

Український державний університет залізничного транспорту  
Міністерство освіти і науки України

Український державний університет залізничного транспорту  
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**РАВЛЮК ВАСИЛЬ ГРИГОРОВИЧ**

УДК 629.4.017:629.4.018

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ З УБЕЗПЕЧЕННЯ РУХУ ПОЇЗДІВ  
ШЛЯХОМ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ  
ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ**

05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

27 – Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

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

джерело



— В. Г. РАВЛЮК

Науковий консультант

ЛОВСЬКА Альона Олександрівна  
доктор технічних наук, професор

Харків – 2024

## АНОТАЦІЯ

*Равлюк В. Г.* Розвиток наукових основ з забезпечення руху поїздів шляхом підвищення ефективності експлуатації гальмових систем вантажних вагонів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація за здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів (273 – залізничний транспорт). – Український державний університет залізничного транспорту, Міністерство освіти і науки України, Харків, 2024.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальної наукової проблеми для залізничного транспорту – розвитку наукових основ з забезпечення руху поїздів шляхом підвищення ефективності експлуатації гальмових систем вантажних вагонів.

Актуальність роботи обумовлена тим, що сучасна конструкція гальмової важільної передачі візка є недосконалою, у результаті її нетривалої роботи виникає відмова пристрою рівномірного зносу колодок, що призводить до виникнення їх клинодуального зносу. Це спричиняє погіршення умов безпеки руху, збільшення опору рухові в поїздах у режимі тяги і вибігу, що призводить до значних перевитрат енергоносіїв на тягу поїздів. У зв'язку з цим виникає необхідність модернізації гальмової важільної передачі для підвищення безпеки руху поїздів.

У вступі наведено загальну характеристику дисертаційної роботи, зазначено її актуальність, зв'язок із науковими темами, сформульовано мету, а також завдання досліджень, подано практичне значення роботи і наукову новизну.

У першому розділі проведено статистичні дослідження несправностей механічних гальмових систем візків вантажних вагонів. Проаналізовано причини та природу їх виникнення.

Проаналізовано дослідження вітчизняних і закордонних учених, присвячені заходам стосовно модернізації гальмових важільних передач і проблемам забезпечення руху поїздів. Виконано аналіз вітчизняних пристроїв із

запобігання виникнення ненормативного зносу гальмових колодок і закордонних різноманітних гальмових систем візків вантажних вагонів типу «JAXON TMB», «AmstedRail» і «Truck Mounted Brake Systems», який дав змогу розглянути особливості їх роботи і виявити основні недоліки.

У другому розділі розроблено класифікацію видів і типів зносу композиційних гальмових колодок і встановлено основні причини їх виникнення. Визначено особливий характер двоплощинного переломного профілю зносу гальмових колодок на робочій площині тертя, за якого введено поняття їх клинодуального фрикційного зносу. Встановлено, що за рахунок клинодуального зносу композиційних гальмових колодок їх робоча площа буде збільшуватися в нижній частині до визначеного зносу.

Запропоновано метод квазістатичного аналізу, який дозволяє ліквідувати клинодуальний знос композиційних гальмових колодок. Використання даного методу дозволяє визначити раціональне місце розташування отвору в розпірці і підвішування тріангеля гальмової важільної передачі візка вантажного вагона моделі 18-100.

На основі системного підходу запропоновано класифікацію факторів, що впливають на працездатність і ефективність роботи гальмових систем візків вантажних вагонів. Це дало змогу визначити негативні наслідки, які впливають на характер і причини фрикційних зносів колодок, порушення умов експлуатації гальмових важільних передач, а також наносять значні збитки залізничній інфраструктурі та погіршують безпеку руху поїздів.

Розроблено графоаналітичний метод для визначення коефіцієнта клинодуальності композиційної гальмової колодки залежно від пробігу вантажного вагона, що дасть можливість належно оцінити ефективність процесу гальмування вантажних поїздів із композиційними гальмовими колодками.

Сформульовано метод для визначення геометричних параметрів корисної площі контакту гальмової колодки з поверхнею кочення колеса за утвореної верхньої шкідливої стертості залежно від величини зазора між колесом і

колодкою. Застосовуючи його, можна оцінити гальмову ефективність вантажного поїзда, обладнаного композиційними гальмовим колодками.

У третьому розділі виконано комплексний тепловий розрахунок для композиційної гальмової колодки з номінальними параметрами, яка мала робочу площу  $20000 \text{ мм}^2$ , і колодки з клинодуальним зносом, яка мала робочу площу  $15097 \text{ мм}^2$ , що на 25 % менше за номінальну. Результати проведеного розрахунку доводять, що величина натискання на клинодуально зношену колодку є меншою на 25,5 % за ту, яка діє на колодку з номінальними параметрами. Визначено, що зміна величина сили натискання на композиційну гальмову колодку з різними значеннями параметрів зносу під час гальмування призводить до зміни і гальмової сили, яка виникає між колесом і рейкою. Результати отриманих розрахунків доводять, що температура нагрівання під час гальмування, особливо для колодок типу 2TP-11 з клинодуальним зносом, на 16,7 % буде більшою, ніж для колодок з номінальними значеннями параметрів.

