bogie frame is characteristic. The latest innovative modifications of the 18-100 bogie are the bogies of models 18-4129 and 18-9817.

Publications on the direction of wagons along the rail track and the conditions of stability against derailment are considered. Up to 25% of the main causes of disasters, accidents and serious incidents on the railway are due to the derailment of wheelsets from the rails. The classic safety criterion for the movement of rail crews is the coefficient of stability against derailment, in the form of the ratio of the transverse force to the vertical load of the wheel on the rail - the Nadal criterion.

The criterion for the derailment of wheelsets from the rail was refined by modeling the movement of the wheelset in the rail track with an angle of attack α . The case when the load in the main contact of the inbound wheel – in the contact K_{21} – is zero is taken as the derailment condition.

The proposed refinement of the safety criterion for derailment of a wheelset – the classical Nadal formula – offers more stringent requirements for the maximum permissible ratio of the steering force to the vertical load of the wheel at higher values of the friction coefficient in the ridge contacts and ridge inclination angles greater than 60 degrees.

In SECTION 3, a study of the dynamic fitting of a freight car bogie in curves was conducted to determine the influence of the design features of type 18-100 bogies, the geometric parameters of the installation of wheelsets in bogies, on the indicators of horizontal dynamics of the car, as well as the wear of the rolling surfaces of the wheels, namely the undercut of the ridges. A mathematical model was built to fit the bogie 18-7055 of the gondola car model 12-7023 of the Kryukiv Wagon Building Plant into the curve.

An example of a freight car wheelset with wheels having a standard unworn rolling surface profile DSTU GOST 9036-88 is considered. When interacting with the bogie with rails, the profiles of new rails P65 (DSTU 4344:2004) are considered.

The angles of inclination of the profiles of the rolling surfaces of the wheels at the points of their contact with the rails and the functional dependences of these angles on the transverse movement of the wheelset in the track, which are necessary for the correct modeling of contact forces when fitting the bogies into the curve, are determined.

The kinematic parameters of contact were determined: slip speeds in wheel-rail contacts, forces in wheel-rail contacts, adhesion forces in wheel-rail contacts.

The mathematical model of the carriage fitting into a circular curve was constructed as a system of equilibrium equations under the action of external forces and moments. The mechanical system of the carriage is represented as three subsystems: the carriage frame system, the first wheel pair system, and the second wheel pair system. A flowchart of the program for solving the system of equilibrium equations of the carriage in the curve was developed. The results of the calculation of the parameters of the dynamic fitting of the 18-7055 carriage into a circular curve were obtained.

The results of the calculations confirmed that the angles of incidence of the wheel pairs on the rails significantly increase with an increase in the total gaps in the rail track. For example, when the bogie is installed obliquely in a track in a curve with a radius of 250 m with a gap of 14 mm, the angle of attack of the first wheel pair (the one that is approaching) is $-0,84^{\circ}$ ($-0,015$ rad), and with a gap of 50 mm $-1,95^{\circ}$ ($0,034$ rad). In a curve of 1000 m $-0,54^{\circ}$ ($-0,009$ rad) and $-1,65^{\circ}$ ($-0,029$ rad), respectively.

In the range of possible operational gaps of wheel pairs in a rail track (14–65 mm), the angles of attack of the approaching wheel pairs (the first wheel pair) can increase from minimum to maximum by 2,3–3,5 times for different radii of curves.

Changing the clearances of the wheelsets in the track δ from 15 mm to 45 mm has the effect of increasing the angles of attack α by 1.6 times in curves with a radius of $\rho=300$ m and by 2,7 times in curves with a radius of $\rho=1250$ m.

The nature of the change in the angles of attack of the wheelsets on the rails from the clearances in the track δ does not depend on the angles of skew of the wheelsets σ . The difference in the angles of attack of the first and second wheelsets ($\Delta\alpha$) of the bogie depends on the radius of the curve and does not depend on the installation of the wheelsets in the bogie and the clearances of the wheelsets in the track. Moreover, it decreases from $0,5^{\circ}$ ($0,01$ rad) for $0,15^{\circ}$ ($0,003$ rad) to for $\rho = 300$ m.

Thus, it is confirmed that the skewed installation of the bogie in the track is more dangerous from the point of view of the stability of the wheelsets with respect to derailment and the intensity of wear of the wheel crests due to the significant values of the angles of incidence of the wheels on the rails.

The running-in of the inner (relative to the curve) sidewall of the bogie frame is a typical case of fitting bogies 18-100 into curved sections of the track. When the skew of the wheelsets in the bogie increases from 0° to $+0,5^{\circ}$, the angles of incidence of the approaching wheelsets increase by 2–3 times.

In SECTION 4, a system for monitoring the misalignment of wheelsets in bogies in operation is developed with a proposal to introduce an additional technological

operation to monitor the misalignment of wheelsets in bogies into the maintenance and repair system of model 18-100 bogies.

In particular, in the device for controlling the skew of wheelsets, it is proposed to use the principle of controlling geometric parameters based on laser topology. It is proposed to introduce an additional technological operation to control the skew of wheelsets in the bogies into the maintenance and repair system of model 18-100 bogies.

A method for diagnosing the technical condition of three-element bogies of freight cars by the difference in the thickness of the wheel crests of the wheelset is proposed. Such a technical solution allows for operational monitoring of the general technical condition of the bogies, which affects the skew of the wheelsets to make a decision on the need for their repair through the analysis of the difference in the thickness of the wheel crests. The proposed method is based on the analysis of known technical solutions of a similar purpose.

A device for controlling the skew of the wheelsets of a freight car in the frame of the bogie model 18-100 has been developed. The proposed device for monitoring the skew of the wheelsets of a railway car in the bogie frame uses the reflections of light beams from laser emitters.

Recommendations are provided regarding the feasibility of introducing standardization of wheelset misalignments into the system of technical diagnostics and repair of freight cars.

Recommendations are provided on the feasibility of introducing permissible standardization of wheel pair misalignments into the system of technical diagnostics and repair of freight cars.

Keywords: *railway transport, rolling stock, freight car, bogie, wheel-rail system, skew, camber, wear, steering forces, stability, mathematical model, dynamics, traffic safety, technical diagnostics, repair.*

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації та відповідають п.8 Постанови КМУ від 12 січня 2022 р. №44:

1. Zub E., Tkachenko V., Sapronova S., Syvakivskiy S. (2024). Determining the influence of wheelset arrangement in the model 18-100 bogies on the level of steering efforts in the wheel-rail flange contacts. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(7(129)), 38–46. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.304328> (стаття у виданні квартилю Q3 проіндексована в базі даних Scopus).

2. Tkachenko V., Sapronova S., Zub E., Morneva M. (2020). Closed Power Loops in the Guidance of Vehicles by Railway Track System. *24th International Scientific Conference. Transport Means 2020: Sustainability: Research and Solutions (Kaunas, Lithuania). Part II*. 554–559. ISSN 1822-296 X (print), ISSN 2351-7034 (online) <https://transportmeans.ktu.edu/wp-content/uploads/sites/307/2018/02/Transport-means-A4-II-dalis.pdf>. (стаття проіндексована в базі даних Scopus).

3. Сапронова С., Ткаченко В., Фоміна А., Зуб Є. (2016). Моделювання рейкових екіпажів і вплив їх конструктивних особливостей на кінематичний опір руху. *Транспортні системи і технології*, 29, 163-175. <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/79> (наукове фахове видання України).

4. Зуб Є. П., Сапронова С.Ю. (2022). Вплив відхилень положення колісних пар вантажного вагона на спрямовуючі зусилля. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології»*, 40, 63-77. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2022-40-6> (наукове фахове видання України).

5. Сапронова С., Ткаченко В., Брайковська Н., Зуб Є. (2021). Науковий підхід до методів збільшення життєвого циклу колісних пар рухомого складу залізниць. *Транспортні системи і технології*, (38), 164-172. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2021-38-161-15> (наукове фахове видання України).

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

6. Зуб Є. П. (2020). Вплив конструктивних особливостей ходових частин рухомого складу на знос гребнів колісних пар. *I Міжнародна науково-технічна конференція «Інтелектуальні транспортні технології», Трускавець–Харків, 24–30 січня, 2020 р. Харків. УкрДУЗТ. 74-76.*

7. Зуб Є. П. (2017). Відновлення поверхонь кочення коліс рухомого складу залізниць. *Науково-практична конференція молодих учених, аспірантів, магістрів і спеціалістів «Залізничний транспорт: сучасні проблеми науки» Державного економіко-технологічного університету транспорту. 5-6.*

8. Зуб Є. П. (2018). Контроль геометричних параметрів поверхонь кочення коліс рухомого складу. *Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених, магістрантів та студентів, «Механіка», 26–30 березня 2018 р. Дніпро: ДНУЗТ ім. В. Лазаряна. 89-92.*

9. Zub E., Sapronov S., Tkachenko V. (2021). Load distribution in railway wheel contacts. *International scientific and practical conference: Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects, 21-26 May 2021, Vlora (Albania). 91-94.*

10. Зуб Є. П., Сапронова С. Ю. (2018). Автоматизований контроль технічного стану колісних пар рухомого складу залізниць в умовах експлуатації. *Науково-практична конференція «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», 16-17 жовтня 2018 р., Київ. 72-75.*

11. Зуб Є. П., Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П. (2019). Вплив перекосу колісних пар рухомого складу залізниць на знос гребнів коліс. *Науково-практична конференція «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», 14-16 листопада 2019 р., Лиман–Сєвєродонецьк: СХУ ім. В. Даля. 45-48.*

12. Sapronova S., Tkachenko V., Zub E. (2017). Restoring of railway rolling stock wheels. *Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects: thesis, 3-12 May 2017, Dresden (Germany) – Paris (France). Severodonetsk: Volodymyr Dahl East Ukrainian National*

University (2017).171-173.

13. Сапронова С. Ю., Ткаченко Є. П., Зуб Є. П. (2017). Збільшення експлуатаційного життєвого циклу коліс рухомого складу залізниць. *Збірник наукових праць VII-Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку транспорту і логістики», 26-28 квітня 2017р. Сєверодонецьк-Одеса: Вид-во СНУ ім. В.Даля.*110-112.

14. Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П., Зуб Є. П., Столяр, М. Г. (2017). Дослідження впливу на ресурс коліс рухомого складу залізниць технологічного зносу. *Науково-практична конференція студентів та молодих вчених «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», 5-7 жовтня 2017 р. Лиман - Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля.* 148-150.

15. Сапронова С. Ю., Зуб Є. П., Ткаченко В. П. (2018). Технологічний знос і його вплив на ресурс коліс рухомого складу залізниць. *Міжнародна науково-технічна конференція «Технології та інфраструктура транспорту», 14–16 травня 2018 р. Харків: УкрДУЗТ,* С. 277-278.

16. Сапронова С. Ю., Ткаченко В.П., Зуб Є. П. (2018). Гострокінцевий накат гребня колеса рухомого складу і рішення по його усуненню. *VIII Міжнародна науково-практична конференція «Транспорт і логістика: проблеми та рішення», Одеса, 23-25 травня 2018р.* 118-121.

17. Ткаченко В., Сапронова С., Зуб Є., Могилко В. (2021). До питання шляхів розвитку високошвидкісного руху на залізницях України. *I Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології засобів транспорту», 23-24 вересня 2021р.* 73-74. http://ptzt.kart.edu.ua/images/filePTZT/PTZT_2021.pdf.

18. Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П., Зуб Є. П. (2021). Визначення залежності інтенсивності зносу коліс рухомого складу залізниць від геометричних параметрів їх профілів. *II Міжнародна науково-технічна конференція «Інтелектуальні транспортні технології», Харків, 27-29 квітня 2021 р. Харків: УкрДУЗТ.* 173.

19. Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П., Зуб Є. П. (2022). Розрахунок кінематичних параметрів та їх перерозподіл між основним і гребневим

контактами колеса із рейкою. *I Всеукраїнська науково-практичної конференція «Транспорт: наука та практика», Сєвєродонецьк–Дніпро–Кам'янець-Подільський, 27 травня 2022 р.* 107-112.

20. Зуб Є. П., Сапронова С. Ю. (2023). Спрямовуючі зусилля в контакті колеса вантажного вагону і рейки. *Матеріали Міжнародної мультидисциплінарної науково-практичної інтернет-конференції молодих дослідників, здобувачів вищої освіти та науковців «СУЧАСНА НАУКА: ІННОВАЦІЇ ТА ПЕРСПЕКТИВИ» (6-7 квітня 2023 р., м. Київ),* 55-58.

21. Зуб Є. П., Сиваківський С. В., Сапронова С. Ю., Воробйов О. В. (2023). Вплив нових технологій і технічних рішень на залізницях України на знос коліс вантажних вагонів. *Proceedings of II International scientific and practical conference for applicants for higher education, of educational and scientists «MODERN RESEARCH: TRANSPORT INFRASTRUCTURE AND INNOVATION TECHNOLOGIES» (29-30 November, 2023),* 1. 180-185.
<https://drive.google.com/drive/folders/12pfkKlChBh08OsKZPqs5fCpkYVpeMjzV>

22. Зуб Є. П., Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П., Сиваківський С. В. Математичне моделювання динамічної системи «візок-колія». *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти, викладачів та науковців «Сучасні дослідження: транспортна інфраструктура та інноваційні технології». Київ: ДУІТ, 2024. С. 135-140.*

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

23. Зуб Є. П., Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П. (2019). Аналіз систем моніторингу параметрів зносу колісних пар рухомого складу залізниць. *Транспортні системи і технології,* 1(33), 107-117.
<https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/156>
<https://doi.org/10.32703/2617-9040-2019-33-1-10> (наукове фахове видання України).

24. Патент на корисну модель №147117 Україна, МПК (2021.01) B61F 11/00, B61F 5/00, H02K 41/00. Спосіб покращення керованості залізничного

транспортного засобу в кривих ділянках колії. С. Сапронова, В. Ткаченко, Є. Зуб, А. Горбань, С. Малюк; заявник та патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій. Заявка № u202006038; заявл. 21.09.2020, зареєстровано в Державному реєстрі України корисних моделей 17.03.2021, бюл. № 11. URL: <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1588362/>.

25. Патент на корисну модель №139073 Україна, МПК В61К 3/2 (2019). Стационарний пристрій для контролю технічного стану колісних пар рухомого складу залізниць / Сапронова С.Ю., Зуб Є.П., Ткаченко В.П., Склярєнко І.Ю.; заявник і патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій (UA). Заявка № u201903965; заявл. 16.04.2019; опубл. 26.12.2019, бюл. № 24. URL: <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1399152/>.

26. Патент на корисну модель № 128693 Україна. МПК (2019): В61К 9/00, В61К 9/12 (2006.01). Пристрій для контролю геометричних параметрів коліс вагонів та локомотивів під час руху. Зуб Є.П., Сапронова С.Ю., Ткаченко В.П.; заявник і патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій (UA). Заявка № u201712944; заявл. 27.12.2017; опубл. 10.10.2018, бюл. № 19. URL: <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/237590/>.

27. Патент на корисну модель № 157697 Україна. МПК (2006.01) В61F 3/0, G01B 5/02 (2006.01). Спосіб діагностування технічного стану триелементних візків вантажних вагонів. Зуб Є.П., Ткаченко В.П., Сапронова С.Ю., Скок П.О. (Україна); власник: Державний університет інфраструктури та технологій; заявл. 09.05.2024; опубл. 13.11.2024, бюл. №46. URL: <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1827012/>

28. Рішення про реєстрацію договору, який стосується права автора на твір № 181-М-21 від 24 грудня 2021 р. Ресурсозбереження при відновленні коліс залізничного рухомого складу. Сапронова С.Ю., Ткаченко В.П., Зуб Є.П. Реєстраційний номер 6534; Заявл. 30.12.2021; Зареєстр. 16.05.2022.

29. Рішення про реєстрацію договору, який стосується права автора на твір № 182-М-21 від 24 грудня 2021 р. Аналіз систем моніторингу параметрів зносу

колiсних пар рухомого складу залiзниць. Сапронова С.Ю., Ткаченко В.П., Зуб
Є.П. Реєстрацiйний номер 6533; Заявл. 30.12.2021; Зареєстр. 16.05.2022.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	24
РОЗДІЛ 1 ФАКТОРИ, ВІД ЯКИХ ЗАЛЕЖИТЬ ІНТЕНСИВНІСТЬ ПІДРІЗУ ГРЕБНІВ КОЛІС ТА СТІЙКІСТЬ ЩОДО СХОДУ КОЛІСНИХ ПАР З РЕЙОК	34
1.1 Обґрунтування гіпотези дослідження	34
1.2 Статистичні дані щодо подрізу гребнів коліс вантажних вагонів на залізницях України.....	35
1.3 Аналіз досліджень зносу гребнів вантажних вагонів та чинників, що впливають на його інтенсивність	37
1.3.1 Загальна характеристика проблеми зносу гребнів	37
1.3.2 Дослідження впливу відхилень геометричних параметрів ходової частини від номінальних.....	40
1.3.3 Розрахункові методи оцінки інтенсивності зношування гребнів коліс вантажних вагонів.	42
1.4 Огляд досліджень спрямовуючих зусиль в гребневих контактах коліс із рейками	45
1.5 Дослідження дотичних сил у контактах коліс із рейками.....	49
1.5.1 Розвиток теорій зчеплення коліс із рейками.....	50
1.5.2 Дослідження характеристик зчеплення.....	52
1.6 Висновки за розділом 1	55
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З РЕЙКАМИ В КРИВИХ.....	57
2.1 Конструкція візків вантажних вагонів моделі 18-100	57
2.2 Спрямування вагонів рейковою колією та умови стійкості щодо сходу з рейок.....	61
2.3 Уточнення критерію сходу колісних пар з рейок.....	65
2.3.1 Кінематика спрямування колісної пари рейковою колією.....	65
2.3.2 Уточнення критерію безпеки щодо сходу коліс з рейок Надаля	67

2.4 Висновки за розділом 2	72
РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОГО ВПISУВАННЯ ВІЗКА ВАНТАЖНОГО ВАГОНУ У КРИВУ ДІЛЯНКУ КОЛІЇ	74
3.1 Математичне моделювання вписування візка моделі 18-7055 в криву ділянку колії	75
3.1.1 Розрахункова схема для дослідження вписування візка в криву	75
3.1.2 Контактні геометричні параметри поверхонь кочення коліс і рейок	79
3.1.3 Кінематичні параметри контактування: швидкості проковзування у контактах коліс із рейками	87
3.1.4 Сили в контактах коліс із рейками	88
3.1.5 Сили зчеплення в контактах коліс із рейками	90
3.1.6 Рівняння рівноваги візка при русі в круговій кривій	91
3.2 Розв'язання системи рівнянь. Отримання розрахункових залежностей.	94
3.2 Результати розрахунку параметрів динамічного вписування візка 18- 7055 в кругову криву.....	96
3.2.1 Залежність кутів набігання колісних пар від поперечного положення колісних пар в колії і радіусу кривої.....	97
3.2.2 Вплив відхилень установки колісних пар у візку на кути набігання колісних пар на рейки	101
3.2.3 Залежність спрямовуючих зусиль в гребневих контактах коліс із рейками від установки колісних пар у візку.....	103
3.3 Висновки за розділом 3	106
РОЗДІЛ 4 НОРМУВАННЯ ДОПУСТИМИХ ПЕРЕКОСІВ КОЛІСНИХ ПАР У ВІЗКАХ	107
4.1 Моніторинг перекосу колісних пар у візках в експлуатації.....	107
4.2 Спосіб діагностування технічного стану трьохелементних візків вантажних вагонів за різницею товщин гребнів коліс колісної пари	108
4.3 Пристрій для контролю перекосу колісних пар вантажного вагона у	

рамі візка моделі 18-100.....	113
4.4 Порядок роботи з вимірювальним пристроєм для контролю перекосу колісних пар у рамі візків	119
4.5 Стаціонарний пристрій для контролю технічного стану колісних пар рухомого складу залізниць	123
4.6 Експериментальні дані щодо взаємозв'язку однобічного зносу гребнів коліс і перекосу колісних пар у візку	126
4.7 Аналіз причини виникнення перекосів колісних пар у візках	130
4.8 Пропозиції щодо змін системи технічного обслуговування та ремонту візків вантажних вагонів.	131
4.9 Висновки за розділом 4	133
ВИСНОВКИ	1356
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	1389
ДОДАТКИ	1576
Додаток А	1576
Додаток Б	1572
Додаток В.....	1574

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Українські залізниці є одними з найбільш розвинутих на євразійському континенті Європі. Особливістю рухомого складу Укрзалізниці є значний ступінь зношеності парку вантажних вагонів. Строк служби переважної кількості вагонів перевищує або наближається до встановленого заводом-виробником строку експлуатації. Близько 90% вантажних вагонів Укрзалізниці мають візки моделі 18-100 різних модифікацій. Як відомо, особливістю конструкції візків моделі 18-100 є нежорстке з'єднання боковин рами візка із проміжною балкою, що створює передумови для перекосів колісних пар у візках.

Здобувачем висунуто гіпотезу, відповідно до якої, перекози колісних пар у візках є суттєвою причиною підвищення гребневих спрямовуючих зусиль в контактах коліс з рейками. Підвищені навантаження у гребневих контактах, як первинна причина, в свою чергу, викликають низку інших негативних явищ: підвищення інтенсивності зносу (підрізу) гребнів, підвищення зносу бокових поверхонь головок рейок, зниження коефіцієнту запасу стійкості вагонів від сходу з рейок тощо. У відкритих інформаційних джерелах вкрай мало даних щодо дійсної статистики відхилень установки колісних пар у візках та вплив геометричних параметрів установки колісних пар у візках на рівень спрямовуючих зусиль та знос в гребневих контактах коліс з рейками. Також важливо, що система технічного обслуговування візків вантажних вагонів не містить технологічних операцій щодо перевірки геометричних параметрів установки колісних пар у візках.

Для перевірки цієї гіпотези необхідно провести низку досліджень для отримання залежностей, які досі не відомі, наприклад, характеристики впливу перекосів колісних пар у візку на рівень спрямовуючих зусиль в гребневих контактах, як основного фактору підвищення інтенсивності підрізу гребнів коліс.

Дисертація присвячена вирішенню актуального наукового завдання зменшення зносу гребнів коліс вантажних вагонів на основі нормування

допустимих перекосів колісних пар у візках вантажних вагонів, яке сприятиме забезпеченню безпечної експлуатації даного типу рухомого складу і матиме істотне значення в галузі знань 27 – Транспорт.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертація виконана з урахуванням Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року іншими нормативними документами Укрзалізниці. Здобувач є виконавцем наступних держбюджетних та ініціативних науково-дослідних робіт в Державному університеті інфраструктури та технологій.

1. «Заощадження енергетичних та матеріальних ресурсів на тягу поїздів на основі досліджень опору руху залізничного рухомого складу» (№ДР 0116U004690) – основний виконавець.

2. «Наукові основи проектування, удосконалення конструкцій і модернізації екіпажних частин традиційного і високошвидкісного рухомого складу залізниць із поліпшеними характеристиками взаємодії з рейковою колією» (№ДР 0119U100048) – основний виконавець.

3. «Дослідження причин виникнення дефектів та інтенсивного зносу коліс вагонів і розробка методів їх фіксації та усунення» (№ДР 0118U004304) – відповідальний виконавець.

Гіпотеза дослідження.

Перекози колісних пар у візках є суттєвою причиною підвищення гребневих спрямовуючих зусиль в контактах коліс з рейками, які приводять до підвищення інтенсивності зносу гребнів, бокових поверхонь головок рейок, зниження коефіцієнту запасу стійкості вагонів від сходу з рейок тощо.

Мета і завдання дослідження.

Метою є наукове обґрунтування та розробка заходів і рекомендацій щодо зменшення зносу гребнів коліс колісних пар вантажних вагонів, пов'язаного із відхиленнями положення колісних пар у візках від номінального.

Для досягнення вказаної мети необхідно вирішити наступні **задачі**:

1. Аналіз факторів, що впливають на інтенсивність зносу гребнів, рівень спрямовуючих зусиль в контактах коліс вантажних вагонів із рейками та стійкість вагонів від сходу з рейок.

2. Теоретичне дослідження впливу відхилень положення колісних пар у візку від номінального на спрямовуючі зусилля в контактах коліс вантажних вагонів із рейками і, як наслідок, – на інтенсивність зносу гребнів;

3. Теоретичне дослідження стійкості від сходу з рейок вантажних вагонів в кривих з урахуванням відхилень положення колісних пар у візку від номінального.

4. Розробка заходів щодо удосконалення системи технічного обслуговування візків вантажних вагонів з метою контролю відхилень положення колісних пар у візку від номінального та зменшення інтенсивності зносу гребнів коліс.

Об'єкт дослідження – процеси горизонтальної силової взаємодії колісних пар вантажних вагонів із рейковою колією.

Предмет дослідження – залежності зносу в гребневих контактах коліс вантажних вагонів із рейками від перекосів колісних пар у візку.

Методи дослідження: методи математичного моделювання складних механічних систем; методи статистичного аналізу масивів експлуатаційних даних; метод динамічного вписування екіпажу в криву ділянку колії; чисельні методи розв'язання систем нелінійних алгебраїчних рівнянь.

Наукова новизна отриманих результатів.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Вперше запропоновано в якості критерія доцільності позачергової діагностики вузлів, які впливають на геометричні параметри установки колісних пар у візку, використовувати різницю товщини гребнів коліс окремих колісних пар.

2. Одержала подальший розвиток теорія фрикційної контактної взаємодії коліс із рейками на основі урахування в математичній моделі впливу на знос гребнів технологічних і експлуатаційних відхилень положення колісних пар у

візку від номінального.

3. Уточнено залежності рівня спрямовуючих зусиль та інтенсивність зносу гребнів при вписуванні екіпажу в криву ділянку колії від положення колісних пар у візку.

4. Уточнено формулу для визначення коефіцієнту запасу стійкості колісних пар від сходу з рейок, на основі урахування впливу кута перекосу колісної пари у візку на критичне співвідношення вертикального навантаження і спрямовуючого зусилля.

5. Запропоновано новий науковий підхід до зменшення зносу гребнів коліс колісних пар, заснований на моніторингу перекосів колісних пар у візку.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Запропонований критерій доцільності позачергової діагностики вузлів, що впливають на геометричні параметри установки колісних пар у візку, є обґрунтуванням впровадження додаткової технологічної операції контролю установки колісних пар в системі технічного обслуговування ходової частини вантажних вагонів.

2. Уточнення формули для визначення коефіцієнту запасу стійкості від сходу з рейок, дозволяє поліпшити показники безпеки руху вантажних вагонів на основі врахування залежності критичного співвідношення вертикального навантаження і прямого зусилля від кута набігання колісної пари на рейки.

3. Результати досліджень використані при розробці розділів лекційних курсів і тематики курсового проектування, кваліфікаційних робіт і науково-дослідних робіт здобувачів вищої освіти Державного університету інфраструктури та технологій при підготовці бакалаврів та магістрів за ОПП «Вагони та вагонне господарство» (спеціальність 273 «Залізничний транспорт») при викладанні дисциплін: «Технологія виробництва та ремонту вагонів» (підготовка бакалаврів) та «Актуальні проблеми проектування, динаміки та розрахунку нових конструкцій вагонів» (підготовка магістрів).

4. Результати досліджень використані в державному підприємстві «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» (УкрНДІВ)

впроваджено: уточнену формулу для визначення коефіцієнту запасу стійкості від сходу з рейок, на основі урахування залежності критичного співвідношення вертикального навантаження і напрямного зусилля від кута набігання колісної пари на рейки, яка дозволяє при теоретичних дослідженнях отримувати більш точні результати розрахунків коефіцієнту запасу стійкості вагонів від сходу з рейок і, таким чином, поліпшити показники безпеки руху вантажних вагонів.

5. На основі дослідження взаємодії вантажних вагонів з рейками в кривих ділянках колії та моніторингу перекосу колісних пар у візках в експлуатації, доведено, що існує необхідність введення нормування перекосів колісних пар у візках вантажних вагонів типу 18-100 та їх модифікації в систему технічної діагностики та ремонту.

Основні результати дисертаційної роботи впроваджено:

1. В державному підприємстві «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» (УкрНДІВ) впроваджено уточнену формулу для визначення коефіцієнту запасу стійкості від сходу з рейок, на основі урахування залежності критичного співвідношення вертикального навантаження і напрямного зусилля від кута набігання колісної пари на рейки. Уточнена формула дозволяє при теоретичних дослідженнях отримувати більш точні результати розрахунків коефіцієнту запасу стійкості вагонів від сходу з рейок і, таким чином, поліпшити показники безпеки руху вантажних вагонів; математичну модель моделювання динамічного вписування візка вантажного вагону у криву ділянку колії для визначення впливу особливостей конструкції візків типу 18-100, геометричних параметрів установки колісних пар у візках на показники горизонтальної динаміки вагона, а також знос поверхонь кочення коліс, а саме – підріз гребнів. Математичну модель побудовано для вписування в криву візка 18-7055 напіввагону моделі 12-7023 (Акт впровадження ДП «УкрНДІВ»).

2. В навчальний процес для здобувачів вищої освіти Державного університету інфраструктури та технологій при підготовці бакалаврів та магістрів за ОПІ «Вагони та вагонне господарство» (спеціальність 273 «Залізничний транспорт») додано в лекційний матеріал додаткові розділи

дисциплін: «Технологія виробництва та ремонту вагонів» (підготовка бакалаврів) та «Актуальні проблеми проектування, динаміки та розрахунку нових конструкцій вагонів» (підготовка магістрів). Матеріали дисертації можуть бути використані при виконанні кваліфікаційних робіт магістра і бакалавра, наукових дослідженнях студентів (Акт впровадження ДУІТ).

Особистий внесок здобувача.

Результати дисертаційної роботи, які виносяться на захист, отримано особисто здобувачем або за його безпосередньої участі.

1. Zub E., Tkachenko V., Sapronova S., Syvakivskiy S. (2024). Determining the influence of wheelset arrangement in the model 18-100 bogies on the level of steering efforts in the wheel-rail flange contacts. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(7(129)), 38–46. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.304328>.

2. Tkachenko V., Sapronova S., Zub E. (2020). Closed Power Loops in the Guidance of Vehicles by Railway Track System. *24th International Scientific Conference. Transport Means 2020: Sustainability: Research and Solutions Kaunas (Lithuania). II*. 554–559. ISSN 1822-296 X (print), ISSN 2351-7034 (on-line) <https://transportmeans.ktu.edu/wp-content/uploads/sites/307/2018/02/Transport-means-A4-II-dalis.pdf>.

3. Сапронова С., Ткаченко В., Фоміна, А., Зуб Є. (2016). Моделювання рейкових екіпажів і вплив їх конструктивних особливостей на кінематичний опір руху. *Транспортні системи і технології*, 29, 163-175. <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/79> (наукове фахове видання України).

4. Зуб Є.П., Сапронова С.Ю. (2022). Вплив відхилень положення колісних пар вантажного вагона на спрямовуючі зусилля. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології»*, 40, 63-77. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2022-40-6> (наукове фахове видання України).

5. Сапронова С., Ткаченко В., Брайковська Н. та Зуб Ю. (2021). Науковий підхід до способів підвищення життєвого циклу коліс залізничних

машин. *Транспортні системи та технології*, (38), 164–172.
<https://doi.org/10.32703/2617-9040-2021-38-161-15> (наукове фахове видання України)

В публікаціях, які відображають основні результати дисертації та написані в співавторстві, здобувачеві належать:

- у [1] – побудовано розрахункову схему та математичну модель посадки візка в криву ділянку колії для отримання уточнених залежностей спрямовуючих зусиль у контактах коліс із рейками від перекосів колісних пар у візках. Уточнено схему навантаження візка зовнішніми силами, в тому числі бічними силами гойдання, що діють на вагон в кривій;

- у [2] – зроблено опис динамічних процесів за допомогою силових потоків при контактуванні колеса та рейки для визначення характеристик керованості рейкових транспортних засобів в прямих та кривих ділянках колії;

- у [3] – на прикладі чотиривісного двох-візкового екіпажу досліджено вплив названих факторів на опір руху в кривих ділянках колії і визначено залежність кутів набігання на рейку напрямної колісної пари від бази візка і радіуса кривої.

- у [4] – висунута гіпотеза, відповідно до якої, порушення номінальної установки колісних пар у візках є основною причиною підвищення спрямовуючих зусиль в гребневих контактах коліс вантажних вагонів з рейками, які приводять до надмірного зносу гребнів коліс вантажних вагонів. Уточнено формулу критичного щодо сходу з рейок співвідношення рамної сили до вертикального навантаження на колесо, на відміну від формули Надаля. Виконано розрахунок кутів набігання колісних пар від зазорів колісної пари в рейковій колії в залежності від різних радіусів кривих для мінімального і максимального кутів перекосу колісних пар у візку.

[5] – зроблений аналіз технічного стану вагонів від якого залежить безпека руху, технологій ремонту коліс, які мають зноси в зоні гребня і по поверхні кочення.

Висновки та положення дисертації реалізовано у нових технічних рішеннях, захищених патентами на корисну модель:

1. Патент на корисну модель №147117 Україна, МПК (2021.01) B61F 11/00, B61F 5/00, H02K 41/00. Спосіб покращення керованості залізничного транспортного засобу в кривих ділянках колії. С. Сапронова, В. Ткаченко, Є. Зуб, А. Горбань, С. Малюк; заявник та патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій. Заявка № u202006038; заявл. 21.09.2020, зареєстровано в Державному реєстрі України корисних моделей 17.03.2021, бюл. № 11. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1588362/>.

2. Патент на корисну модель №139073 Україна, МПК B61K 3/2 (2019). Стаціонарний пристрій для контролю технічного стану колісних пар рухомого складу залізниць / Сапронова С.Ю., Зуб Є.П., Ткаченко В.П., Склярєнко І.Ю.; заявник і патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій (UA). Заявка № u201903965; заявл. 16.04.2019; опубл. 26.12.2019, бюл. № 24. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1399152/>.

3. Патент на корисну модель № 128693 Україна. МПК (2019): B61K 9/00, B61K 9/12 (2006.01). Пристрій для контролю геометричних параметрів коліс вагонів та локомотивів під час руху. Зуб Є.П., Сапронова С.Ю., Ткаченко В.П.; заявник і патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій (UA). Заявка № u201712944; заявл. 27.12.2017; опубл. 10.10.2018, бюл. № 19. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/237590/>.

4. Патент на корисну модель № 157697 Україна. МПК (2006.01) B61F 3/0, G01B 5/02 (2006.01). Спосіб діагностування технічного стану триелементних візків вантажних вагонів. Зуб Є.П., Ткаченко В.П., Сапронова С.Ю., Скок П.О. (Україна); власник: Державний університет інфраструктури та технологій; заявл. 09.05.2024; опубл. 13.11.2024, бюл. №46. URL: <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1827012/>

Апробація результатів дисертації.

Матеріали дисертації доповідалися, обговорювалися та отримали схвалення на наступних науково-технічних та науково-практичних конференціях.

1. Науково-практична конференція студентів та молодих вчених «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», Лиман - Сєвєродонецьк: СНУ ім. В. Даля. 2017 р.

2. Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених, магістрантів та студентів. «Механіка», Дніпро: ДНУЗТ ім. В. Лазаряна. 2018 р.

3. Науково-практична конференція «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», Київ. 2018 р.

4. VII, VIII Міжнародні науково-практичні конференції «Проблеми розвитку транспорту і логістики», Сєвєродонецьк-Одеса: СНУ ім. В. Даля. 2017, 2018 рр.

5. Міжнародна науково-технічна конференція «Технології та інфраструктура транспорту», Харків: УкрДУЗТ. 2018 р.

6. Науково-практична конференція «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», Лиман–Сєвєродонецьк: СНУ ім. В. Даля. 2019 р.

7. 23, 24 International Conference «Transport Means»: Sustainability: Research and Solutions. Kaunas (Lithuania). 2019, 2020 рр.

8. I, II Міжнародні науково-технічні конференції «Інтелектуальні транспортні технології», Трускавець–Харків, УкрДУЗТ. 2020, 2021 рр.

9. International scientific and practical conference: Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects. Dresden (Germany) 2017, Vlora (Albania), 2021.

10. I Всеукраїнська науково-практичної конференція «Транспорт: наука та практика», Сєвєродонецьк–Дніпро–Кам'янець-Подільський, 2022 р.

11. Науковий семінар факультету «Інфраструктура та рухомий склад залізниць», 25 червня 2022 р.

12. Міжнародна мультидисциплінарна науково-практична інтернет-конференції молодих дослідників, здобувачів вищої освіти та науковців «СУЧАСНА НАУКА: ІННОВАЦІЇ ТА ПЕРСПЕКТИВИ», Київ, 6-7 квітня 2023 р.

13. II International scientific and practical conference for applicants for higher education, of educational and scientists «MODERN RESEARCH: TRANSPORT INFRASTRUCTURE AND INNOVATION TECHNOLOGIES», Kyev, 29-30 November, 2023.

14. III Міжнародна науково-практична конференція здобувачів вищої освіти, викладачів та науковців «Сучасні дослідження: транспортна інфраструктура та інноваційні технології», Київ, 28-29 листопада 2024 р.

Публікації. Матеріали дисертації опубліковані у 5-х основних наукових працях, що відповідають п. 8 «Порядку присудження ступеня доктора філософії та скасування рішення разової спеціалізованої вченої ради закладу вищої освіти, наукової установи про присудження ступеня доктора філософії» затвердженого постановою КМУ № 44 від 12.01.2022 р. із змінами внесеними згідно з Постановою КМ №507 від 03.05.2024 р., з яких 2 праці у закордонних виданнях (1 – індексована в наукометричній базі Scopus та має квартиль Q3, 1 – у закордонному виданні, яка має ISSN 1822-296 X (print), ISSN 2351-7034 (online)), 3 праці у фахових виданнях затверджених МОН України. Також опубліковано 24 додаткові наукові праці (4 патенти України на корисну модель, 2 свідоцтва про авторське право, 1 наукова стаття, 17 праць апробаційного характеру).

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків та додатків. Повний обсяг складає 167 сторінок, у тому числі 104 сторінки основного тексту, 10 сторінок додатків, 5 таблиць, 59 рисунків. Список використаних джерел включає 162 найменування на 17 сторінках.

РОЗДІЛ 1 ФАКТОРИ, ВІД ЯКИХ ЗАЛЕЖИТЬ ІНТЕНСИВНІСТЬ ПІДРІЗУ ГРЕБНІВ КОЛІС ТА СТІЙКІСТЬ ЩОДО СХОДУ КОЛІСНИХ ПАР З РЕЙОК

1.1 Обґрунтування гіпотези дослідження

Основним науковим завданням дисертації є зменшення зносу гребнів коліс вантажних вагонів на основі нормування допустимих перекосів колісних пар у візках вантажних вагонів, яке сприятиме забезпеченню безпечної експлуатації даного типу рухомого складу і матиме істотне значення галузі знань 27 – Транспорт.

У роботі висунуто гіпотезу дослідження, відповідно до якої перекоіс колісних пар у візках вантажних вагонів, що накопичується в процесі експлуатації, є основною причиною підвищення спрямовуючих сил в контактах гребнів коліс з рейками. Підвищені спрямовуючі сили, з іншого боку, є причиною підвищення інтенсивності бокового зносу гребнів та зниження коефіцієнту запасу стійкості щодо від сходу вантажних вагонів з рейок. Причиною цих явищ є конструктивна особливість візків вантажних вагонів моделі 18-100 – нежорстке з'єднання боковин з проміжною балкою. Разом із значною зношеністю вагонів це створює вірогідність перекосів колісних пар у візках щодо їх номінального положення.

Відсутність єдиних міжнародних вимог до технічного обслуговування вантажних вагонів з візками типу 18-100 та їх аналогами приводить до того, що перекоіси колісних пар не контролюються. В результаті їх виникнення збільшується знос гребнів коліс, підвищений опір руху, які приводять до виникнення небезпечної ситуації сходу вагону з рейок.

Схему перекоісної установки колісних пар у візку через забіганні боковин рами візка наведено на рис. 1.1, де кут перекоісу осей у візку визначається за формулою:

$$\mu = a/A, \quad (1.1)$$

де a – відносне повздовжнє зміщення боковин рами візка, мм;

A – відстань між осями боковин рами візка, мм.

Відповідно до даними, наведеними у дослідженнях [1, 2] зміщення a в експлуатації може досягати до 14 мм. Для візків моделі 18-100 різних модифікацій $A = 2,04$ м. При цьому максимальний кут перекосу осей колісних пар у рамі візка σ може досягати 0,008 рад (0,46 град).

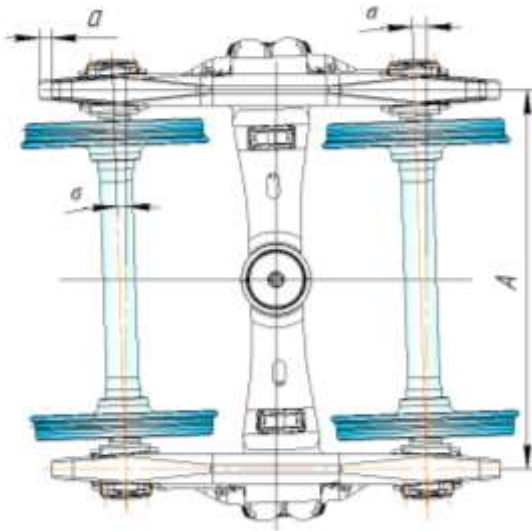


Рисунок 1.1 – Схема перекісної установки колісних пар у візку при забіганні бокових рам

1.2 Статистичні дані щодо підрізу гребнів коліс вантажних вагонів на залізницях України

У статті [3] на основі обробки даних про знос гребнів вантажних вагонів наведено дані про різницю товщини гребнів коліс окремих колісних пар. Як стверджується, кількість колісних пар з однаковою товщиною гребнів не перевищує 20%. У 15 % колісних пар різниця у товщині гребнів складає до 6 мм, а у 65% колісних пар знос гребня спостерігається взагалі лише в одного колеса.

Здобувачем проведено порівняльний аналіз даних про знос гребнів коліс вантажних по вагонному депо Дарниця і пасажирських вагонів по вагонному

депо Київ-Пасажирський. В процесі аналізу виявлено принципову різницю у характері зносу гребнів коліс колісних пар візків різної конструкції: візків з жорсткою рамою на пасажирських вагонах і візків з нежорсткою рамою моделі 18-100 [75].

Основним параметром, що аналізувався, була різниця між товщиною гребня правого і лівого коліс колісної пари. Відповідно до висунутої гіпотези, нежорстке з'єднання боковин рами візків 18-100 може бути причиною прогресуючого в експлуатації перекосу колісних пар і, як наслідок, переважаючого зносу гребнів одного з коліс колісних пар [].

При аналізі даних експерименту було прийнято декілька припущень:

1) накопичення перекосу пов'язано із нерівномірним навантаженням фрикційних поверхонь рами візка, що фіксують надресорну балку відносно боковин рами – буксових напрямних накладок та фрикційних клинів гасників коливань;

2) товщина гребнів коліс, зворотно-пропорційна інтенсивності зносу гребнів;

3) різниця у товщині гребнів лівого і правого коліс колісних пар є непрямым підтвердженням наявності в експлуатації довготривалого переважного одностороннього перекосу колісних пар у рамі візка.

В дисертації було проаналізовано дані з журналів огляду колісних пар вагонного депо Київ-Пасажирський з жовтня 2020р. по грудень 2021 р. та вагонного депо Дарниця з вересня 2016 р. по грудень 2021р.

Щільність розподілу різниці товщини гребнів коліс колісних пар

$$\varphi(\Delta b) = \left(\frac{1}{\sigma_{\Delta b} \sqrt{2\pi}} \right) e^{-\frac{(\Delta b - m)^2}{2\sigma_{\Delta b}^2}}, \quad (1.2)$$

де Δb – абсолютна різниця товщин гребнів правого і лівого коліс колісної пари;

m – математичне сподівання різниці товщин гребнів коліс колісної пари;

$\sigma_{\Delta b}$ – дисперсія Δb .

Таблиця 1.1 – Статистичні характеристики розподілу абсолютної різниці товщини гребня лівого і правого коліс колісних пар

Типи вагонів: пасажирські, вантажні	Абсолютна різниця товщини гребня коліс колісної пари	
	Математичне очікування, m , мм	Дисперсія, $\sigma_{\Delta b}$
Вагонне депо Київ-Пасажирський (пасажирські вагони)	1,9	0,71
Вагонне депо Дарниця (вантажні вагони)	3,7	0,96

Математичне сподівання m визначається, як середнє значення абсолютних різниць товщин гребнів коліс колісних пар.

Дисперсія $\sigma_{\Delta b}$ визначається, як розсіяння випадкової величини Δb відносно середнього значення, тобто математичного сподівання m . Дисперсія дорівнює математичному сподіванню квадрата відхилення Δb відносно її математичного сподівання m

$$\sigma_{\Delta b} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\Delta b - m)^2.$$

На рис. 1.2 наведено графіки щільності розподілу абсолютної різниці товщини гребнів коліс колісних пар по пасажирським вагонам (депо Київ-Пасажирський) і вантажним вагонам (депо Дарниця).

1.3 Аналіз досліджень зносу гребнів вантажних вагонів та чинників, що впливають на його інтенсивність

1.3.1 Загальна характеристика проблеми зносу гребнів

Проблема інтенсивного зношення гребнів коліс рухомого складу стала однією з «вічних» проблем залізниці. Суттєво вона означилася з 80-тих років минулого століття. Різні дослідники висунули різні причини цього негативного явища. Дехто з них бачив його причину у звуження номінальної ширини колії з

1524 до 1520 мм, яка припала як раз на ці роки [4]. Інші дослідники вважали, що причиною є заміна осевих підшипників ковзання вагонів на підшипники кочення. Вони вважали, що підшипники ковзання, завдяки більшим радіальним та осевим зазорам, сприяють встановленню колісної пари у радіальне положення в кривих.

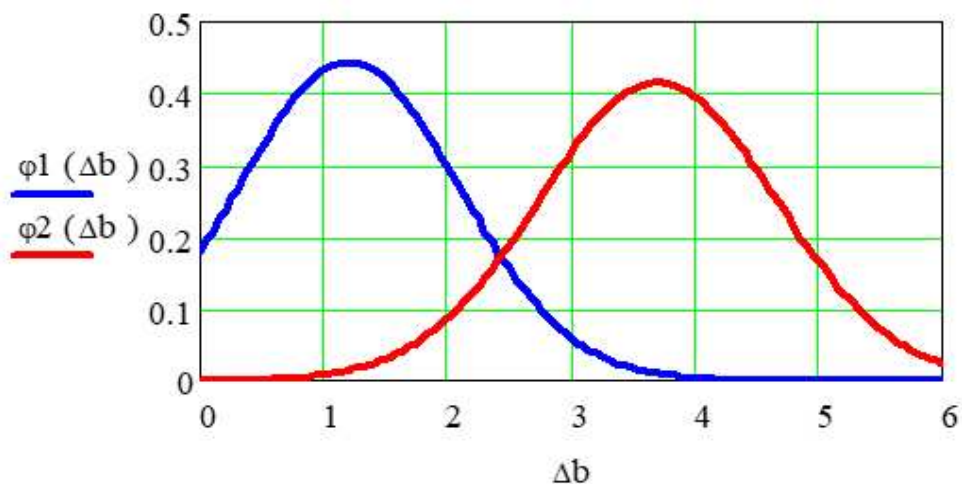


Рисунок 1.2 – Щільність розподілу абсолютної різниці товщини гребнів коліс колісних пар в експлуатації: $\phi_1(\Delta b)$ – по депо Київ-Пасажирський (пасажирські вагони); $\phi_2(\Delta b)$ – по депо Дарниця (вантажні вагони)

Відомі також думки про негативний вплив на знос гребнів застосування рейок важких типів, залізобетонних шпал та жорстких кріплень у конструкції колії. Вважається, що жорстка колія має меншу здатність щодо поглинання енергії коливань кузова, візків та колії. При жорсткій колії більша частина цієї енергії перетворюється на роботу сил тертя, від яких залежить інтенсивність зношування гребнів коліс [5].

У низці досліджень, проведених вченими та спеціалістами колишнього СРСР було висунуто припущення, що збільшення інтенсивності зносу гребнів пов'язано із заміною стандарту ширини колії з 1524 на 1520 мм. Інша група спеціалістів всупроти цьому доводила, що кореляція між звуженням колії і інтенсивністю зносу гребнів коліс рухомого складу відсутня, тобто звуження колії не є першопричиною підвищення інтенсивності зносу гребнів. Велика

кількість досліджень була також присвячена з'ясуванню впливу конструктивних характеристик і стану рухомого складу на показники зношування коліс. Загальним для всіх досліджень є висновок, що основна причина підвищення зносу гребнів криється в конструкції, характеристиках та стані ходової частини рухомого складу.

Залежність зносу коліс від профілю поверхонь кочення досліджувалися великою кількістю науковців. Зокрема це українські дослідники Є. Блохін [6, 117], Є. Даніленко [118], С. Куценко, В. Маслієв [63, 65], Рейдемейстер [74], С. Сапронова [115], В. Ткаченко [123], В. Ушкалов [7] та інші.

Оригінальне пояснення зменшення пробігів колісних пар між обточками запропоновано у роботах [8–10]. Автори доводять суттєвий вплив системи гранично-допускових параметрів зносу гребнів та метрологічних методів їх контролю на міжремонтні пробіги колісних пар.

Всі без виключення дослідники інтенсивності подрізу гребнів визнають, що суттєвою причиною інтенсивного зносу гребнів коліс є підвищенні контактні навантаження на гребні при русі в кривих ділянках колії, тобто динаміка спрямування колісних пар рейковою колією.

Аналіз двох основних напрямків зменшення інтенсивності зношування гребнів коліс наведено у роботах [70, 74].

Перший з напрямків заснований на застосуванні матеріалів, здатних витримувати високі навантаження в зоні контакту та зменшувати їх шляхом зменшення коефіцієнта тертя. Другий напрямок заснований на зменшенні навантажень у контактах коліс із рейками. Запропоновано наступні шляхи вирішення проблеми підвищеної інтенсивності зношування поверхонь кочення колісних пар:

- застосування коліс підвищеної твердості на основі нових марок сталі;
- використання лубрикаторів у колісно-рейкових контактах;
- вдосконалення конструкції візків;
- використання поліпшеного профілю колеса.

Підвищення твердості поверхонь гребнів коліс дозволяє суттєво знизити

інтенсивність його зношування, однак це призводить до зростання інтенсивності зношування рейок. Загальною думкою є висновок, що подальше підвищення твердості елементів пари «колесо–рейка» не може вирішити проблеми, оскільки призведе до зменшення утомної міцності колеса.

Як показує досвід використання лубрикаторів може суттєво знизити інтенсивність зношування поверхонь гребнів та рейок. Але гребенезмащувачі усувають скоріше наслідки, ніж причини явища. Крім того, змащування потребує лише обмежена ділянка в районі викружки профілю колеса. Потрапляння ж мастила на поверхню кочення коліс локомотивів категорично небажане. Таким чином, повинна бути висока точність подачі і дозування мастила, в той час як це ускладняється наявністю відносних переміщень елементів візка.

Заманливим шляхом вирішення проблеми зносу гребнів є удосконалення конструкції в'язків між колісними парами і рамою візка, для усунення основної причини надмірних динамічних навантажень у контактах коліс і рейок.

1.3.2 Дослідження впливу відхилень геометричних параметрів ходової частини від номінальних

Додаткове притиснення гребнів коліс до рейок виникає через низку причин:

- надмірну різницю між діаметрами кругів кочення коліс однієї колісної пари;
- надмірну нерівномірність навантаження коліс колісної пари;
- перекіс колісних пар у рамі візка, що виник при збірці візка;
- розпирання візків у рейковій колії при гальмуванні поїзда тощо.

Максимальна нормальна сила притиснення гребня колеса до бокової грані головки рейки N_{δ} при різниці діаметрів середніх кругів кочення коліс, згідно [126] визначається за формулою

$$N_{\delta} = Y_p' + \sqrt{(Y_p')^2 + c \cdot m \cdot (v_c')^2}, \text{ Н} \quad (1.3)$$

де Y_p' – рамна сила притиснення гребня колеса до головки рейки, Н;

m – маса колісної пари, кг;

c – жорсткість рейкової колії в поперечному горизонтальному напрямку, Н/м;

v_c' – швидкість руху колісної пари, м/с.

При цьому

$$Y_p' = M \cdot \left(\frac{V_{\epsilon}^2}{R} - \frac{h_o \cdot g}{S} \right), \text{ Н} \quad (1.4)$$

де M – питома підресорена маса на одну колісну пару, кг;

V_{ϵ} – швидкість руху вагона, м/с;

R – радіус кривизни колії, м;

h_o – піднесення зовнішньої рейки в кривій, м;

S – ширина колії, м.

Формулу для визначення нормальних реакцій в гребневих контактах коліс з рейками в залежності від різниці діаметрів коліс, наведено у статті [121]

$$N_{\sigma} = \frac{2M}{S} \left[V_{\epsilon}^2 \frac{(D_1 - D_2) - [\Delta D]}{D_1} g \cdot h_o \right], \text{ Н} \quad (1.5)$$

де D_1, D_2 – діаметри правого і лівого коліс колісної пари по кругах кочення, м;

ΔD – максимально-допустима різниця діаметрів коліс, м.

За думкою багатьох дослідників, відносно проковзування поверхонь гребня і рейки у поєднання з високим тиском гребня на головку рейки є основними факторами, що визначають рівень інтенсивності зносу.

У роботах [128–130] групою дослідників під керівництвом В. Ушкалова проаналізовано низку факторів, що впливають на знос гребнів коліс. визначено причини переважного зносу гребнів. За думкою авторів інтенсивність

зношування гребнів залежить від: ширини колії, несиметричності установки і перекосу колісних пар у візках, різниці у діаметрах коліс однієї колісної пари, конструкції ходової частини і її параметрів, стану рейкової колії, форми профілів поверхонь кочення коліс і рейок. Автори не вважають, що причиною підвищеного зносу гребнів став перехід на колію 1520 мм і спростовують думку про те, що зниження інтенсивності зносу можна одержати зменшенням первісної товщини гребня колеса. Навпаки, приділяється вагома роль у підвищенні інтенсивності зносу належить різниці діаметрів коліс однієї колісної пари. Доведено, що при різниці діаметрів коліс на 5 мм інтенсивність зношування може зростати на 50–80%.

До схожих висновків приходить і Е. Сокол. У статті [1] він доводить, що зменшення товщини гребня не зменшує знос в кривих, а в прямих, до того ж, призводить до його збільшення. Також, за його твердженням, повздовжнє зміщення боковин рами візка межах ± 3 мм суттєво не впливає на інтенсивність зносу гребнів коліс. У той же час, непаралельність колісних пар відносно рами візка у межах $\pm 0,005$ рад (0,28 град.), що можливе при повздовжньому забіганню букс на ± 4 мм, призводить до підвищення інтенсивності зносу гребнів у 1,5–2 рази.

Питання впливу відхилень геометричних параметрів установки колісних пар у візках досліджувалися також Вазелером (*Baseler W*) [132].

1.3.3 Розрахункові методи оцінки інтенсивності зношування гребнів коліс вантажних вагонів.

Найчастіше інтенсивність зношування гребнів коліс оцінюють за фактором зношування, що визначається за наступною формулою [64]

$$I = N \cdot \mu \cdot V_{np}, \quad (1.6)$$

де N – нормальна реакція в контакті поверхонь гребня і рейки, Н;

μ – коефіцієнт тертя в контакті;

V_{np} – швидкість відносного проковзування в контактi, м/с.

Для порівняльної оцінки експлуатаційних якостей екіпажів часто використовують спрощений фактор зношування:

$$I = N \cdot V_{np}. \quad (1.7)$$

Х. Хейман (*Heuman*) у монографії «Спрямування екіпажів рейковою колією» [2] розглядає вплив на зношування тільки поперечної складової швидкості ковзання в контактi, зневажаючи поздовжньою, вважаючи її порівняно малою, приводить наступну формулу для критерію зношування

$$I = \frac{Y \cdot x_i \cdot \mu}{\rho \cdot R \cdot \sin(2\beta)}, \quad (1.8)$$

де Y – спрямовуюче зусилля в контактi колеса з гребнем, Н;

x_i – відстань колісної пари від центру повороту екіпажу, м;

ρ – радіус кривої ділянки колії, м;

R – середній радіус поверхні кочення коліс, м;

β – кут нахилу гребня, рад.

В роботі [63] для критерію зносу гребнів запропоновано наступну залежність

$$I = \frac{\mu \cdot Y \cdot V_k}{2\pi \cdot (R + a) \cdot \sin(\beta)}, \quad (1.9)$$

де V_k – сумарна швидкість ковзання в контактi, що визначається, як сума повздовжнього і поперечного ковзання, м/с;

a – відстань від поверхні кочення головки рейки до контакту гребня з рейкою або глибина точки контакту, м.

У роботі [8] пропонується оцінювати інтенсивність зносу поверхонь кочення коліс на основі рівняння енергії зносу, для визначення якої пропонується формула

$$A = \mu \cdot Y \cdot (R + t) \cdot \frac{x_i \cdot \alpha \cdot \operatorname{tg}(\beta)}{\rho}, \quad (1.10)$$

де α – кут набігання колеса на рейку, рад;

μ – коефіцієнт тертя в контакті колеса з рейкою;

R – радіус поверхні кочення колеса, м;

ρ – радіус кривої ділянки колії, м;

x_i – відстань від осі колісної пари до полюсу повороту візка, м;

t – відстань по вертикалі між гребневим і основним контактами, м.

Авторами роботи [65] на основі енергетичного підходу для оцінки і прогнозування зносу гребнів запропоновано критерій під назвою «прогноз-зношування», заснований на формулі, яка у спрощеному вигляді виглядає так

$$I = X \cdot W, \quad (1.11)$$

де X – приведений коефіцієнт інтенсивності зношування гребнів;

W – механічна робота сил тертя в гребневому контакті, Дж.

В дослідженні [104] на основі статистичних досліджень визначено приведений коефіцієнт інтенсивності зношування $X = 6,4 \cdot 10^{-5} \frac{\text{мм}}{\text{кН} \cdot \text{м}}$.

Роботу сил тертя W можна визначити за, як суму елементарних робіт на певному відрізку часу

$$W = \int_0^t N \cdot V \cdot \mu \cdot dt, \text{ Дж} \quad (1.12)$$

де N – нормальне навантаження у гребневому контакті, Н;

V – швидкість проковзування у контакті гребня і рейки, м/с;

μ – коефіцієнт кулонівського тертя;

Усі без виключення дослідники вважають корисним зменшення кутів набігання коліс на рейки.

Як видно за даними більшості дослідників, знос поверхонь кочення коліс і рейок залежить від наступних основних факторів:

- нормального контактного навантаження, пов'язане із спрямовуючим зусиллям з боку рейкової колії;
- швидкості відносного проковзування у гребеновому контакті;
- коефіцієнта тертя у гребеновому контакті.

Як непрямий фактор, що визначає інтенсивність зносу у контактній парі «гребінь-рейка» є кут набігання, або кут атаки, колісної пари на рейку.

У зв'язку із цим, становить інтерес дослідження розподілу силових і кінематичних параметрів у гребеновому контакті колеса і рейки.

1.4 Огляд досліджень спрямовуючих зусиль в гребенових контактах коліс із рейками

Питанням горизонтальної взаємодії екіпажів і колії присвячено декілька тисяч робіт, тому повний їх огляд неможливий. Перші фундаментальні дослідження, що суттєво вплинули на розвиток теорії вписування безвізкових екіпажів паровозів у криві ділянки колії були праці, виконані вченими-залізничниками наприкінці XIX – напочатку XX.

Як приклад, Хейман (*Heuman*) запропонував метод, заснований на мінімізації моментів опору обертання екіпажу в кривій. Хейман розглядає поведінку в кривій візків Бісселя, Гельмгольца і зазначає, що напрямна колісна пара попереду візка, як правило набігає на зовнішню рейку і не має вільної установки. Задня напрямна колісна пара, практично завжди має вільну установку.

Системи керованого спрямування екіпажів рейковою колією можуть бути поділені на пасивні і активні.

До пасивних систем управління можна віднести:

- кероване зміщення центра повороту візка назад і зменшення, таким чином, напрямних зусиль на колісній парі, що набігає;
- примусова радіальна установка колісних пар у кривій під дією непогашеної відцентрової сили;
- горизонтальне балансування колісних пар.

У системах активного спрямування використовуються автоматичні пристрої управління параметрами візків за допомогою різних приводів.

Багатьма дослідниками відзначається, що керування спрямуванням екіпажів рейковою колією дозволяє значно зменшити кінематичний опір руху завдяки зниженню горизонтальних реакцій в гребневих контактах [76, 90, 94, 95].

Рухомий склад залізниць, як наземний транспортний засіб, керуються шляхом бічного спрямування рейками, реагуючи на топологію колії, щоб рухатися заздалегідь заданою траєкторією [96, 97, 100-102, 109-111].

Питання керованості рейкових екіпажів розглянуто у серії наукових робіт починаючи з Х. Хеймана (*H. Heyman*) [2], і розвинуто у роботах В. Ткаченка [16, 18–22, 25–27], С. Сапронової [77, 79], де пропонується оцінювати якість керованості рейкових екіпажів за рівнем додаткового впливу з боку екіпажу на колію.

Як відомо, чисте кочення колісної пари рейковою колією без проковзувань є можливим лише при її вільному русі по рейках без взаємодії із рамою візка. При реальному русі колісних пар у складі візка, на неї діють повздовжні і поперечні буксові реакції.

При русі вагона в кривій ділянці колії кожен з головних векторів зовнішніх сил – головний вектор сил (\vec{F}_y) і головний вектор моментів (\vec{M}), дорівнює нулю

$$\vec{F}_y = \vec{F}_i + \vec{F}_k = 0; \quad \vec{M} = \vec{M}_i + \vec{M}_k = 0, \quad (1.12)$$

де \vec{F}_i – головний вектор горизонтальних інерційних сил;

\vec{F}_k – головний вектор спрямовуючих сил в гребневих контактах;

\vec{M}_i – головний вектор моментів горизонтальних інерційних сил,;

\vec{M}_k – головний вектор моментів спрямовуючих сил в гребневих контактах.

Значення горизонтальних реакцій в контактах коліс із рейками залежать від характеристик керованості екіпажу.

Іншим якісним показником керованості екіпажів є кінематичний опір руху, пов'язаний із спрямуванням колісних пар колією. У процесі спрямування екіпажу спостерігається циркуляція силових потоків в замкнутих кінематичних контурах ходової частини. Циркулюючі потоки потужності, пов'язані із спрямуванням колісних пар, є паразитними і створюють значні додаткові проковзування в контактах і як наслідок, механічні втрати, підвищення опору руху і є причиною підвищення інтенсивності зносу гребнів.

Авторами у роботі [31] запропоновано додаткові положення до теорії замкнутих силових контурів на прикладі спрямування екіпажів рейковою колією.

Будь-які проковзування, не пов'язані з реалізацією сили тяги локомотивів, погіршують їх тягово-динамічні і гальмівні якості.

Колісні пари вагонів і локомотивів традиційно складається з двох жорстких коліс, які закріплені на осі. Колісні пари з колесами, що незалежно обертаються, є рідкісним варіантом конструкції ходової частини, наприклад на іспанських електропоїздах Talgo [13].

Як звісно, між гребнями коліс і боковими поверхнями рейок завжди існує зазор (рис. 1.3), необхідний для запобігання заклинювання колісних пар в колії. Цей зазор визначається, як сумарний для зазорів між гребнями коліс і відповідними рейками [16].

Величина зазору залежить від номінальних розмірів колісних пар і колії, нормативних допусків на них та параметрів зносу гребнів і бокових поверхонь рейок.

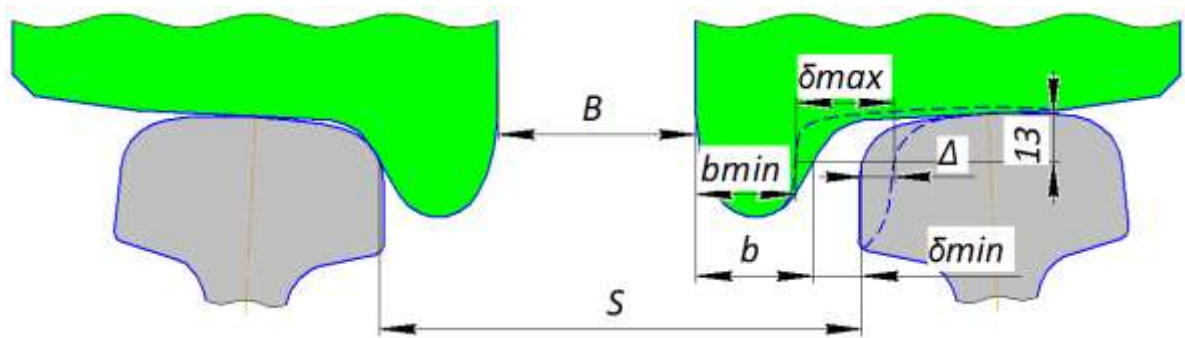


Рисунок 1.3 – Зазор колісної пари в рейковій колії (рисунок запозичено із джерела [16])

Максимальний можливий зазор колісної пари в колії визначається поєднанням крайніх нормативних значень розмірів системи «колесо–рейка»

$$\delta_{max} = S_{max} - B_{min} - 2b_{min} + 2[\Delta] + [\partial], \text{ мм} \quad (1.13)$$

де S_{max} – максимально-можлива ширина колії у прямій ділянці з урахуванням допуску (+ 8 мм), відповідно до «Інструкції із укладки та утримання колії залізниць України» (ЦП-0269) [14]

$$S_{max} = 1520 + 8 = 1528 \text{ мм}; \quad (1.14)$$

B_{min} – мінімально-можлива внутрішня відстань між колесами (допуск –3 мм)

$$B_{min} = 1440 - 3 = 1437 \text{ мм}, \quad (1.15)$$

де b_{min} – мінімально-дозволена товщина гребня. Відповідно до «Інструкції з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць колії 1520 мм» (ВНД 32.0.007.001-2001) [15]: $b_{min} = 25 \text{ мм}$;

$[\Delta]$ – максимально-дозволений боковий знос головки рейки, м;

$[\partial]$ – максимально-дозволена бічна динамічна деформація рейки під дією спрямовуючих зусиль. Відповідно до «Інструкції із укладки та утримання колії

залізниць України» (ЦП-0269) [14]: $[\Delta] = 15$ мм; $[\partial] = 7$ мм.

Мінімально-можливий зазор колісної пари в колії [16]:

$$\delta_{min} = S_{min} - B_{max} - 2b, \text{ мм} \quad (1.16)$$

де S_{min} – мінімально-дозволена ширина колії (допуск – 4 мм), відповідно до «Інструкції із укладки та утримання колії залізниць України» складає

$$S_{max} = 1520 - 4 = 1516 \text{ мм},$$

B_{max} – максимально-можлива внутрішня відстань між колесами (допуск +3 мм)

$$B_{min} = 1440 + 3 = 1443 \text{ мм}, \quad (1.17)$$

де b – товщина гребня нового колеса: $b = 31,8$ мм.

З урахуванням вище наведених формул

$$\delta_{max} = 76 \text{ мм}; \quad \delta_{min} = 14 \text{ мм}. \quad (1.18)$$

1.5 Дослідження дотичних сил у контактах коліс із рейками

Для теоретичних досліджень сил спрямування колісних пар рейковою колією необхідний точний опис дотичних контактних сил і сил зчеплення.

На першому періоді розвитку залізниці питання зчеплення коліс з рейками піднімалися виключно у зв'язку зі зчіпними якостями тягового рухомого складу. Підвищенню максимальної сили тяги за зчепленням в системі колесо-рейка для більш повної реалізації її функції, як рушія, присвячено велику кількість дослідних робіт. Однак, проблема зчеплення коліс з рейками набагато глибша, ніж його аналіз з точки зору тяги. Зчеплення необхідно розглядати у всьому комплексі з урахуванням повної картини горизонтальних сил взаємодії екіпажу і

колії, з огляду на те, що горизонтальні складові контактних сил визначають горизонтальну динаміку екіпажу. І в цьому сенсі доречно було б не виділяти, як окремі проблеми поздовжні явища, пов'язані зі зчіпними якостями, а поперечні – з горизонтальною поперечною динамікою, а розглядати ці явища спільно в рамках повної горизонтальної динаміки. Спроби розгляду питань поздовжнього і поперечного зчеплення окремо, в кращому випадку, як частково пов'язаних, часто призводять до побічних явищ. Наприклад, конструктивні заходи, що поліпшують, динамічні показники, можуть призводити до погіршення інших показників: опору руху; інтенсивності зносу поверхонь кочення тощо.

1.5.1 Розвиток теорій зчеплення коліс із рейками

На початку XX століття, в зв'язку з бурхливим розвитком транспортної техніки, з'явилося відразу кілька наукових теорій, що відображають фізичні закономірності зчеплення коліс з рейками.

Серед них найбільш розробленими і досконалими є:

- теорія пластичного деформування;
- теорія пружних недосконалостей;
- молекулярна теорія;
- молекулярно-механічна теорія.

Широке використання в практиці розрахунків сил зчеплення отримала **теорія псевдоковзання (теорія крипу)** Рейнольдса (*O. Reynolds*) [17]. Теорія Рейнольдса була застосована Картером (*F. Karter*) [58] при розробці методики теоретичного визначення величини ковзання колеса відносно рейки. Картер запропонував формулу, відому сьогодні, як формула крипу

$$\varepsilon = \mu \sqrt{\frac{8P}{ER(1-\sigma^2)} \left(1 - \frac{F}{F_{max}}\right)}, \quad (1.19)$$

де R – радіус кочення колеса, м;

μ – коефіцієнт тертя ковзання;

P – вертикальне навантаження на одиницю ширини контактної поверхні, Н;
 E – модуль пружності матеріалу колеса, Па;
 σ – коефіцієнт Пуассона матеріалу колеса;
 F , F_{\max} – відповідно, тангенціальна сила на одиницю ширини контактної поверхні і її максимальне значення за умовами зчеплення, Н.

Джонсон (K. Johnson) [59] узагальнив теорію Картера на тривимірний випадок кочення двох сфер з урахуванням *поздовжнього і поперечного крипу*. Відповідно до його уявлення, поверхня контакту двох тіл ділиться на дві несиметричні області – область проковзування і область прилипання. Остання має форму еліпса, який передньою по ходу руху вершиною торкається еліпса контакту.

Розвитком теорії Картера можна вважати також *теорію смуг* Холлінга (J. Halling) [60], Хайнеса (D. Hainess) і Олертона (E. Olerton) [61]. Їх наближена теорія розглядає чистий поздовжній кріп з еліптичною областю контакту. При цьому контактна пляма ділиться на ряд смуг, паралельних напрямку кочення, кожна з яких досліджувалася відповідно до теорії Картера без взаємозв'язку між собою.

Значний внесок у розвиток теорій зчеплення належить Калкеру (I. Kalker) [66, 67], який розробив *лінійну теорію крипу*, за якою площею контактної плями, на якій має місце прослизання можна знехтувати, розглядаючи всю площу контакту, як зону зчеплення. Відповідно до цієї теорії в міру того, як частинки поверхні колеса потрапляють в область контакту, вони вступають у взаємодію на передньому краї області контакту. У міру просування по контакту, внаслідок відсутності прослизання розвивається тягове зусилля. Співвідношення між крипом і силами крипу Калкер запропонував у вигляді спрощених лінійних функцій.

Згідно *структурно-енергетичної теорії* всі процеси тертя виникають і розвиваються в результаті двох визначальних явищ, з одного боку – збільшення вільної енергії в системі тертя – активації, з іншого – її зменшення – пасивації.

Металознавчі аспекти структурних фазових переходів і перетворень на

контактуючих поверхнях при терті викладені в працях Джонсона (*K. Johnson*) [59], Барвелл (*F. Barwell*) [68].

Сучасні уявлення про зчеплення колеса з рейкою, базуються на комплексному підході до згаданих вище теорій тертя [124, 125, 136, 151, 154, 156-159].

1.5.2 Дослідження характеристик зчеплення

При математичному моделюванні руху рейкових екіпажів важливим є використання достовірних зовнішніх характеристик зчеплення у контактах коліс з рейками [135, 113-115, 117, 118, 120, 123]. Характеристиками зчеплення прийнято називати залежності коефіцієнту зчеплення від питомої швидкості ковзання у основному контакті. Наявність повздовжнього проковзування коліс відносно рейок є необхідною умовою виникнення в контактах сил зчеплення. Дослідженню характеристик зчеплення присвячена велика кількість робіт.

В. Ткаченко у роботі [33] запропонував характеристики зчеплення представляти у наступному вигляді

$$k_x(\varepsilon_x, \varepsilon_y), \quad k_y(\varepsilon_x, \varepsilon_y), \quad (1.20)$$

де $k_x, k_y, \varepsilon_x, \varepsilon_y$ – відповідно відносні коефіцієнти зчеплення відносні проковзування у контактах, відповідно у повздовжньому і поперечному напрямках.

$$k_x = \frac{\psi_x}{\psi_0}; \quad k_y = \frac{\psi_y}{\psi_0}; \quad \varepsilon_x = \frac{V_{sx}}{V_c}; \quad \varepsilon_y = \frac{V_{sy}}{V_c}, \quad (1.21)$$

де ψ_x, ψ_y – поточні значення коефіцієнтів зчеплення, відповідно у повздовжньому і поперечному напрямках;

ψ_0 – фізичний коефіцієнт зчеплення;

V_{sx}, V_{sy} – швидкості проковзування у центрі контактної плями, відповідно у повздовжньому і поперечному напрямках, м/с;

V_c – швидкість порівняння, м/с. В якості швидкості порівняння може бути прийнята або швидкість руху центру колеса (V), або окружна швидкість кола кочення колеса (ωR).

Наявність висхідної і падаючої гілок характеристики зчеплення підтверджується результатами великої кількості досліджень. На рис. 1.4 показана типова характеристика зчеплення колеса з рейкою. Умовно її можна розбити на три області: 1 – область пропорційності, в якій залежність лінійна; 2 – область пружного проковзування; 3 – область повного ковзання.

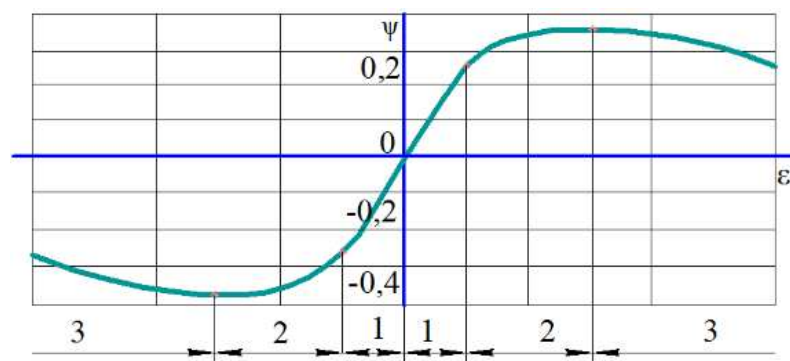


Рисунок 1.4 – Типова характеристика зчеплення колеса з рейкою

Щодо чисельних значень характеристик зчеплення, то тут спостерігається великий їх діапазон.

Барвелл (*F. Barwell*) [68], Маруйама (*H. Mariama*) і Охайама (*T. Ohyama*) [71] виявили значне падіння коефіцієнта зчеплення при підвищеній вологості повітря і при подачі в контакт води (рис. 1.5, 1.6). Чап (*J. Chap*) [72] показав, що при змінному навантаженні коефіцієнт зчеплення менше, ніж при постійному (рис. 1.7).

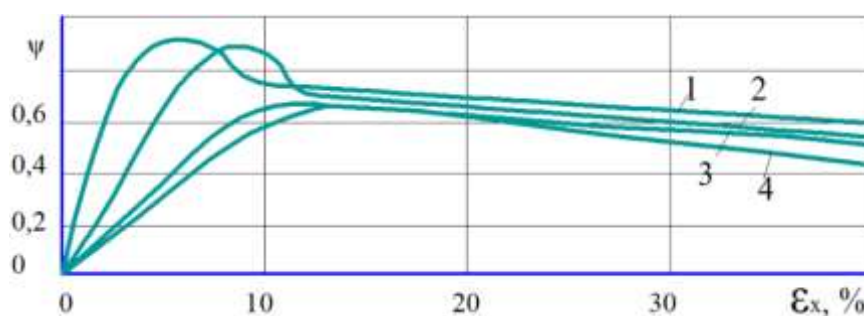


Рисунок 1.5 – Характеристики зчеплення при різній вологості повітря (за даними Барвелла [68]): 1 – 20 %; 2 – 40 %; 3 – 65 %; 4 – 100

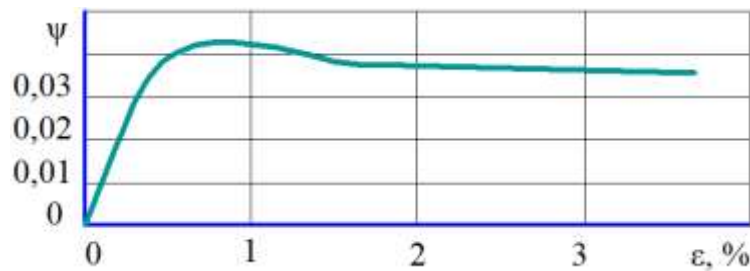


Рисунок 1.6 – Характеристики зчеплення при подачі в контакт води (за даними Маруяма і Охайама [71])

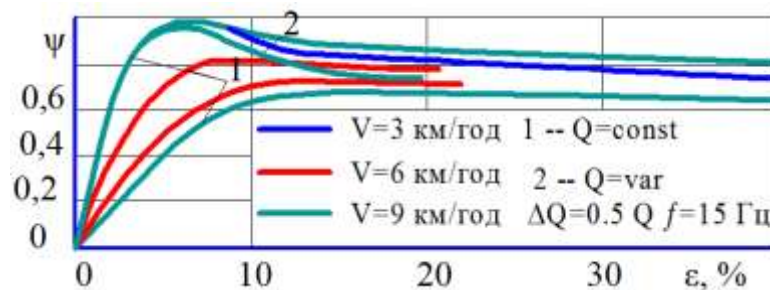


Рисунок 1.7 – Характеристики зчеплення при динамічному вертикальному навантаженні (за даними Чапа [72])

Недоліком майже всіх експериментальних досліджень на реальних вагонах, є сумнівна чистота експерименту через очевидну неможливість врахувати безліч побічних чинників, пов'язаних із коливаннями і вібрацією в системі «колесо-рейка». З іншого боку, експерименти на моделюючих стендових установках не можуть реально відобразити фізичні процеси в контактах коліс з рейками через практичну відсутність надійних критеріїв подібності контактної взаємодії при високих нормальних і дотичних напруженнях. У зв'язку з цим особливий інтерес представляють результати дослідження характеристик зчеплення на стендовій установці на основі натурних колеса і рейки, представлені у роботі [33]. Установка дозволяє імітувати процес рухання колеса і отримувати характеристики зчеплення колеса з рейкою, як залежності поздовжньої і поперечної сил зчеплення від поздовжнього і поперечного відносного ковзання в контакті. На стенді було отримано характеристиками

зчеплення у поздовжньому і поперечному напрямках (рис. 1.8).

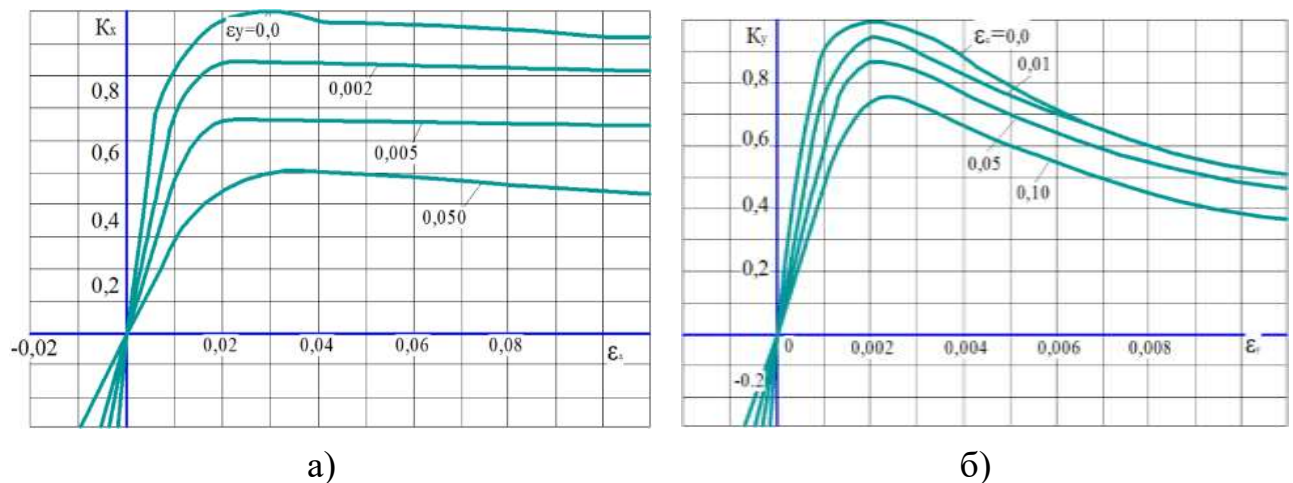


Рисунок 1.8 – Експериментальні характеристики зчеплення [33]

Характеристики зчеплення мають значне теоретичне і практичне значення. Теоретичний опис характеристик зчеплення використовується при математичному моделюванні процесів утворення контактних сил зчеплення при дослідженнях кінематики і динаміки тягового приводу, дослідженні горизонтальної динаміки рухомого складу тощо. На основі опису характеристик зчеплення побудовано автоматизовані систем управління зчепленням та попередження буксування.

1.6 Висновки за розділом 1

У першому розділі виконано наліз досліджень факторів, від яких залежить інтенсивність підрізу гребнів коліс та стійкість щодо сходу колісних пар з рейок. У роботі висунуто гіпотезу дослідження, відповідно до якої перекис колісних пар у візках вантажних вагонів накопичується в процесі експлуатації і є основною причиною підвищення спрямовуючих сил в контактах гребнів коліс з рейками. Підвищені спрямовуючі сили, з іншого боку, є причиною підвищення інтенсивності бокового зносу гребнів та зниження коефіцієнту запасу стійкості щодо від сходу вантажних вагонів з рейок. Відсутність єдиних міжнародних вимог до технічного обслуговування вантажних вагонів з візками типу 18-100 та

їх аналогами приводить до того, що перекося колісних пар не контролюються в експлуатації. В результаті їх виникнення збільшується знос гребнів коліс, підвищений опір руху, які приводять до виникнення небезпечної ситуації сходу вагону з рейок.