Визначено термонапружений стан колеса при взаємодії з композиційною гальмовою колодкою під час гальмування. Результати розрахунку показали, що максимальні напруження, зафіксовані на поверхні кочення колеса і складають 701,9 МПа, що є нижчими за допустимі на 12 %. Визначено допустимий температурний вплив на колесо під час гальмування за умови забезпечення його міцності.

Запропоновано математичний апарат для визначення міцності колодки за умови її нерівномірного навантаження. При цьому колодку розглянуто як стрижневу систему, навантажену зосередженими силами та згинальним моментом. Результати проведених розрахунків показали, що напруження в колодці дорівнюють близько 21,1 МПа, тобто перевищують допустимі на 29 %.

Досліджено термонапружений стан композиційної гальмової колодки з номінальними параметрами і колодки з урахуванням нерівномірного навантаження. Встановлено, що для колодки з номінальними значеннями максимальні напруження виникають у її верхній частині в зоні взаємодії спинки з боковиною, складають 14,9 МПа і не перевищують допустимі



(15 МПа). А для колодки з урахуванням нерівномірного навантаження максимальні напруження, які виникають у спинці, складають 19 МПа, тобто перевищують допустимі на 21 %. Отже, міцність колодки за дії статичних сил не забезпечується.

У четвертому розділі виявлено основну причину виникнення клинодуального зносу композиційних гальмових колодок вантажних вагонів. За рахунок аналізу дії зусиль, що виникають у гальмовій системі візка, встановлено, що крутний момент, який утворюється на тріангелі руйнує різноманітні пристрої й механізми, які встановлюються на протидію йому.

Розроблено узагальнену схему-модель роботи тріангельних важільних передач. Проведено аналіз їх конструкції. Встановлено, що робота тріангелів гальмової важільної передачі є різною, з силової точки зору, через їхнє різне конструктивне підвішування до деталей візка вантажного вагона.

Запропоновано науковий підхід для оцінки дійсних сил натискання гальмових колодок на колеса. Запропонований підхід дозволяє підвищити точність проектування елементів гальмових важільних передач візків вантажних вагонів.

Теоретично доведено, що шляхом ліквідації шкідливо діючого крутного моменту, в елементах гальмових важільних передач візка досягається нормативний зазор між колодкою і колесом, що дає змогу повністю позбутися клинодуального зносу колодок у гальмових системах візків. Здійснено обґрунтування заходів щодо модернізації елементів гальмових важільних передач візків експлуатаційного парку вантажних вагонів під час виконання планових видів ремонту, які дають змогу підвищити довговічність модернізованих елементів тріангелів до 1,3 раза, а ремонтпридатність до 100 %.

Розроблено і затверджено в установленому порядку технічну, нормативну та конструкторсько-технологічну документацію для виготовлення і встановлення на візки дослідних вантажних вагонів виробництва ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» модернізованих гальмових важільних передач, розроблених за технологією УкрДАЗТ.

Наведено результати експлуатаційних випробувань дослідних вагонів з пробігом 121,3 тис. км з модернізованою гальмовою важільною передачею, розробленою за технологією УкрДАЗТ.

Здійснено обстеження відповідно до розробленої «Програми та методики проведення наукових виробничих досліджень гальмових систем і коліс вантажних вагонів». Під час обстежень у дослідних гальмових важільних передачах пошкоджень не виявлено, огляд пристроїв і колодок доводить їх стійку працездатність, через що забезпечується рівномірний знос колодок в умовах експлуатації та підвищується безпека руху поїздів.

У п'ятому розділі за допомогою методів математичної статистики встановлено, що застосування у вантажних вагонах модернізованої гальмової важільної передачі, розробленої за технологією УкрДАЗТ, дає змогу збільшити ресурс композиційних гальмових колодок у 2,59 раза. Отримано графічну залежність залишкового ресурсу гальмових колодок за товщиною залежно від пробігу вантажних вагонів з використанням регресійної моделі.

Для оцінювання параметрів величин зносу верхньої та нижньої частин колодки вантажних вагонів з модернізованою гальмовою важільною передачею, розробленою за технологією УкрДАЗТ, застосовано методику статистичних оцінок, що дає змогу визначити уточнені геометричні параметри колодки залежно від пробігу вантажного вагона. Застосування ресурсних характеристик дозволяє спрогнозувати основні показники ефективності використання вагонів. Розрахунки показали, що поріг пробігу вагона до повного зносу гальмової колодки у верхній частині становить 331,88 тис. км, а нижній – 343,04 тис. км.