Проаналізовано статистичні дані щодо підрізу гребнів коліс вантажних вагонів на залізницях України. Виконано аналіз досліджень зносу гребнів вантажних вагонів та чинників, що впливають на його інтенсивність. Дослідження поділяються за напрямками:

- дослідження впливу відхилень геометричних параметрів ходової частини від номінальних;
- розрахункові методи оцінки інтенсивності зношування гребнів коліс вантажних вагонів;
- дослідження спрямовуючих зусиль в гребневих контактах коліс із рейками;
- дослідження дотичних сил у контактах коліс із рейками;
- розвиток теорій зчеплення коліс із рейками;
- дослідження характеристик зчеплення.

Результати дослідження першого розділу опубліковані у працях [31, 21, 64, 97, 109, 131, 142, 159].

РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З РЕЙКАМИ В КРИВИХ

2.1 Конструкція візків вантажних вагонів моделі 18-100

Близько 90 % вантажних вагонів на залізницях України мають візки різних модифікацій моделі 18-100. Візок моделі 18-100 складається з наступних основних елементів (рис. 2.1):

- дві колісні пари (1);
- чотири буксових вузла (5);
- два комплекти пружин центрального ресорного підвішування (3);
- надресорна балка (4);
- елементи гальмівної важільної передачі (6).

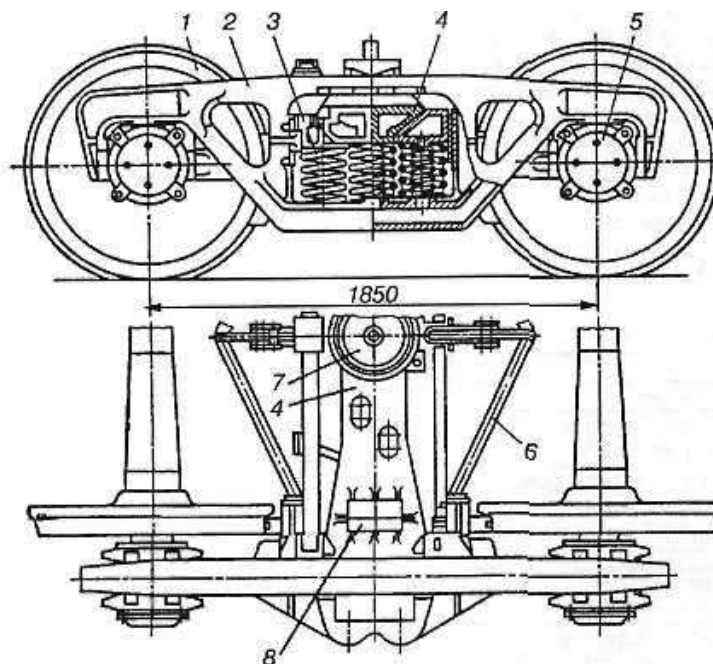


Рисунок 2.1 – Візок моделі 18-100

Візок допускає осьове навантаження до 230 кН та швидкостей руху до 120 км/год. Широке розповсюдження візків моделі 18-100, як вважається пов'язане із їх перевагами над іншими типами:

- простота їх конструкції;

- технологічність виробництва, технічного обслуговування і ремонту;
- ремонтпридатність вузлів, що зношуються;
- достатня надійність в експлуатації поряд із значним за протяжністю життєвим циклом.

При аналізі недоліків цього типу візків насамперед згадується низька паралелограмна жорсткість збірної рами візка в плані через нежорсткий зв'язок надресорної балки з боковинами рам. Характерними є можливість повздовжніх забігань боковин рами в русі відносно одна одної на величину до 15–20 мм і, як наслідок – перекосу колісних пар відносно номінального положення в рамі візка [133].

Модель візка 18-100 є базовою для більше ніж 50 його модифікацій. Кожна з модифікацій створювалась з надією на поліпшення експлуатаційних характеристик вагонів. На залізницях України експлуатуються модифікації візків 18-100 розробки і виробництва низки фірм [88, 89]:

- ПАТ «Азовмаш» [86] (Україна) (рис. 2.4);
- «Окреме конструкторське бюро вагонобудування» [81] (м. Кременчук, Україна) (рис. 2.5);
- ТОВ «ТАС ДНІПРОВАГОНМАШ» [82] (Україна) (рис. 2.6);
- ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» [83, 84, 87] (Україна) (рис. 2.7);



Рисунок 2.4 – Візок 18-1711 ПАТ «Азовмаш» (Україна) [75]



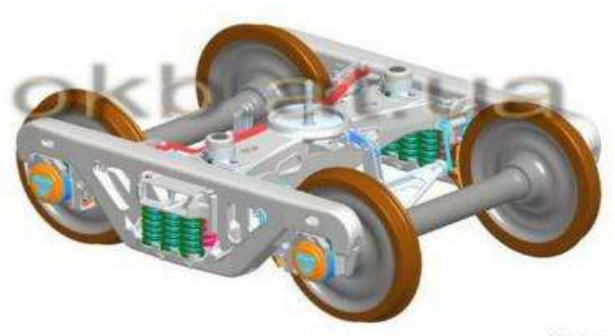
Візок моделі 18-9817



Візок моделі 18-9902



Візок моделі 18-4129



Візок моделі 18-9844

Рисунок 2.5 – Візки розробки «Окремого конструкторського бюро вагонобудування» (Україна) [81]



Рисунок 2.6 – Візок моделі 1750 ТО
«ТАС ДНІПРОВАГОНМАШ» (Україна) [82]



Рисунок 2.7 – Візок моделі 18-7020 ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» (Україна) [83]

Останніми інноваційними модифікаціями візка 18-100 є візки моделей 18-4129 і 18-9817 [91]. Візок 18-9817 є спільною розробкою компаній ASF Keystone (США) і ППГ «Інтер-Кар-Груп» (Україна). У візку використані технічні рішення і технології, східні на візок Motion Control (рис. 2.10), яка успішно експлуатується в США і Канаді. Зокрема, у буксових отворах боковин

встановлені полімерні адаптери «AdapterPlus», застосування яких суттєво знижує знос коліс і рейок.



Рисунок 2.10 – Візок моделі Motion Control (США) (запозичено із джерела [81])

Візок моделі 18-4129 створено українською фірмою ТОВ «Софія Інвест» (рис. 2.11). Для зменшення кутів набігання коліс на рейки через забігання боковин рами у візках застосовано діагональні зв'язки типу Шеффеля, завдяки цьому зменшується інтенсивність подрізу гребнів коліс.



Рисунок 2.11 – Елементи візка моделі 18-4129 (запозичено із джерела [81])

За результатами випробувань, динамічні характеристики вагонів з візками 18-9817 і 18-4129 суттєво кращі, ніж з візками базової моделі 18-100 [91].

2.2 Спрямування вагонів рейковою колією та умови стійкості щодо сходу з рейок

До 25% основних причин катастроф, аварій та серйозних інцидентів на залізниці приходить на сході колісних пар з рейок. За останні десятиліття частота сходів вагонів з рейок помітно зменшилося, але, на жаль, відбувається з досить стабільною регулярністю. Механізм сходу з рейок залізничних транспортних засобів є складним механічним процесом [92, 93].

У статті [38] наводиться статистика і аналізуються причини масштабних аварій на залізниці. Підкреслюється важливість досліджень гребеневого контакту, як основного фактору безпеки.

Класичним критерієм безпеки руху рейкового екіпажу є коефіцієнт стійкості проти сходу з рейок, у вигляді відношення поперечної сили до вертикальної навантаженні колеса на рейку – критерій Надаля (*Nadal*) [85].

Відповідно до теорії Надаля

$$\left[\frac{Y}{P} \right] = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta}, \quad (2.1)$$

де β – кут нахилу гребня колеса відповідно горизонталі, рад;

μ – коефіцієнт тертя в контакті гребня і рейки.

Формула Надаля заснована на декількох спрощеннях, тому для підвищення достовірності оцінки рівня безпеки вагонів від сходу з рейок ще на стадії конструкторської розробки з'явилися численні спроби її уточнення.

Авторами [34] запропоновано уточнення формули Надаля, засноване на теоретичному 3-D дослідженні сил повзучості на плямі контакту колеса з рейкою. Уточнена формула дає менш консервативні значення для нульових кутів

набігання. Коли ж кути набігання досить великі, отримані результати збігаються з тими, що передбачені основним рівнянням Надаля.

$$\left[\frac{Y}{P}\right] = \frac{tg\beta - \mu \cdot \cos\gamma}{(1 + \mu \cdot tg\beta) \cdot \cos\gamma}, \quad (2.2)$$

де γ – кут відхилення нормального навантаження колеса на рейку від вертикальної осі, рад.

В роботі [35] на основі формули Надаля, наводиться аналіз ролі спина в процесах, що мають місце у гребневому контакті колеса з рейкою. Пропонується оновлений критерій безпеки, який призводить до більш точних, за думкою авторів, значенням, ніж формула Надаля.

Спроба уточнення формули Надаля зроблена також у роботі [36]. Уточнення засноване на урахуванні впливу поздовжньої контактної сили повзучості і кута набігання колеса на рейку. Отримані результати, проте, мало відрізняються від критерію Надаля, бо не враховують прослизання в основному контакті та режиму руху колісної пари.

У дослідженні [37] проведено аналіз основних типів сходу з рейок залізничних транспортних засобів, пов'язаних з характеристиками рейкової колії і з профілем поверхонь кочення коліс і рейок. З'ясовано, що нахил гребня колеса є основним геометричним параметром, який впливає на ймовірність сходження колісних пар з рейок.

В роботі [39] наведено рівняння для оцінки навантаження на колесо з урахуванням відцентрових сил, відхилення геометрії траєкторії і деформації вторинного підвішування залізничних транспортних засобів. Запропоновано розвиток методів розрахунку критичного коефіцієнта безпеки на основі урахування кута набігання колеса на рейку і еквівалентного коефіцієнта тертя.

У дослідженні [40] аналізуються характеристики контакту з колеса з рейкою, які впливають на процеси сходження колісної пари з рейок:

- розподіл силових реакцій в контакті колеса з рейкою;

- кінематика взаємного переміщення поверхонь, що контактують, при двох-точковому контакті;
- перерозподіл сил і швидкостей між контактними поверхнями при перекладці контакту з основного до гребеневого;
- залежність напрямку вектору сили в гребеновому контакті від кута набігання коліс на рейки та режиму руху – тяга, вибіг або гальмування;
- механізм появи вертикальної складової сили тертя в контакті гребня і рейки.

Результати досліджень [41] засновані на даних чисельного моделювання руху вагона по колії з випадковими бічними і вертикальними нерівностями. Рівень безпеки оцінювалася співвідношенням поперечної і вертикальної сили в точці контакту колеса з рейкою. Рівень комфорту оцінювався за рівнем бокового та вертикального прискорення. Існує загальна думка, що небезпечний кут гребня є головною і єдиною причиною сходу коліс з рейок.

Автори публікації [42] оцінюючи вплив коефіцієнта тертя в контакті гребня з рейкою на ймовірність аварії, встановили, що заходи щодо зниження коефіцієнта тертя у гребеновому контакті ефективні навіть для випадків, коли коефіцієнт сходу з рейок перевищує граничний критерій Надаля.

В роботі [43] пропонується метод запобігання сходу з рейок, заснований на контролі розвантаження коліс. Цей метод дозволяє оцінити, чи знаходиться навантаження в межах зони безпеки. Ефективність методики доведено динамічними випробуваннями вагонів метрополітену. З'ясовано, що показники безпеки при вилянні вагонів перевищують допустиму межу, тоді як в стабільних умовах вони знаходяться в межах безпеки.

В роботі [44] порівнюються динамічні показники трьох різних типів візків. Досліджено основні динамічні показники вагона: вертикальні і горизонтальні коефіцієнти динаміки, а також коефіцієнт безпеки від сходу з рейок.

У дослідженні [45] розглядався процес сходу залізничних транспортних засоби з рейок при низьких швидкостях руху в кривих ділянках колії. Вивчено механізм підйому гребня для кількісної оцінки факторів, що викликають схід

залізничних транспортних засобів з рейок. Було проаналізовано результати випробувань на пасажирських вагонів з дійсним сходом з рейок. Також проводилися випробування на роликовому стенді. Запропоновано метод оцінки рівня безпеки від сходу з рейок в кривих ділянках колії.

У дослідженні [46] описується механізм сходу з рейок і метод безперервного контролю сили між колесом і рейкою. Пропонуються нові критерії оцінки небезпеки аварії.

У дослідженні [47] побудовано тривимірну нелінійну динамічну модель системи колісних пар і ресорного підвішування. Досліджувався вплив коефіцієнта тертя і швидкості руху на схід з рейок. Крім того, досліджувалися різні способи змащення рейок і їх вплив на небезпеку сходження з рейок. Також розглянуті особливості двох-точкового колісно-рейкового контакту та надано рекомендації щодо поліпшення безпеки сходу з рейок.

В роботі [48] представлено короткий огляд окремих проблем динаміки залізничних транспортних засобів, в тому числі аналіз механізму сходу з рейок. Автори статті стверджують, що жоден з існуючих критеріїв безпеки повністю не визначає ймовірність сходження з рейок. Пропонується одночасне використання декількох критеріїв безпеки.

У [49] представлені результати аналізу механізму сходу з рейок. Показана роль кута набігання в процесі сходження колеса з рейок, але автори обмежилися описом механізму сходу без розрахункових залежностей.

В роботі [50] представлена процедура розрахунку поздовжнього розташування гребеневого контакту, зокрема ексцентриситету, представлена з використанням методу Ванга і застосуванням тривимірної сітки. Результати цього моделювання порівнювалися з результатами, в яких розташування контакту було розраховано класичним методом. Був зроблений висновок, що більш точне місце розташування контакту по методу Ванга дає менший кут нахилу гребня. Крім того, був зроблений висновок про те, що вплив поздовжнього розташування точки контакту на моделювання руху транспортного засобу незначний для кута нахилу гребня до 40 град. і кута

набігання до 1 град.

В роботі [51] аналізуються структурні особливості колісних пар залізничних транспортних засобів, особливо їх здатність до радіального самовстановлення.

В роботах [52, 53] досліджуються процес сходу вагона з рейок на основі математичних моделей колеса і рейки. З'ясовано, що геометричні параметри контакту коліс і рейок мають вирішальний вплив на точність опису процесів.

В статті [54] представлені вимоги до сучасного рухомого складу та оцінки стійкості вагонів щодо сходу з рейок. Показано, що коефіцієнт запасу стійкості щодо вкочування гребня колеса на головку рейки є інтегральним показником безпеки руху.

2.3 Уточнення критерію сходу колісних пар з рейок

Не зважаючи на численні дослідження критеріїв безпеки від сходу з рейок, вони не враховують ряд динамічних факторів. Зокрема, недостатньо досліджено сумісний вплив кута набігання колеса на рейку і впливу сил відведення колеса, що збігає, на процес сходження колісної пари з рейок. Оцінка коефіцієнта безпеки по боковому зусиллю в гребеневому контакті є незручною і неточною. Складність полягає в аналізі горизонтального гребеневого зусилля, на яке в значній мірі впливає сила тертя в контакті другого колеса колісної пари [97].

Всі відомі дослідження умов сходу обмежувалися розглядом контактування окремого колеса (що набігає) з рейкою. Незважаючи на те, що дослідниками враховувалося багато різних факторів, вплив колеса, що збігає, на процес сходу колісної пари з рейок не розглядався. В дисертації була поставлена задача уточнити формулу Надаля з урахуванням сил зчеплення у контактах обох коліс колісної пари з рейками.

2.3.1 Кінематика спрямування колісної пари рейковою колією

В даному підрозділі моделюється рух колісної пари в рейковій колії з кутом

набігання α . Розрахункова схема контактування колісної пари з рейками показана на рис. 2.12. Сині вектори – вектори схеми швидкостей, червоні вектори – вектори реакцій (сил), що діють на колеса в контактах колісної пари з рейками.

На схемі колесо 1 – колесо, що збігає, а колесо 2 – колесо, що набігає. Колесо, що набігає має двох-точковий контакт з рейкою: по основному контакту – точка K_{21} і по гребеневому контакту – точка K_{22} . Колесо, що збігає, має одно-точковий контакт в точці K_{11} .

В якості умови сходу з рейок приймається випадок, коли навантаження в основному контакті колеса, що набігає – у контакті K_{21} – дорівнює нулю.

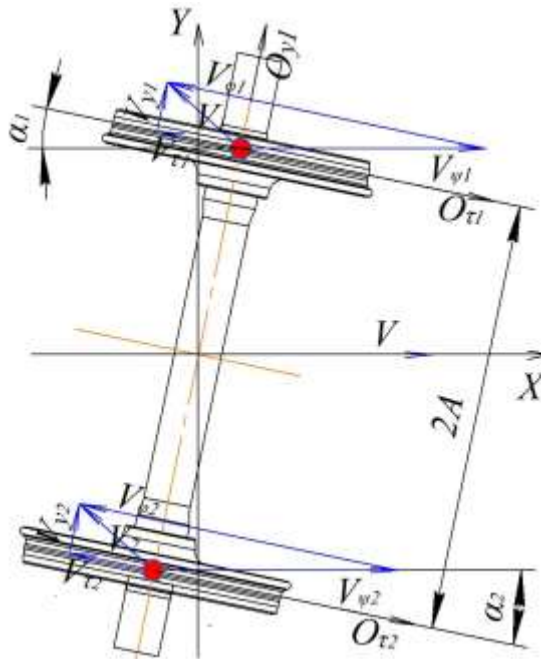


Рисунок 2.12 – Схема кінематики контактування колісної пари з рейками

Розглядаються наступні кінематичні і силові параметри контактування і їх позначення:

V – швидкість руху колісної пари вздовж колії, м/с;

$V_{\phi 1}$, $V_{\phi 2}$ – лінійні швидкості руху в основних контактах коліс із рейками, пов'язані з обертанням колісної пари навколо власної осі, м/с;

$V_{\psi 1}$, $V_{\psi 2}$ – лінійні швидкості в основних контактах коліс із рейками,

пов'язані з обертанням колісної пари навкруги вертикальної осі, м/с;

V_1, V_2 – швидкості відносного проковзування коліс відносно рейок в основних контактах, м/с;

$V_{\tau 1}, V_{y1}, V_{\tau 2}, V_{y2}$ – проекції векторів швидкостей V_1, V_2 на відповідні осі Ox_1, Oy_1, Ox_2, Oy_2 , м/с;

α – кут набігання колеса на рейку, рад.

Векторні кінематичні рівняння проковзування в контактах K_1, K_2 :

$$\bar{V}_1 = \bar{V} + \bar{V}_{\varphi 1}; \quad \bar{V}_2 = \bar{V} + \bar{V}_{\varphi 2}; \quad (2.3)$$

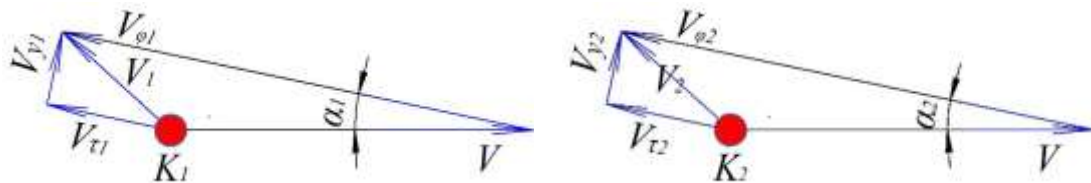


Рисунок 2.13 – Плани швидкостей проковзування в основних контактах коліс із рейками контактах K_1 і K_2

З планів швидкості на рис. 2.13 та на основі теорем косинусів отримаємо значення швидкостей проковзування в контактах та їх складових:

$$V_i = \sqrt{V^2 + V_{\varphi i}^2 - 2 \cdot V \cdot V_{\varphi i} \cdot \cos(\alpha_i)}, \text{ м/с}; \quad (2.4)$$

$$V_{yi} = V \cdot \sin(\alpha_i); \quad V_{\tau i} = \sqrt{V_i^2 - V_{yi}^2}, \text{ м/с}. \quad (2.5)$$

2.3.2 Уточнення критерію безпеки щодо сходу коліс з рейок Надаля

На рис. 2.14 показано схему рамних і контактних сил для випадку зневантаження основного контакту колеса, що набігає в проекціях на поперечну вертикальну площину Oyz і повздовжню вертикальну площину Oxz . Така схема моделює схід колісної пари з рейок через наїзд гребня колеса на головку рейки.

На рис. 2.14 прийнято наступні позначення:

Y_f – рамна сила – осьова реакція, що діє на колісну пару в буксовому вузлі, Н;

S_{11y} , S_{22y} – сили відведення – проекції векторів сил тертя S_{11} і S_{22} на вісь Oy , Н;

S_{22xz} , S_{22x} , S_{22z} – проекції вектору сили тертя S_{22} в контакті K_{22} , на поздовжню вертикальну площину Oxz та вісі Ox і Oz , Н;

ξ – кут між вектором S_{22xz} і вертикальною віссю Oz , рад;

λ_f – кут нахилу гребня, рад;

ω – кутова швидкість обертання колісної пари навколо власної осі обертання, c^{-1} ;

N_{22} – нормальне навантаження в контакті гребня і рейки – K_{22} , Н;

K_o – умовний поточний миттєвий центр обертання колеса, м;

R_o – умовний радіус обертання колеса – відстань від центру колеса до центру K_o , м;

R_1 , R_2 – поточні радіуси поверхонь кочення коліс в основному і гребеневому контактах, рад;

P_2 – вертикальне навантаження на рейку в гребеневому контакті K_{22} , Н.

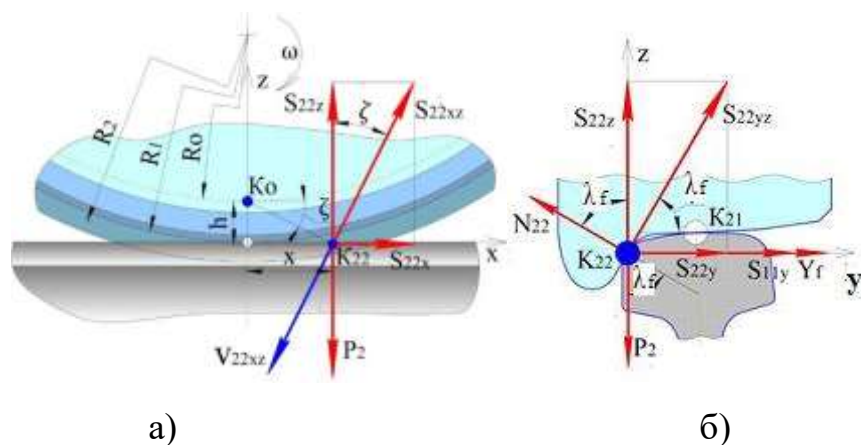


Рисунок 2.14 – Схема рамних і контактних сил при зневантаженні основного контакту K_{21} проекціях: а) на поздовжню вертикальну площину Oxz ; б) на поперечну вертикальну площину Oyz

Горизонтальне бічне спрямовуюче зусилля в гребеновому контакті (в точці K_{22}) – Y – дорівнює сумі рамної сили Y_f , що діє на вісь з боку букси, і сил відведення S_{11y} , S_{22y}

$$\vec{Y} = \vec{Y_f} + \vec{S_{11y}} + \vec{S_{22y}}, \text{ Н.} \quad (2.7)$$

Фрикційні сили S_{11y} , S_{22y} в контактах K_{11} , K_{22} за своїм походженням є силами тертя, тому спрямовані протилежно векторам швидкостей проковзування в контактах K_{11} , K_{22} – V_{11y} , V_{22y} . Сили S_{11y} , S_{22y} можуть бути наближено визначені за законом сухого тертя Кулона.

$$S_{11y} = P_1 \cdot \mu; \quad S_{22y} = N_{22} \cdot \mu \cdot \cos(\lambda_f), \text{ Н} \quad (2.8)$$

де P_1 – вертикальне навантаження в контакті K_{11} , Н;

μ – коефіцієнт тертя ковзання в колісно-рейкових контактах.

Тоді

$$Y = \mu \cdot [P_1 + N_{22} \cdot \cos(\lambda_f)] + Y_f, \text{ Н.} \quad (2.9)$$

Рівняння рівноваги контактних сил представлені в вигляді суми проекцій на осі Oy і Oz (рис. 2.14б)

$$\begin{cases} \sum F_y = 0: & \begin{cases} Y - N_{22} \cdot \sin(\lambda_f) = 0; \\ N_{22} \cdot \mu \cdot \sin(\lambda_f) + N_{22} \cdot \cos(\lambda_f) - P_2 = 0. \end{cases} \end{cases} \quad (2.10)$$

З другого рівняння (2.10) отримуємо значення нормальної реакції в гребеновому контакті K_{22}

$$N_{22} = \frac{P_2}{\mu \cdot \sin(\lambda_f) + \cos(\lambda_f)}, \text{ Н.} \quad (2.11)$$

Як відомо, коефіцієнт запасу стійкості (k) від сходу з рейок визначається формулою [90, 97]

$$k = \left[\frac{Y}{P} \right] : \frac{Y}{P} \geq [k]. \quad (2.12)$$

Мінімально-допустиме значення коефіцієнтів запасу стійкості щодо сходу рухомого складу з рейок $[k]$ затверджено галузевою інструкцією ЦП-0235 [92], відповідно до якої – $[k] = 1,4$ – для локомотивів; $[k] = 1,3$ – для вантажних вагонів; $[k] = 1,6$ – для пасажирських вагонів.

У випадку, якщо фактичне значення коефіцієнту запасу k менше встановлених мінімально-допустимих значень – це є приводом для введення обмеження швидкості руху на певних ділянках кривих колії та перегляду встановлених норм експлуатації.

У випадку, що розглядається, перше колесо є збігаючим і не має гребеневого контакту, а основний контакт другого (набігаючого) колеса K_{21} – повністю зневантажений, тому можна прийняти що $P_1 = P_2 = P$.

Тоді з рівняння (2.11) отримуємо

$$\mu \cdot P \cdot \left(1 + \frac{\cos(\lambda_f)}{\mu \cdot \sin(\lambda_f) + \cos(\lambda_f)} \right) + Y_f - P \frac{\sin(\lambda_f)}{\mu \cdot \sin(\lambda_f) + \cos(\lambda_f)} = 0, \quad (2.13)$$

звідки, рамна сила буде визначатися за формулою

$$Y = P \cdot \left(\frac{\sin(\lambda_f) - \mu \cdot \cos(\lambda_f)}{\mu \cdot \sin(\lambda_f) + \cos(\lambda_f)} - \mu \right), \text{ Н.} \quad (2.14)$$

Тоді критичне за критерієм сходу з рейок співвідношення рамної сили і вертикального навантаження на колесо визначається формулою

$$\left[\frac{Y}{P} \right] = \left(\frac{\sin(\lambda_f) - \mu \cdot \cos(\lambda_f)}{\mu \cdot \sin(\lambda_f) + \cos(\lambda_f)} - \mu \right), \quad (2.15)$$

або після спрощення

$$\left[\frac{Y}{P} \right] = \frac{(1 - \mu^2) \cdot \operatorname{tg}(\lambda_f)}{1 + \mu \cdot \sin(\lambda_f)}. \quad (2.16)$$

Отримана формула (2.15) є уточненням відомої формули безпеки Надаля (2.2). На відміну від формули Надаля, яка враховує тільки сили у контакті колеса, що набігає, уточнена формула додатково враховує також фрикційні сили відведення, що діють у контакті колеса, що збігає. Таким чином, враховується повна картина контактних сил не окремого колеса, а взагалі колісної пари, включаючи обидва колеса.

На рис. 2.15 показано порівняльні розрахункові залежності максимально допустимого співвідношення $\left[\frac{Y}{P} \right]$ від кута нахилу гребня (λ_f) та коефіцієнту тертя у контактах коліс із рейками (μ), отримані за класичною формулою Надаля і формулою отриманою у цій роботі. З графіків видно, що залежності близькі або співпадають для найбільш розповсюджених значень кута нахилу гребня ($\lambda_f = 70$ – 75 град) і типових умов зчеплення коліс із рейками ($\mu = 0,33$).

На відміну від цього, при поганих умовах зчеплення ($\mu < 0,2$) різниця у результатах уже значна і може складати до 10%. При цьому значення розрахункового співвідношення $\left[\frac{Y}{P} \right]$ за формулою Надаля є більшими ніж за удосконаленою формулою.

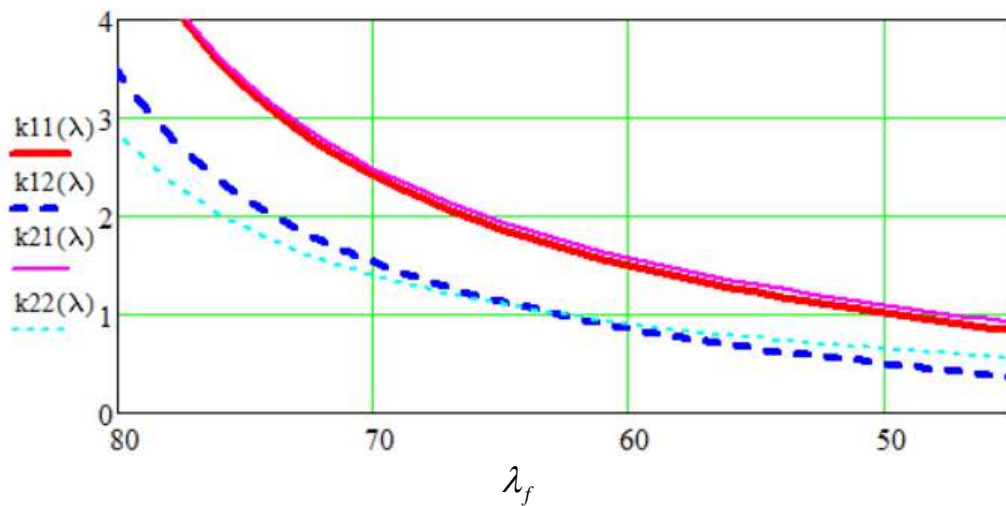


Рисунок 2.15 – Залежності співвідношення $k_{ij}(\lambda_f) = \frac{Y}{P}$ від гребеневого кута (λ_f) та коефіцієнту тертя (μ) за класичною формулою Надаля ($k11(\lambda_f)$, $k12(\lambda_f)$) та модифікованою формулою автора ($k21(\lambda_f)$, $k22(\lambda_f)$):
 $k11(\lambda_f)$, $k21(\lambda_f)$ – для $\mu = 0,1$; $k12(\lambda_f)$, $k22(\lambda_f)$ – для $\mu = 0,5$

При коефіцієнтах зчеплення $\nu > 0,45$ розрахункові значення співвідношення $\left[\frac{Y}{P}\right]$ за удосконаленою формулою на 15–30% менші, ніж за класичною формулою Надаля – для малих кутів нахилу гребня ($\lambda_f = 50$ –55 град) і на 5–10 % вищі для великих кутів нахилу гребня ($\lambda_f = 70$ –80 град).

Таким чином, запропоноване уточнення критерію безпека щодо сходження колісної пари з рейок – класичної формули Надаля – пропонує більш жорсткі вимоги до максимально-дозволеного співвідношення спрямовуючого зусилля до вертикального навантаження колеса при більших значеннях коефіцієнту тертя у гребневих контактах та кутах нахилу гребня більших за 60 град.

2.4 Висновки за розділом 2

У розділі 2 наведено аналіз модифікацій вантажних візків 18-100. Зроблено висновок, що жодна з них не вирішує проблеми з перекосом колісних пар у рамі візка. З'ясовано, що до 25% основних причин катастроф, аварій та серйозних

інцидентів на залізниці приходить ся на сходи колісних пар з рейок. За останні десятиліття частота сходів вагонів з рейок помітно зменшилося, але, на жаль, відбувається з досить стабільною регулярністю. Механізм сходу з рейок залізничних транспортних засобів є складним механічним процесом.

Розглянуто загальні принципи спрямування колісних пар рейковою колією на прикладі сталого руху вантажного візка моделі 18-100 в кривій ділянці колії. Запропоновано удосконалену формулу коефіцієнта стійкості вагона проти сходу з рейок – класичного критерія Надаля.

Результати дослідження другого розділу опубліковані у працях [10, 31, 75, 96, 97, 109, 124, 126, 131, 146, 151, 155, 159, 160].

РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОГО ВПISУВАННЯ ВІЗКА ВАНТАЖНОГО ВАГОНУ У КРИВУ ДІЛЯНКУ КОЛІЇ

Дослідження динамічного вписування візка вантажного вагону в кривих проводиться для визначення впливу особливостей конструкції візків типу 18-100, геометричних параметрів установки колісних пар у візках, на показники горизонтальної динаміки вагона, а також знос поверхонь кочення коліс, а саме – підріз гребнів. Математичну модель побудовано для вписування в криву візка 18-7055 напіввагону моделі 12-7023 Крюківського вагонобудівного заводу (рис.3.1) [83].

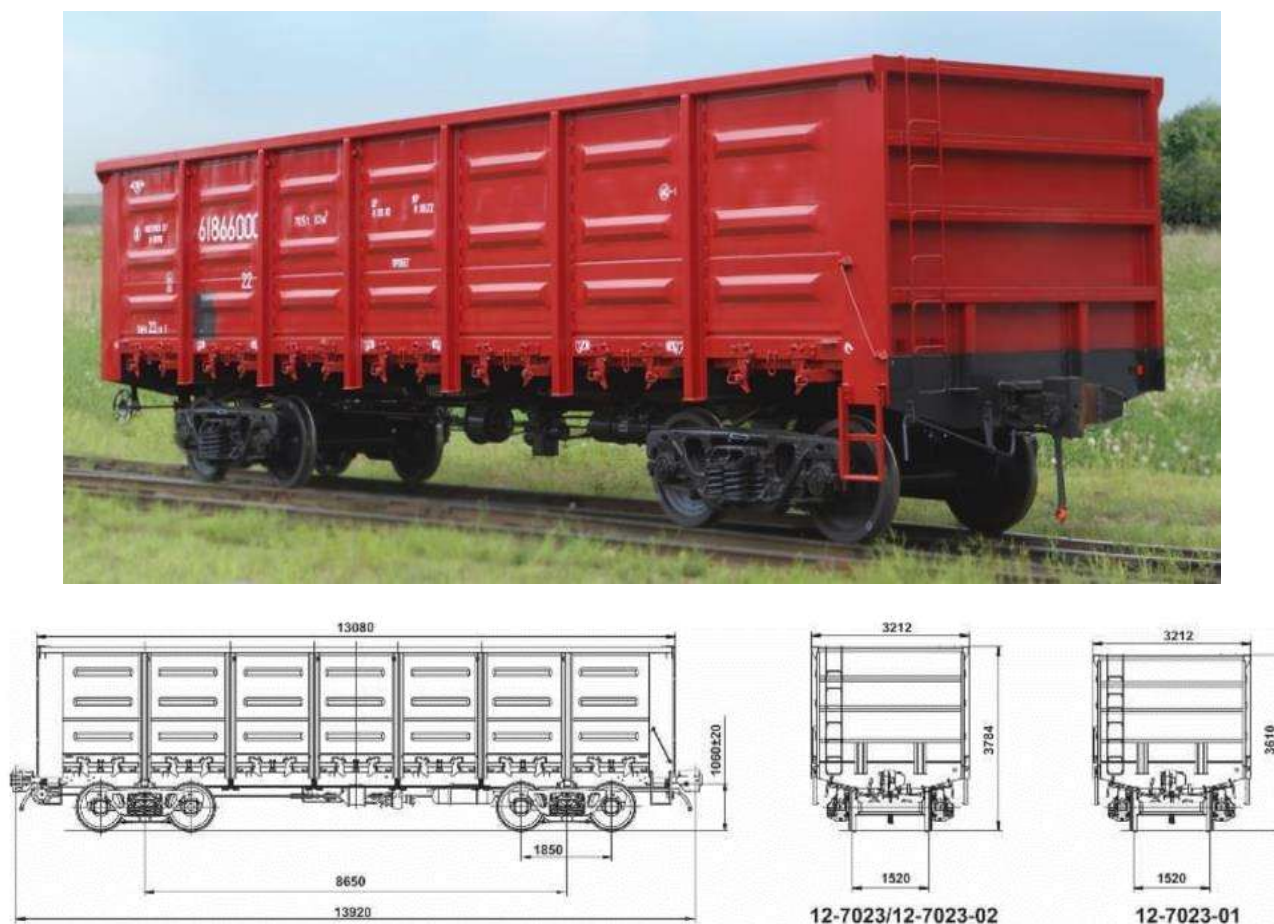


Рисунок 3.1 – Напіввагон моделі 12-7023 (Рисунок запозичено із джерела [83])

Напіввагон 12-7023 – універсальний чотиривісний, суцільнометалевий напіввагон зі зварним кузовом зі сталі підвищеної міцності. Напіввагон призначений для перевезення сипких дрібно-шматкових вантажів, що можуть

перевозитися без даху на коліях 1520 мм. Кузов зверху – відкритий. Для розвантаження передбачено розвантажувальні люки в підлозі вагона. Також дозволяється розвантаження на вагоноперекидачах [116, 119, 127]. Розвантаження вагона може здійснюватися також вагоноперекидачем. Ходова частина – два двовісні візки мод. 18-7055 (рис. 3.2).

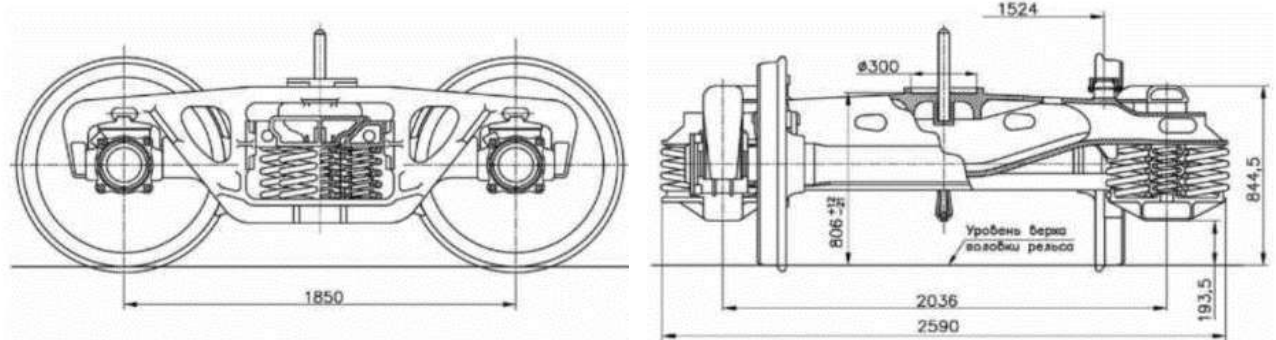


Рисунок 3.2 – Вантажний візок моделі 18-7055 (Рисунок запозичено з [83])

Загальні технічні характеристики напіввагона 18-7055:

- відстань між шворнями візків – база, мм – 8650;
- загальна довжина вагона, мм – 13920;
- максимальна вага вантажу – нетто, т – 70,3;
- маса тари – брутто, т – 23,7;
- навантаження колісної пари на рейки (статичне), кН (тс) – 230,5 (23,5);

3.1 Математичне моделювання вписування візка моделі 18-7055 в криву ділянку колії

3.1.1 Розрахункова схема для дослідження вписування візка в криву

Для розрахункової схеми візка використано класичний метод вписування в криву ділянку, який полягає у наступному. Візок представляється, як відрізок з довжиною, що в масштабі дорівнює базі візка. Відрізок встановлюється між двома концентричними колами із зазором, що дорівнює сумарному зазору колісної пари в колії δ .

На рис.3.3 показано варіанти можливих схем установок візка в кривій. База

візка дорівнює сумі $C_1 + C_2$.

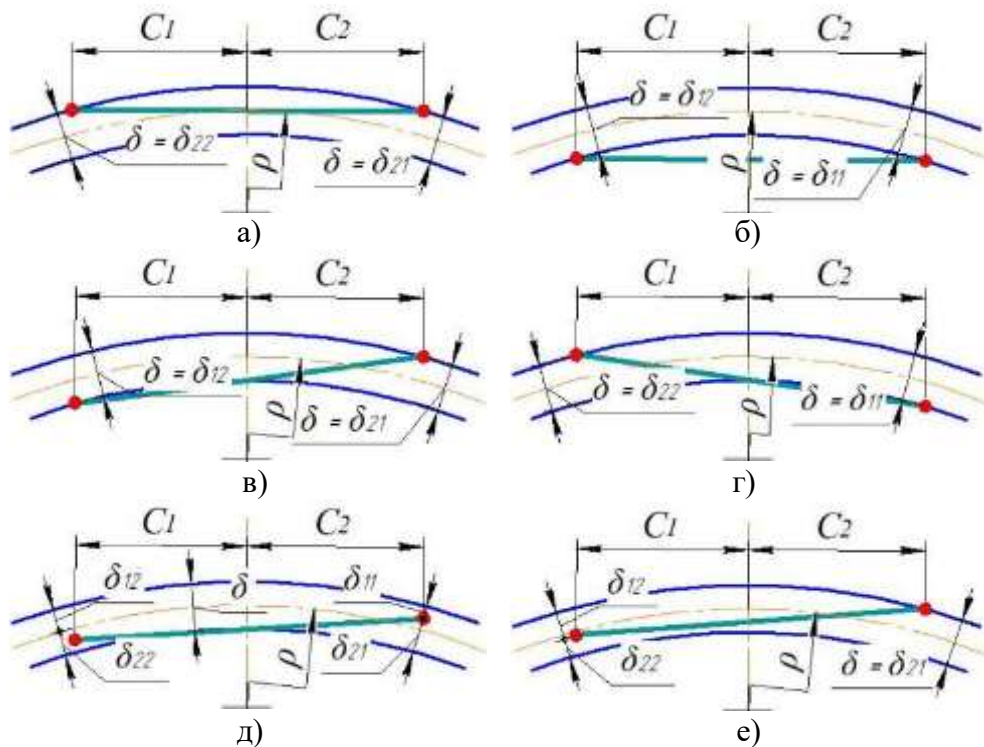


Рисунок 3.3 – Варіанти можливих схем установок візка в кривій: а) хордова зовнішня; б) хордова внутрішня; в), г) перекісні установки заклинені; д), е) перекісні установки вільні (рисунок запозичено із джерела [16])

Тип установки візка в кривій визначають системою зовнішніх сил, що діють на візок. Рух візка моделюється, як псевдо-статичний процес із ustalеними значеннями кінематичних параметрів та зовнішніх сил, що діють на візок. Розглядається ustalений рух в круговій кривій при дії зовнішніх сил:

- відцентрова сила інерції, прикладена в центрі мас вагона, має радіальний напрямок у зовнішню сторону від центру кривої. Відцентрова сила залежить від повної маси вагона, швидкості руху і радіусу кривої;

- доцентрова сила, прикладена в центрі мас вагона і має радіальний напрямок у внутрішню сторону від центру кривої. Доцентрова сила являє собою гравітаційну складову ваги, пов'язану із нахилом вагона через піднесення зовнішньої рейки;

- повздовжні і поперечні складові сил зчеплення у фрикційних контактах коліс із рейками;
- складові скоочування нормальних навантажень у контактах коліс із рейками, через конусність поверхонь кочення коліс.