Доведено, що гнучкість методології Бокса-Дженкінса для структурної ідентифікації ARIMA-моделей дає змогу обирати найбільш прийнятний підклас моделей з-поміж AR- та MA-складової. Залишковий ресурс гальмових колодок модернізованої гальмової важільної передачі, розробленої за технологією УкрДАЗТ, розрахований за ARIMA-моделями, дає змогу збільшити пробіг вагона в середньому до 274,95 тис. км, а також збільшити

міжремонтний період до трьох років для деповського ремонту вантажних вагонів.

У шостому розділі запропоновано методологію визначення економічного й екологічного ефекту від застосування модернізованої гальмової важільної передачі, розробленої за технологією УкрДАЗТ, за розрахунковий період, адаптовану до умов експлуатації вантажних вагонів АТ «Укрзалізниця» з урахуванням різного виду локомотивної тяги.

Визначено річну економію витрат на один вантажний вагон робочого парку АТ «Укрзалізниця» для виконання експлуатаційного вантажообігу:

– на електроенергію (електровозна тяга) становить 2778 кВт·год, що у вартісному вираженні за цінами станом на 2023 рік дорівнює 12777 грн;

– паливо (тепловозна тяга) становить 986 кг, що у вартісному вираженні за цінами станом на 2023 рік дорівнює 57595 грн;

– дизельне мастило для роботи тепловозів становить 25 кг, що у вартісному вираженні за цінами станом на 2023 рік дорівнює 2382 грн.

Розраховано економічний ефект від застосування модернізованої гальмової важільної передачі, за розрахунковий період (22 роки), який становить:

– на один вантажний вагон робочого парку – 727725 грн;

– робочий парк вантажних вагонів – 62719 млн грн.

Розраховано екологічний ефект від застосування модернізованої гальмової важільної передачі, за розрахунковий період, який становить:

– на один вантажний вагон робочого парку – 41485 грн;

– робочий парк вантажних вагонів – 2327 млн грн.

Практичне значення отриманих результатів роботи підтверджено відповідними актами впровадження в ДП «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» (м. Кременчук) і філію «Панютинський вагоноремонтний завод» АТ «Укрзалізниця» (смт. Панютине). Також результати, отримані в дисертаційній роботі, використовуються в навчальному процесі кафедри інженерії вагонів та якості продукції УкрДУЗТ при підготовці здобувачів вищої освіти (бакалаврів і магістрів) за спеціальністю

273 – Залізничний транспорт, а також для слухачів навчально-наукового центру освіти дорослих.

*Keywords: безпека руху, гальмова система, залізничний транспорт, рухомий склад залізниць, транспортна механіка.*

## **ABSTRACT**

*Ravlyuk V. G.* Development of scientific basis for train safety by improving the efficiency of wagon braking systems. – Qualifying scientific work as a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Engineering Sciences in Specialty 05.22.07 Rolling Stock of Railways and Train Traction (273 Railway Transport). – Ukrainian State University of Railway Transport, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2024.

The dissertation is devoted to solving an urgent scientific problem for railway transport, that is the development of scientific basis for train traffic safety by improving the efficiency of wagon braking systems.

The relevance of the work is due to the fact that the modern design of the bogie brake lever transmission is imperfect, and even after a short-term operation, the device for the parallel retraction of brake shoes fails, and dual wedge-shaped wear appears on the pads. This jeopardises traffic safety, increases resistance to train movement in both the traction and run modes, thus, this may lead to significant energy consumption. In this regard, there is a need to modernize the brake lever transmission in order to improve the train traffic safety.

The Introduction section provides a general description of the dissertation, indicates its relevance, linkage to scientific topics, purpose, research objectives, practical significance and scientific novelty.

Section One presents statistical research of malfunctions of the mechanical brake system of wagon bogies and an analysis of their causes and nature.

The work includes an analysis of measures to modernize the brake lever transmission, carried out in Ukraine and other countries and related to the problems

of train traffic safety. It also includes an analysis of devices for preventing excessive wear of brake pads manufactured in Ukraine, and an analysis of various brake systems of wagon bogies such as Jaxon TMB, AmstedRail and Truck Mounted Brake Systems. Thus, their performance characteristics are considered and the main shortcomings are identified.

Section Two a classification of wear types for a composite brake pad is developed and the main causes of its wear are identified. A special nature of the two-plane broken profile of the brake pad wear on the working frictional surface is described, and the concept of dual wedge-shaped frictional wear is defined. It is established that due to the dual wedge-shaped wear of composite brake pads, their working area increases in the lower part to a certain value.

A method of quasi-static analysis is proposed to eliminate the dual wedge-shaped wear of composite brake pads. By using this method, it is possible to determine the rational location of the slot in the brake strut and the suspension of the brake beam of the bogie brake lever transmission in the wagon model 18-100.

On the basis of a systematic approach is proposed for a classification of factors influencing the safe operation and efficiency of brake systems of wagon bogies. This makes it possible to identify the negative consequences that affect the nature and causes of frictional wear of pads, violate the operating conditions of the brake lever transmission, cause significant damage to the railway infrastructure, and impair the train traffic safety.

A graphic analytical method is developed for determining the coefficient of dual wedge-shaped wear of a composite brake pad depending on the wagon mileage; this can be used for proper evaluating of braking efficiency of freight trains with composite brake pads.

A method is formulated for determining the geometric parameters of the useful contact area between the brake pad and the wheel rolling surface according to the upper harmful abrasion and depending on the value of gap between the wheel and the pad. This method can be used to evaluate the braking of a freight train equipped with composite brake pads.

Section Three presents a complex thermal calculation for a composite brake

pad with nominal parameters and with a working area of 20,000 mm<sup>2</sup>, and a composite brake pad with dual wedge-shaped wear and a working area of 15,097 mm<sup>2</sup>, which is 25 % lower than the nominal value. The results of the calculation show that the pressure on the pad with dual wedge-shaped wear is 25.5% less than the pressure on the pad with nominal parameters. It is found that a change in the pressing force on a composite brake pad with different values of wear during braking can lead to a change in the braking force occurring between the wheel and the rail. The results of the calculations show that the heating temperature during braking, especially for 2TP-11 pads with dual wedge-shaped wear, is 16.7 % higher than that for pads with nominal parameters.

The thermal stress state of the wheel interacted with the composite brake pad during braking is determined. The results of the calculations show that the maximum stresses recorded on the rolling surface of the wheel are 701.9 MPa, which is 12 % lower than the permissible values. The permissible temperature impact on the wheel during braking is determined, provided that the strength of the wheel is ensured.

A mathematical apparatus for determining the strength of a pad under uneven loading is proposed. The pad is considered as a rod system loaded with concentrated forces and bending moment. The results of the calculations show that the stresses in the pad are about 21.1 MPa, thus, they are 29 % higher than the permissible values.

The thermal stress states of a composite brake pad with nominal parameters and a pad with uneven loading are studied. It is found that for a pad with nominal parameters the maximum stresses occur in its upper part in the area of interaction between the back and the sidewall; they amount to 14.9 MPa and do not exceed the permissible values (15 MPa). However, given uneven loading on a pad, the maximum stresses that occur in the back are 19 MPa, i.e., they exceed the permissible values by 21 %. Therefore, the strength of the pad under static forces is not ensured.

Section Four reveals the major cause of dual wedge-shaped wear of the composite brake pad of a wagon. By analysing the effect of forces arising in the bogie brake system, it is found that the torque moment generated on the brake beam can be harmful for various devices and mechanisms installed to counteract it.

A generalized model diagram of lever transmission operation for the brake beam is developed. The design of brake beams is analysed and it is established that the operation of brake beams of the lever transmission is different in terms of power because their suspension to the parts of the wagon bogie varies for each design.

A scientific approach to evaluating the actual pressing forces from the brake pad to the wheel is proposed. It can be used to improve the design accuracy of brake lever transmission elements of wagon bogies.

As proven theoretically, by eliminating the harmful torque in the brake lever transmission elements of a bogie, the gap between the pad and the wheel can reach its normative value, therefore, it is possible to completely eliminate the dual wedge-shaped wear of the pads in the bogie brake systems. The dissertation substantiates measures to modernize the elements of brake lever transmission of bogies for the operating freight wagon fleet during scheduled repairs, thus the durability of modernized elements of brake beams can be increased by 1.3 times, and their maintainability by 100 %.

The design documentation and standard specifications on manufacturing and installing the modernized brake lever transmission system is properly approved for bogies of experimental wagons manufactured by Kryukovsky Railway Car Building Works. The modernization is based on the technology developed at Ukrainian State University of Railway Transport (UkrSURT).

The dissertation presents the results of operational tests on prototype wagons with a mileage of 121,300 km and the brake lever transmission modernized using the UkrSURT technology.

The inspection was carried out in accordance with *the Programme and Methodology for Conducting Scientific Production Research of Wagon Brake Systems and Wheels*, which was also developed. The inspection identified no damage in the experimental brake lever transmission. Thus, the inspection of the devices and pads conducted proves their stable operation, which can ensure uniform wear of pads in operation and improve the train safety.