На рис. 3.4 представлено кінематичну схему руху візка в круговій кривій.

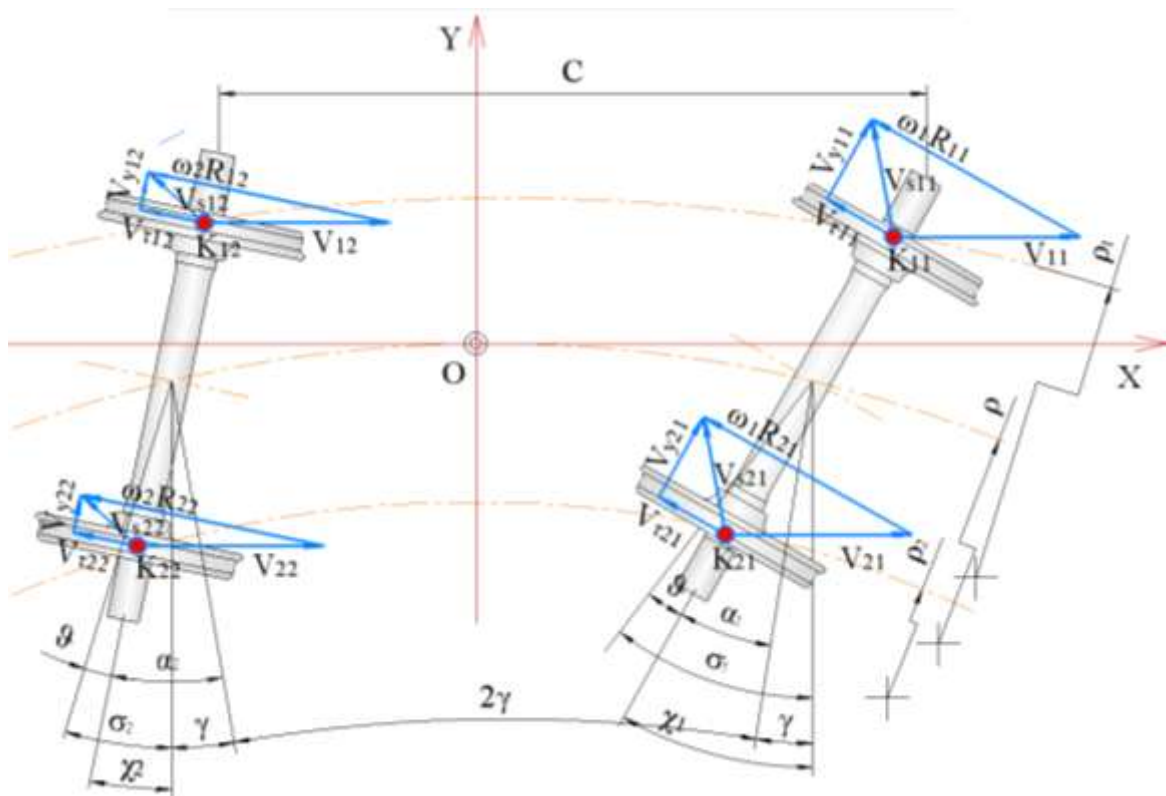


Рисунок 3.4 – Рух візка в круговій кривій: вектори швидкостей відносного переміщення контактуючих поверхонь коліс і рейок в точках контактів

На розрахунковій схемі літери ij в індексах кінематичних параметрів означають відповідно – номер колеса і номер колісної пари.

$V_{ij(i=1,2; j=1,2)}$ – окружні швидкості відповідних коліс, пов'язані із обертанням колісних пар в горизонтальній площині навколо центру кривої:

$$V_{ij} = V \cdot \frac{\rho_i}{\rho}, \text{ м/с}, \quad (3.1)$$

де V – швидкість руху вагона, м/с;

ρ, ρ_i – радіуси, відповідно, кривої ділянки колії та зовнішньої ($i = 1$) і внутрішньої ($i = 2$) рейок, м,

$$\rho_1 = \rho + A; \quad \rho_2 = \rho - A, \text{ м} \quad (3.2)$$

де $2A$ – відстані між точками контактів коліс колісної пари і колії. Для колії 1520 мм це приблизно дорівнює 1560 мм.

Кути атаки, або кути набігання, колісних пар на рейки $\alpha_j (j=1,2)$

$$\alpha_1 = -\gamma - \vartheta + \sigma_1, \text{ рад} \quad (3.3)$$

$$\alpha_2 = \gamma - \vartheta + \sigma_2, \text{ рад},$$

де γ – кут радіальної установки колісних пар в кривій ділянці колії

$$\gamma = \frac{C}{\rho}, \text{ рад}, \quad (3.4)$$

де C – база візка – відстань між осями, м;

σ_1, σ_2 – кути відхилення установки колісних пар у візку від номінальної (перпендикулярної повздовжній осі візка), рад;

ϑ – кут перекосу візка в колії через поперечне зміщення колісних пар в межах зазорів між гребнями коліс і рейками

$$\vartheta = \frac{y_{k2} - y_{k1}}{C}, \text{ рад}, \quad (3.5)$$

де y_{k1}, y_{k2} – бокові зміщення колісних пар, що визначають їх положення в кривій, м.

На рис. 3.4 $V_{\varphi ij} = \omega_j \cdot R_{ij}$ – окружні швидкості точок контактів коліс і рейок в площині обертання коліс; ω_j – кутові швидкості обертання колісних пар; R_{ij} – поточні радіуси коліс у контактах з рейками – контактні радіуси.

3.1.2 Контактні геометричні параметри поверхонь кочення коліс і рейок

3.1.2.1 Профілі поверхонь кочення коліс і рейок

В роботі розглядається приклад колісних пар вантажного вагона с колесами, що мають стандартний незношений профіль поверхонь кочення ДСТУ ГОСТ 9036-88. При взаємодії візка з рейками розглядається профілі нових рейок Р65 (ДСТУ 4344:2004) (рис. 3.5). В табл. 3.1, 3.2 наведено функції, що описують профілі рейки і колеса [14, 15, 57].

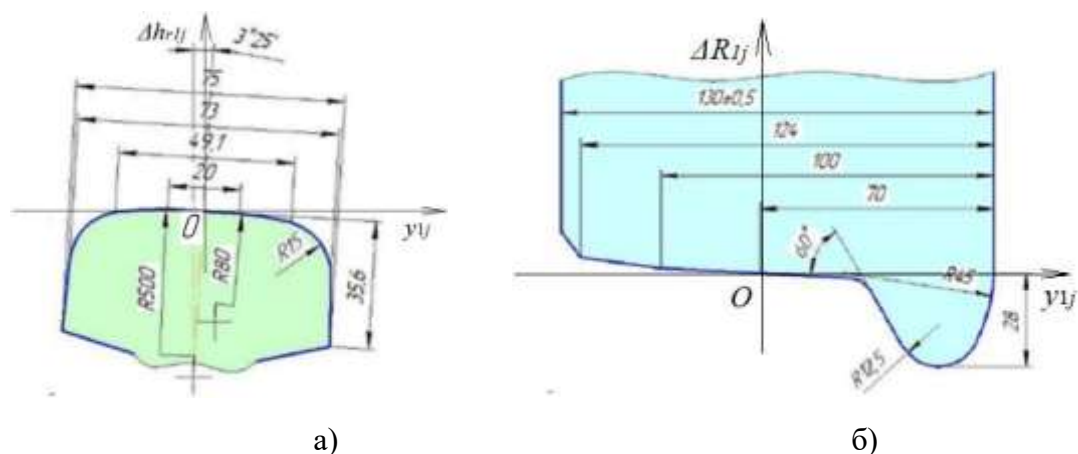


Рисунок 3.5 – Профіль головки рейки (ліва рейка) типу Р65 (ДСТУ 4344:2004) (підухил 1:20) (а) і профіль колеса (ліве колесо) вагона (ДСТУ ГОСТ 9036-88)

(б)

Для математичного опису функцій $\Delta R_{ij}(y_{ij})$ профілі поверхонь кочення було декілька спрощено і поділено на шість ділянок з точками перегинів 1, 2, ..., 7 (рис. 3.6), які мають наступні координати:

1(−59; 9,05); 2(−35; 2,2); 3(−15; 0,2); 4(0; 0);
5(23,36; −4,01); 6(−31,33; −10,65); 7(37,74; −21,75).

На рис. 3.6 показано спрощений профіль поверхні кочення колеса із точками перегинів. Вирази для кусочних функцій $\Delta R_{ij}(y_{ij})$ по ділянках:

$$\Delta R_{ij}(y_{ij}) = \begin{cases} \text{if}(y_{ij} < -35): & -0,285y_{ij} - 7,765 \\ \text{if}(-35 \leq y_{ij} < -15): & -0,1y_{ij} - 1,3 \\ \text{if}(-15 \leq y_{ij} < 0): & -0,013y_{ij} \\ \text{if}(0 \leq y_{ij} < 23,36): & \sqrt{70^2 - y_{ij}^2} - 70 \\ \text{if}(23,36 \leq y_{ij} < 31,33): & \sqrt{15^2 - (y_{ij} - 18,34)^2} - 18,15 \\ \text{if}(y_{ij} \geq 31,33): & -1,73y_{ij} + 43,55 \end{cases} \quad (3.6)$$

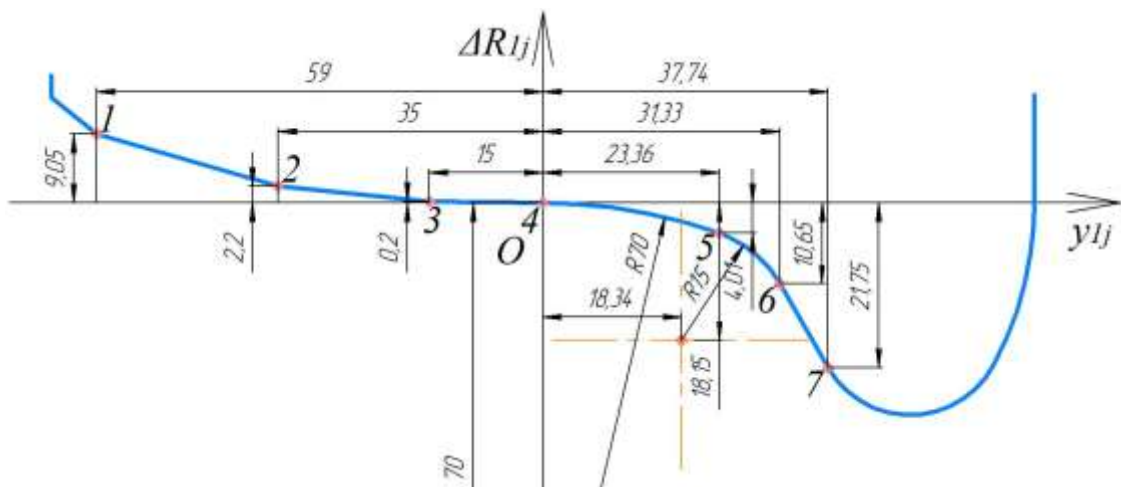


Рисунок 3.6 – Спрощений профіль поверхні кочення колеса із точками перегинів.

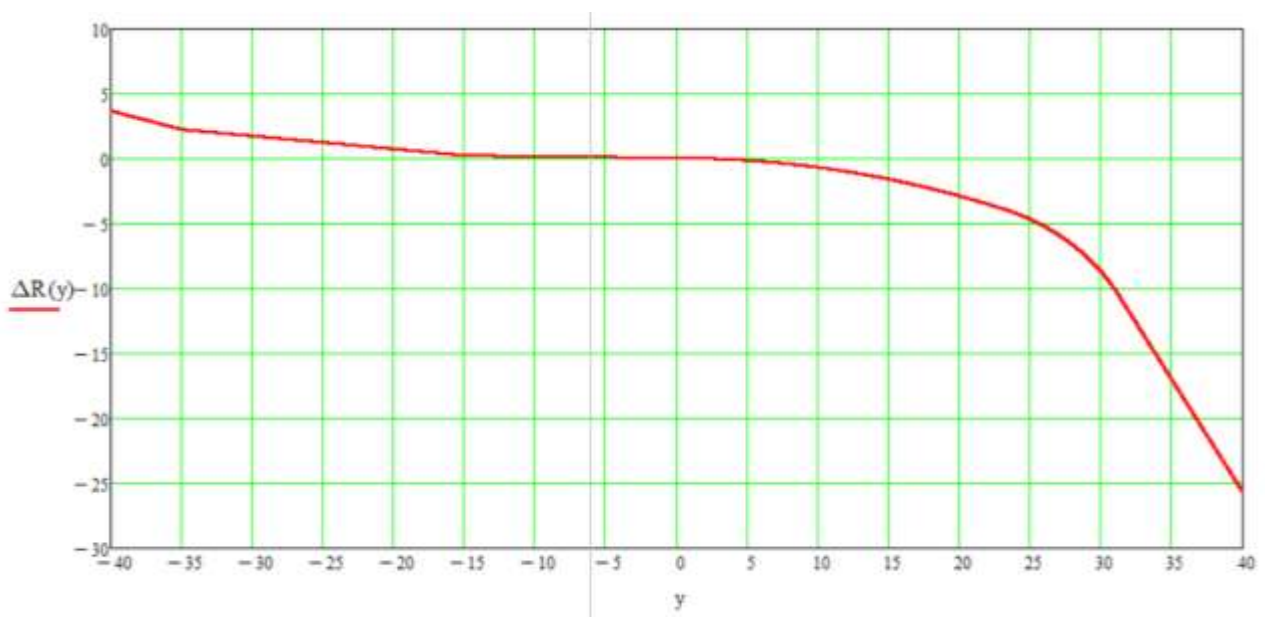


Рисунок 3.7 – Розрахунковий профіль для 1-го колеса j -ї колісної пари, побудований у програмі Mathcad

3.1.2.2 Залежності координат точок контакту коліс з рейками від поперечного положення колісних в колії

Принцип спрямування екіпажів рейкової колією заснований на жорсткій конструкції колісних пар і профілях поверхонь кочення коліс із змінними радіусами, що залежать від поперечного положення колісної пари відносно колії. Таким чином різні ділянки поверхні кочення колеса мають різні радіуси – більші на ділянках, що ближчі до гребня і менші – на ділянках із зовнішньої сторони від гребня. При русі колісних пар по рейках, залежно від поперечного положення колісних пар у колії, мають місце три види контакту коліс із рейками: одно-точковий контакт по поверхні кочення; двох-точковий контакт з одночасним опертям колеса на рейку через поверхню кочення і через гребінь; одно-точковий гребневий контакт, коли навантаження на основному контакті відсутнє.

Одно-точкове контактування по поверхні основного контакту, як правило, існує при русі вагона з невеликими швидкостями в прямих і кривих великого радіусу – більше 1200 м. Двох-точковий контакт має місце, як правило, в кривих малого радіуса (< 1200 м) протягом тривалого часу. Тривалий двох-точковий контакт може бути також в прямих ділянках колії при значних відхиленнях установки колісних пар в рамках візків і при великій різниці між діаметрами коліс однієї колісної пари.

Одно-точковий гребневий контакт має місце в аварійному випадку відриву основної поверхні кочення колеса від рейки, тобто безпосередньо перед сходом колеса з рейки, і є вкрай небажаним режимом кочення колісної пари.

Контактні радіуси коліс колісної пари (R_{ij}) залежать від поперечного положення колісних пар в колії у. Для розрахунку параметрів вписування колісної пари в колію потрібні характеристики контактування у вигляді залежностей координат точок контакту коліс з рейками (y_{ij}) від взаємного поперечного положення колісних пар відносно осі колії (y_{kij}) – $y_{ij}(y_{kj})$. На рис. 3.8 зображена схема контактування у різних відносних положеннях колісної пари і рейок.

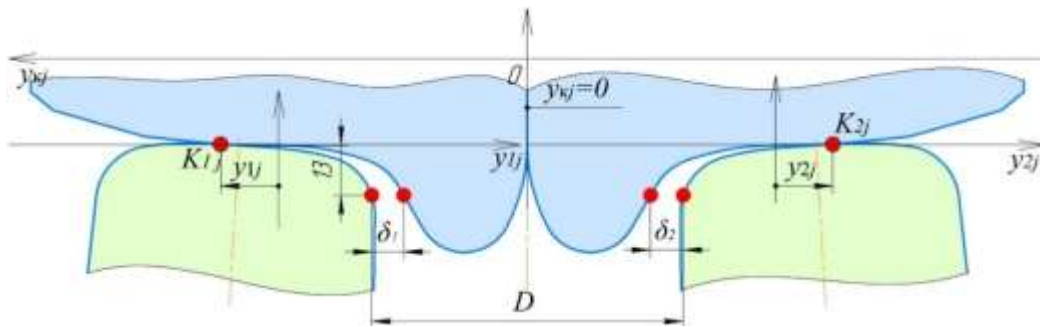


Рисунок 3.8 – Схема контактування у різних відносних положеннях колісної пари і рейок

Розмір D на схемі визначається, як різниця між шириною колії (S) і міжбандажною відстанню (B)

$$D = S - B, \text{ м.} \quad (3.7)$$

Для номінальних значень ширини колії (1520 мм) і міжбандажної відстані (1440 мм) відстань D дорівнює 80 мм.

Відносне поперечне положення j -ї колісної пари і рейок визначається координатою y_{ij} .

Координати точок контактів колеса з рейкою (y_{ij}), які є функцією відносного поперечного положення колісної пари і колії – $y_{ij}(y_{kj})$ визначалися графічним способом на кресленнях виконаних з використанням дійсних розмірів елементів системи «колійна пара – рейки». Креслення виконано з використанням програмного пакету Solid Works. Приклад системи креслеників для отримання функцій $y_{ij}(y_{kj})$ наведено у Додатку А – рис. А.1.

На рис. 3.9 показано функції $y_{1j}(y_{kj})$, отримані описаним вище способом.

Кусочно-лінійні функції $y_{ij}(y_{kj})$ по відрізках

$$y_{1j}(y_{kj}) = \begin{cases} \text{if}(y_{kj} < -15): & 0,946y_{kj} - 0,84 \\ \text{if}(-15 \leq y_{kj} \leq 7): & 0,0459y_{kj} - 14,34 \\ \text{if}(7 < y_{kj} \leq 8): & 37,95y_{kj} - 279,67 \\ \text{if}(8 < y_{kj} \leq 9): & 8,11y_{kj} - 40,87 \\ \text{if}(y_{kj} > 9): & 0,833 + 24,54 \end{cases} \quad (3.8)$$

$$y_{2j}(y_{kj}) = \begin{cases} \text{if}(y_{kj} < -15): & -0,946y_{kj} - 0,84 \\ \text{if}(-15 \leq y_{kj} \leq 7): & -0,0459y_{kj} - 14,34 \\ \text{if}(7 < y_{kj} \leq 8): & -37,95y_{kj} - 279,67 \\ \text{if}(8 < y_{kj} \leq 9): & -8,11y_{kj} - 40,87 \\ \text{if}(y_{kj} > 9): & -0,833 + 24,54 \end{cases} \quad (3.9)$$

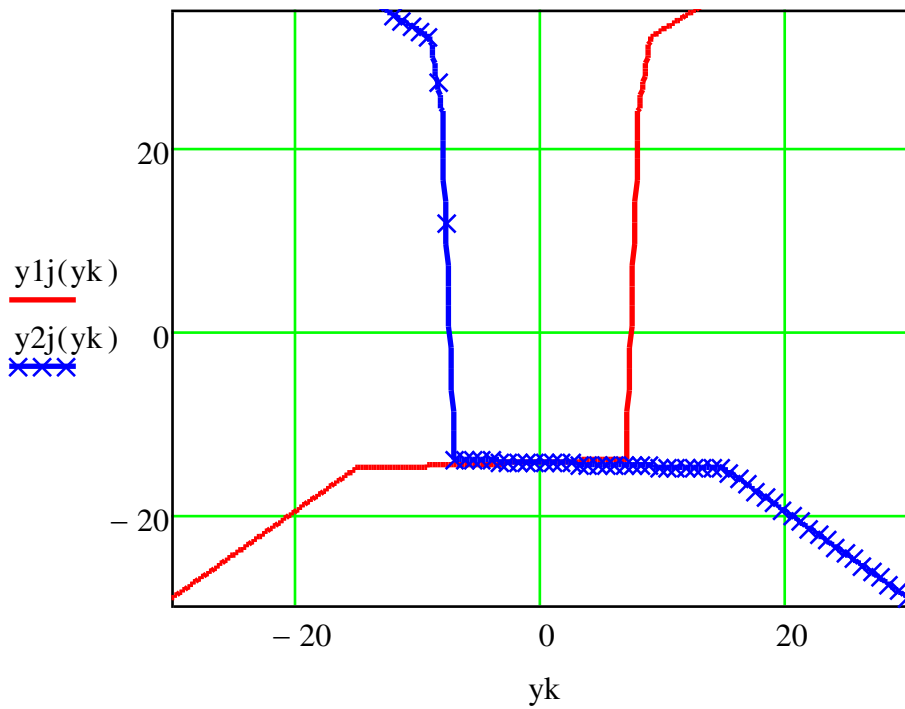


Рисунок 3.9 – Залежності координат точок контактів коліс j -тої колісної пари з рейкою в залежності від їх взаємного положення – функції $y_{ij}(y_{kj})$: 11, 12, ..., 25 – точки перегинів на графіках кусочно-лінійних функцій функції $y_{ij}(y_{kj})$

Таблиця 3.3 – Координати точок перегину функцій функції $y_{1j}(y_{kj})$

Точки перегинів функції $y_{1j}(y_{kj})$, мм	Точки перегинів функції $y_{2j}(y_{kj})$, мм
11(-30; -29,22)	21(30; -29,22)
12(-15; -15,03)	22(15; -15,03)
13(7; -14,02)	23(-7; -14,02)
14(8; 23,93)	24(-8; 23,93)
15(9; 32,04)	25(-9; 32,04)
16(12; 34,54)	26(-12; 34,54)

3.1.2.3 Контактні радіуси поверхонь кочення коліс

Поточні радіуси коліс у точках контактів з рейками – контактні радіуси – можуть бути представлені наступними залежностями

$$R_{ij}(y_{kj}) = R_o + \Delta R_{oij} + \Delta R_{ij}(y_{ij}), \text{ м}, \quad (3.10)$$

де ΔR_{oij} – відхилення радіусу відповідного колеса від номінального R_o , м.

Відхилення ΔR_{oij} введено для можливості дослідження впливу різниці радіусів коліс колісної пари на показники зносу гребнів коліс;

$\Delta R_{ij}(y_{ij})$ – поточна добавки радіусу колеса, в точках контактів з рейками, пов'язана із формою профіля поверхні кочення та боковими переміщеннями колісних пар в колії y_{kj} , м.

Функціональні залежності поточних добавок радіусів коліс ΔR_{ij} від поперечного переміщення колісних пар в колії – функції $\Delta R_{ij}(y_{ij})$ було отримано на основі функцій $\Delta R_{ij}(y_{ij})$ (3.7) і $y_{ij}(y_{kj})$ (3.8, 3.9).

На рис. 3.10 показано приклад залежності $\Delta R_{ij}(y_{kj})$ у вигляді графіків $\Delta R_{1j}(y_{kj})$ і $\Delta R_{2j}(y_{kj})$.

Кусочно-лінійні функції $\Delta R_{ij}(y_{kj})$ по відрізках виглядають так

$$\Delta R_{1j}(y_{kj}) = \begin{cases} \text{if}(y_{kj} < 15) \Rightarrow -0,089y_{kj} - 1,124 \\ \text{if}(-15 \leq y_{kj} < 7) \Rightarrow -0,0005y_{kj} + 0,1985 \\ \text{if}(7 \leq y_{kj} < 8) \Rightarrow -33,585y_{kj} + 235,283 \\ \text{if}(8 \leq y_{kj} < 9) \Rightarrow -11,688y_{kj} + 60,115 \\ \text{if}(y_{kj} \geq 9) \Rightarrow -1,23y_{kj} - 34,007 \end{cases} \quad (3.11)$$

$$\Delta R_{2j}(y_{kj}) = \begin{cases} \text{if}(y_{kj} \leq -9) \Rightarrow 1,23y_{kj} - 34,007 \\ \text{if}(-9 \leq y_{kj} < -8) \Rightarrow 11,688y_{kj} + 60,115 \\ \text{if}(-8 \leq y_{kj} < -7) \Rightarrow 33,585y_{kj} + 235,283 \\ \text{if}(-7 \leq y_{kj} < 15) \Rightarrow 0,0005y_{kj} + 0,1985 \\ \text{if}(y_{kj} \geq 15) \Rightarrow 0,089y_{kj} - 1,124 \end{cases} \quad (3.12)$$

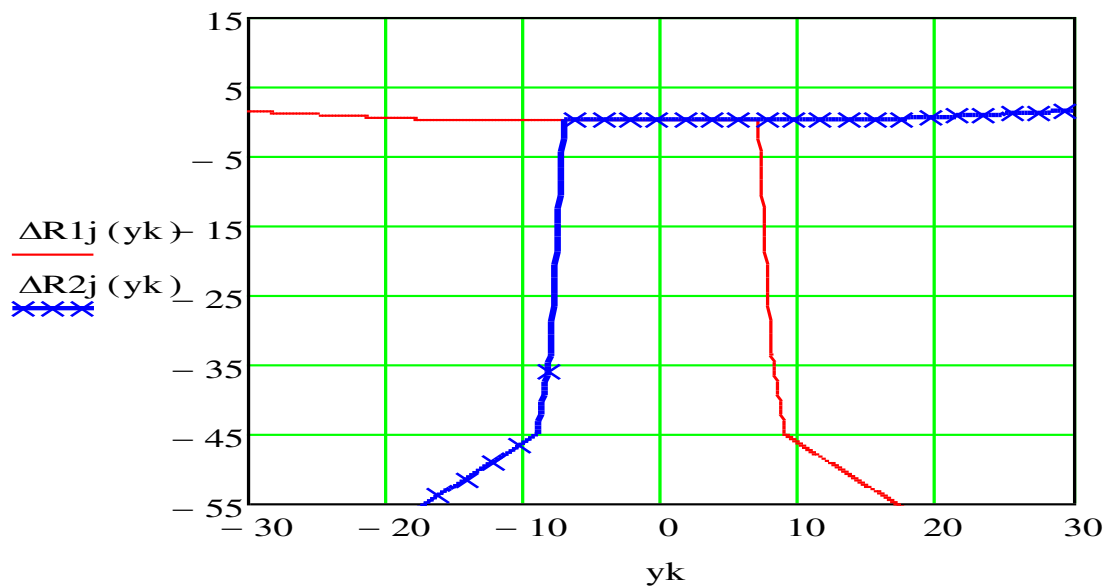


Рисунок 3.10 – Функції $\Delta R_{ij}(y_{kj})$, побудовані у програмному пакеті Mathcad

3.1.2.4 Кути нахилу (уклони) поверхонь кочення коліс – функції $\lambda_{ij}(y_{kj})$

Визначення кутів нахилу профілів поверхонь кочення коліс у точках їх контактів з рейками та функціональні залежності цих кутів від поперечного переміщення колісних пар в колії необхідне для коректного моделювання контактних сил при вписуванні візків у криві. Зокрема, це стосується опису контактних гравітаційних реакцій в контактах, які обумовлені наявністю нахилу

профілів коліс.

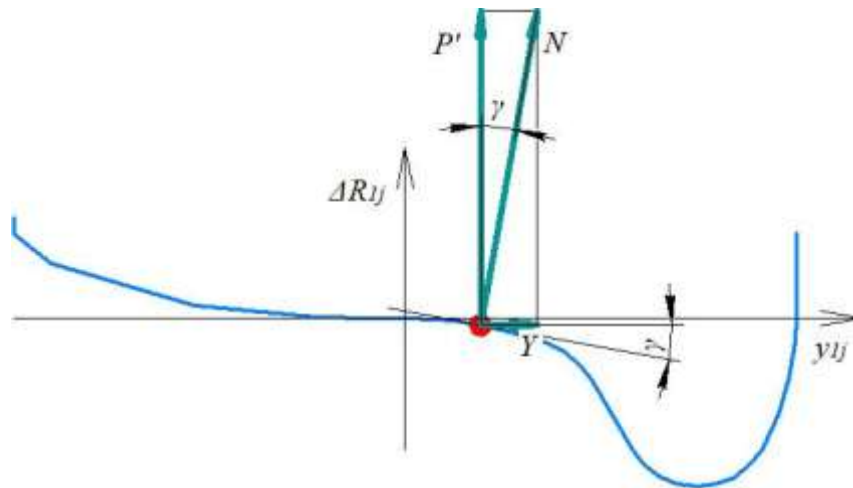


Рисунок 3.11 – Принцип виникнення гравітаційних реакцій в контактах, як складових нормальних контактних реакцій

Кути нахилу поверхонь кочення коліс в точках контактів (λ_{ij}) залежать від положення точок контактів і є функціями бокових переміщень колісних пар в колії (y_{kj}) відносно центрального положення.

Функції $\lambda_{ij}(y_{kj})$ отримано, як похідні від функцій $\Delta R_{ij}(y_{kj})$:

$$\lambda_{1j}(y_{kj}) = \begin{cases} \text{if}(y_{kj} < -15): & -0,089 \\ \text{if}(-15 \leq y_{kj} < 7): & -0,005 \\ \text{if}(7 \leq y_{kj} < 8): & -33,584 \\ \text{if}(8 \leq y_{kj} < 9): & -11,688 \\ \text{if}(y_{kj} \geq 9): & -1,23 \end{cases} \quad (3.13)$$

$$\lambda_{2j}(y_{kj}) = \begin{cases} \text{if}(y_{kj} \leq -9): & 1,23 \\ \text{if}(-9 \leq y_{kj} < -8): & 11,688 \\ \text{if}(-8 \leq y_{kj} < -7): & 33,584 \\ \text{if}(-7 \leq y_{kj} \leq 15): & 0,0005 \\ \text{if}(y_{kj} \geq 15): & 0,089 \end{cases} \quad (3.14)$$

Граничні точки гілок функцій $\lambda_{ij}(y_{kj})$ було визначено в програмному пакеті MathCAD з використанням команд Given і Find.

На рис. 3.12 показано функції $\lambda_{ij}(y_{kj})$, побудовані у програмному пакеті Mathcad.

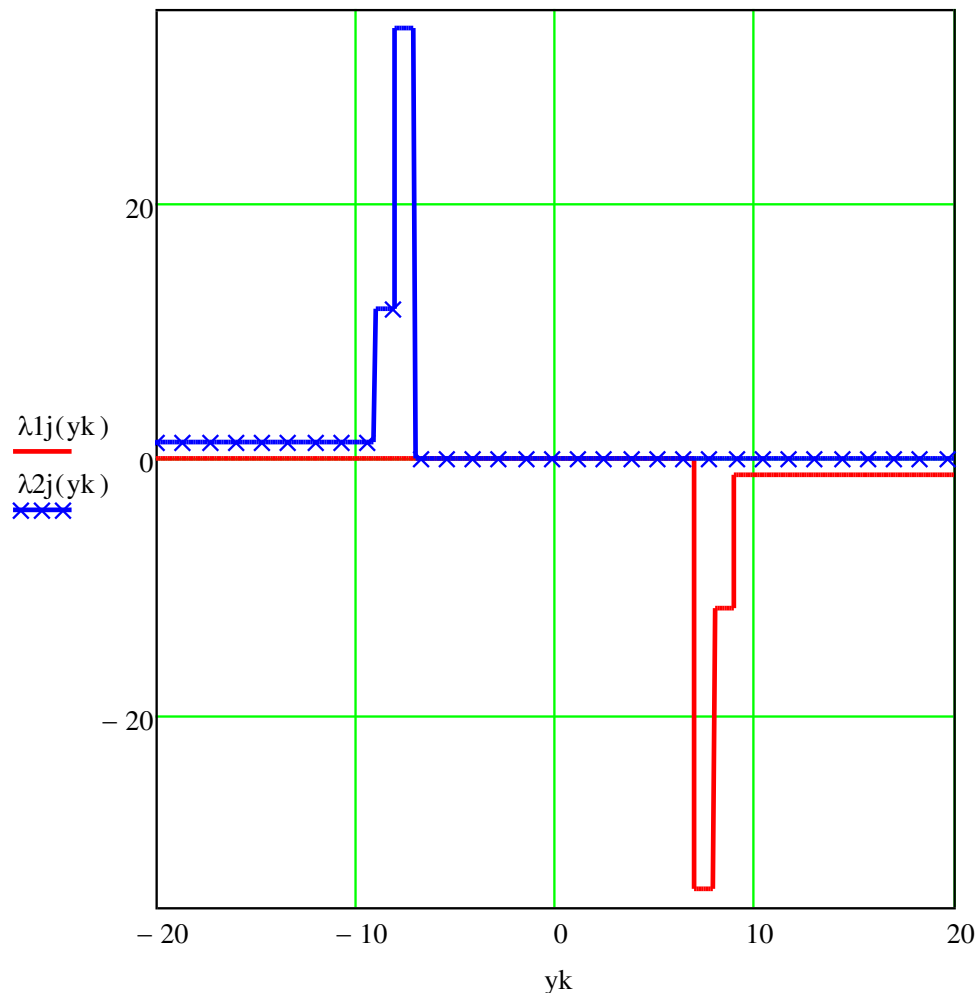


Рисунок 3.12 – Функції $\lambda_{ij}(y_{kj})$, побудовані у програмному пакеті Mathcad

3.1.3 Кінематичні параметри контактування: швидкості проковзування у контактах коліс із рейками

Визначення швидкостей проковзувань у контактах (V_{Sij}) необхідні для розрахунку контактних сил зчеплення у повздовжньому і поперечному напрямках.

$$V_{Sij} = \sqrt{V_{ij}^2 + V_{\varphi ij}^2 - 2 \cdot V_{ij} \cdot V_{\varphi ij} \cdot \cos(\alpha_{ij})} ; \quad (3.15)$$

Повздовжня і поперечна сили зчеплення мають різні функціональні залежності від відповідних проковзувань, тому для кожного контакту колеса з рейкою швидкості проковзування визначаються окремо для двох горизонтальних напрямків: повздовжнього – у площині обертання коліс (складова $V\tau_{ij}$) та поперечного – перпендикулярно площині обертання коліс, тобто вздовж осі колісної пари (складова Vy_{ij}).

$$Vy_{ij} = V_{ij} \cdot \sin(\alpha_{ij}); \quad V\tau_{ij} = \sqrt{V_{Sij}^2 - Vy_{ij}^2}, \text{ м/с.} \quad (3.16)$$

Відносні повздовжні і поперечні проковзування в контактах:

$$\varepsilon\tau_{ij} = \frac{V\tau_{ij}}{V_{ij}}; \quad \varepsilon y_{ij} = \frac{Vy_{ij}}{V_{ij}}. \quad (3.17)$$

3.1.4 Сили в контактах коліс із рейками

На рис. 3.13 показано вектори сил, що діють на візок при усталеному русі в круговій кривій. На рис. 3.13 використано наступні позначення сил:

Y_{ij} – гравітаційні складові нормальних контактних реакцій від рейок на колеса, Н;

$F\tau_{ij}$ – повздовжні сили зчеплення, що діють у площинах коліс, Н;

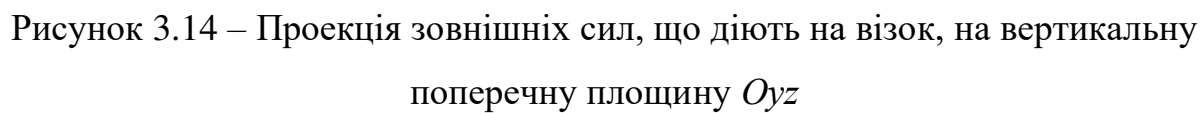
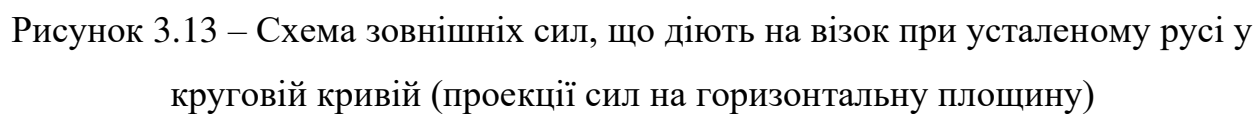
Fy_{ij} – поперечні сили зчеплення, що діють в контактах і спрямовані паралельно осям обертання колісних пар, Н;

F_{in} – відцентрова сили інерції візка, що діє в центрі мас візка по радіусу кривизни кривої колії від її центру, Н.

Відцентрова сила визначається за відомою формулою:

$$F_{in} = \frac{m \cdot V^2}{\rho}, \text{ Н,} \quad (3.18)$$

ρ – радіус кривої ділянки колії, м.



На рис. 3.14 F_g – доцентрова сила, прикладена в центрі мас візка радіально до центру кривизни колії. Сила F_g є складовою ваги вагона Q , що пов'язана з нахилом вагона через підвищення зовнішньої рейки

$$F_g = Q \cdot \frac{h}{2A}, \quad (3.19)$$

де Q – вага вагона;

h – підвищення зовнішньої рейки.

3.1.5 Сили зчеплення в контактах коліс із рейками

Контактні сили зчеплення є функціями проковзувань (псевдо-проковзувань) коліс і рейок. Для визначення сил зчеплення використано методику, викладену у роботі [33].

$$F\tau_{ij} = \psi_0 \cdot N_{ij} \cdot k\tau_{ij}(\varepsilon\tau_{ij}), \text{ Н}, \quad (3.20)$$

$$Fy_{ij} = \psi_0 \cdot N_{ij} \cdot ky_{ij}(\varepsilon y_{ij}), \text{ Н}, \quad (3.21)$$

де ψ_0 – фізичний коефіцієнт зчеплення в контактах коліс з рейками;

N_{ij} – нормальне навантаження на відповідному контакті

$$N_{ij} = \frac{P}{\cos[\arctg(\lambda_{ij})]}, \text{ Н}, \quad (3.22)$$

де P – вертикальне навантаження колеса на рейку, Н;

λ_{ij} – кути між нормальними в точках контактів і вертикаллю, або кути нахилу профілів в точках контактів, рад;

$k\tau_{ij}(\varepsilon\tau_{ij})$, $ky_{ij}(\varepsilon y_{ij})$ – коефіцієнти використання зчеплення у повздовжньому і поперечному напрямках. Коефіцієнти $k\tau_{ij}(\varepsilon\tau_{ij})$, $ky_{ij}(\varepsilon y_{ij})$ є функціями повздовжніх $\varepsilon\tau_{ij}$ і поперечних εy_{ij} проковзувань визначених у (3.13).

У дослідженні [33] пропонується описувати функції $k\tau_{ij}(\varepsilon\tau_{ij})$, $ky_{ij}(\varepsilon y_{ij})$ залежностями

$$k\tau_{ij}(\varepsilon\tau_{ij}) = \frac{\varepsilon\tau_{ij}}{a\tau \cdot \varepsilon\tau_{ij}^2 + b\tau \cdot |\varepsilon\tau_{ij}| + c\tau} \left(\frac{ds}{e\tau \cdot \varepsilon\tau_{ij}^2 + f\tau} + g\tau \right); \quad (3.23)$$

$$ky_{ij}(\varepsilon y_{ij}) = \frac{\varepsilon y_{ij}}{a y \cdot \varepsilon y_{ij}^2 + b y \cdot |\varepsilon y_{ij}| + c y} \left(\frac{dy}{e y \cdot \varepsilon y_{ij}^2} + g y \right), \quad (3.24)$$

де $a\tau, b\tau, c\tau, d\tau, e\tau, f\tau, g\tau, ay, by, cy, dy, ey, gy$ – емпіричні коефіцієнти характеристик зчеплення, отримані в [33].

3.1.6 Рівняння рівноваги візка при русі в круговій кривій

Математичну модель вписування візка в кругову криву побудовано як систему рівнянь рівноваги під дією зовнішніх сил і моментів – рівняння (3.25) – (3.34).

Механічну систему візка представлено як три підсистеми: система рами візка, система першої колісної пари і система другої колісної пари.

На рис. 3.15 показано схему горизонтальних сил, що діють на першу підсистему – раму візка. Для підсистеми рами візка можна скласти три рівняння рівноваги.