By using the methods of mathematical statistics, Section Five reveals that if the brake lever transmission of a wagon is modernised by means of the UkrSURT

technology, the service life of composite brake pads can be extended by 2.59 times. A graphical dependence between the residual service life of a brake pad by thickness and the wagon mileage is obtained by means of a regression model.

In order to evaluate the wear on the upper and lower parts of a pad on the wagon with modernised brake lever transmission developed by the UkrSURT technology, a statistical estimation methodology was applied and the refined geometric parameters of the pad depending on the wagon mileage were determined. By using the resource characteristics, it is possible to forecast the main efficiency factors of a wagon. The calculations show that the wagon mileage threshold before the pad wears out completely is 331,880 km for its upper part and 343,040 km for its lower part.

Thanks to the flexible nature of the Box-Jenkins method for the structural identification of ARIM-models, it is possible to choose the most appropriate subclass of models among the AR- and MA-components. The residual service life of the brake pads of the brake lever transmission modernized with the UkrSURT technology was calculated using ARIMA models. This proves that it is possible to increase the wagon mileage to approximately 274,950 km, and extend the overhaul period to three years for wagons repaired at wagon repair depots.

Section Six proposes a method for determining the economic and environmental effect of using the bogie brake lever transmission modernized with the UkrSURT technology over the calculation period, provided it is adapted to the operating conditions under which the wagons of JSC Ukrzaliznytsia operate according to different types of locomotive traction.

The annual cost savings per wagon of the operating freight wagon fleet of Ukrzaliznytsia for operational cargo turnover are:

- on electricity (electric traction) – 2,778 kWh, which is equal to UAH 12,777 in value terms at prices as of 2023;

- on fuel (diesel locomotive traction) – 986 kg, which is equal to UAH 57,595 in value terms at prices as of 2023; and

- on diesel oil for diesel locomotives – 25 kg, which is UAH 2,382 in value terms at prices as of 2023.



The economic effect of the modernised brake lever transmission for the calculation period (22 years) is:

- UAH 727,725 per wagon of the operating fleet; and
- UAH 62,719 million for the operating freight wagon fleet.

The environmental effect of the modernised brake lever transmission for the calculation period is:

- UAH 41,485 per wagon of the operating fleet; and
- UAH 2,327 million for the operating freight wagon fleet.

The practical significance of the results of the dissertation is confirmed by the certificate of commissioning at Ukrainian Scientific Railway Car Building Research Institute (Kremenchug) and Panyutinsky Car Repair Plant, a branch of Ukrzaliznytsia. The results obtained are also included in the Bachelor's and Master's curricula of Speciality 273 Railway Transport at the Department of Wagon Engineering and Product Quality, as well as for students of the Educational and Scientific Centre for Advanced Training of UkrSURT.

*Keywords: traffic safety, brake system, railway transport, rolling stock, transport mechanics.*

## Список публікацій здобувача

### *Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:*

1. Равлюк В. Г. Аналіз негативних наслідків від ненормативної взаємодії гальмівних колодок з колісними парами у вантажних вагонах. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Механіко-технологічні системи та комплекси.* 2016. Вип. 49 (1221). С. 119 – 123. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpimtck\\_2016\\_49\\_23](http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpimtck_2016_49_23) ISSN 2411-2798
2. Равлюк В. Г. Дослідження кінематики відведення гальмівних колодок від коліс у візках вантажних вагонів. *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля.* 2017. Вип. 4 (234). С. 195 – 198. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/VSUNU\\_2017\\_4\\_40](http://nbuv.gov.ua/UJRN/VSUNU_2017_4_40) ISSN 1998-7927
3. Равлюк В. Г. Щодо визначення силових перетворень при клиноподібному зносі гальмових колодок вантажних вагонів. *Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин.* 2017. № 40 (1262). С. 75 – 80. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpidmm\\_2017\\_40\\_16](http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpidmm_2017_40_16) ISSN 2078-9130
4. Равлюк В. Г. Оцінювання факторів утворення дуального фрикційного зносу гальмових колодок. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології».* 2018. № 31 (2017). С. 109 – 126. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpdetut\\_tsit\\_2017\\_31\\_13](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpdetut_tsit_2017_31_13) ISSN 2617-9040
5. Равлюк В. Г. Спрощений кінетостатичний аналіз гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології».* 2018. № 32. С. 55 – 70. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpdetut\\_tsit\\_2018\\_32%281%29\\_7](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpdetut_tsit_2018_32%281%29_7) ISSN 2617-9040
6. Равлюк В. Г. Дефініція особливостей дуального зносу гальмових колодок

- вантажних вагонів. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2019. Вип. 183. С. 46 – 59. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpudazt\\_2019\\_183\\_7](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpudazt_2019_183_7) ISSN 1994-7852
7. Равлюк В. Г. Дослідження особливостей дуального зносу колодок у гальмовій системі вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2019. №. 2 (80). С. 111 – 126. <https://doi.org/10.15802/stp2019/166114> ISSN 2307-3489
8. Равлюк В. Г. Модернізація елементів гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2019. Вип. 5 (83). С. 108 – 121. <https://doi.org/10.15802/stp2019/182013> ISSN 2307-3489
9. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А., Ткачук М. Р. Визначення факторів, що впливають на надійність роботи гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2019. Вип. 187. С. 63 – 74. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.187.2019.196351> ISSN 1994-7852
10. Равлюк В. Г., Афанасенко І. М., Равлюк М. Г. Дослідження геометричних параметрів гальмових колодок вантажних вагонів за шкідливого зносу. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2020. Вип. 1 (85). С. 99 – 118. <https://doi.org/10.15802/stp2020/199515> ISSN 2307-3489
11. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Кириченко І. К. Статистичне опрацювання параметрів зносу гальмових колодок вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*.

2020. Вип. 2 (86). С. 74 – 91. <https://doi.org/10.15802/stp2020/203103>  
ISSN 2307-3489
12. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Кириченко І. К., Ламнауер Н. Ю., Мельничук А. К. Імовірно-статистична модель зносу гальмових колодок вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2020. Вип. 5 (89). С. 116 – 133. <https://doi.org/10.15802/stp2020/217633> ISSN 2307-3489
13. Равлюк В., Равлюк М., Фісіна Я., Нуруллаєв Р. Уточнені розрахунки 2D схем-моделей гальмових важільних передач для збільшення ресурсу колодок вантажних вагонів. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології»*. 2020. № 35. С. 24 – 34. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2020-35-3> ISSN 2617-9040
14. Равлюк В. Г., Ламнауер Н. Ю., Елязов І. Ш. огли, Кириченко І. К., Скубак Н. М. Оцінка ресурсу гальмових колодок вантажних вагонів в умовах експлуатації. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2021. Вип. 5 (89). С. 84 – 95. <https://doi.org/10.15802/stp2021/252036> ISSN 2307-3489
15. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Виявлення причин утворення поверхневих дефектів коліс вагонів, обладнаних композиційними колодками. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології»*. 2022. № 40. С. 102 – 120. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2022-40-9> ISSN 2617-9040
16. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження ненормативного зносу гальмових колодок і його вплив на ефективність гальмування вантажних поїздів. *Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад»*. 2022. № 25. С. 30 – 50. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/reruck\\_2022\\_25\\_5](http://nbuv.gov.ua/UJRN/reruck_2022_25_5)  
[doi:10.47675/2304-6309-2022-25-30-50](https://doi.org/10.47675/2304-6309-2022-25-30-50) ISSN 2304-6309

17. Ravlyuk V. H., Mykhalkiv S. V., Rybin A. V., Derevianchuk Ia. V., Plakhtiy O. A. Forecasting of wear of pads of modernized brake system devices of bogies of freight cars using ARIMA models. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2020. Vol. 6. P. 48 – 54. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2020-6/048> ISSN 2071-2227 (видання індексується в базі Scopus, Q3).
18. Panchenko S., Lovska A., Ravlyuk V., Babenko A., Derevyanchuk O., Zharova O., Derevianchuk Y. Detecting the influence of uneven loading of the brake shoe in a freight car bogie on its strength. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. № 5/7 (125) P. 6 – 13. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.287791> ISSN 1729-3774 (видання індексується в базі Scopus, Q3).
19. Пристрій для нормативного зносу колодок механічної частини гальма візків вантажних вагонів: пат. 121003 Україна, МПК В61Н 15/00, В61Н 13/22 (2006.01), В61Н 13/34 (2006.01). а2019 00107; заявл. 03.01.19; опубл. 10.03.20, Бюл. №5. 5 с.
20. Спосіб і пристрій для підвищення довговічності та надійності механічної частини гальмівної системи вантажних вагонів: пат. 118624 Україна, МПК В61Н 15/00, В61Н 13/36 (2006.01), В61Н 13/22 (2006.01). а2017 07650; заявл. 19.07.17; опубл. 11.02.19, Бюл. №3. 8 с.  
*Публікації у виданнях інших держав:*
21. Panchenko S., Vatulia G., Lovska A., Ravlyuk V., Elyazov I., Huseynov I. Influence of structural solutions of an improved brake cylinder of a freight car of railway transport on its load in operation. *EUREKA: Physics and Engineering*. 2022. Vol. 6. P. 45 – 55. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2022.002638> ISSN 2461-4254 (видання індексується в базі Scopus, Q2).
22. Panchenko S., Gerlici J., Vatulia G., Lovska A., Ravlyuk V., Harusinec J. Studying the load of composite brake pads under high-temperature impact from the rolling surface of wheels. *EUREKA: Physics and Engineering*. 2023.