Рівняння 1: сума проєкцій сил, що діють на раму візка, на горизонтальну повздовжню вісь координат Ox , Н

$$\sum Fx = -(Fbx_{11} + Fbx_{12}) \cdot \cos(\chi_1) + (Fbx_{21} + Fbx_{22}) \cdot \cos(\chi_2) - Fby_1 \cdot \sin(\chi_1) - Fby_2 \cdot \sin(\chi_2) = 0. \quad (3.25)$$

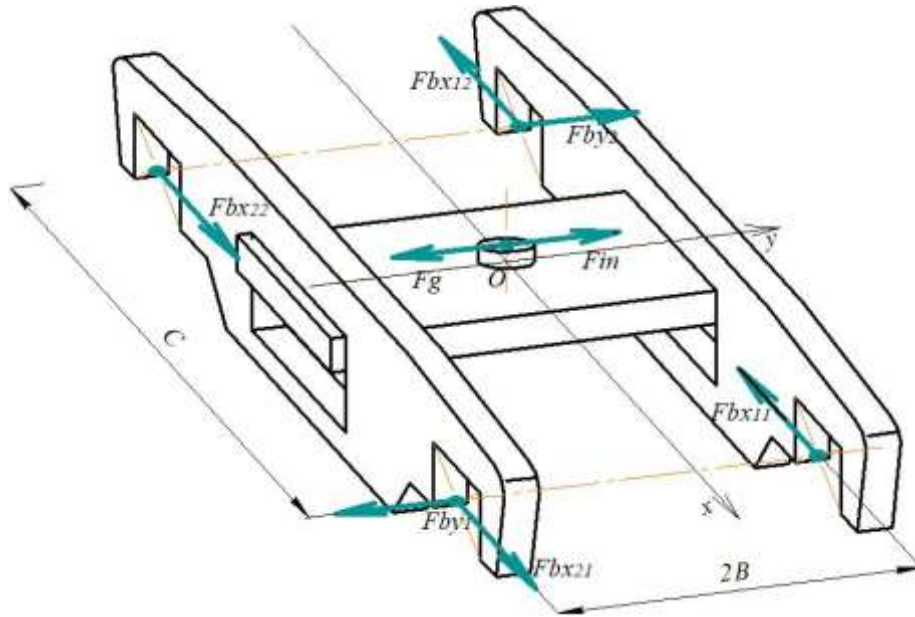


Рисунок 3.15 – Схема горизонтальних сил, що діють на раму візка

Рівняння 2: сума проекцій сил, що діють на раму візка, на горизонтальну поперечну вісь координат Oy , Н

$$\sum F_y = F_{in} - F_g - F_{by1} \cdot \cos(\chi_1) + F_{by2} \cdot \cos(\chi_2) + (F_{bx12} - F_{bx11}) \cdot \sin(\chi_1) + (F_{bx21} - F_{bx22}) \cdot \sin(\chi_2) = 0. \quad (3.26)$$

У рівняннях (3.25), (3.26): χ_1, χ_2 – кути, що визначають положення колісних пар відносно осі координат Oy . Кути χ_1, χ_2 враховують технологічне відхилення установки колісних пар у візку від номінального (кути σ_1, σ_2) (рис. 3.13) і перекіс візка в цілому, пов'язаний із поперечним переміщенням колісних пар в колії (кут ϑ)

$$\chi_j = \sigma_j - \vartheta, \text{ рад.} \quad (3.27)$$

Рівняння 3: сума моментів сил, що діють на раму візка, відносно центру системи координат O у горизонтальній площині, Нм

$$\sum M_O = (F_{by1} \cdot \cos(\chi_1) + F_{by2} \cdot \cos(\chi_2)) \cdot C / 2 - (F_{bx11} + F_{bx21}) \cdot \cos(\chi_1) \cdot B - (F_{bx12} + F_{bx22}) \cdot \cos(\chi_2) \cdot B. \quad (3.28)$$

Схема сил, що діють на колісні пари, представлено на рис. 3.16.

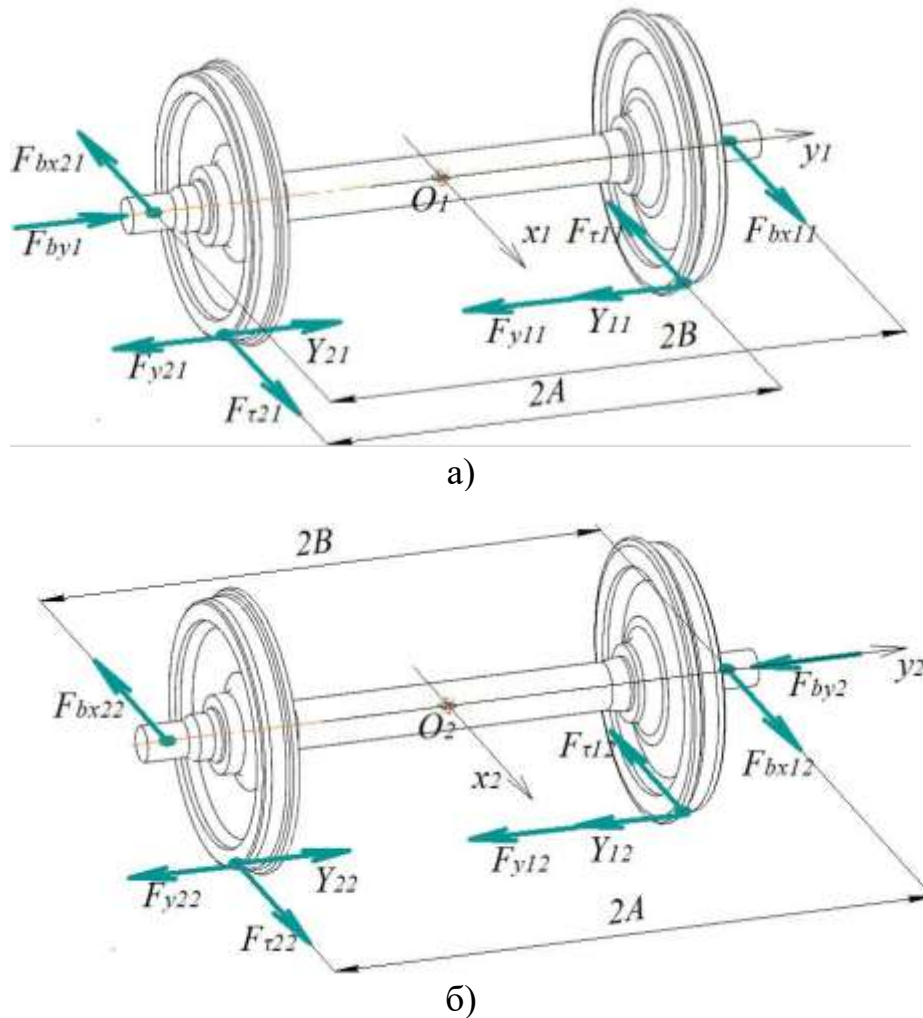


Рисунок 3.16 – Схеми реакцій, що діють на колісні пари від колії і рами візка:

а) – 1-а колісна пара; б) – 2-а колісна пара

Рівняння 4, 5: суми проекцій сил, що діють на колісні пари, на горизонтальні повздовжні осі координат $O_j x_j$, Н:

$$\sum F_{x1} = (F_{\tau_{21}} - F_{\tau_{11}} + F_{bx11} - F_{bx21}) \cdot \cos(\chi_1) + (Y_{21} - Y_{11} - F_{y11} - F_{y21} + F_{by1}) \cdot \sin(\chi_1) = 0; \quad (3.29)$$

$$\begin{aligned} \sum Fx_2 = (F\tau_{12} - F\tau_{22} + Fbx_{22} - Fbx_{12}) \cdot \cos(\chi_2) + \\ + (Y_{22} - Y_{12} - Fy_{12} - Fy_{22} - Fby_2) \cdot \sin(\chi_2) = 0. \end{aligned} \quad (3.30)$$

Рівняння 6, 7: суми крутних моментів, що діють на колісні пари в горизонтальній площині відносно власних центрів систем координат O_j , Нм:

$$\sum M_{O_1} = [(Fbx_{11} + Fbx_{21}) \cdot B - (F\tau_{11} + F\tau_{21}) \cdot A] \cdot \cos(\chi_1) = 0; \quad (3.31)$$

$$\sum M_{O_2} = [(Fbx_{12} + Fbx_{22}) \cdot B - (F\tau_{12} + F\tau_{22}) \cdot A] \cdot \cos(\chi_2) = 0. \quad (3.32)$$

Рівняння 8, 9: суми крутних моментів, що діють на колісні пари відносно власних осей обертання, Нм:

$$\sum M_1 = F\tau_{11} \cdot R_{11} - F\tau_{21} \cdot R_{21}; \quad (3.33)$$

$$\sum M_2 = F\tau_{12} \cdot R_{12} - F\tau_{22} \cdot R_{22}; \quad (3.34)$$

3.2 Розв'язання системи рівнянь. Отримання розрахункових залежностей.

Для розв'язання системи алгебраїчних рівнянь (3.25) – (3.34) (рівняння 1–9) використано прикладний пакет MathCAD за допомогою обчислювального блоку розв'язання нелінійних алгебраїчних рівнянь Given–Find. Програма, створена при виконанні дисертації, містить блоки попередніх обчислень. Блок-схему програми, що реалізує метод Given–Find, наведено на рис. 3.17.

Розрахунковий блок реалізує метод Given–Find і містить наступні операції:

- визначення початкових наближень змінних;
- реалізація команди Given;
- система рівнянь, що спирається на блоки попередніх обчислень, з використанням булевого знаку «рівняння»;
- реалізація функції Find-Minerr з змінними в якості параметрів функції.

Результати розрахунків отримуються в вигляді вектору рішення системи.

Приклади лістингу програми розв'язання системи рівнянь (3.25)–(3.34) наведено у ДОДАТКУ В.

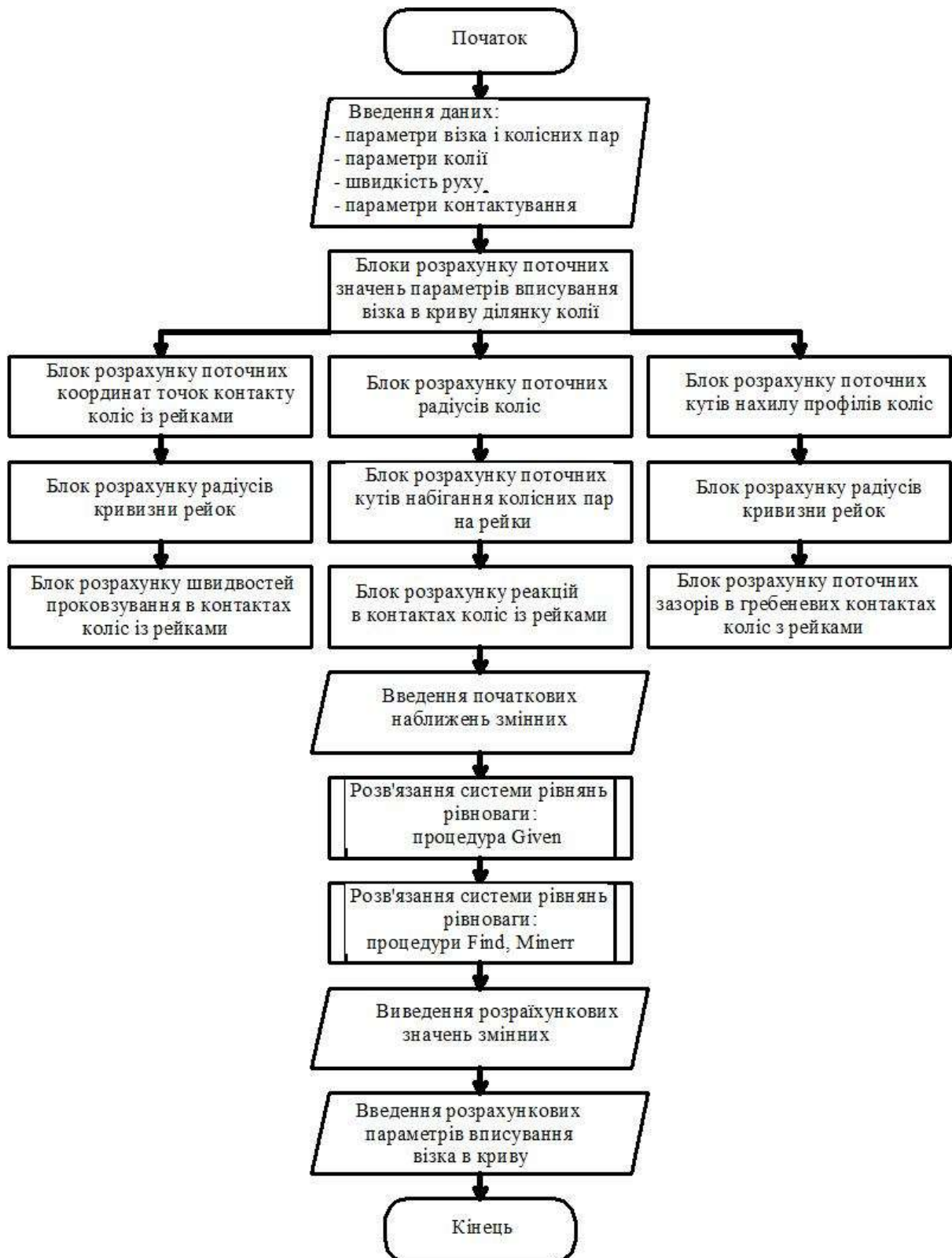


Рисунок 3.17 – Блок-схема програми розв'язання системи рівнянь рівноваги візка в кривій

3.2 Результати розрахунку параметрів динамічного вписування візка 18-7055 в кругову криву

Поле чисельного експерименту обмежується комбінацією наступних вхідних параметрів: радіуси кривої – ρ (м); швидкість руху – V (м/с); підвищення зовнішньої рейки в кривій – h (м); непогашене бічне прискорення – a_y (м/с²).

Непогашене бічне прискорення вагона при русі в кривій ділянці колії визначається за відомим виразом

$$a_y = \frac{V^2}{\rho} - \frac{g \cdot h}{2A}, \text{ м/с}^2. \quad (3.35)$$

За умовами безпеки перевозки вантажів і комфорту пасажирів встановлено гранично-дозволені значення непогашеного бічного прискорення. На українських залізницях воно визначено Пам'яткою Організації співробітництва залізниць (Organization for Co-Operation between Railways – OSJD) [32] – O+P 782/4 «Оптимізація влаштування підвищення зовнішньої рейки в кривих в умовах швидкісного руху поєднаного з вантажним». У цьому документі для максимально-допустимого непогашеного бічного прискорення $[a_y]$ прийнято наступні значення:

- у зовнішньому напрямку кривої $[a_y] = 1,0 \text{ м/с}^2$; у напрямку до центру кривої – $[a_y] = -0,4 \text{ м/с}^2$. Таким чином безпечні значення непогашеного бічного прискорення лежать у полі $1,0 \geq a_y \geq -0,4 \text{ м/с}^2$;

- максимально-дозволений темп (швидкість) наростання непогашеного бічного прискорення – похідна від функції зростання непогашеного прискорення – $[\psi] = 0,45 \text{ м/с}^2$;

- максимально-дозволена швидкість підйому колеса на ділянці перехідної кривої $[f] = 45 \text{ мм/с}$;

- крутизна відводу зовнішньої рейки на ділянці перехідної кривої $[i] = 0,5 \text{ мм/м (‰)}$.

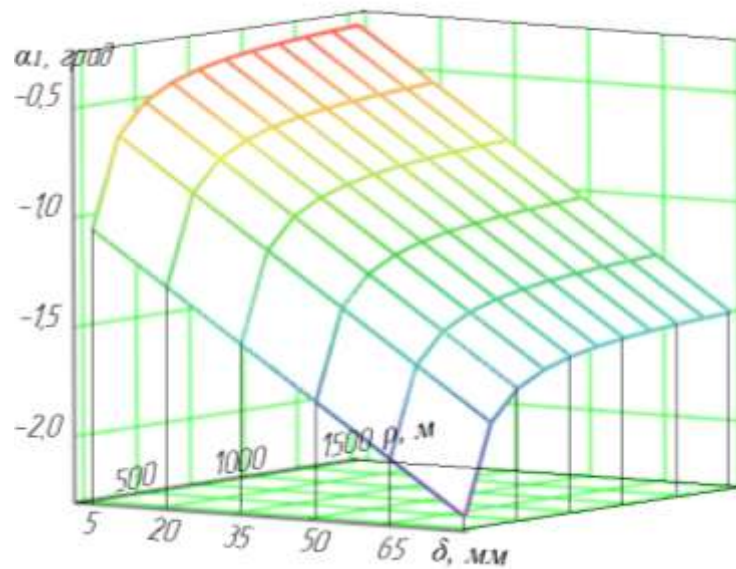
3.2.1 Залежність кутів набігання колісних пар від поперечного положення колісних пар в колії і радіусу кривої

Як було з'ясовано у розділі 1.4, зазор колісної пари в рейковій колії в експлуатації може приймати значення у діапазоні від 9 до 76 мм. Зазор в рейковій колії суттєво впливає на кути набігання колісних пар при перекісній установці візків. На рис. 3.18 показано розрахункові залежності кутів набігання колісних пар установлених у візку без перекосу (номінальна установка) α_1, α_2 (град) від значення зазору колісної пари в рейковій колії δ (мм) і радіусу кривої ρ (м). Для кутів набігання прийнято наступні знаки: «+» – для випадку, коли колісна пара збігає; «-» – для випадку, коли колісна пара набігає.

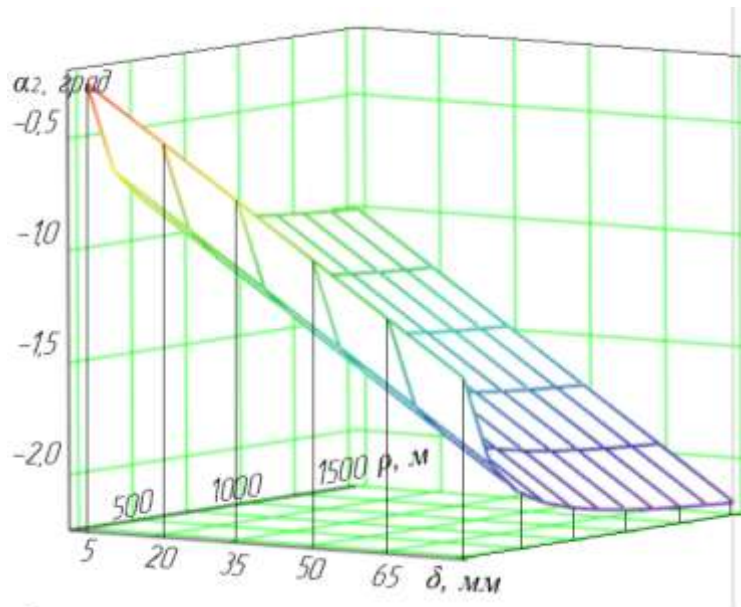
За результатами розрахунків підтверджено, що кути набігання колісних пар на рейки суттєво збільшуються при зростанні сумарних зазорів в рейковій колії.

Наприклад, при перекісній установці візка в колії в кривій радіусом 250 м при зазорі 14 мм кут набігання першої колісної пари (такої, що набігає), складає $-0,84^\circ$ ($-0,015$ рад), а при зазорі 50 мм $-1,95^\circ$ ($0,034$ рад). В кривій 1000 м – відповідно $-0,54^\circ$ ($-0,009$ рад) і $-1,65^\circ$ ($-0,029$).

В діапазоні можливих експлуатаційних зазорів колісних пар в рейковій колії (14–65 мм) кути набігання колісних пар, що набігають (перша колісна пара) можуть збільшуватися від мінімальних до максимальних в 2,3–3,5 рази для різних радіусів кривих.



а)



б)

Рисунок 3.18 – Залежності кутів набігання колісних пар α (град) від зазорів колісної пари в колії δ (мм) і радіусу кривої ρ (м): а) 1-а колісна пара; б) 2-а колісна пара

Зміна зазорів колісних пар в колії δ з 15 мм до 45 мм надає ефект збільшення кутів набігання α в 1,6 рази в кривих радіусом $\rho = 300$ м та у 2,7 рази в кривих радіусом $\rho = 1250$ м. В діапазоні можливих експлуатаційних зазорів колісних пар в рейковій колії (14–65 мм) кути набігання колісних пар, що

набігають (перша колісна пара) можуть збільшуватися від мінімальних до максимальних в 2,3–3,5 рази для різних радіусів кривих.

Зміна зазорів колісних пар в колії δ з 15 мм до 45 мм надає ефект збільшення кутів набігання α в 1,6 рази в кривих радіусом $\rho = 300$ м та у 2,7 рази в кривих радіусом $\rho = 1250$ м.

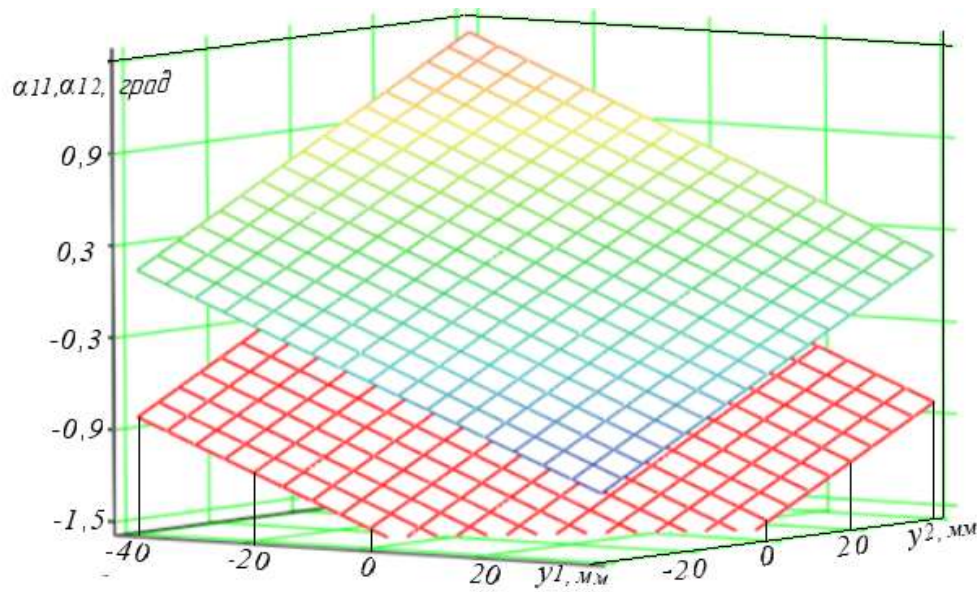
Характер зміни кутів набігання колісних пар на рейки від зазорів в колії δ не залежить від кутів перекоосу колісних пар σ . Різниця кутів атаки першої і другої колісних пар ($\Delta\alpha$) візка залежить від радіусу кривої та не залежить від установки колісних пар у візку та зазорів колісних пар в колії. Причому, $\Delta\alpha$ зменшується від $0,5^\circ$ (0,01 рад) для $\rho = 300$ м – до $0,15^\circ$ (0,003 рад) для $\rho = 1250$ м.

Таким чином підтверджено, що перекісна установка візка в колії є більш небезпечною з точки зору стійкості колісних пар щодо сходу з рейок та інтенсивності зносу гребнів коліс через значні значення кутів набігання коліс на рейки [109, 151, 155]. Цей висновок непрямо суперечить висновкам деяких дослідників, що вважають основною причиною підвищеної інтенсивності зносу гребнів перехід української залізниці з колії 1524 мм на колію 1520 мм. Відповідно до результатів розрахунків настільки незначне звуження колії, навпроти зменшує значення вірогідних кутів набігання коліс на рейки і, як наслідок, повинне навпаки зменшувати інтенсивність зносу гребнів коліс. На рис. 3.19 показано залежності кутів набігання колісних пар α (град), від поперечного положення колісних пар y_1, y_2 (мм) відносно осі колії для різних радіусів кривої. Поперечні зміщення колісних пар візка – y_1, y_2 визначають схему установку візка в колії (рис.3.3).

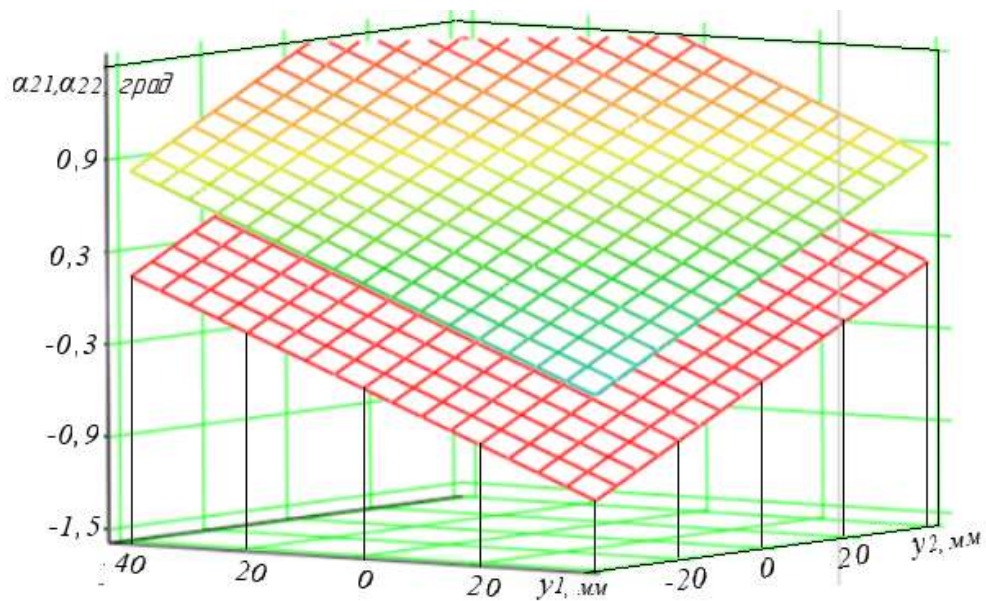
При цьому можливі наступні установки:

- при $y_1 = -y_{max}$, $y_2 = -y_{max}$ – внутрішня хордова установка;
- при $y_1 = y_{max}$, $y_2 = y_{max}$ – хордову установку по зовнішній рейці;
- при $-y_1 = -y_{max}$, $y_2 = y_{max}$ – позитивна перекісна установка;
- при $y_1 = y_{max}$, $y_2 = -y_{max}$ – негативна перекісна установка;

- при $-y_{max} < y_1 < y_{max}$ та $-y_{max} < y_2 < y_{max}$ – вільні установки.



а)



б)

Рисунок 3.19 – Залежності кутів набігання колісних пар $\alpha_{11}, \dots, \alpha_{22}$ від поперечних переміщень колісних пар y_1, y_2 (мм) і радіусу кривої ρ (м):

а); $\rho = 300$ м; б) 1500 м

Результати розрахунків, представлені на рис. 3.18, 3.19, дають змогу зробити наступні висновки.

Для внутрішньої і зовнішньої хордових установок кути набігання колісних пар складають: для внутрішньої і зовнішньої хордових установок кути набігання колісних пар складають: для кривої 300 м – перша колісна пара – $\alpha_{11} = -0,28^\circ$ ($-0,005$ рад), друга колісна пара – $\alpha_{12} = 0,28^\circ$ ($0,005$ рад); для кривої 1200 м – $\alpha_{21} = -0,114^\circ$ ($-0,002$ рад), $\alpha_{22} = 0,114^\circ$ ($0,002$ рад).

Враховуючи, що експлуатаційні поперечні переміщення колісних пар залежать від сумарного зазору колісних пар в колії, розрахунки ще раз підтверджують суттєву залежність кутів набігання колісних пар від її вільного зазору в колії.

3.2.2 Вплив відхилень установки колісних пар у візку на кути набігання колісних пар на рейки

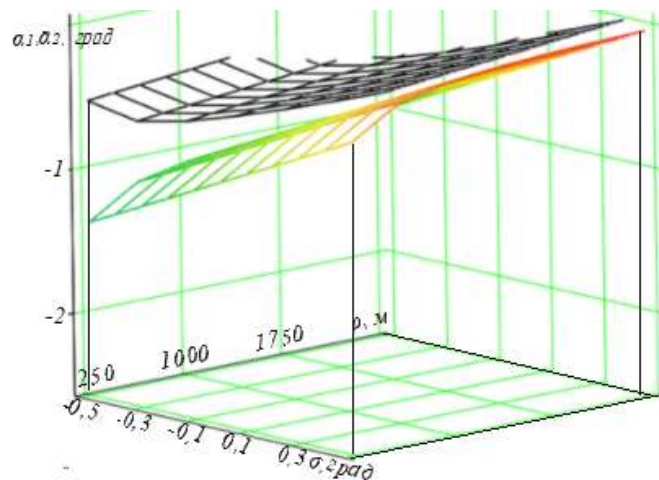
Наведені вище результати отримано для випадку нормальної установки колісних пар у візку. Для вантажних візків моделі 18-100 є характерним перекис колісних пар, пов'язаний із забіганням бокових рам візка [96]. За загальною думкою, ця особливість моделі 18-100 пов'язана із тим, що її бокові рами жорстко не зв'язані між собою силовими елементами. Через це в русі вагона можливі подовжні забігання бокових рам відносно один одного до 15–20 мм [91]. Відома низка причин такого явища. Насамперед, це – зазори в буксових вузлах, горизонтальні деформації пружин, технологічні відхилення геометричних параметрів бокових рам в процесі виробництва, а також знос клинів фрикційних гасників та контактних поверхонь надресорної балки. Разом названі фактори можуть створювати перекис колісних пар у візку σ відносно номінального положення до $1,0^\circ$ ($0,018$ рад) [95].

На рис. 3.20 наведено розрахункові залежності, що відображають вплив кутів відхилення колісних пар у візку від нормального положення (σ) – на кути набігання колісних пар на рейки (α).

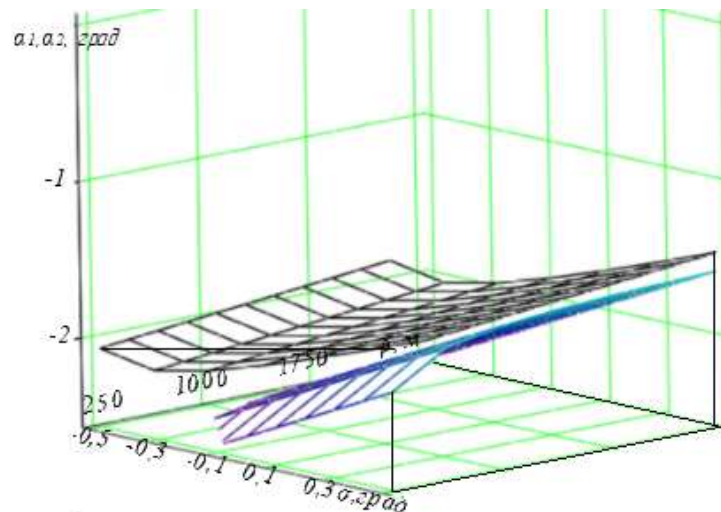
Діапазон досліджуваних кутів відхилення колісних пар від нормальної установки в візку (кути σ) – від $-0,01$ до $+0,01$ рад ($-0,5^\circ$ до $+0,5^\circ$). Негативні

кути σ характерні для випадку забігання внутрішньої боковини рами. Розрахункові результати дозволяють зробити наступні висновки.

Забігання внутрішньої по відношенню до кривої боковини рами візка – є типовим випадком вписування вагонів в криві ділянки колії. Практично завжди при вписуванні в криву забігає саме буде саме внутрішня боковина візкової рами. При збільшенні перекосу колісних пар у візку від 0° до $+0,5^\circ$ кути набігання колісної пари, що набігає збільшуються в 2–3 рази.



а)



б)

Рисунок 3.20 – Розрахункові залежності кутів набігання коліс на рейки (α_1 – перша колісна пара; α_2 – друга колісна пара) від відхилення колісних пар від нормальної установки в візку (кути σ)

3.2.3 Залежність спрямовуючих зусиль в гребневих контактах коліс із рейками від установки колісних пар у візку

Алгоритм визначення горизонтальних гребневих спрямовуючих зусиль викладено у розділі 2 (формули (2.7)–(2.9)). Розрахункові залежності спрямовуючого гребневого зусилля Y від кутів перекосу колісних пар у візку σ , що характеризують відхилення установки колісних пар у візку від номінальної представлено на рис. 3.21.

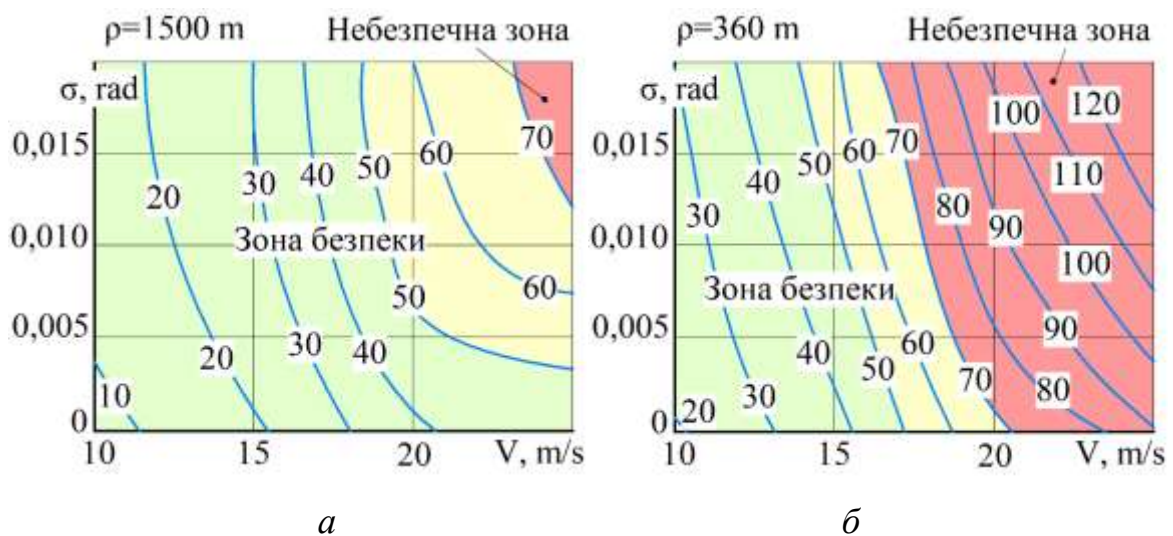


Рисунок 3.21 – Залежності спрямовуючих зусиль Y (кН) від кутів перекосу колісних пар у візку σ (рад), швидкості руху V (м/с) і радіусу кривої ρ : $a - \rho = 1500$ м; $b - \rho = 360$ м

Проведене дослідження [97] базується на тому факті, що за статистикою, переважна кількість візків 18-100 в експлуатації мають перекоси колісних пар у візках. Причому ці перекоси мають накопичувальний прогресуючий характер і можуть складати в експлуатації до 0,02 рад. Підтвердженням тому є значна експлуатаційна різниця товщин гребнів правого і лівого коліс колісних пар, як результат тривалого притиснення однієї сторони колісної пари до однієї з рейок [109, 110].

Отримані результати досліджень можна пояснити тим, що конструктивні перекоси колісних пар у візках збільшують кути набігання колісних пар на рейки

і, як наслідок, підвищують сили притискання гребнів до бокових поверхонь рейок. Це, в свою чергу, є причиною підвищеного зносу гребнів коліс і бокових поверхонь рейок, а також погіршення низки експлуатаційних показників вагонів: збільшення опору руху, зменшення коефіцієнту запасу стійкості від сходу з рейок тощо. Збільшення кутів перекосу колісних пар від $\sigma=0$ для номінального положення до максимальних можливих в експлуатації кутів перекосу ($\sigma=0,02$ рад) призводить до збільшення спрямовуючих зусиль Y у середньому у 1,5–2,0 рази. Причому, ступінь підвищення Y практично не залежить від радіусу кривої і від швидкості руху [13, 151].

За результатами розрахунків підтверджено, що кути набігання колісних пар на рейки суттєво збільшуються при зростанні сумарних зазорів в рейковій колії. Наприклад, при перекоській установці візка в колії в кривій радіусом 250 м при зазорі 14 мм кут набігання першої колісної пари, складає $-0,84^\circ$ ($-0,002$ рад), а при зазорі 50 мм $-1,95^\circ$ ($-0,034$ рад). В кривій 1000 м – відповідно $-0,54^\circ$ ($-0,009$ рад) і $-1,65^\circ$ ($-0,029$ рад). Таким чином, в діапазоні можливих експлуатаційних зазорів колісних пар в рейковій колії – від 14 до 65 мм – кути атаки колісних пар збільшуються від мінімальних до максимальних в 2,3–3,5 рази для різних радіусів кривих. Характер зміни кутів набігання колісних пар на рейки від зазорів в колії δ не залежить від кутів перекосу колісних пар σ . Різниця кутів атаки першої і другої колісних пар $\Delta\alpha$ візка залежить від радіусу кривої та не залежить від установки колісних пар у візку та зазорів колісних пар в колії. Причому, $\Delta\alpha$ зменшується від $0,5^\circ$ ($0,01$ рад) для $r=300$ м до $0,15^\circ$ ($0,003$ рад) для $r=1250$ м. Ці результати непрямо суперечать висновкам деяких дослідників, щодо впливу на інтенсивність зносу гребнів переходу української залізниці з колії 1524 мм на колію 1520 мм. З'ясовано, що незначне звуження колії, навпаки, зменшує значення вірогідних кутів набігання коліс на рейки і, як наслідок, повинне зменшувати інтенсивність зносу гребнів коліс.

При збільшенні перекосу колісних пар у візку від 0° до $+0,5^\circ$ кути набігання колісних пар, що набігають, збільшуються в 2–3 рази.

Аналіз розрахункових результатів підтверджує припущення про суттєву

залежність спрямовуючих контактних сил від установки колісних пар у візку, яке визначається перекосом осей відносно їх номінального положення. При максимальних експлуатаційних кутах перекосів колісних пар бокові спрямовуючі зусилля у гребневих контактах збільшуються на 40–60 % у порівнянні із номінальною установкою в широкому діапазоні швидкостей і радіусів кривих.

Вибрана розрахункова схема може вважатися коректною, через те, що вона враховує геометричні та кінематичні параметри контактування коліс і рейок, як для нових профілів поверхонь кочення, так і для зношених.

Результати доводять суттєву залежність спрямовуючих зусиль у гребневих контактах коліс з рейками від установки колісних пар у рамі візка, а саме перекосів осей відносно їх номінального положення. Значення перекоосу має бути критерієм для прийняття рішення про необхідність ремонту візка.

Країни, які експлуатують вантажні вагони з візками типу 18-100 і їх аналогами (Польща, Україна, Литва, Латвія, т.і.) мають приділяти увагу такому важливому фактору, як накопичувальний перекіс колісних пар у візках.

У якості подальшого розвитку даного дослідження вважається за доцільне проведення широкого моніторингу стану візків 18-100 парку вантажних вагонів щодо наявності перекосів колісних пар. Враховуючи, що на сьогодні не існує приладів для контролю параметрів установки колісних пар у візках, у подальших дослідженнях планується розробка такого вимірювального комплексу [155].

Аналіз розрахункових результатів підтверджує припущення про суттєву залежність спрямовуючих контактних сил від установки колісних пар у візку, яке визначається перекосом осей відносно їх номінального положення.

При максимальних експлуатаційних кутах перекосів колісних пар бокові спрямовуючі зусилля у гребневих контактах на 40–60% вищі у порівнянні із номінальною установкою в широкому діапазоні швидкостей і радіусів кривих.

3.3 Висновки за розділом 3

За результатами розрахунків, проведених в даному розділі, підтверджено, що кути набігання колісних пар на рейки суттєво збільшуються при зростанні сумарних зазорів в рейковій колії. В діапазоні можливих експлуатаційних зазорів колісних пар в рейковій колії (14–65 мм) кути набігання колісних пар, що набігають збільшуються в 2,3–3,5 рази для різних радіусів кривих.

Підтверджено, що перекісна установка візка в колії є найбільш небезпечною з точки зору стійкості колісних пар щодо сходу з рейок та інтенсивності зносу гребнів коліс через значні значення кутів набігання коліс на рейки. Цей висновок непрямо суперечить твердженням деяких дослідників про те, що перехід української залізниці з колії 1524 мм на колію 1520 мм є основною причиною підвищеної інтенсивності зносу гребнів. Відповідно до результатів розрахунків звуження колії, навпроти зменшує значення вірогідних кутів набігання коліс на рейки і, як наслідок, зменшує інтенсивність зносу гребнів коліс.

Забігання внутрішньої (по відношенню до кривої) боковини рами візка – є типовим випадком вписування візків 18-100 в криві ділянки колії. При збільшенні перекосу колісних пар у візку від 0° до $+0,5^{\circ}$ кути набігання колісних пар, що набігають збільшуються в 2–3 рази.

Аналіз розрахункових результатів підтверджує припущення про суттєву залежність спрямовуючих контактних зусиль від установки колісних пар у візку, яке визначається перекосом осей відносно їх номінального положення. При максимальних експлуатаційних кутах перекосів колісних пар бокові спрямовуючі зусилля у гребневих контактах збільшуються на 40–60% у порівнянні із номінальною установкою в широкому діапазоні швидкостей і радіусів кривих.

Результати дослідження третього розділу опубліковані у працях [18, 31, 97, 109, 126, 131, 133, 151, 155].