- Vol. 4. P. 155 – 167. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2023.002994>  
ISSN 2461-4254 (видання індексується в базі Scopus, Q3).
23. Panchenko S., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V., Dižo J. Stanovenie úspory energetických nákladov na pohon vlaku znížením jazdného odporu. *Technológ. Žilin: Žilinská univerzita v Žiline*. 2023. Ročník 15. Číslo 2/2023. P. 104 – 109. <https://doi.org/10.26552/tech.C.2023.2.19>  
ISSN 1337-8996
24. Panchenko S., Gerlici J., Vatulja G., Lovska A., Ravlyuk V., Rybin A. Method for determining the factor of dual wedge-shaped wear of composite brake pads for freight wagons. *Communications. Scientific Letters of the University of Zilina*. 2024. Vol. 26 (1). P. B31 – B40. <https://doi.org/10.26552/com.C.2024.006> ISSN 1335-4205 (видання індексується в базі Scopus, Q3).
25. Panchenko S., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V., Dižo J., Harušinec J. Study on the Strength of the Brake Pad of a Freight Wagon under Uneven Loading in Operation. *Sensors*. 2024. 24(2). 463. <https://doi.org/10.3390/s24020463>  
ISSN 1424-8220 (видання індексується в базі Scopus, Q1, WoS, Q2).

***Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:***

26. Равлюк В. Г. Комп'ютерне моделювання гальмівних механізмів вантажних вагонів. *Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали міжнародної науково-практичної конференції*. (Івано-Франківськ, 5 – 7 квітня 2017 р.). Івано-Франківськ: Симфонія Форте, 2017. С. 123.
27. Равлюк В. Г. Проблеми з ефективним використанням гальмівних колодок вагонів. *Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті: тези доповідей 79 міжнародної науково-технічної конференції*. (Харків, 25 – 27 квітня, 2017 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2017. С. 68 – 70.
28. Равлюк В. Г. Про критичний стан із зносом і роботою гальмівних колодок у вантажних вагонах. *Проблеми розвитку транспорту і логістики: тези доповідей VII міжнародної науково-практичної*

- конференції. (Одеса, 26 – 28 квітня, 2017 р.). Одеса: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 106 – 108.
29. Равлюк В. Г. Теоретичні передумови модернізації гальмової важільної передачі у візках вантажних вагонів. *Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика: тези доповідей III Всеукраїнської науково-практичної конференції.* (Маріуполь, 11 – 12 травня, 2017 р.). Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2017. С. 127 – 128.
30. Равлюк В. Г. Інноваційна модернізація гальмівної системи візків вантажних вагонів. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 77 міжнародної науково-практичної конференції.* (Дніпро, 11 – 12 травня, 2017 р.). Дніпро: ДНУЗТ, 2017. С. 47 – 49.
31. Равлюк В. Г., Ловська А. О. Підвищення ефективності застосування гальмівних колодок рухомого складу нового покоління. *European Conference on Innovations in Technical and Natural Sciences: proceedings of the 15-th International scientific conference.* (Vienna, July 20, 2017). Vienna: «East West» Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH, 2017. С. 57 – 61.
32. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г. Динамічна модель оцінювання робочих напружень у гальмових колодках вантажних вагонів. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 78 міжнародної науково-практичної конференції.* (Дніпро, 17 – 18 травня, 2018 р.). Дніпро: ДНУЗТ, 2018. С. 48 – 50.
33. Равлюк В. Г., Ловська А. О. Стендова діагностика й дослідження особливостей зносу гальмівних колодок вантажних вагонів. *Materials of XIV international research and practice conference: Modern scientific potential – 2018. Construction and architecture Mathematics Modern information technology Technical science Physics.* (Sheffield, February 28 – March 7, 2018). Sheffield: Science and education LTD, 2018. Vol. 11. P. 12 – 16.
34. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г. Екологічні збитки довкіллю від застосування