РОЗДІЛ 4 НОРМУВАННЯ ДОПУСТИМИХ ПЕРЕКОСІВ КОЛІСНИХ ПАР У ВІЗКАХ

4.1 Моніторинг перекосу колісних пар у візках в експлуатації

В результаті дослідження підтверджено висунуту гіпотезу, відповідно до якої перекіс колісних пар у візках вантажних вагонів, є головною причиною додаткового підвищення спрямовуючих зусиль в контактах гребнів коліс з рейками. Даними експлуатації і науковими дослідженнями інших авторів підтверджується, що є типовим накопичення однобічного перекосу колісних пар після його зародження. Підвищення рівнів спрямовуючих зусиль є прямою причиною збільшення інтенсивності зносу у гребневих контактах. Крім того, це є причиною зниження коефіцієнту запасу стійкості від сходу колісних пар з рейок [29]. Також перекоси колісних пар у візках призводять до підвищення кінематичний опір руху [27, 28].

Ці явища напряму пов'язані із трьох-елементною конструкцією візків моделі 18-100, а саме нежорстким з'єднанням бокових рам із шворневою балкою. На тлі катастрофічної зношеності вантажних вагонів це створює передумови для перекосів колісних пар у візках відносно номінального положення [55, 62, 141, 145, 155, 160, 161].

Відсутність єдиних міжнародних норм і вимог до системи технічного обслуговування вантажних вагонів з візками 18-100 призвело до того, що перекоси колісних пар в експлуатації в процесі технічного обслуговування візків не контролюються. У відомчих нормативних документах, що регламентують технологічний процес технічного обслуговування і ремонту колісних пар вагонів відсутня операція з контролю перекосу колісних пар у візку. Відповідно до цього відсутні і будь-які норми щодо допустимого відхилення положення колісних пар у візку від номінального [127, 151, 137-150, 152, 153].

Пропонується ввести в систему технічного обслуговування і ремонту візків моделі 18-100 додаткову технологічну операцію з контролю перекосу колісних

пар у візках.

Технологічна операція з моніторингу перекосу колісних пар може бути побудована на наступних технічних засобах контролю, розроблених за участі здобувача:

- спосіб діагностування технічного стану трьохелементних візків вантажних вагонів;
- пристрій для контролю перекосу колісних пар залізничного вагона у рамі візка.

Зокрема, в пристрої для контролю перекосу колісних пар пропонується використати принцип контролю геометричних параметрів за основі лазерної топології. Лазерні прилади широко використовуються на залізницях для подібних цілей. Наприклад, лазерні профілометри використовуються в системах моніторингу профілів поверхонь кочення коліс [12]. Перспективи використання лазерного контролю геометричних параметрів рами візків тепловозів розглянуто у роботі [23].

Наявність суттєвої різниці товщин гребнів правого і лівого коліс однієї колісної пари може бути непрямым доказом довготривалої експлуатації колісної пари з перекосом відносно рами візка. Типовий характер одностороннього зносу коліс колісних пар підтверджується в роботі [3], де вказується на те, що на відстаючій по ходу стороні колісної пари (колесо, що набігає) максимальний знос зміщений в сторону внутрішньої грані поверхні кочення, а на протилежному колесі знос зміщується в бік зовнішньої грані. Ця особливість зносу гребнів коліс лежить в основі способу діагностування технічного стану трьохелементних візків вантажних вагонів [24, 30, 32].

4.2 Спосіб діагностування технічного стану трьохелементних візків вантажних вагонів за різницею товщин гребнів коліс колісної пари

Як було зазначено у попередніх розділах, не зважаючи на простоту конструкції і високу надійність трьохелементних візків моделі 18-100, вони

мають суттєвий недолік – схильність до перекосу колісних пар у візку, пов'язану із тим, що її бокові рами не зв'язані жорстко між собою силовими елементами. Через це в русі вагона можливі подовжні забігання бокових рам відносно одна одної. Відома низка причин такого явища, але всі вони пов'язані із загальним технічним станом візка: нерівномірні зноси в буксових вузлах; горизонтальні деформації пружин; технологічні відхилення геометричних параметрів бокових рам в процесі виробництва і ремонту; знос клинів фрикційних гасників та контактних поверхонь надресорної балки тощо. Перекіс колісних пар у візках є причиною низки негативних явищ: підвищеної інтенсивності зносу коліс; підвищення опору руху; збільшення горизонтальних навантажень на колію; підвищення вірогідності сходу коліс з рейок тощо[11] .

Запропоновано новий спосіб діагностування технічного стану візків вантажних вагонів, заснований на залежності одностороннього зносу гребнів коліс від перекосів колісних пар у візках [11]. Таке технічне рішення дозволяє здійснювати оперативний моніторинг загального технічного стану візків, що впливає на перекіс колісних пар для прийняття рішення про необхідність їх ремонту через аналіз різниці товщин гребнів коліс.

Запропонований спосіб заснований на аналізі відомих технічних рішень подібного призначення.

4.2.1 Стенд для комплексного діагностування вузлів вантажних вагонів, описаний у статті [69], який має розширені можливості для діагностування вузлів візків вантажних вагонів, зокрема буксових вузлів. Висновки про технічний стан візків робляться на основі вимірювання параметрів зносу буксових вузлів при моделюванні експлуатаційних навантажень.

4.2.2 «Метод і система виявлення та аналізу проблем в роботі залізничних візків» («Method and system for detection and analysis of railway bogie operational problems») [78]. Метод дозволяє прогнозувати події, які можуть спричинити спрацювання колеса на залізничному вагоні і включає два етапи: 1) моніторинг поздовжнього та вертикального прискорення вагона; 2) аналіз амплітуд прискорень. Якщо схема прискорень, що відстежується, включає

поздовжнє прискорення вище першого порогового значення, за яким слідує вертикальне прискорення вище другого порогового значення, це є свідомством наявності повзунів на поверхні кочення коліс, або умов для їх розвитку. Недоліком даного методу є неможливість аналізу загального технічного стану візка вантажного вагону.

4.2.3 «Спосіб контролю стану візка залізничного транспортного засобу, що містить щонайменше одну колісну пару» («Method for monitoring the state of a bogie of a railway vehicle comprising at least one wheelset») [80]. Спосіб включає наступні етапи: 1) фільтрація сигналів, які відповідають синусоїдальному руху колісної пари, від сигналів, що подаються датчиком, розташованим на візку; 2) визначення частоти синусоїдального руху колісної пари по відношенню до периферійних умов, включаючи швидкість руху транспортного засобу; 3) порівняння визначеної частоти із збереженим значенням або діапазоном значень, що вказує на поточні периферійні умови, для частоти синусоїдального руху; 4) моніторинг відхилення вимірюваної частоти від збереженого значення або діапазону значень і визначення неприйнятної стану зносу елементів візка, якщо частота синусоїдального руху відхиляється більш ніж на попередньо визначене значення від значення частоти, яке передбачається для периферійних умов, при цьому значення характеристики демпфування колісної пари візка визначається як функція визначеної частоти синусоїдального руху та наявної швидкості; 5) визначення виникнення неприйнятного технічного стану візка, наприклад через знос, базується на неприйнятно високій еквівалентній конусності коліс колісних пар візка. Недоліком даного методу є його складність, низька завадостійкість сигналів, що обробляються, і неможливість аналізу загального технічного стану візка вантажного вагону.

4.2.4 Патент «Система виявлення дефектів коліс вагонів» («System for detection of defects in railroad car wheels») [98]. Система автоматичного виявлення дефектів залізничних коліс є стаціонарною та встановлюється на рейках через великі проміжки часу, використовує стаціонарні акустичні/вібраційні датчики, встановлені на рейках через певні проміжки часу. Сегменти рейок, пов'язані з

детекторами, акустично ізольовані. Датчики сприймають вібрацію, що виникають під час перекочування коліс по рейках. Аналізатори сигналів ідентифікують дефекти візків за розподілом інтенсивності та частоти акустичних спектрів. Такі спектри відображають стан елементів візків і розподіл їх інтенсивності в залежності від частоти. Отримана інформація про стан коліс передається в центральний пункт. Будь-яке несправне колесо ідентифікується та маркується для подальшого ремонту або заміни. Недоліком даного методу є неможливість аналізу перекосу колісних пар у візку та загального технічного стану візка вантажного вагону.

4.2.5 «Спосіб виявлення вібрації в рейковому транспорті» («Method for detecting vibration in a rail vehicle») [99]. Спосіб використовує систему датчиків, що вимірює параметри і виявляє вібрацію колісних пар та блок оцінки, що оцінює сигнали системи датчиків. Для надійного виявлення параметрів вібрації колісних пар рейкового транспортного засобу, система містить датчик руху, який виявляє рух елемента як параметр. Недоліком даного методу є неможливість аналізу перекосу колісних пар у візку та загального технічного стану візка вантажного вагону.

4.2.6 Винахід «Спосіб випробування візків, а також випробувальний стенд для його здійснення» («Test method for bogies as well as test stand and assembly stand») [103]. Винахід відноситься до способу випробування візків на випробувальному стенді. Відповідно до запропонованого рішення, навантаження, що виникають на візку під час його використання за призначенням, імітуються відомим способом на призначеному для цього випробувальному стенді на ще ненавантаженому візку. З цією метою на візок спрямовуються сили, наприклад, від ваги кузова та інші навантаження, пов'язані з роботою візка. Вплив цих умов навантаження на візок та колію описується вимірними значеннями, які отримують за допомогою вимірювальних датчиків і обробляються комп'ютером. Відповідно до винаходу, сила, яка використовується для моделювання умов навантаження, прикладається не як сила тиску, а як сила розтягу, що діє безпосередньо на візок або на елемент

випробувального стенду, встановлений безпосередньо на візку. Недоліком даного методу є неможливість аналізу перекосу колісних пар у візку, причиною яких є експлуатаційні зміни стану візка та загального технічного стану візка вантажного вагону.

4.2.7 «Система діагностики профілів кочення залізничного транспорту» («System for diagnosis of rolling profiles of the railway vehicles»), описана в статті [105]. Система являє собою комп'ютеризований комплекс для моніторингу, діагностики та прогнозувати зміни профілю коліс залізничного рухомого складу. Система дозволяє аналізувати основні геометричні параметри зношених профілів коліс: висота гребня, товщина гребня, параметр крутості гребня, прокат. Моніторинг проводиться на основі норм і правил UIC. Діагностика дає технічну інформацію про профіль колеса, на підставі якої приймається рішення про наступні коригувальні дії: перепрофілювання, виведення з ладу або заміна деталей (у разі бандажного профілю колеса). Недоліком даного методу є неможливість використання даних вимірювання параметрів профілів для аналізу загального технічного стану візка вантажного вагону, зокрема перекосу колісних пар у візку, причиною яких є експлуатаційні зміни стану візка.

В основу способу діагностування технічного стану візків вантажних вагонів покладено моніторинг різниці товщин гребнів коліс колісної пари на основі аналізу вимірюваних параметрів зносу поверхонь кочення коліс під час періодичних ТО. Задача вирішується на основі аналізу абсолютної різниці вимірюваних товщин гребнів лівого і правого коліс кожної з колісних пар візка, різниці характеру зносу гребнів правого і лівого коліс однієї колісної пари. Наявність різного характеру зносу гребнів правого і лівого коліс однієї колісної пари є прямим доказом довготривалої експлуатації колісної пари з перекосом відносно рами візка. Наявність абсолютної різниці товщин гребнів коліс однієї колісної пари, що перевищує встановлену максимально-допустиму величину вказує на незадовільний загальний технічний стан візка та необхідність прийняття рішення про його ремонт.

Суть і принцип дії запропонованого способу пояснюється на рис. 1.1, де

показано візок моделі 18-100 з наявністю забігання однієї з боковин рами візка і, як наслідок, перекосу колісних пар у візку. Забігання боковини рами візка a є причиною перекосу колісних пар у візку на кут μ . Перекіс колісних пар призводить до постійного одностороннього збільшення кута набігання одного з коліс на рейку відповідно на кут μ , що в свою чергу, сприяє тривалому притисканню цього колеса до бічної поверхні головки рейки в експлуатації і, як наслідок, підвищеного одностороннього зносу гребнів одного з коліс колісної пари.

Перекіс колісних пар у візку прогресує в процесі експлуатації через нерівномірний перекісний знос направляючих букс у щелепах боковин рам візка та у з'єднаннях шворневої балки і боковин рами візка. В наслідок цього установка колісних пар у візку в процесі експлуатації становиться все більш перекісною. Моніторинг різниці товщини гребнів правого і лівого коліс однієї колісної пари дозволяє непрямым чином визначати загальний технічний стан візка та приймати рішення про необхідність його ремонту [151, 55].

4.3 Пристрій для контролю перекосу колісних пар вантажного вагона у рамі візка моделі 18-100

Як було з'ясовано, перекіс колісних пар у візках призводить до низки негативних процесів в експлуатації, а саме: підвищення інтенсивності зносу гребнів коліс; підвищення опору руху; збільшення горизонтальних навантажень на гребні коліс і на колію; зменшення стійкості вагонів щодо сходу з рейок тощо. Початковий перекіс колісних пар прогресує в процесі експлуатації через нерівномірний перекісний знос направляючих букс у щелепах боковин рам візка та у з'єднаннях шворневої балки і боковин рами візка. Все це приводить до висновка про доцільність періодичного контролю ступеня перекосу колісних пар відносно рами візка в експлуатації.

Здобувачем було запропоновано пристрій для контролю перекосу колісних пар відносно рами візка. В процесі розробки пристрою для контролю перекосу

колісних пар залізничних вагонів у рамках візків виконано аналіз відомих подібних технічних рішень.

4.3.1 «Система діагностики профілів кочення залізничного транспорту» («System for diagnosis of rolling profiles of the railway vehicles»), описана в статті [106]. Система являє собою комп'ютеризований комплекс для моніторингу, діагностики та прогнозувати зміни профілю коліс залізничного рухомого складу. Система дозволяє аналізувати основні геометричні параметри зношених профілів коліс: висота гребня, товщина гребня, параметр крутості гребня, прокат. Моніторинг проводиться на основі норм і правил UIC. Діагностика дає технічну інформацію про профіль колеса, на підставі якої приймається рішення про наступні коригувальні дії: перепрофілювання, виведення з ладу або заміна деталей (у разі бандажного профілю колеса). Недоліком даного методу є неможливість використання вимірювання перекосів колісних пар у візку, причиною яких є експлуатаційні зміни стану візка.

4.3.2 «Пристрій для вирівнювання коліс» («Wheel aligning device») [107], призначений для вирівнювання коліс призначений для контролю та регулювання відповідно до нормального просторового положення коліс транспортних засобів. У пристрої використовуються світлові промені спрямовані у заздалегідь визначеному відносному напрямку для вказівки взаємних положень коліс. Напрямок промінів забезпечується легко знімними магнітними кріпленнями для утримання елементів, що направляють світлові промені у вибраних положеннях. Недоліком пристрою є неможливість визначення кутів перекосу осей колісних пар у візку.

4.3.3 «Вимірювання геометрії колеса вагона до рейки» («Wayside measurement of railcar wheel to rail geometry») [108], призначений для ідентифікації та кількісного визначення геометричних аномалій колісних пар. Пристрій містить оптичну систему, яка включає лазерні лінійні проектори та камери для обробки зображень і може використовувати тріангуляцію структурованого світла. Недоліком пристрою є неможливість контролю та вимірювання кутів перекосу колісних пар у візках рухомого складу.

4.3.4 Найбільш близьким за технічною суттю до пропонованого технічного рішення є «Прилад для вимірювання установки коліс автотранспорту» («Apparatus for measuring wheel alignment of motor vehicles») [112], що забезпечує засоби для точного вимірювання геометричних параметрів установки, зокрема сходження, коліс транспортних засобів за допомогою відбитих світлових променів від джерел лазерного випромінювання – лазерів. Лазери встановлені біля передньої частини транспортного засобу, створюють пару світлових променів, спрямованих на 180° один від одного через передню частину автомобіля. Кожен промінь відбивається вздовж борту автомобіля дзеркалами на даху, встановленими біля кожного переднього кута автомобіля. Дзеркало відбиває кожний промінь під кутом 90° для широкого діапазону кутів падаючого світла. Пара комплектів релейних дзеркал на даху, розташованих поруч із колесами, параметри центрування яких вимірюються, кожен відбиває промені на плоскі дзеркала, встановлені на колесах. Кожне плоске дзеркало відбиває промінь до пов'язаного набору релейних дзеркал на даху, які, у свою чергу, відбивають промені назад до сітчастого світлочутливого екрану. Положення відбитого на екрані променю фіксується логічною схемою, яка обчислює кути установки коліс транспортного засобу. Недоліком цього пристрою є неможливість контролю та вимірювання кутів перекосу колісних пар у рамі візка рухомого складу.

Базуючись на попереднє технічне рішення, запропонований пристрій для контролю перекосу колісних пар залізничного вагона у рамі візка використовує відбитки світлових променів лазерних випромінювачів. Новим у пристрої є те, що на кожному з двох магнітних утримувачів, що кріпляться за рахунок магнітних сил до торцевих поверхонь осей колісних пар, за допомогою кронштейнів закріплено по одному лазерному випромінювачу. Крім того, на кронштейнах закріплено екрани зі шкалами для відліку відхилення промінів лазерних випромінювачів, причому екрани розташовані таким чином, щоб шкала одного з них була повернута в бік іншого, а лазерні випромінювачі закріплено таким чином, щоб промінь одного з них був спрямований на екран іншого.

Магнітні утримувачі виконано у формі дисків з вмонтованими по периферії дисків постійними магнітами. Конструкція пристрою пояснюється на рис. 4.1–4.3. На рис. 4.1 показано схему встановлення пристрою на колісні пари візка; на рис. 4.2 – вигляд пристрою в аксонометричній проекції.

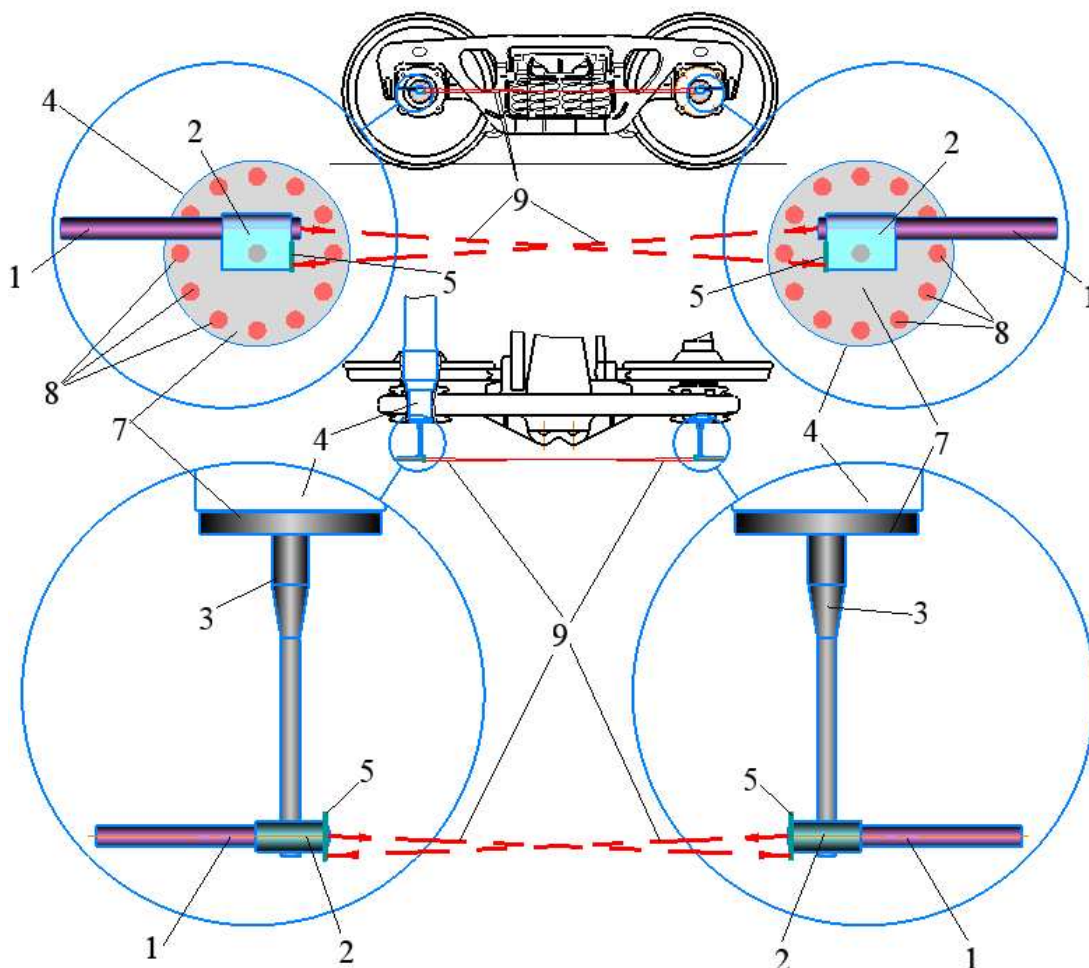


Рисунок 4.1 – Схема встановлення пристрою для контролю перекосу колісних пар: 1 – лазерні випромінювачі; 2 – кронштейни; 3 – стійка; 4 – осі колісних пар; 5 – екрани; 7 – магнітні утримувачі; 8 – магніти; 9 – лазерні промені

Пристрій для контролю перекосу колісних пар залізничного вагона у рамі візка містить одному два лазерних випромінювачів (1) закріплених за допомогою кронштейнів (2) на кожній з двох стійок (3), що закріплені на магнітних утримувачах (7). Магнітні утримувачі (7) виконано у формі дисків з

вмонтованими по периферії постійними магнітами (8). Магнітні утримувачі за рахунок магнітних сил тримаються на торцевих поверхнях осей колісних пар (4).

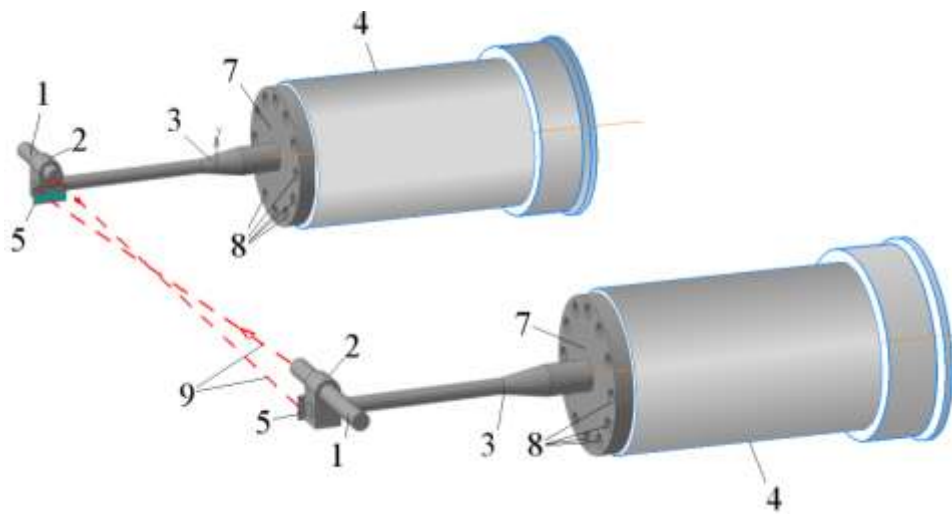


Рисунок 4.2 – Вигляд пристрою в аксонометричній проекції

Окрім того, на кронштейнах закріплено екрани (5) зі шкалами (6) для відліку відхилення промінів лазерних випромінювачів, причому екрани розташовані таким чином щоб шкала одного з них була повернута в бік іншого екрана, а лазерні випромінювачі (1) закріплено таким чином, щоб промінь одного з них був спрямований на екран іншого.

Пристрій для контролю перекосу колісних пар залізничного вагона у рамі візка працює в такий спосіб. Для установки пристрою на колісні пари попередньо з букс колісних пар знімаються кришки і торцеві накладки осей колісних пар.

Після встановлення магнітних утримувачів (7) на торцеві поверхні осей колісних пар (4) при включених лазерних випромінювачах (1) проміні (9) кожного з них у вигляді точкових засвітів (10) попадають на шкали (6) відповідних екранів (5). Відповідно до положення точкових засвітів (10) на шкалах (6) екранів (5) розраховуються кути перекосу колісних пар у рамі візка.

На рис. 4.3 показано шкали відліку відхилень засвітів лазерів на екранах для розрахунку кута перекосу колісних пар.

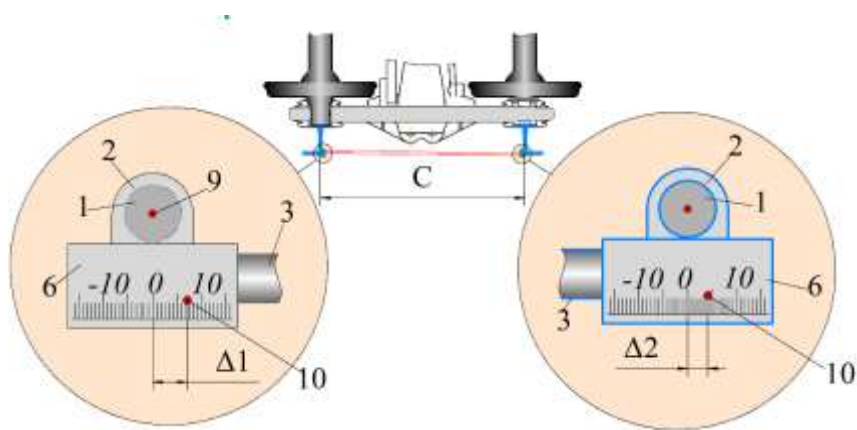


Рисунок 4.3 – Схема для розрахунку кута перекосу колісних пар:
 1 – лазерні випромінювачі; 2 – кронштейни; 3 – стійка; 6 – шкали відліку відхилення лазерних променів; 9 – лазерні промені; 10 – засвіти лазерних променів

При цьому, кути перекосу (в рад) окремих колісних пар відносно нормального положення у візку (σ_1 σ_2), та кут взаємного перекосу колісних пар (γ) визначається за наступними формулами:

$$\sigma_1 = \frac{57,3 \cdot \Delta_1}{C}; \quad \sigma_2 = \frac{57,3 \cdot \Delta_2}{C}; \quad \sigma = \sigma_1 - \sigma_2, \quad (4.2)$$

де Δ_1 , Δ_2 – відхилення засвіту від нульового положення на 1-му і 2-му екранах;
 C – база візка (1,85 м).

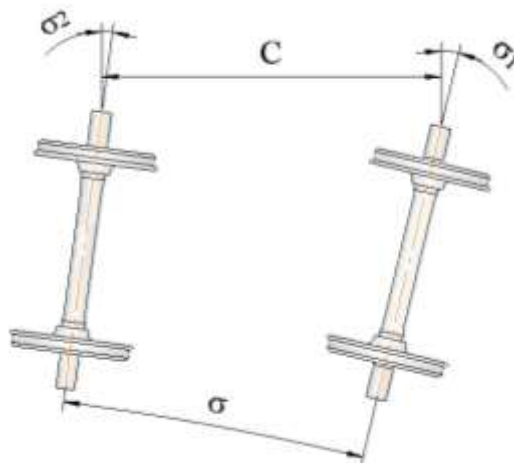


Рисунок 4.4 – Схема перекосів колісних пар

У випадку перевищення кутів перекосу колісних пар у візку понад встановлене максимально-допустиме значення приймається рішення про ремонт візка за ознакою порушення установки колісних пар.

Таким чином, запропонована конструкція пристрою для контролю перекосів колісних пар залізничного вагона у рамі візка дозволяє проводити технічну діагностику відхилення установки колісних пар вантажного вагону у рамі візка від номінальної, вимірювати кути відхилення і приймати рішення про необхідність ремонту візків за цією ознакою.

На рис. 4.5 показано вимірювальні блоки пристрою для контролю перекосу колісних пар у рамі візків моделі 18-100 із ввімкнутими лазерами.

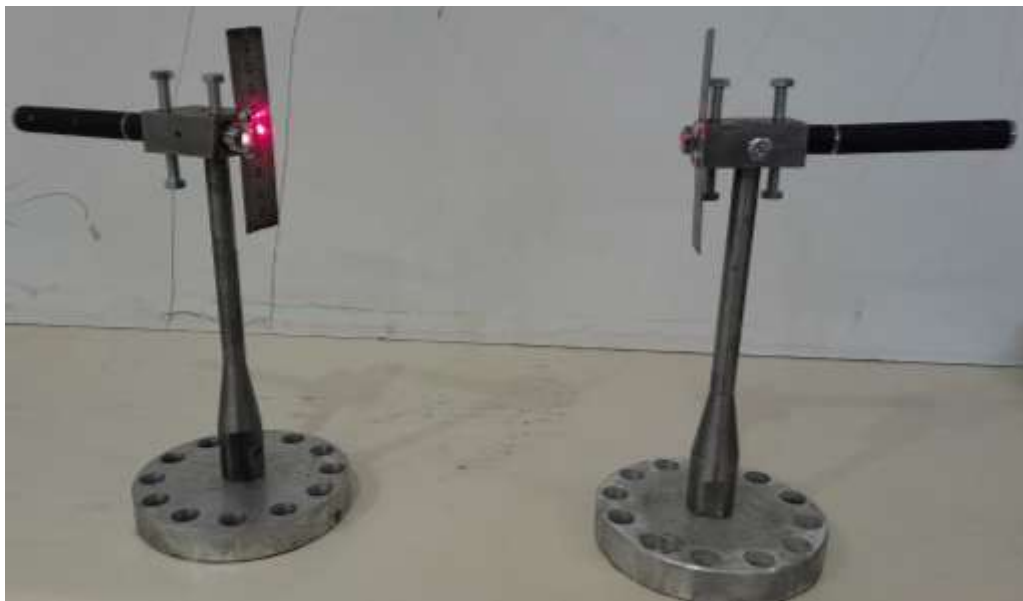


Рисунок 4.5 – Вимірювальні блоки пристрою для контролю перекосу колісних пар у рамі візків моделі 18-100

4.4 Порядок роботи з вимірювальним пристроєм для контролю перекосу колісних пар у рамі візків

4.4.1 Попередній етап – калібрування

Перед проведенням кожної серії замірів кутів перекосу колісних пар

необхідно проводиться калібрування вимірювальних блоків.

Калібрування виконується у наступному порядку.

4.4.1.1 Вимірювальні блоки встановлюються поряд на рівну поверхню.

4.4.1.2 Промені лазерів проєктують на вертикальний екран (світлу стіну) на відстані 1–3 м під кутом по горизонту $35\text{--}50^\circ$ (рис. 4.6).



Рисунок 4.6 – Установка лазерів перед калібруванням

4.4.1.3 Для наступної операції використовується лазерний нівелір моделі «Dnipro-MML-512GSX» (рис. 4.7а,б). Даний тип нівеліра забезпечує точність відображення горизонтальної лінії на екрані у межах 0,3 мм/м, чого достатньо для поставленої задачі. Лазерний нівелір (1) встановлюють по висоті таким чином, щоб горизонтальна лінія рівня (зелений колір) (2) проходила через точки виходу променів (3) з лазерів (4). При цьому точки (3) і лінія рівня (2) утворюють горизонтальну нівелірну площину.

4.4.1.4 На рис. 4.7в показано принцип кінцевої операції процесу калібрування. Задача операції – відрегулювати кутове положення лазерів (4) таким чином, щоб їх засвіти (6) співпадали із нівелірною лінією (2). Це забезпечує горизонтальне положення лазерних промінів паралельне площині установки вимірювальних блоків. Регулювання положення лазерів (4) здійснюється за допомогою регулювальних гвинтів (5).

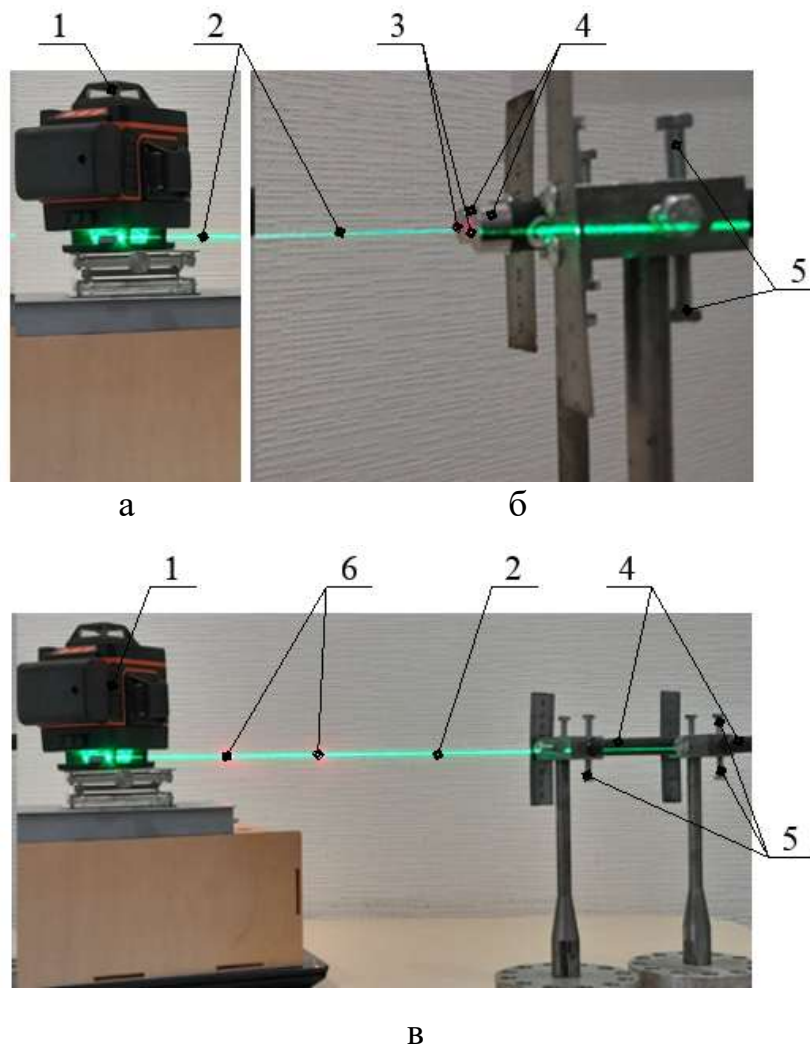


Рисунок 4.7 – Нівелірування положення лазерів за допомогою лазерного нівеліра: а, б – установка по висоті лазерного нівеліра; в – корегування кутового положення лазерів: 1 – лазерний нівелір; 2 – лінія рівня; 3 – початкові точки променів лазерів; 4 – лазери; 5 – регулювальні гвинти; 6 – засвіти лазерів

4.4.2 Проведення вимірювань перекосу колісних пар у візку.

Попередньо відкалібровані вимірювальні блоки встановлюють на колісні пари візка у складі вагона. Пропонується два варіанти установки: для точного вимірювання перекосів колісних пар і для оперативного вимірювання меншої точності.

Точне вимірювання виконується на візках у складі вагона під час ТО, яке передбачає зняття кришок букс з безпосередньою установкою вимірювальних

блоків на торцях осей колісних пар (рис. 4.8) показана.



Рисунок 4.8 – Установка вимірювальних блоків безпосередньо на торцях осей колісних пар

Оперативне вимірювання виконується на візках у складі вагона під час будь якого ТО, в тому числі такого, яке не передбачає зняття кришок букс. При цьому вимірювальні блоки встановлюються на оглядові кришки букс на магнітних утримувачах. На рис. 4.9 показано фото пристрою для контролю перекосу колісних пар залізничного вагона у рамі візка, встановленого на візку 18-100.



Рисунок 4.9 – Пристрій для контролю перекосу колісних пар (варіант установки на оглядові кришки букс)

Оперативне вимірювання кутів перекосів колісних пар буде мати меншу точність за рахунок відхилення площини оглядових кришок від нормального відносно осі колісної пари. Однак, аналіз цих відхилень показав, що можлива помилка вимірювань на порядок нижча за можливі величини вимірюваних перекосів.

4.5 Стационарний пристрій для контролю технічного стану колісних пар рухомого складу залізниць

При виконанні дисертаційного дослідження з метою впровадження технічних ідей стосовно автоматизації вимірювання геометричних параметрів та контролю технічного стану колісних пар рухомого складу залізниць було розроблено спосіб і стаціонарний пристрій для контролю технічного стану колісних пар рухомого складу залізниць [122, 161].

В основу корисної моделі поставлена задача автоматичного контролю технічного стану колісних пар рухомого складу під час руху із стаціонарної установки, що встановлена на рейковому полотні та під'єднана до автоматизованих систем обліку рухомого складу. Даний вид автоматичного контролю особливо актуальний при оперативному виявленні дефектів колісних пар, що загрожують безпеці руху поїздів.

Поставлена задача досягається тим, що у стаціонарному пристрої для контролю технічного стану колісних пар рухомого складу в пункті технічного обслуговування, що містить лазерні сканери та відеокамери із освітленням зони дослідження. Вся інформація з фіксуючих пристроїв комутується в блок управління і контролю, після чого подається на комутуючий пристрій, а потім на комп'ютер оператора пункту технічного обслуговування вагонів та автоматично передається в базу даних.

Основними перевагами заявленої конструкції стаціонарного пристрою для контролю технічного стану колісних пар рухомого складу, у порівнянні з базовими об'єктами, є:

- використання даного пристрою на коліях приймання рухомого складу до огляду, що допоможе унеможливити людський фактор при огляді колісних пар вагонів та підвищити безпеку руху поїздів;

- можливість аналізу геометричних параметрів колісних пар під час руху поїзда із автоматичною фіксацією даних та передачею на автоматизовані робочі місця як працівників пунктів технічного обслуговування вагонів, так і всім користувачам автоматизованих робочих місць, що матимуть доступ до даних;

- можливість архівації та зберігання даних параметрів для подальшого використання при розслідуванні транспортних подій, що сталися з рухомим складом.

Технічна суть і принцип дії пропонованого пристрою пояснюється кресленнями, де на фіг. 1 зображена структурна схема стаціонарного пристрою для контролю технічного стану колісних пар рухомого складу.

Стаціонарний пристрій для контролю технічного стану колісних пар рухомого складу містить блоки контролю 1 та 2, в які вбудовані комплект лазерних сканерів, відеокамери із освітленням зони дослідження, датчики швидкості руху вагонів, блок інтеграції та кодування даних 3, сервер обробки та аналізу даних 4, модуль архівації та зберігання даних 5, автоматизоване робоче місце пункту технічного обслуговування вагонів 6, автоматизовані робочі місця вищого рівня 7 (рис. 4.10).

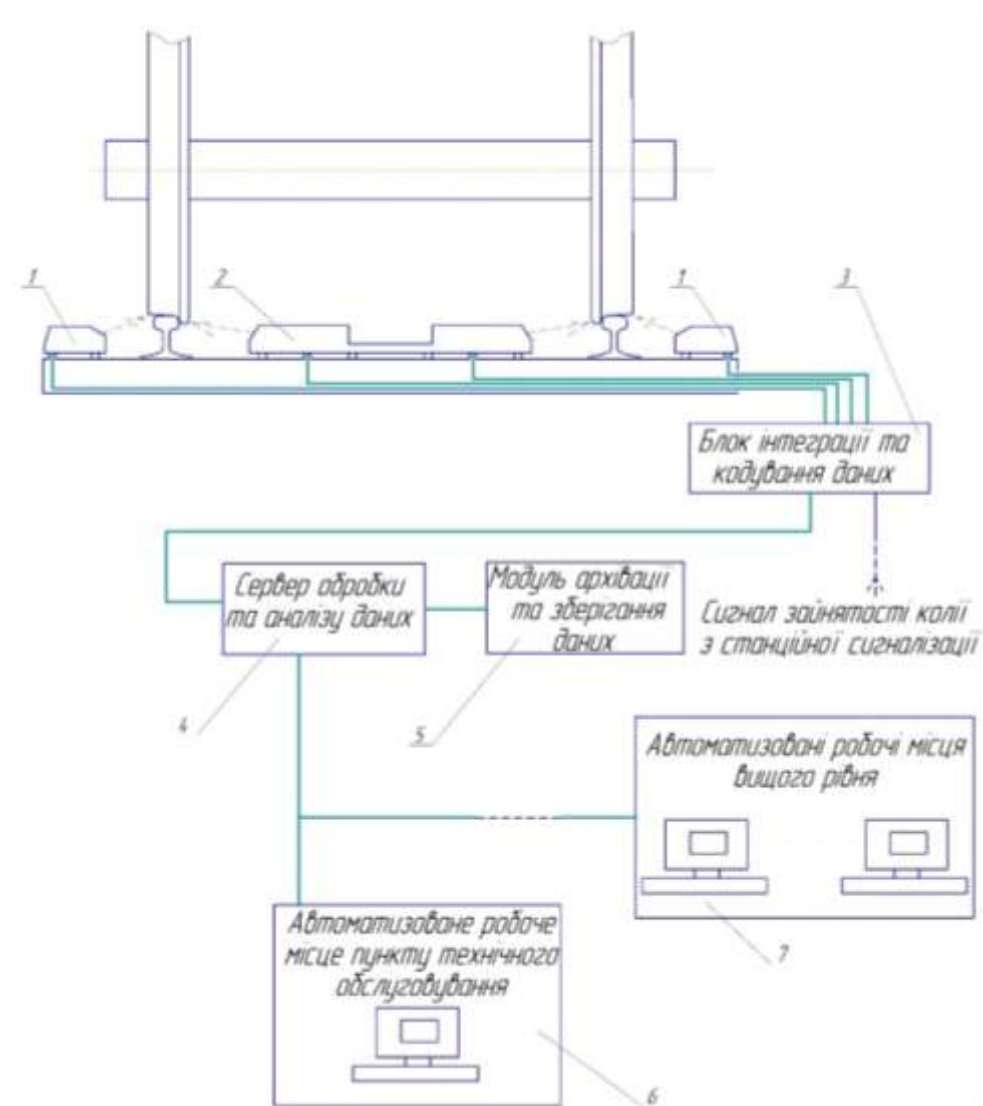


Рисунок 4.10 – Стационарний пристрій для контролю технічного стану колісних пар рухомого складу

Пристрій працює наступним чином. При подачі рухомого складу на колії приймання пристрій отримує сигнал зайнятості колії станційної сигналізації. Блок інтеграції та кодування даних 3 переводить пристрій з режиму очікування в робочий режим. Під час руху рухомого складу відбувається автоматичне зчитування геометричних параметрів колісних пар за допомогою вбудованих датчиків та відеокамер в блоки контролю 1 та 2. В блоці інтеграції та кодування даних 3 аналогові сигнали датчиків та відеокамер кодуються та переводяться в цифровий формат даних, після чого вся інформація передається на сервер обробки та аналізу даних, що розміщується в приміщенні пункту технічного обслуговування. Сервер обробки та аналізу даних 4 всю інформацію, що отримав

від блоку інтеграції та кодування даних 3 аналізує згідно заданого алгоритму, проводить порівняння отриманих даних із заданими та передає інформацію в автоматизоване робоче місце пункту технічного обслуговування вагонів 6, а також дана інформація дублюється на автоматизовані робочі місця вищого рівня 7. Під час передачі даних в модулі архівації та зберігання даних 5 інформація архівується та проводиться запис на жорсткі диски пам'яті.

При виявленні стаціонарним пристроєм для контролю технічного стану колісних пар вагонів дефектів коліс, що загрожують безпеці руху поїздів, на автоматизованому робочому місці пункту технічного обслуговування з'являється інформація про наявність даних дефектів з вказуванням порядкового номера одиниці рухомого складу, порядкового номера колісної пари. Після отримання даної інформації необхідна перевірка даних дефектів працівниками пункту технічного обслуговування, після чого користувачем автоматизованого робочого місця пункту технічного обслуговування вноситься інформація до програми щодо підтвердження чи помилкового сигналізування про наявність даного дефекту. З автоматизованого робочого місця вищого рівня 7 можна в будь який час під'єднатись до сервера обробки та аналізу даних та переглянути необхідну статистичну інформацію щодо кількості та наявності визначених дефектів коліс рухомого складу [161].

4.6 Експериментальні дані щодо взаємозв'язку однобічного зносу гребнів коліс і перекосу колісних пар у візку

Для перевірки кореляції однобічного зносу гребнів коліс і перекосу колісних пар у візку були проведені спостереження на декількох вантажних вагонах з візками 18-100 у вагонному депо Дарниця (5 вагонів).

Різниця товщин гребнів коліс однієї колісної пари визначалася на основі даних про товщини гребнів коліс кожної колісної пари. Вимірювання товщини гребнів здійснювалось лазерним профілометром (рис. 4.11).



Рисунок 4.11 – Лазерний профілометр для вимірювання товщини гребнів коліс

У табл. 4.1 представлено дані первинних вимірювань товщини гребнів коліс і перекосів колісних пар у візку.

Таблиця 4.1 – Експлуатаційні дані вимірювання та розрахунку товщин гребнів коліс та кутів перекосу колісних пар візків 18-100

№ вагона	№ візка	Товщини гребнів коліс, мм						Відхилення промінів, мм		Кути перекосу колісних пар, град		
		1-а колпара			2-а колпара			Δ_1	Δ_2	σ_1	σ_2	σ
		b_{11}	b_{21}	Δb_1	b_{12}	b_{22}	Δb_2					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	1	28,7	24,9	3,8	28,8	25,4	3,4	22,0	20,0	0,681	0,619	0,062
	2	27,7	25,0	2,7	28,1	25,1	3,0	19,0	21,0	0,588	0,650	-0,062
2	1	31,7	28,4	3,3	30,9	26,1	4,8	24,0	25,0	0,743	0,774	-0,031
	2	29,3	27,5	1,8	29,9	28,5	1,4	13,0	10,0	0,403	0,310	0,093
3	1	28,8	24,8	4,0	29,1	26,2	2,9	21,0	15,0	0,650	0,465	0,186
	2	29,0	24,7	4,3	28,1	25,1	3,0	29,0	19,0	0,898	0,588	0,310
4	1	27,1	26,2	0,9	28,9	26,9	2,0	6,5	9,0	0,201	0,279	-0,077
	2	27,9	25,0	2,9	29,1	25,8	3,3	14,0	16,0	0,434	0,496	-0,062
5	1	31,1	25,9	5,2	30,8	26,6	4,2	33,0	32,0	1,022	0,991	0,031
	2	29,8	28,7	1,1	30,1	26,1	4,0	5,5	23,0	0,170	0,712	-0,542

На графіку рис. 4.12 показано експериментальні точки вимірювання різниці товщини гребнів коліс і кутів перекосу колісних пар у візку. Обробка результатів з використанням методу найменших квадратів дозволила отримати кореляційну функцію у лінійній формі (штрихова лінія на графіку):

$$\sigma(\Delta_b) = 0,19 \cdot |\Delta_b| - 0,05. \quad (4.3)$$

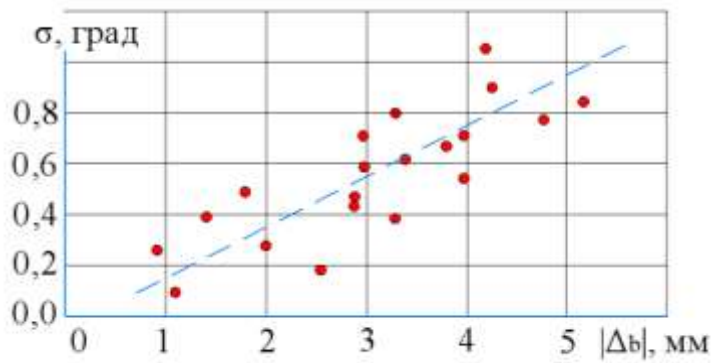


Рисунок 4.12 – Експериментальні дані взаємозв'язку різниці товщини гребнів коліс колісної пари і перекосів колісних пар у візку

Для оцінки ступеню взаємозв'язку між абсолютною різницею товщини гребнів коліс (Δ_b) і кутами перекосу колісних пар (σ) було використано коефіцієнт кореляції Пірсона (PCC – *Pearson correlation coefficient*) [73]. Коефіцієнт кореляції $PCC(\Delta_b, \sigma)$ вимірює ступінь лінійного кореляційного зв'язку між двома наборами змінних – $|\Delta_b|_i$ і σ_i . PCC дорівнює відношенню коваріації двох змінних до добутку їхніх середніх квадратичних відхилень. Як і коваріація, ця міра може відображати лише лінійну кореляцію змінних, і не враховує інших типів взаємозв'язків. Коефіцієнт кореляції знаходиться за формулою:

$$PCC(\Delta_b, \sigma) = \frac{cov(\Delta_b, \sigma)}{\sigma_{\Delta_b} \cdot \sigma_{\sigma}}, \quad (4.4)$$

де cov – коваріація – міра спільної мінливості двох змінних: Δ_b і σ ;

$$cov(\Delta_b, \sigma) = \mathbb{E}[(|\Delta_b|_i - \mu_{\Delta_b}) \cdot (\sigma_i - \mu_{\sigma})], \quad (4.5)$$

тут \mathbb{E} – математичне очікування, або середнє значення набору даних у скобках;
 σ_{Δ_b} , σ_{σ} – середні квадратичні відхилення, відповідно Δ_b і σ :

$$\sigma_{\Delta_b} = \sqrt{\mathbb{E}(\Delta_{bi} - \mu_{\Delta_b})^2}; \quad \sigma_{\sigma} = \sqrt{\mathbb{E}(\sigma_i - \mu_{\sigma})^2}, \quad (4.6)$$

де E – математичне очікування, або середнє значення;

Δ_{bi} і σ_i – поточні значення змінних;

$\mu_{\Delta b}$, μ_{σ} – середнє значення, відповідно, наборів Δ_{bi} і σ_i .

У табл. 4.2– 4.3 показано процес визначення коефіцієнту кореляції Пірсона в залежності від поточних значень Δ_{bi} і σ_i .

Таблиця 4.2 – Розрахунок для визначення коефіцієнту кореляції Пірсона

№	$ \Delta_b _i$	σ_i	$ \Delta_b _i - \mu_{\Delta b}$	$\sigma_i - \mu_{\sigma}$	$(\Delta_b _i - \mu_{\Delta b}) \times (\sigma_i - \mu_{\sigma})$	$(\Delta_b _i - \mu_{\Delta b})^2$	$(\sigma_i - \mu_{\sigma})^2$
1.	3,8	0,681	0,700	0,097	0,068	0,490	0,009
2.	2,7	0,588	-0,400	0,004	-0,002	0,160	0,000
3.	3,3	0,743	0,200	0,159	0,032	0,040	0,025
4.	1,8	0,403	-1,300	-0,181	0,235	1,690	0,033
5.	4,0	0,650	0,900	0,066	0,060	0,810	0,004
6.	4,3	0,898	1,200	0,314	0,377	1,440	0,099
7.	0,9	0,201	-2,200	-0,383	0,842	4,840	0,146
8.	2,9	0,434	-0,200	-0,150	0,030	0,040	0,022
9.	5,2	1,022	2,100	0,438	0,920	4,410	0,192
10.	1,1	0,170	-2,000	-0,414	0,827	4,000	0,171
11.	3,4	0,619	0,300	0,035	0,011	0,090	0,001
12.	3,0	0,650	-0,100	0,066	-0,007	0,010	0,004
13.	4,8	0,774	1,700	0,190	0,324	2,890	0,036
14.	1,4	0,310	-1,700	-0,274	0,465	2,890	0,075
15.	2,9	0,465	-0,200	-0,119	0,024	0,040	0,014
16.	3,0	0,588	-0,100	0,004	0,000	0,010	0,000
17.	2,0	0,279	-1,100	-0,305	0,335	1,210	0,093
18.	3,3	0,496	0,200	-0,088	-0,018	0,040	0,008
19.	4,2	0,991	1,100	0,407	0,448	1,210	0,166
20.	4,0	0,712	0,900	0,128	0,115	0,810	0,016
μ_j	3,100	0,584			0,254	1,356	0,056

Таблиця 4.3 – Розрахунок для визначення коефіцієнту кореляції Пірсона

параметри	$j = \Delta_b $	$j = \sigma$
μ_j	3,100	0,584
σ_j	1,168	0,246
$cov(\Delta_b, \sigma)$	0,254	
$PCC(\Delta_b, \sigma)$	0,884	

Таким чином, коефіцієнт кореляції Пірсона [73], як ступінь лінійної кореляції між різницею товщини гребнів коліс окремих колісних пар (Δ_b) і кутів перекосу колісних пар (σ) дорівнює 0,884 і відповідає високому рівню взаємозв'язку між параметрами Δ_b і σ .

Це підтверджує висунуту в дисертації гіпотезу, що перекоси колісних пар у візках суттєво впливають на підвищення гребневих спрямовуючих зусиль в контактах коліс з рейками, і як наслідок, призводять до підвищення інтенсивності зносу гребнів, бокових поверхонь головок рейок, зниження коефіцієнту запасу стійкості вагонів від сходу з рейок тощо.

4.7 Аналіз причини виникнення перекосів колісних пар у візках

У багатьох дослідженнях згадується про «низьку паралелограмну жорсткість», «нежорстку раму», «забігання боковин» або «схильність до паралелограмування» візків 18-100. Це твердження не є коректними. Насправді, з'єднання бокових рам із шворневою балкою через клини фрикційного гасника коливальним з'єднанням, що забезпечує надійну нерухому фіксацію елементів. На рис. 4.13 показано схему клинового з'єднання шворневої балки (1) – клин (2) – боковина рами (3). Беззасторожність з'єднання забезпечується пружинами навантаження клинів (4). Тому, «забігання боковин» носить не динамічний, а стабільний характер і пов'язане із нерівномірним зносом фрикційних поверхонь з'єднання. Таких поверхонь – чотири: фрикційні поверхні накладок (5) і (6) та дві поверхні – вертикальна і похила – фрикційних клинів (2). Сумарний знос у з'єднанні складається із зносу всі цих поверхонь. При їх рівномірному зносі це не впливає на порушення номінальної геометрії рами візка. Нерівномірність зносу може привести до перекосу шворневої балки відповідно боковин – забіганню боковин. З'ясовано, що нерівномірність сумарного зносу поверхонь з'єднання в 1 мм призводить до перекосу колісних пар у рамі візка на 1 градус. Нерівномірність зносу в 1 мм відповідає нерівномірності в 0,25 мм на кожній з поверхонь з'єднання.

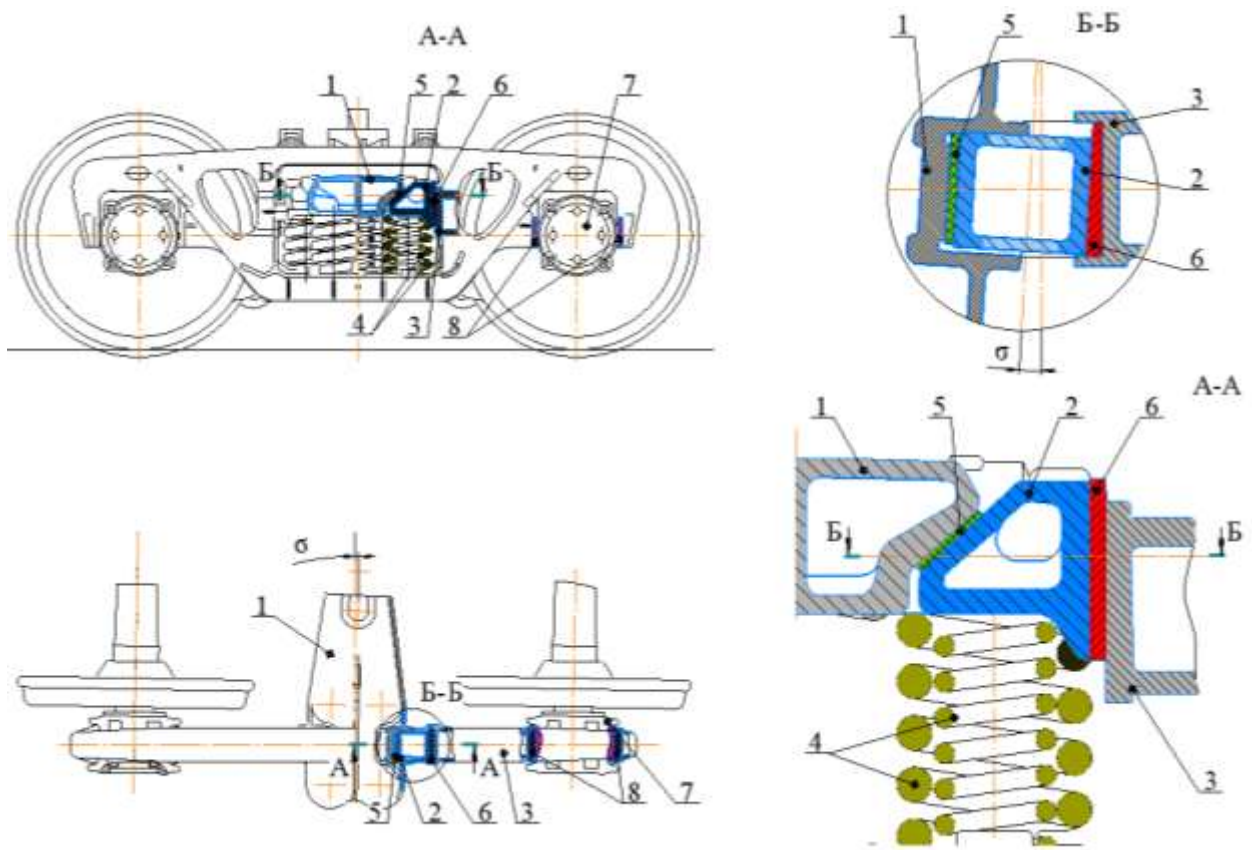


Рисунок 4.13 – Схема з'єднання шворневої балки через фрикційні клини з боковинами рами

Таким чином, положення колісних пар у рамі візка залежить від характеру зносу поверхонь з'єднання в ланцюгу «шворнева балка–фрикційні клини–боковина рами візка». Положення колісних пар у візку не змінюється під дією динамічних сил у русі через з'єднання елементів рами, всупереч сталій думці про її «низьку жорсткість». На рис. 4.14 показано набір зносостійких фрикційних накладок, які використовуються в тому числі, як ремонтні.

4.8 Пропозиції щодо змін системи технічного обслуговування та ремонту візків вантажних вагонів.

Чинними нормативними документами АТ «Укрзалізниця» з технічного обслуговування і ремонту візків вантажних вагонів моделі 18-100 і їх модифікацій не передбачено моніторинг та контроль перекосу колісних пар у

візках. ДСТУ 7598:2014 – «Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних)» [127], СТП 04-001:2015 – «Колісні пари вантажних вагонів».

«Правила технічного обслуговування, ремонту та формування» [57] не містять згадки про перекося колісних пар у візках. Таким чином у системі технічного обслуговування і ремонту візків вантажних вагонів ігнорується той факт, що перекося колісних пар є фактором, що суттєво впливає на знос поверхонь кочення коліс – підріз гребнів.

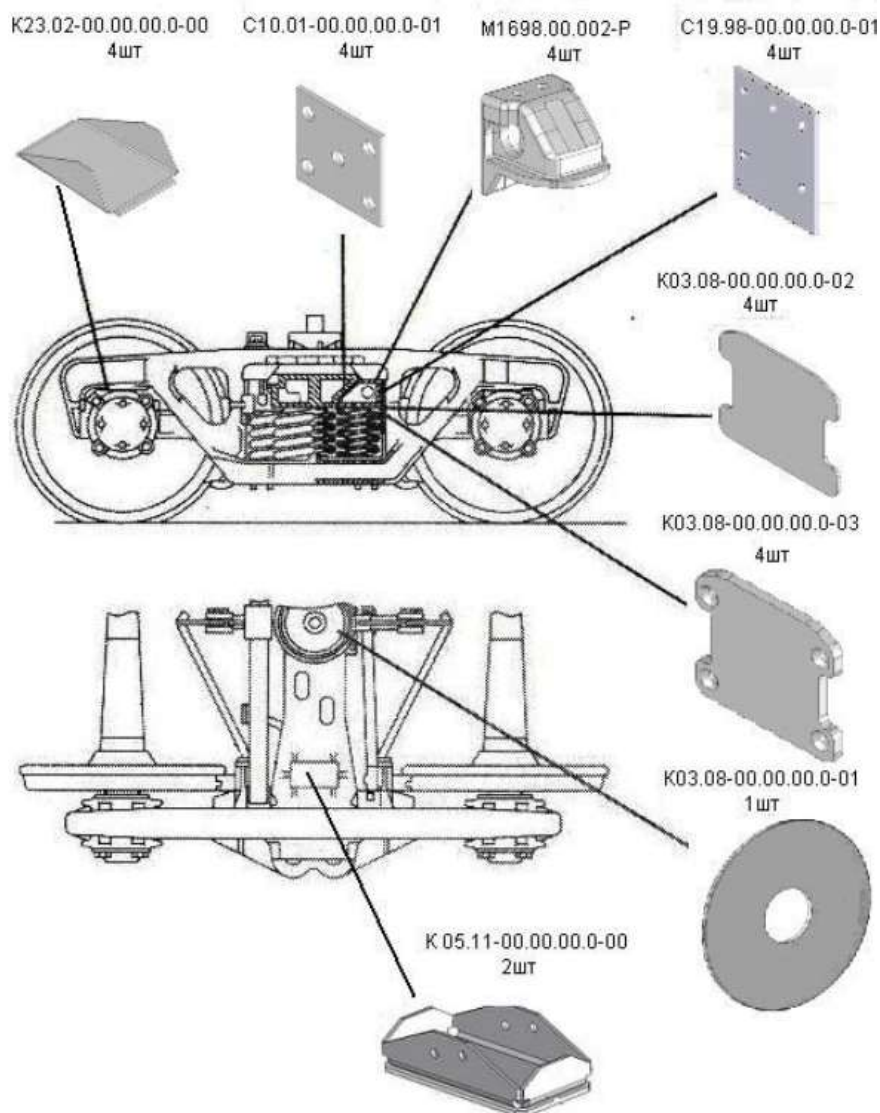


Рисунок 4.14 – Набор змінних зносостійких фрикційних накладок візка 18-100 (рисунок запозичено з [162])

У даному дослідженні теоретично доведено, що відхилення положення колісних пар у візку відносно номінального положення суттєво збільшує спрямовуючі зусилля в гребневих контактах коліс з рейками і, як наслідок, – збільшує знос гребнів і бокових поверхонь рейок.

На основі експериментальних досліджень на обмеженій партії вагонів (5 вагонів моделі 18-100) доведено наявність високого рівня кореляції між перекосами колісних пар і несиметричним характером зносу гребнів коліс колісних пар (різниця товщини гребнів окремої колісної пари). Коефіцієнт кореляції Пірсона склав 0,884. Причому для всіх 10 досліджених візків (20 колісних пар) спостерігалася, як наявність перекосів осей колісних пар (від 0,2 до 1,02°), так і різниця товщини гребнів окремих колісних пар (від 1,1 до 5,2 мм). Наявність різниці товщин гребнів 5,2 мм на одній з колісних пар при тому, що за СТП 04-001:2015 [57] – максимально-дозволена різниця між товщинами гребнів складає 4 мм, пояснюється тим, що візки, що досліджувалися, були поставлені до капітального ремонту.

Результати дослідження свідчать про те, що досі питанню впливу перекосу колісних пар у візку на рівень зносу коліс не приділялося уваги. Таким чином, недооцінена можливість зменшення зносу гребнів шляхом моніторингу установки колісних пар у візку та прийняття за його результатами певних заходів в процесі технічного обслуговування і ремонту візків [141, 142, 146].

4.9 Висновки за розділом 4

На основі моніторингу установки колісних пар у візках в експлуатації підтверджено, що перекоси колісних пар відносно рами візка на кут більше за 0,2° присутні у 90% досліджених візків. Таким чином порушення геометрії установки колісних пар є типовим розповсюдженим явищем.

Підтверджено гіпотезу, відповідно до якої переки колісних пар у візках вантажних вагонів, є суттєвою причиною додаткового підвищення спрямовуючих зусиль в контактах гребнів коліс з рейками і, як наслідок –

підвищеної інтенсивності зносу гребнів коліс.

Запропоновано новий критерій оцінки технічного стану трьохелементних візків вантажних вагонів, заснований на аналізі абсолютної різниці товщин гребнів коліс колісної пари. Відповідно до запропонованого способу перевищення максимально-допустимої величини цієї різниці може бути підґрунтям для прийняття рішення про ремонт візка.

Підтверджено кореляційну залежність між перекосом колісних пар у візку та різницею товщин гребнів коліс у колісних парах. Коефіцієнт кореляції Пірсона, як ступінь лінійної кореляції між різницею товщини гребнів коліс окремих колісних пар і кутами перекосу колісних пар дорівнює 0,884, що відповідає високому рівню взаємозв'язку між параметрами, що досліджуються і доводить справедливність гіпотези, висунутої в дисертації.

За результатами дослідження доведено можливість зменшення зносу гребнів коліс за рахунок нормування допустимих перекосів колісних пар. Пропонується ввести зміни до системи технічного обслуговування та ремонту візків вантажних вагонів у вигляді додаткової технологічної операції контролю перекосу колісних пар у візку. Для нормування перекосів колісних пар у візках потрібно вирішення двох завдань: наявність інструментарію для моніторингу перекосів; визначення нормативного максимально-допустимого перекосу колісних пар у візках.

Запропоновано конструкцію та принцип роботи пристрою для контролю перекосу колісних пар відносно рами візка (підрозділ 4.3). Пристрій випробувано при моніторингу обмеженої партії візків, знятих з експлуатації. Запропонована конструкція є концептуальною моделлю, яка при удосконаленні може стати прототипом для серійного приладу для автоматизованого моніторингу перекосів колісних пар. Для визначення нормативних максимально-допустимих перекосів колісних пар у візках необхідно додатково провести серію експериментальних спостережень вантажних вагонів в експлуатації.

Результати дослідження четвертого розділу опубліковані у працях [11, 55, 62, 122, 133, 134, 141, 145, 161].

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота містить отримані результати, які у сукупності вирішують наукове завдання зменшення зносу гребнів коліс вантажних вагонів на основі нормування допустимих перекосів колісних пар у візках вантажних вагонів. За результатами теоретичних та експериментальних досліджень зроблено наступні висновки.

1. Аналіз факторів, що впливають на інтенсивність зносу гребнів, рівень спрямовуючих зусиль в контактах коліс вантажних вагонів із рейками та стійкість вагонів від сходу з рейок, аналіз статистичних даних про експлуатаційні перекоси колісних пар у візках внаслідок забігання бокових рам показує, що у 80% парку вантажних вагонів ці кути є значущими і можуть складати до 0,015 рад (0,85 град).

2. З'ясовано, що відхилення положення колісних пар у візках моделі 18-100 від номінального суттєво впливають на рівень бокових спрямовуючих зусиль в гребневих контактах коліс із рейками, що є причиною одностороннього зносу гребнів коліс колісних пар. Доведено, що забігання внутрішньої по відношенню до кривої боковини рами візка – є типовим випадком вписування вагонів в криві ділянки колії. При збільшенні перекосу колісних пар у візку від 0° до $+0,5^{\circ}$ кути набігання колісних пар, що набігають збільшуються в 2–3 рази.

3. Отримано залежності коефіцієнту запасу стійкості вагона від сходу з рейок від перекосу колісних пар у візку. З'ясовано, що при максимальних експлуатаційних кутах перекосу колісних пар коефіцієнт запасу стійкості зменшується на 30–35 %.

4. Запропоновано уточнення формули для визначення коефіцієнту запасу стійкості від сходу з рейок, суть якого полягає у врахуванні залежності критичного співвідношення вертикального навантаження і напрямного зусилля від кута набігання колісної пари на рейки.

5. Підтверджено, що кути набігання колісних пар на рейки суттєво збільшуються при зростанні сумарних зазорів в рейковій колії. В діапазоні

можливих експлуатаційних зазорів колісних пар в рейковій колії кути набігання колісних пар, що набігають збільшуються в 2,3–3,5 рази для різних радіусів кривих. При цьому, характер зміни кутів набігання колісних пар на рейки від зазорів в колії не залежить від кутів перекосу колісних пар. Різниця кутів атаки колісних пар одного візка залежить від радіусу кривої і не залежить від установки колісних пар у візку та зазорів колісних пар в колії.

6. Підтверджено, що збільшення зазорів колісних пар в рейковій колії суттєво зменшує коефіцієнт запасу стійкості колісних пар щодо сходу з рейок та інтенсивність зносу гребнів коліс через зростання кутів набігання коліс на рейки. Цей висновок непрямо суперечить твердженням деяких дослідників про перехід української залізниці з колії 1524 мм на колію 1520 мм, яку основну причину підвищеної інтенсивності зносу гребнів. Відповідно до результатів розрахунків звуження колії, навпроти зменшує значення вірогідних кутів набігання коліс на рейки і, як наслідок, зменшує інтенсивність зносу гребнів коліс.

7. Аналіз розрахункових результатів підтверджує припущення про суттєву залежність спрямовуючих контактних сил від установки колісних пар у візку, яке визначається перекосом осей відносно їх номінального положення. При максимальних експлуатаційних кутах перекосів колісних пар бокові спрямовуючі зусилля у гребневих контактах збільшуються на 40–60% у порівнянні із номінальною установкою в широкому діапазоні швидкостей і радіусів кривих.

8. Доведено висунуту в дисертації гіпотезу, що перекоси колісних пар у візках є суттєвою причиною підвищення зносу гребнів в контактах коліс з рейками. Підтверджено кореляційну залежність між різницею товщини гребнів коліс окремих колісних пар (Δ_b) і кутом перекосу колісних пар у візку (σ). Коефіцієнту кореляції Пірсона для цієї залежності дорівнює 0,884, що відповідає високому рівню взаємозв'язку між параметрами Δ_b і σ .

9. Запропоновано принципову схему та технічне рішення пристрою для здійснення операції моніторингу експлуатаційного перекосу колісних пар у візку.

10. Запропоновано новий критерій оцінки технічного стану трьохелементних візків вантажних вагонів, а саме абсолютну різницю товщин гребнів коліс колісної пари. Відповідно до цього, перевищення максимально-допустимої величини цієї різниці може бути підґрунтям для прийняття рішення про ремонт візка. Запропоновано ввести зміни до системи технічного обслуговування та ремонту візків вантажних вагонів у вигляді додаткової технологічної операції контролю перекосу колісних пар у візку. Для визначення нормативних максимально-допустимих перекосів колісних пар у візках необхідно додатково провести серію експериментальних спостережень вантажних вагонів в експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Сокол, Е. (2006). Сили притискання гребня колеса до рейки у прямих ділянках колії. *Залізничний транспорт України*, 4, 63–66.
2. Heyman, H. (1957). Direction of railroad carriages by rail / per. with him. ed. K.P. Queen.: *Transzheldorizdat*, 416.
3. Tarmaev, A., Petrov, G., Filippov, V. (2019). Analysis of freight cars wheels wear based on mathematical modeling of the dynamics of their movement. *J. Phys.: Conf. Ser.* 1172, 012087. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1172/1/012087>.
4. Кульбовський, І. І., & Демченко, В. О. (2015). Аналіз впливу змін умов експлуатації взаємодіючої пари рейка-колесо на знос поверхні кочення в проектах залізничного транспорту. *Автомобільні дороги і дорожнє будівництво*, (93), 192-205. <http://surl.li/lhmxqx>
5. Воронін, С. В., Карпенко, С. С., Волков, О. В., & Бакін, К. О. (2013). Аналіз робіт з керування тертям та зчепленням в контакті «колесо-рейка». *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*, 141, 247–253. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.141.2013.93533>.
6. Блохін, Є., Мямлін, С., Сергієнко, М. (2011). Підвищений знос коліс та рейок – найважливіша проблема транспорту. *Залізничний транспорт України*, 1, 10–14.
7. Ушкалов, В., Безрукавий, Н. (2015). Збільшення ресурсу колісних пар за рахунок використання зносостійких профілів коліс. *Технічна механіка*, 1, 97–103. <http://surl.li/cywxt>.
8. Ткаченко, В. П., Сапронова, С. Ю., Діденко, Д. М., Воронько О. М. (2007). Збільшення ресурсу бандажів колісних пар локомотивів (метрологічний аспект). *Залізничний транспорт України*, 6, 37-39 [рос. мова].
9. Сапронова, С., Ткаченко, В., Старков, І. (2021). Дослідження метрологічної помилки при визначенні мінімально-допустимої товщини гребня залізничного колеса. *І Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні*

технології засобів транспорту», 23-24 вересня 2021р., 79-80.
http://ptzt.kart.edu.ua/images/filePTZT/PTZT_2021.pdf.

10. Сапронова С. Ю., Зуб Є. П., Ткаченко В. П. (2018). Технологічний знос і його вплив на ресурс коліс рухомого складу залізниць. *Міжнародна науково-технічна конференція «Технології та інфраструктура транспорту», 14–16 травня 2018 р. Харків: УкрДУЗТ*, С. 277-278.

11. Патент на корисну модель № 157697 Україна. МПК (2006.01) B61F 3/0, G01B 5/02 (2006.01). Спосіб діагностування технічного стану триелементних візків вантажних вагонів. Зуб Є. П., Ткаченко В. П., Сапронова С. Ю., Скок П. О. (Україна); власник: Державний університет інфраструктури та технологій; заявл. 09.05.2024; . 13.11.2024, бюл. №46. <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1827012/>

12. Xiong, Z., Li, Q., Mao, Q., & Zou, Q. (2017). A 3D laser profiling system for rail surface defect detection. *Sensors*, 17(8), 1791. <https://doi.org/10.3390/s17081791>.

13. Carballeira, J., Baeza, L., Rovira, A., & García, E. (2008). Technical characteristics and dynamic modelling of Talgo trains. *Vehicle System Dynamics*, 46(S1), 301-316.

14. ЦП-0269. Інструкція з улаштування та утримання колії залізниць України. *Укрзалізниця від 01.03.2012 р. №072-Ц*. Київ. 2012. 457 с. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=82294. (Дата звернення 10.03.2023).

15. Інструкція з формування, ремонту та утримання колісних пар тягового рухомого складу залізниць колії 1520 мм. *ВНД 32.0.007.001-2001*. 2011. <https://ukrtransdizel.com.ua/3d-flip-book/instruktsiya-z-formuvannya-remontu-ta-utrymannya-kolisnyh-par-tyagovogo-ruhomogo-skladu-zaliznyts-ukrayiny-koliyi-1520-mm-vnd-32-0-07-001-2001/> (Дата звернення 4.08. 2022).

16. Ткаченко, В., Сапронова, С., Брайковська, Н., & Твердомед, В. (2021). Динамічна взаємодія рухомого складу і колії на лініях швидкісного руху суміщеного з вантажним. *Publishing house «European Scientific Platform»*. 162.

<https://publishing.logos-science.com/index.php/books/article/view/dvrsklshrsv-monograph.2021/>

17. Reynolds, O. On Rolling friction. (1876). *Philos. Trans. Roy. Soc.*, 166, 155-175.

18. Ткаченко В., Сапронова С., Зуб Є., Могилко В. (2021). До питання шляхів розвитку високошвидкісного руху на залізницях України. *I Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології засобів транспорту», 23-24 вересня 2021р.* 73-74. http://ptzt.kart.edu.ua/images/filePTZT/PTZT_2021.pdf.

19. Ткаченко, В. П. (1999). Вплив конструктивних схем ходових частин рейкових екіпажів на їхню керованість: *Брошура. Луганськ: ВУГУ.* 42.

20. Ткаченко, В. П. (1997). Оцінка керованості рейкових екіпажів з різними конструктивними схемами ходової частини. *Придніпровський науковий вісник*, 50(61).16-17.

21. Сапронова С. Ю., Ткаченко В.П., Зуб Є. П. (2018). Гострокінцевий накат гребня колеса рухомого складу і рішення по його усуненню. *VIII Міжнародна науково-практична конференція «Транспорт і логістика: проблеми та рішення», Одеса, 23-25 травня 2018р.* 118-121.

22. Ткаченко, В. П. (1998). Керованість рейкових екіпажів. *Залізничний транспорт України*, 2-3. 37-41.

23. Сільвестр, В. О., & Малюк, С. В. (2023). Перспективи використання лазерного контролю геометричних параметрів рами візка тепловоза ЧМЕЗ. In *II International Scientific And Practical Conference For Applicants For Higher Education, Of Educational And Scientists 29-30 November 2023 Volume 2 KYIV 2023*. 135. <http://surl.li/wanpao>

24. Lobanov, L. M., Makhnenko, O. V., Pavlovsky, V. I., Saprykina, G. Y., & Pustovoy, A. D. (2022). Переваги суцільнозварної конструкції бокової рами візка вантажного вагона. *Science and Transport Progress*, (3-4 (99-100)), 55-69. <https://stp.ust.edu.ua/article/view/276541>.

25. Курган, М. Б., Байдак, С. Ю., & Лужицький, О. Ф. (2014). Умови підвищення безпеки руху поїздів в кривих ділянках залізничної колії. Електромагнітна сумісність та безпека на залізничному транспорті, (8), 41-49.
26. Ткаченко, В. П., Сапронова, С. Ю. (2017). Критерії оцінки керованості рейкових екіпажів. *Вісник ЧНУ ім. В.Даля*, 4(234), 208–218. <https://scholar.google.com.ua/scholar?oi=bibs&cluster=16316924940266516559&btnI=1&hl=ru>
27. Cunillera, A., Bešinović, N., Lentink, R. M., van Oort, N., & Goverde, R. M. (2023). A literature review on train motion model calibration. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 24(4), 3660-3677. <https://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?arnumber=10021218>.
28. Твердомед, В. М., & Даніленко, Е. І. (2012). Розрахунок поперечних горизонтальних сил, діючих на колію в кривих від рухомого складу, графо-аналітичним методом. *Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту. Сер.: Транспортні системи і технології*, (21), 71-76.
29. Sapronova, S., Tkachenko, V., Fomin, O., Gatchenko, V., Maliuk, S. (2017). Research on the safety factor against derailment of railway vehicles. *Eastern-European journal of enterprise technologies*, 6/7(90), 19-25. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.116194>.
30. Orlova, A., Boronenko, Y. (2010). The influence of the condition of three-piece freight bogies on wheel flange wear: simulation and operation monitoring. *Vehicle System Dynamics*, 48(1), 37–53. <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423111003668211>.
31. Tkachenko, V., Sapronova, S., Zub, E., Morneva, M. (2020). Closed Power Loops in the Guidance of Vehicles by Railway Track System. *24th International Scientific Conference. Transport Means 2020: Sustainability: Research and Solutions (Kaunas, Lithuania). Part II*. 554-559. ISSN 1822-296 X (print), ISSN 2351-7034 (online).

32. Organization for Co-Operation between Railways. <http://en.osjd.org/>. (Дата звернення 12.04.2023).
33. Ткаченко, В. П. (1996). Кінематичний опір руху рейкових екіпажів. *Монографія*. 160.
34. Santamaria, J., Vadillo, E. G., & Gomez, J. (2009). Influence of creep forces on the risk of derailment of railway vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 47(6). 721–752. <https://doi.org/10.1080/00423110802368817>.
35. Marquis, B., & Greif, R. (2011). Application of Nadal limit for the prediction of wheel climb derailment. *ASME/IEEE Joint Rail Conference*, 54594, 273–280. <https://doi.org/10.1115/JRC2011-56064>.
36. Ohno, K. (2003). Research and development for eliminating wheel-climb derailment accidents. *JR East Technical Review*, (2). 46–50. <http://worldcat.org/oclc/51815943>.
37. Bibel, G. (2012). Train wreck: the forensics of rail disasters. *Baltimore: Hopkins University Press*. 368.
38. Takai, H., Uchida, M., Muramatsu, H., & Ishida, H. (2002). Derailment safety evaluation by analytic equations. *Quarterly Report of RTRI*, 43(3), 119–124. <https://doi.org/10.2219/rtriqr.43.119>.
39. Сокол, Е. (2010). Вкочування гребня колеса на вістряк стрілочного переводу. *Залізничний транспорт України*, 5, 26–30.
40. Kardas-Cinal, E. (2009). Comparative study of running safety and ride comfort of railway vehicle. *Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. Transport*, 71. 75–84. <http://pnpw-transport.publisherspanel.com/resources/html/cms/MAINPAGE>.
41. Iijima, H., Yoshida, H., Suzuki, K., & Yasuda, Y. (2014). A Study on the Prevention of Wheel-Climb Derailment at Low Speed Ranges. *JR East Technical Review*, 30. 21–24. https://www.jreast.co.jp/e/development/tech/pdf_30/tec-30-21-24eng.pdf.
42. Zeng, J., Wei, L., & Wu, P. (2016). Safety evaluation for railway vehicles using an improved indirect measurement method of wheel–rail forces. *Journal of Modern Transportation*, 24(2), 114–123. <https://doi.org/10.1007/s40534-016-0107-5>.

43. Myamlin, S., Lingaitis, L. P., Dailydka, S., Vaičiūnas, G., Bogdevičius, M., & Bureika, G. (2015). Determination of the dynamic characteristics of freight wagons with various bogie. *Transport*, 30(1). 88–92. <https://doi.org/10.3846/16484142.2015.1020565>.
44. Miyamoto, M. (1996). Mechanism of derailment phenomena of railway vehicles. *Railway Technical Research Institute, Quarterly Reports*, 37(3). 147–155.
45. Molatefi, H., & Mazraeh, A. (2016). On the investigation of wheel flange climb derailment mechanism and methods to control it. *Journal of theoretical and applied mechanics*, 54(2). 541–550. <http://dx.doi.org/10.15632%2Fjtam-pl.54.2.541>.
46. Kardas-Cinal, E. (2014). Selected problems in railway vehicle dynamics related to running safety. *Archives of Transport*, 31. 37–45. <http://dx.doi.org/10.5604/08669546.1146984>.
47. Saraf, D. K. (1998). A Technical Guide On Derailments. *Indian Railways Centre for Advanced Maintenance Technology, Gwalior*. 133.
48. Burgelman, N., Li, Z., & Dollevoet, R. P. B. J. (2016). Effect of the longitudinal contact location on vehicle dynamics simulation. *Mathematical Problems in Engineering*. <https://doi.org/10.1155/2016/1901089>.
49. Costea, D. M., Găman, M. N., & Dumitru, G. (2013). Considerations on tribological phenomena at the wheel-rail contact level, specific to the BR189 class locomotives. *Annals of the Faculty of Engineering Hunedoara-International Journal of Engineering*, 11(4). 181–188. <http://annals.fih.upt.ro/pdf-full/2013/ANNALS-2013-4-29.pdf>.
50. Pombo, J. C., & Ambrósio, J. A. (2008). Application of a wheel–rail contact model to railway dynamics in small radius curved tracks. *Multibody System Dynamics*, 19(1). 91–114. <https://doi.org/10.1007/s11044-007-9094-y>.
51. Golubenko, A., Sapronova, S., & Tkachenko, V. (2007). Kinematics of point-to-point contact of wheels with a rails. *Transport problems*, 2(3), 57–61. <https://www.infona.pl/resource/bwmeta1.element.baztech-article-BSL5-0022-0007>.
52. Tkachenko, V., Kramar, N., Voronko, A., & Sapronova, S. (2008). Regularities of shaping of a wheel profile as a result of deterioration of the rolling

surface in exploitation. *Transport Problems*, 3, 47–54.
<https://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-article-BSL7-0032-0017>.

53. Fomin, O., Kulbovskiy, I., Sorochinska, E., Sapronova, S., & Bambura, O. (2017). Experimental confirmation of the theory of implementation of the coupled design of center girder of the hopper wagons for iron ore pellets. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 5 (1). 11–18.
<https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.109588>.

54. Tkachenko, V., Sapronova, S., Kulbovskiy, I., & Fomin, O. (2017). Research into resistance to the motion of railroad undercarriages related to directing the wheelsets by a rail track. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5/7 (89), 65–72. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.109791>.

55. Зуб Є. П. (2017). Відновлення поверхонь кочення коліс рухомого складу залізниць. *Науково-практична конференція молодих учених, аспірантів, магістрів і спеціалістів «Залізничний транспорт: сучасні проблеми науки» Державного економіко-технологічного університету транспорту*. 5-6.

56. Kulbovskiy, I., Holub, H., Melenchuk, V., Chmyr, V. (2021). Development of a system model of technical operation management in transport infrastructure infrastructure projects. *Транспортні системи та технології*, 37. 196–203.
<https://doi.org/10.32703/2617-9040-2021-37-19>.

57. СТП 04-001:2015. Колісні пари вантажних вагонів. Правила технічного обслуговування, ремонту та формування. Київ: Державна адміністрація залізничного транспорту України, 2015. 138 с. <https://f.eruditor.link/file/2342965/> (Дата звернення 3.06.2023).

58. Carter, F. (1926). On the action of a locomotive driving wheel. *Proc. R. Soc. London* 112 (1926), 151–157.

59. Johnson, K. L. (1964). The effect of a tangential force upon the rolling motion of an elastic sphere upon a plane. *Appl. mec.* 31(2). 339-340.

60. Halling, J. (1964). Microslip between a rolling element and its track arising from geometric conformity. *J.Mech.Engnr.science.* 6(1). 64-73.

61. Hainess, D.J., Olerton, E. (1963). Kontakt stress Distributions on Elliptical Contact Surfaces Subjected to Radial and Tangential Forces. *Proc.Inst. Mech.Engrn.* 177. 4.
62. Зуб Є. П. (2018). Контроль геометричних параметрів поверхонь кочення коліс рухомого складу. *Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених, магістрантів та студентів, «Механіка», 26–30 березня 2018 р. Дніпро: ДНУЗТ ім. В. Лазаряна.* 89-92.
63. Маслієв, В. (2001). Математична модель динаміки локомотива з пристроєм для радіальної самоустановки колісних пар у кривих. *Вісник НТУ “ХПІ”, 14*, 180–187.
64. Zub E., Sapronov S., Tkachenko V. (2021). Load distribution in railway wheel contacts. *International scientific and practical conference: Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects, 21-26 May 2021, Vlora (Albania).* 91-94.
65. Мартинов, І., Маслієв, В., Мокроусов, С., Щербаков, В., Нестеренко, В. (2013). Знос гребнів коліс вантажних вагонів та рейок: проблема та шляхи її вирішення. *Вагонний парк, 5*, 4–7.
66. Kalker, I. I. (1967). On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction: Doct.Thesis. *Delft University*, 160.
67. Krause, H., & Poll, G. (1983). The influence of tangential tractions at the surface on the stresses in contacting bodies during rolling-sliding contact. *Wear*, 88(2), 221-232.
68. Barwell, F. T. (1957). Einige Ergebnisse Uber Reibung und Verschreib unter besonderer Bezugnahme Auf die Reibzahlzwischen Raben und Schiene. *Glaser's Annale, 1*. 1–3.
69. Ravlyuk, V. G. (2020). Удосконалення стенда для комплексного діагностування вузлів вантажних вагонів. *Science and Transport Progress*, 4 (88), 86-102. <https://doi.org/10.15802/stp2020/213444>.
70. Воронін, С., Коростильов, Є. (2014). Аналіз існуючих способів зменшення бічного зносу рейок у парі тертя «колесо-рейка» в кривих ділянках

колії. *Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті*, 3, 22–27.
<http://surl.li/cyyja>.

71. Mariama, H., Ohyama, T. (1998). Reibung bei Rollen berrührung. *Beruh-rung zwischen einen Rad und einer*.

72. Chap, J. (1973). Modelove visetreni sklurovich charakteristik selesnicho dviokoli, pri zhenach a jejich frekvence. *SbornikVUD VSD*, 54. 57.

73. Котенко, В. В., Башинський, С. І., & Піскун, І. А. (2021). Застосування методу Пірсона для отримання залежностей розподілу хімічних елементів у межах родовища каоліну. <http://eztuir.ztu.edu.ua/handle/123456789/7957>.

74. Рейдемейстер, А., Блохіна, А. (2004). До питання про вплив профілю колеса на ресурс рейок. *Залізничний транспорт України*, 4, 10–11.

75. Зуб Є. П. (2020). Вплив конструктивних особливостей ходових частин рухомого складу на знос гребнів колісних пар. *I Міжнародна науково-технічна конференція «Інтелектуальні транспортні технології», Трускавець–Харків, 24–30 січня, 2020 р. Харків. УкрДУЗТ*. 74-76.

76. Chen, H., Fukagai, S., Sone, Y., Ban, T., & Namura, A. (2014). Assessment of lubricant applied to wheel/rail interface in curves. *Wear*, 314(1-2), 228-235.

77. Сапронова, С. Ю. (2011). Оптимізація профілів бандажів коліс локомотивів: *Монографія*, 170.

78. Kristen, H., Long, J. R., & Lindqvist, J. (2016). Method and system for detection and analysis of railway bogie operational problems. *U.S. Patent No. 9,395,276*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
<https://patents.google.com/patent/US9395276B2/en>

79. Sapronova, S. (2010). Modeling of locomotive wheel profile form. *TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*, X, 270–278.

80. Friesen, U., & Burkhart, T. (2014). Method for monitoring the state of a bogie of a railway vehicle comprising at least one wheel set. *U.S. Patent No. 8,874,304*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
<https://patents.google.com/patent/US8874304B2/en>.

81. Сайт Окремого конструкторського бюро «Інтер Кар Груп». <https://okb.at.ua/index/razrabotki/0-4>. (Дата звернення 8.09.2024).
82. Сайт ТОВ «ТАС ДНІПРОВАГОНМАШ». <https://dvmash.biz/>. (Дата звернення 14.09.2024).
83. Сайт ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» <https://www.kvsz.com/index.php/ua/>. (Дата звернення 23.07.2024).
84. Візки вантажного вагонобудування. <https://www.kvsz.com/index.php/ua/produktsiya/vantazhne-vagonobuduvannya/vizki-vantazhnogo-vagonobuduvannya>. (Дата звернення 27.02.2023).
85. Nadal, M. J. (1896). Theorie de la Stabilité des locomotives, Part II: mouvement de lacet. *Annales des Mines*, 1. 232–245.
86. Азовмаш. <http://www.azovmash.com/> (Дата звернення 14.05.2021).
87. Окреме конструкторське бюро вагонобудування. <https://okb.at.ua/index/razrabotki/0-4>. (Дата звернення 3.03.2022)
88. ПАО «Дніпровагонмаш». <https://dvmash.biz/catalog/wagons/> (Дата звернення 20.04.2023).
89. «Крюківський вагонобудівний завод» (ПАТ «КВБЗ»). <https://u.to/mXDZGw>. (Дата звернення 15.02.2024).
90. Domin, Y. V., Domin, R. Y., Cherniak, G. Y., & Nozhenko, V. S. (2021). Analysis of the conditions for the exhaustion of the stability margin in the rail track of freight cars with three-piece bogies. *Archives of transport*, 57(1), 119-129. <https://bibliotekanauki.pl/articles/1833607.pdf>.
91. Safronov, O., Sulym, A., Khozia, P., Vodianikov, Y., & Stoletov, S. (2019). Влияние конструктивных особенностей тележек моделей 18-4129 и 18-9817 с осевой нагрузкой 25 тс на динамические показатели грузовых вагонов. *Транспортні системи і технології*, 1(33). 171–188. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2019-33-1-15>.
92. Правила визначення підвищення зовнішньої рейки і встановлення допустимих швидкостей в кривих ділянках колії: ЦП-0236. Затв. наказом

Укрзалізниці від 14.12.2010 №778-Ц. К., 2010. 52 с.
<https://online.budstandart.com/ua/> (Дата звернення 27.01.2024).

93. Правила технічної експлуатації залізниць України. К.: Вид-во «ФОРТ», 2007. 76 с. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=47365. (Дата звернення 7.09.2023).

94. Овсієнко, Ю. І., & Флегантов, Л. О. (2011). Методика вивчення алгоритму побудови нелінійних математичних моделей методом найменших квадратів із використанням комп'ютерної техніки. *Інформаційні технології і засоби навчання*, 21(1), 21. <http://surl.li/rcfpe>.

95. Багров О. М. (2016). Бокові рами візків вантажних вагонів. Експлуатація. Проблеми та їх вирішення. *Залізничний транспорт України*. 1–2. 29–34. http://nbuv.gov.ua/UJRN/ZTU_2016_1-2_7.

96. Зуб Є. П., Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П. (2019). Вплив перекосу колісних пар рухомого складу залізниць на знос гребнів коліс. *Науково-практична конференція «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», 14-16 листопада 2019 р., Лиман–Сєвєродонецьк: СХУ ім. В. Даля*. 45-48.

97. Zub, E., Tkachenko, V., Sapronova, S., Syvakivskiy, S. (2024). Determining the influence of wheelset arrangement in the model 18-100 bogies on the level of steering efforts in the wheel-rail flange contacts. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(7(129)), 38–46. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.304328>

98. Matzan, E. (2007). System for detection of defects in railroad car wheels. *U.S. Patent No. 7,213,789*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office. <https://patents.google.com/patent/US7213789B1/en>.

99. Haßler, S., Rulka, W., & Stuetzle, T. (2018). Method for detecting vibration in a rail vehicle. *U.S. Patent No. 9,869,610*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office. <https://patents.google.com/patent/US9869610B2/en>.

100. Твердомед, В. М., Возненко, А. Д., Бойко, В. Д. (2016). Розрахунок поперечних горизонтальних сил у кривих ділянках рейкової колії. *Транспортні системи і технології*, 29. 34-147. <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/76>.
101. Даніленко, Е. І., Молчанов, В. М., Шраменко, В.П., Бойко, В. Д., Твердомед, В. М., Скорик, О. О. (2020). Проектування і розрахунки конструкцій залізничної колії. *Підручник для вищих навчальних закладів/ За ред. Е.І.Даніленка. «Хай-Тек Прес»*. 552.
102. Tverdomed, V., Aharkov, O., Boiko, V., Kushmar, L. (2020). Calculation of Transverse Horizontal Forces. *Proceedings of 23rd International Scientific Conference. Transport means 2020, II*.
103. Bastian, R., & Stumvoll, W. (2013). Test method for bogies as well as test stand and assembly stand. *U.S. Patent No. 8,516,881*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office. <https://patents.google.com/patent/US8516881B2/en>.
104. Маслієв, В. Г. (2004). Наукові основи вибору конструкторсько-технологічних параметрів пристроїв для зменшення зносу гребенів бандажів коліс локомотивів. *Дис. ... докт. техн. наук: 05. 22. 07. XIII*. 464.
105. Danneskiold-Samsøe, U. (1990). Apparatus for track-based detection of the wheel profile of passing railway wheels. *U.S. Patent No. 4,932,784*. Washington: U.S. Patent and Trademark Office. <https://patents.google.com/patent/US4932784A/en>.
106. Danneskiold-Samsøe, U. (1990). Apparatus for track-based detection of the wheel profile of passing railway wheels. *U.S. Patent No. 4,932,784*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office. <https://patents.google.com/patent/US4932784A/en>.
107. Peters, A. P. (1941). Wheel aligning device. *U.S. Patent No. 2,249,226*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office. <https://patents.google.com/patent/US2249226A/en>.
108. Gamache, R. W., Mian, Z. F., & Mullaney, J. C. (2015). Wayside measurement of railcar wheel to rail geometry. *U.S. Patent No. 8,925,873*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office. <https://patents.google.com/patent/US8925873B2/en>.

109. Зуб, Є. П., Сапронова, С. Ю. (2022). Вплив відхилень положення колісних пар вантажного вагона на спрямовуючі зусилля. *Транспортні системи і технології*. 40. 63–77. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2022-40-6>.

110. Koshel, O., Sapronova, S., Tkachenko, V., Buromenska, M., & Radkevich, M. (2021). Research of Freight Cars Malfunctions in Operation. *25th International Scientific Conference. Transport Means. Part II*. 589–592. <https://transportmeans.ktu.edu/wp-content/uploads/sites/307/2018/02/Transport-Means-2021-Part-II.pdf>

111. Мешков, Ю. Є. (2015). Дослідження зовнішнього тертя у вищій кінематичній парі при коченні циліндра по горизонтальній площині. *Вісник Херсонського національного технічного університету*, (2), 11-15.

112. Wiederrich, J. L., Chang, A. K., & Muray, J. J. (1981). Apparatus for measuring wheel alignment of motor vehicles. *U.S. Patent No. 4,249,824*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office. <https://patents.google.com/patent/US4249824A/en>.

113. Ushkalov, V., Mokriy, T., Malysheva, I., Lapina, L., Pasichnik, S., & Bezrukavyy, N. (2020, November). Reduction of freight car wheel wear of 1520 mm gauge railways. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 985, No. 1, p. 012004). IOP Publishing. <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/985/1/012004/pdf>.

114. Маркова О. М., Соболевська М. Б., Мокрій Т. Ф., Горобець Д. В. (2021). Підвищення рівня безпеки залізничних пасажирських та вантажних перевезень. *Технічна механіка*, 2, 78-90. <https://doi.org/10.15407/itm2021.02.078>.

115. Сапронова, С. Ю. (2012). Наукові основи формоутворення та оптимізація ремонтних профілів коліс локомотивів протягом експлуатаційного життєвого циклу. *Дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07. СХУ ім. В. Даля*. 286.

116. Наказ Укрзалізниці «Про порядок подачі в ремонт і видачі з ремонту рухомого складу» від 22.04.02 № 261-Ц. К.: Вид-во «Укрзаліниця», 2002. <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0261361-02#Text> (Дата звернення 23.05.2024).

117. Блохін, Є., Пшенько, О., Лашко, О. (2001). До проблеми зносу коліс та рейок. *Залізничний транспорт України*, 1. 2–6.
118. Даніленко, Е. (2006). Про оптимізацію розмірних співвідношень у парі «колесо-рейка». *Залізничний транспорт України*, 6. 56–59.
119. Про схвалення Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року. Розпорядженням Кабінету Міністрів України від 30 травня 2018 р. № 430-р. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/430-2018-%D1%80#Text> (Дата звернення 11.05.2023).
120. Wiederrich, J. L., Chang, A. K., & Muray, J. J. (1981). Apparatus for measuring wheel alignment of motor vehicles. *U.S. Patent No. 4,249,824*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office. <https://patents.google.com/patent/US4249824A/en>.
121. Рейдемейстер, А. Г., Блохіна, А. С.. (2004). До питання впливу профілю колеса на ресурс рейок. *Залізничний транспорт України*, 4. 10–11.
122. Патент на корисну модель №147117 Україна, МПК (2021.01) B61F 11/00, B61F 5/00, H02K 41/00. Спосіб покращення керованості залізничного транспортного засобу в кривих ділянках колії. С. Сапронова, В. Ткаченко, Є. Зуб, А. Горбань, С. Малюк; заявник та патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій. Заявка № u202006038; заявл. 21.09.2020, зареєстровано в Державному реєстрі України корисних моделей 17.03.2021, бюл. № 11. URL: <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1588362/>
123. Ткаченко, В. П. (1999). Розрахунок та прогнозування шляхового фрикційного опору руху рейкових екіпажів: *Дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07. СНУ ім. В. Даля*. 371.
124. Зуб Є. П., Сапронова С. Ю. (2023). Спрямовуючі зусилля в контакті колеса вантажного вагону і рейки. *Матеріали Міжнародної мультидисциплінарної науково-практичної інтернет-конференції молодих дослідників, здобувачів вищої освіти та науковців «СУЧАСНА НАУКА: ІННОВАЦІЇ ТА ПЕРСПЕКТИВИ» (6-7 квітня 2023 р., м. Київ)*, 55-58.

125. Мартинов, І., Маслієв, В., Мокроусов, С., Щербаков, В., & Нестеренко, В. (2013). Удосконалення конструкції візків вантажних вагонів з метою зниження зносу гребнів коліс та рейок. *Збірник наукових праць УкрДУЗТ*, 139, 25–34. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.139.2013.86887>.
126. Сапронова С., Ткаченко В., Фоміна А., Зуб Є. (2016). Моделювання рейкових екіпажів і вплив їх конструктивних особливостей на кінематичний опір руху. *Транспортні системи і технології*, 29, 163-175. <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/79>
127. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). Київ, 2015. 162 с. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=73763 (Дата звернення 2.03.2024).
128. Ушкалов, В. Ф., & Безрукавий, Н. В. (2020). Дослідження динаміки вантажних вагонів, обладнаних пристроями для забезпечення радіальної установки колісних пар. *Технічна механіка*, 1, 106-113. <https://doi.org/10.15407/itm2020.01.106>.
129. Ушкалов, В. Ф., Мокрій, Т. Ф., Малишева, І. Ю., Безрукавий, Н. В. (2020). Аналіз впливу зносу контактної поверхні пари колесо-рейка на коливання вантажного вагона зі збільшеним навантаженням на вісь. *Технічна механіка*, 4, 117-125. <https://doi.org/10.15407/itm2020.04.117>.
130. Ушкалов, В. Ф., Мокрій, Т. Ф., Малишева, І. Ю., Безрукавий Н. В. (2017). Удосконалення ходової частини перспективного вантажного вагона. *Технічна механіка*, 4, 79-88. <https://doi.org/10.15407/itm2017.04.079>.
131. Сапронова, С., Ткаченко, В., Зуб, Є. (2021). Визначення залежності інтенсивності зносу коліс рухомого складу залізниць від геометричних параметрів їх профілів. *II Міжнародна науково-технічна конференція «Інтелектуальні транспортні технології»*, Харків: УкрДУЗТ, 119–121. <http://repo.knmu.edu.ua/bitstream/123456789/28604/1/TezuITT2021.pdf>.
132. Baseler, W. (1961). Kann momentaner Parallelitatsfehler der Achsen eines Drehgestells einen Abdrehsfehler ausgleichen. *Glas. Annalen*, 9, 45-47.

133. Zub, E., Sapronova, S., & Tkachenko, V. (2019). Аналіз систем моніторингу параметрів зносу колісних пар рухомого складу залізниць. *Транспортні системи і технології*, 1(33). 107–117. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2019-33-1-10>.

134. Патент на корисну модель №139073 Україна, МПК В61К 3/2 (2019). Стационарный пристрій для контролю технічного стану колісних пар рухомого складу залізниць / Сапронова С.Ю., Зуб Є.П., Ткаченко В.П., Склярєнко І.Ю.; заявник і патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій (UA). Заявка № u201903965; заявл. 16.04.2019; опубл. 26.12.2019, бюл. № 24. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1399152/>.

135. Zub, E., Sapronova, S., Tkachenko, V. (2021). Load distribution in railway wheel contacts. *International scientific and practical conference: Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects.* Vlora (Albania), Severodonetsk. 76–78. <http://dSPACE.snu.edu.ua:8080/jspui/handle/123456789/4124>.

136. Cui, X. L., Chen, G. X., Yang, H. G., Zhang, Q., Ouyang, H., & Zhu, M. H. (2015). Effect of the wheel/rail contact angle and the direction of the saturated creep force on rail corrugation. *Wear*, 330, 554-562. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2014.12.046>.

137. Scott Simson. Steering railway bogie. Patent US 8276522 B2. Patent US 12/527,899. Central Queensland University. <https://patentimages.storage.googleapis.com/20/e6/e3/a066410f49e5f1/US8276522.pdf>.

138. Lutz Schwendt. Running gear for rail vehicles with radial control of the wheelsets. Patent US5375533 A. Abbhenschel Lokomotiven GmbH. <https://patentimages.storage.googleapis.com/94/1e/81/693c79524b3329/US5375533.pdf>.

139. Steur Wolfram De. Bogie for a rail vehicle. Patent EP 0161729 A1. RMO-Werkspoor Services B.V. <https://patentimages.storage.googleapis.com/39/27/b2/22571f582254c5/EP0161729A1.pdf>.

140. Joly, Roland. Railway bogie comprising a frame and two steerable axles. Patent EP 0387744 A2. Gec Alsthom Sa.

<https://patentimages.storage.googleapis.com/13/eb/dd/f6648d7113e40b/EP0387744A2.pdf>.

141. Сапронова С. Ю., Ткаченко Є. П., Зуб Є. П. (2017). Збільшення експлуатаційного життєвого циклу коліс рухомого складу залізниць. *Збірник наукових праць VII-Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку транспорту і логістики», 26-28 квітня 2017р. Сєверодонецьк-Одеса: Вид-во СНУ ім. В.Даля.* 110-112.

142. Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П., Зуб Є. П., Столяр, М. Г. (2017). Дослідження впливу на ресурс коліс рухомого складу залізниць технологічного зносу. *Науково-практична конференція студентів та молодих вчених «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», 5-7 жовтня 2017 р. Лиман - Сєверодонецьк: СНУ ім. В. Даля.* 148-150.

143. Gilchrist, A.O. (2006). A history of engineering research on British Railways. *Institute of Railway Studies and Transport History.* <http://www.york.ac.uk/media/workingwiththeuniversity/documents/cpd/sectorscourse/s/Gilchrist%202.pdf>. (Дата звернення 13.08.2024).

144. Транспортна енциклопедія. <https://transportpedia.org/vehicle/talgo-4>. (Дата звернення 21.01.2024).

145. Зуб Є. П., Сиваківський С. В., Сапронова С. Ю., Воробйов О. В. (2023). Вплив нових технологій і технічних рішень на залізницях України на знос коліс вантажних вагонів. *Proceedings of II International scientific and practical conference for applicants for higher education, of educational and scientists «MODERN RESEARCH: TRANSPORT INFRASTRUCTURE AND INNOVATION TECHNOLOGIES» (29-30 November, 2023), 1. 180-185.* <https://drive.google.com/drive/folders/12pfkKlChBh08OsKZPqs5fCpkYVpeMjzV>

146. Зуб Є. П., Сапронова С. Ю. (2018). Автоматизований контроль технічного стану колісних пар рухомого складу залізниць в умовах експлуатації. *Науково-практична конференція «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», 16-17 жовтня 2018 р., Київ.* 72-75.

147. Polish Pendolino launches 200 km/h operation. *Railway Gazette International*. <https://www.railwaygazette.com/passenger/polish-pendolino-launches-200-km/h-operation/40311.article>. (Дата звернення 31.08.2023).
148. High speed rail industry news. *Railway Gazette International*. <https://www.railwaygazette.com/news/high-speed>. (Дата звернення 31.08.2023).
149. ETR 460 Pendolino. <https://www.italdesign.it/project/etr-460-pendolino/>. (Дата звернення 31.08.2023).
150. Pendolino high-speed train crashed in Germany. *CST*. https://cfts.org.ua/news/2020/04/10/v_germanii_popal_v_avariyu_skorostnoy_poezd_pendolino_foto_video_58246. (Дата звернення 31.08.2023).
151. Сапронова, С. Ю., Ткаченко, В. П., Зуб, Є. П. (2022). Розрахунок кінематичних параметрів та їх перерозподіл між основним і гребневим контактами колеса із рейкою. *I Всеукраїнська науково-практичної конференція «Транспорт: наука та практика», Сєвєродонецьк–Дніпро–Кам'янець-Подільський, 27 травня 2022 р.* 107-112.
152. 237 km/h: Nový rychlostní rekord české železnice. *Internet Archive Wayback Machine*. <http://www.pendolino.cz/clanky/document.2005-02-16.6565302389>. (Дата звернення 24.03.2024).
153. Alaris Tilting Trains. *Railway Technologies*. <https://www.railway-technology.com/projects/alaris/>. (Дата звернення 2.05.2024).
154. Пасічник С. С., Безрукавий Н. В. (2022). Дослідження пружно-деформованого стану пари «колесо – рейка» з різними початковими профілями і ступенем їх зносу. *Технічна механіка, I*, 67–76. <https://doi.org/10.15407/itm2022.01.067>
155. Сапронова С., Ткаченко В., Брайковська Н., Зуб Є. (2021). Науковий підхід до методів збільшення життєвого циклу колісних пар рухомого складу залізниць. *Транспортні системи і технології*, (38), 164-172. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2021-38-161-15>.
156. Fomin, O. V., Lovska, A. O. (2021). Determination of dynamic loading of bearing structures of freight wagons with actual dimensions. *Eastern-European*

Journal of Enterprise Technologies, 2(7), 110. 6–14. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.220534>

157. Fomin, O. Lovska, A., Kulbovskyi, I., Holub, H., Kozarchuk, I., Kharuta, V. (2019). Determining the dynamic loading on a semi-wagon when fixing it with a viscous coupling to a ferry deck. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, (2(7)), 98. 6–12. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.160456>.

158. Fomin, O., Lovska, A., Daki, O., Bohomia, V., Tymoshchuk, O., & Tkachenko, V. (2019). Determining the dynamic loading on an open-top wagon with a two-pipe girder beam. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(7), 99. 18–25. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.166329>.

159. Sapronova S., Tkachenko V., Zub E. (2017). Restoring of railway rolling stock wheels. *Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects: thesis, 3-12 May 2017, Dresden (Germany) – Paris (France). Severodonetsk: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University (2017).* 171-173.

160. Зуб Є. П., Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П., Сиваківський С. В. Математичне моделювання динамічної системи «візок-колія». *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти, викладачів та науковців «Сучасні дослідження: транспортна інфраструктура та інноваційні технології».* Київ: ДУІТ, 2024. С. 135-140.

161. Патент на корисну модель № 128693 Україна. МПК (2019): B61K 9/00, B61K 9/12 (2006.01). Пристрій для контролю геометричних параметрів коліс вагонів та локомотивів під час руху. Зуб Є.П., Сапронова С.Ю., Ткаченко В.П.; заявник і патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій (UA). Заявка № u201712944; заявл. 27.12.2017; опубл. 10.10.2018, бюл. № 19. <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/237590/>.

162. Фрикційні зносостійкі накладки для ремонту візка 18-100. <http://rail-malin.com.ua/prao.html>. (Дата звернення 2.04.2023).

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ ТА ВІДОМОСТІ
ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації та відповідають п.8 Постанови КМУ від 12 січня 2022 р. №44:

1. Zub E., Tkachenko V., Sapronova S., Syvakivskiy S. (2024). Determining the influence of wheelset arrangement in the model 18-100 bogies on the level of steering efforts in the wheel-rail flange contacts. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(7(129)), 38–46. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.304328> (стаття у виданні квартилю Q3 проіндексована в базі даних Scopus).

2. Tkachenko V., Sapronova S., Zub E., Morneva M. (2020). Closed Power Loops in the Guidance of Vehicles by Railway Track System. *24th International Scientific Conference. Transport Means 2020: Sustainability: Research and Solutions (Kaunas, Lithuania). Part II*. 554–559. ISSN 1822-296 X (print), ISSN 2351-7034 (on-line) <https://transportmeans.ktu.edu/wp-content/uploads/sites/307/2018/02/Transport-means-A4-II-dalis.pdf>. (стаття проіндексована в базі даних Scopus).

3. Сапронова С., Ткаченко В., Фоміна А., Зуб Є. (2016). Моделювання рейкових екіпажів і вплив їх конструктивних особливостей на кінематичний опір руху. *Транспортні системи і технології*, 29, 163-175. <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/79> (наукове фахове видання України).

4. Зуб Є. П., Сапронова С.Ю. (2022). Вплив відхилень положення колісних пар вантажного вагона на спрямовуючі зусилля. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології»*, 40, 63-77. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2022-40-6> (наукове фахове видання України).

5. Сапронова С., Ткаченко В., Брайковська Н., Зуб Є. (2021). Науковий підхід до методів збільшення життєвого циклу колісних пар рухомого складу залізниць.

Транспортні системи і технології, (38), 164-172. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2021-38-161-15> (наукове фахове видання України).

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

6. Зуб Є. П. (2020). Вплив конструктивних особливостей ходових частин рухомого складу на знос гребнів колісних пар. *I Міжнародна науково-технічна конференція «Інтелектуальні транспортні технології», Трускавець–Харків, 24–30 січня, 2020 р. Харків. УкрДУЗТ.* 74-76.

7. Зуб Є. П. (2017). Відновлення поверхонь кочення коліс рухомого складу залізниць. *Науково-практична конференція молодих учених, аспірантів, магістрів і спеціалістів «Залізничний транспорт: сучасні проблеми науки» Державного економіко-технологічного університету транспорту.* 5-6.

8. Зуб Є. П. (2018). Контроль геометричних параметрів поверхонь кочення коліс рухомого складу. *Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених, магістрантів та студентів, «Механіка», 26–30 березня 2018 р. Дніпро: ДНУЗТ ім. В. Лазаряна.* 89-92.

9. Zub E., Saponov S., Tkachenko V. (2021). Load distribution in railway wheel contacts. *International scientific and practical conference: Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects, 21-26 May 2021, Vlora (Albania).* 91-94.

10. Зуб Є. П., Сапронова С. Ю. (2018). Автоматизований контроль технічного стану колісних пар рухомого складу залізниць в умовах експлуатації. *Науково-практична конференція «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», 16-17 жовтня 2018 р., Київ.* 72-75.

11. Зуб Є. П., Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П. (2019). Вплив перекосу колісних пар рухомого складу залізниць на знос гребнів коліс. *Науково-практична конференція «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», 14-16 листопада 2019 р., Лиман–Сєвєродонецьк: СНУ ім. В. Даля.* 45-48.

12. Saponova S., Tkachenko V., Zub E. (2017). Restoring of railway rolling stock wheels. *Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects: thesis, 3-12 May 2017, Dresden (Germany) – Paris (France). Severodonetsk: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University (2017).* 171-173.

13. Сапронова С. Ю., Ткаченко Є. П., Зуб Є. П. (2017). Збільшення

експлуатаційного життєвого циклу коліс рухомого складу залізниць. *Збірник наукових праць VII-Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку транспорту і логістики», 26-28 квітня 2017р. Сєвєродонецьк-Одеса: Вид-во СНУ ім. В.Даля.*110-112.

14. Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П., Зуб Є. П., Столяр, М. Г. (2017). Дослідження впливу на ресурс коліс рухомого складу залізниць технологічного зносу. *Науково-практична конференція студентів та молодих вчених «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», 5-7 жовтня 2017 р. Лиман - Сєвєродонецьк: СНУ ім. В. Даля.* 148-150.

15. Сапронова С. Ю., Зуб Є. П., Ткаченко В. П. (2018). Технологічний знос і його вплив на ресурс коліс рухомого складу залізниць. *Міжнародна науково-технічна конференція «Технології та інфраструктура транспорту», 14–16 травня 2018 р. Харків: УкрДУЗТ,* С. 277-278.

16. Сапронова С. Ю., Ткаченко В.П., Зуб Є. П. (2018). Гострокінцевий накат гребня колеса рухомого складу і рішення по його усуненню. *VIII Міжнародна науково-практична конференція «Транспорт і логістика: проблеми та рішення», Одеса, 23-25 травня 2018р.* 118-121.

17. Ткаченко В., Сапронова С., Зуб Є., Могилко В. (2021). До питання шляхів розвитку високошвидкісного руху на залізницях України. *I Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології засобів транспорту», 23-24 вересня 2021р.* 73-74. http://ptzt.kart.edu.ua/images/filePTZT/PTZT_2021.pdf.

18. Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П., Зуб Є. П. (2021). Визначення залежності інтенсивності зносу коліс рухомого складу залізниць від геометричних параметрів їх профілів. *II Міжнародна науково-технічна конференція «Інтелектуальні транспортні технології», Харків, 27-29 квітня 2021 р. Харків: УкрДУЗТ.* 173.

19. Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П., Зуб Є. П. (2022). Розрахунок кінематичних параметрів та їх перерозподіл між основним і гребневим контактами колеса із рейкою. *I Всеукраїнська науково-практичної конференція «Транспорт: наука та практика», Сєвєродонецьк–Дніпро–Кам'янець–Подільський, 27 травня 2022 р.*107-112.

20. Зуб Є. П., Сапронова С. Ю. (2023). Спрямовуючі зусилля в контакті колеса вантажного вагону і рейки. *Матеріали Міжнародної мультидисциплінарної науково-практичної інтернет-конференції молодих дослідників, здобувачів вищої освіти та*

науковців «СУЧАСНА НАУКА: ІННОВАЦІЇ ТА ПЕРСПЕКТИВИ» (6-7 квітня 2023 р., м. Київ), 55-58.

21. Зуб Є. П., Сиваківський С. В., Сапронова С. Ю., Воробйов О. В. (2023). Вплив нових технологій і технічних рішень на залізницях України на знос коліс вантажних вагонів. *Proceedings of II International scientific and practical conference for applicants for higher education, of educational and scientists «MODERN RESEARCH: TRANSPORT INFRASTRUCTURE AND INNOVATION TECHNOLOGIES» (29-30 November, 2023)*, 1. 180-185. <https://drive.google.com/drive/folders/12pfkKlChBh08OsKZPqs5fCpkYVpeMjzV>

22. Зуб Є. П., Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П., Сиваківський С. В. Математичне моделювання динамічної системи «візок-колія». *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти, викладачів та науковців «Сучасні дослідження: транспортна інфраструктура та інноваційні технології»*. Київ: ДУІТ, 2024. С. 135-140.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

23. Зуб Є. П., Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П. (2019). Аналіз систем моніторингу параметрів зносу колісних пар рухомого складу залізниць. *Транспортні системи і технології*, 1(33), 107-117. <https://tst.duit.in.ua/index.php/tst/article/view/156> <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2019-33-1-10> (наукове фахове видання України).

24. Патент на корисну модель №147117 Україна, МПК (2021.01) B61F 11/00, B61F 5/00, H02K 41/00. Спосіб покращення керованості залізничного транспортного засобу в кривих ділянках колії. С. Сапронова, В. Ткаченко, Є. Зуб, А. Горбань, С. Малюк; заявник та патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій. Заявка № u202006038; заявл. 21.09.2020, зареєстровано в Державному реєстрі України корисних моделей 17.03.2021, бюл. № 11. URL: <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1588362/>.

25. Патент на корисну модель №139073 Україна, МПК B61K 3/2 (2019). Стационарний пристрій для контролю технічного стану колісних пар рухомого складу залізниць / Сапронова С.Ю., Зуб Є.П., Ткаченко В.П., Скляренко І.Ю.; заявник і патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій (UA). Заявка № u201903965; заявл. 16.04.2019; опубл. 26.12.2019, бюл. № 24. URL: <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/1399152/>.

26. Патент на корисну модель № 128693 Україна. МПК (2019): B61K 9/00, B61K 9/12 (2006.01). Пристрій для контролю геометричних параметрів коліс вагонів та локомотивів під час руху. Зуб Є.П., Сапронова С.Ю., Ткаченко В.П.; заявник і патентовласник Державний університет інфраструктури та технологій (UA). Заявка № u201712944; заявл. 27.12.2017; опубл. 10.10.2018, бюл. № 19. URL: <https://sis.ukrpatent.org/uk/search/detail/237590/>.

27. Патент на корисну модель № 157697 Україна. МПК (2006.01) B61F 3/0, G01B 5/02 (2006.01). Спосіб діагностування технічного стану триелементних візків вантажних вагонів. Зуб Є. П., Ткаченко В. П., Сапронова С. Ю., Скок П. О. (Україна); власник: Державний університет інфраструктури та технологій; заял. 09.05.2024; опубл. 13.11.2024, бюл. №46. URL: <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1827012/>

28. Рішення про реєстрацію договору, який стосується права автора на твір № 181-М-21 від 24 грудня 2021 р. Ресурсозбереження при відновленні коліс залізничного рухомого складу. Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П., Зуб Є. П. Реєстраційний номер 6534; Заявл. 30.12.2021; Зареєстр. 16.05.2022.

29. Рішення про реєстрацію договору, який стосується права автора на твір № 182-М-21 від 24 грудня 2021 р. Аналіз систем моніторингу параметрів зносу колісних пар рухомого складу залізниць. Сапронова С. Ю., Ткаченко В. П., Зуб Є. П. Реєстраційний номер 6533; Заявл. 30.12.2021; Зареєстр. 16.05.2022.



ЗАТВЕРДЖУЮ
Ректор Державного університету
інфраструктури та технологій

Надія БРАЙКОВСЬКА

«*власноруч*» 2024 р.

АКТ

про використання матеріалів дисертації

Зуба Євгена Петровича

Тема дисертації: «ЗМЕНШЕННЯ ЗНОСУ ГРЕБНІВ КОЛІС ВАНТАЖНИХ
ВАГОНІВ НА ОСНОВІ НОРМУВАННЯ ДОПУСТИМИХ ПЕРЕКОСІВ
КОЛІСНИХ ПАР У ВІЗКАХ»

Цей акт складено про те, що в навчальному процесі Державного університету інфраструктури та технологій кафедрою «Вагони та вагонне господарство» використовуються матеріали дисертації Зуба Є.П.

1. Вид впровадження результатів

Розробка та доповнення розділів лекційних курсів навчальної дисципліни «Актуальні проблеми проектування, динаміки та розрахунку нових конструкцій вагонів» для підготовки студентів 2-го освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт» освітньо-професійної програми «Вагони та вагонне господарство», навчальної дисципліни «Технологія виробництва та ремонту вагонів» для підготовки студентів 1-го освітнього ступеня «бакалавр» за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт» освітньо-професійної програми «Вагони та вагонне господарство».

Матеріали дисертації можуть бути використані при виконанні кваліфікаційних робіт магістра і бакалавра, наукових дослідженнях студентів.

2. Форма впровадження результатів

1. Математична модель динамічного вписування візка вантажного вагону у криву ділянку колії.

2. Розрахунок параметрів динамічного вписування візка 18-7055 в кругову криву.

3. Визначення кутів набігання колісних пар в залежності від поперечного положення колісних пар в колії і радіусу кривої.

4. Новизна отриманих результатів

Розвинуто теорію фрикційної контактної взаємодії коліс з рейками на основі урахування в математичній моделі впливу на знос гребнів технологічних і експлуатаційних відхилень положення колісних пар у візку від нормального.

5. Соціальний та науково-технічний ефект

Впровадження матеріалів дисертації в навчальний процес дозволяє студентам ознайомитись з новою для них термінологією; вдосконалити навички розробки математичних моделей; познайомитись з процесом проведення технічного діагностування візків вантажних вагонів, враховуючи контроль перекосу колісних пар.

Виконавець роботи



Євген ЗУБ

Завідувач кафедри вагонів
та вагонного господарства, к.т.н., доц.



Вадим ІЩЕНКО

ЗАТВЕРДЖЕНО:

В. о. директора ДП «Український
науково-дослідний інститут
вагонобудування», к.т.н.,
старший дослідник



Олександр САФРОНОВ
11 2024 р.

АКТ

про використання матеріалів дисертації
Зуба Євгена Петровича

Тема дисертації: «Зменшення зносу гребнів коліс вантажних вагонів на основі
нормування допустимих перекосів колісних пар у візках»

Складений комісією:

Голова комісії:

Заступник директора з наукової роботи ДП
«УкрНДІВ», к.т.н., старший дослідник

Андрій СУЛИМ

Члени комісії:

Завідувач групи
лабораторії ДП «УкрНДІВ»,
Старший науковий співробітник
лабораторії ДП «УкрНДІВ»,

Сергій СТОЛЕТОВ

Олександр БІЛЕЦЬКИЙ

Цей акт складено про те, що на підставі тематичних планів
ДП «Український науково-дослідний інститут вагонобудування»
(ДП «УкрНДІВ») можуть бути використані матеріали дисертації Зуба Є.П. на
тему: «Зменшення зносу гребнів коліс вантажних вагонів на основі нормування
допустимих перекосів колісних пар у візках»

1. Вид впровадження результатів

Математична модель динамічного вписування візка вантажного вагону у
криву ділянку колії для визначення впливу особливостей конструкції візків типу
18-100, геометричних параметрів установки колісних пар у візках на показники
горизонтальної динаміки вагона, а також знос поверхонь кочення коліс, а саме –

підріз гребнів. Математичну модель побудовано для вписування в криву візка 18-7055 напіввагону моделі 12-7023.

2. Форма впровадження результатів

1. Визначення коефіцієнту запасу стійкості від сходу з рейок, на основі урахування залежності критичного співвідношення вертикального навантаження і напрямного зусилля від кута набігання колісної пари на рейки. Уточнена формула дозволяє при теоретичних дослідженнях отримувати більш точні результати розрахунків коефіцієнту запасу стійкості вагонів від сходу з рейок і, таким чином, поліпшити показники безпеки руху вантажних вагонів; Математична модель динамічного вписування візка вантажного вагону у криву ділянку колії.

2. Розрахунок параметрів динамічного вписування візка 18-7055 в кругову криву.

3. Визначення кутів набігання колісних пар в залежності від поперечного положення колісних пар в колії і радіусу кривої.

4. Новизна отриманих результатів

Розвинуто теорію фрикційної контактної взаємодії коліс з рейками на основі урахування в математичній моделі впливу на знос гребнів технологічних і експлуатаційних відхилень положення колісних пар у візку від нормального.

5. Соціальний та науково-технічний ефект

Впровадження матеріалів дисертації можуть бути використані при конструюванні, розрахунках нових моделей вантажних вагонів, модернізації візків.

Виконавець роботи

Голова комісії

Члени комісії:



Євген ЗУБ

Андрій СУЛИМ

Сергій СТОЛЕТОВ

Олександр БЛЕЦЬКИЙ