- композиційних гальмівних колодок у вагонах. *Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика: тези доповідей IV Всеукраїнської науково-практичної конференції.* (Маріуполь, 15 – 17 травня, 2018 р.). Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2018. С. 112 – 113.
35. Равлюк В. Г. Дослідження причин виникнення дуального фрикційного зносу гальмівних колодок вантажних вагонів. *Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали II міжнародної науково-практичної конференції* (Івано-Франківськ, 3 – 5 квітня 2018 р.). Івано-Франківськ: Симфонія Форте, 2018. С. 170 – 171.
36. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г. Особливості модернізації гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів для ліквідації ненормативного зносу гальмових колодок. *Логістичне управління та безпека на транспорті: збірник наукових праць науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти та молодих вчених.* (Київ, 16 – 17 листопада, 2018 р.). Київ: СНУ ім. В. Даля, 2018. С. 175 – 179.
37. Ravlyuk V. Research into excessive brake pad wear in freight wagons. *Globalization of scientific and educational space innovations of transport problems, experience, prospects: theses of international scientific and practical conference.* (Italy, May 2018) Italy: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2018. С. 95 – 97.
38. Равлюк В. Г. Дослідження особливостей моністичного і дуального зносу гальмівних колодок вантажних вагонів. *Транспорт і логістика: проблеми та рішення: збірник наукових праць за матеріалами VIII-ї міжнародної науково-практичної конференції.* (Одеса, 23 – 25 травня, 2018 р.). Одеса: Купрієнко СВ, 2018. С. 115 – 117.
39. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А., Бондаренко В. В. Дослідження розрахункової схеми гальмової важільної передачі та побудова моделі навантаження колодок вантажних вагонів. *Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд і будівель на*



- залізничному транспорті: тези доповідей 8 міжнародної науково-технічної конференції. (Харків, 20 – 22 листопада 2019 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2019. С. 74 – 75.*
40. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А. Формулювання причин утворення верхнього шкідливого ненормативного зносу колодок у механічній частині гальм візків вантажних вагонів. *Логістичне управління та безпека на транспорт: збірник наукових праць науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти та молодих вчених. (Лиман, 14 – 16 листопада, 2019 р.). Лиман: СНУ ім. В. Даля, 2019. С. 112 – 115.*
41. Ravlyuk V., Ravliuk M., Hrebeniuk V., Bondarenko V. Process features and parametric assessment of the emergence of the excessive wear for the brake pads of freight car bogies. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708. 012025. P. 1 – 8. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/708/1/012025> (*видання індексується в базі Scopus*).
42. Ravlyuk V., Ravliuk M., Hrebeniuk V., Bondarenko V. Research of the calculation cheme for the brake lever transmission and construction of the load model for the brake pads of freight cars. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708. 012026. P. 1 – 8. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/708/1/012026> (*видання індексується в базі Scopus*).
43. Равлюк В. Г. Дослідження особливостей виникнення дуального зносу колодок у гальмовій системі візків вантажних вагонів. *Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали III міжнародної науково-практичної конференції. (Івано-Франківськ, 3 – 5 квітня 2019 р.). Івано-Франківськ: Симфонія Форте, 2019. Т. 1. С. 213 – 217.*
44. Ravlyuk V., Elyazov I., Afanasenko I., Ravliuk M. Determination of parameters of abnormal wear of brake pads of freight cars. *E3S Web of Conferences*. 2020. Vol. 166. 07003.

- <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016607003> (видання індексується в базі *Scopus*).
45. Elyazov İ., Ravlyuk V., Rybin A., Hrebeniuk V. Determination of forces in the elements of the brake rigging of bogies of freight cars. *E3S Web of Conferences*. 2020. Vol. 166. 07004. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016607004> (видання індексується в базі *Scopus*).
46. Равлюк В. Апробація модернізованої гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали V міжнародної науково-практичної конференції*. (Івано-Франківськ, 5 – 7 квітня 2021 р.). Івано-Франківськ: Кушнір Г. М., 2021. С. 381 – 384.
47. Равлюк В. Г. Виробничі дослідження гальмових систем і коліс вантажних вагонів. *Інтелектуальні транспортні технології: тези доповідей 2 міжнародної науково-технічної конференції*. (Харків, 27 – 29 квітня 2021 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2021. С. 164 – 167.
48. Равлюк В. Г., Захарченко В. В. Теоретичні засади проектування та вдосконалення гальмових систем вантажних вагонів. *Прогресивні технології засобів транспорту: тези доповідей 1 міжнародної науково-технічної конференції*. (Харків-Миргород, 23 – 24 вересня 2021 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2021. С. 123 – 125.
49. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Удосконалення конструкції гальмового циліндра вантажного вагона для попередження кутових переміщень штока. *Наука, технології, інновації: світові тенденції та регіональний аспект: матеріали V міжнародної науково-практичної конференції*. (Одеса, 23 – 24 вересня 2022 р.). Одеса: ГО «Інститут інноваційної освіти», 2022. С. 112 – 113.
50. Ловська А., Равлюк В., Рибін А. Аналіз причин виникнення пошкоджень коліс вантажних візків, обладнаних композиційними гальмовими колодками. *Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем: матеріали*

- III Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції. (Рівне, 19 – 20 жовтня 2022 р.). Рівне: НУВГП, 2022. С. 208 – 209.
51. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Особливості модернізації елементів гальмових важільних передач візків вантажних вагонів. *XI наукова конференція «Наукові підсумки 2022 року»: Збірка наукових праць.* (Харків, 20 грудня 2022 р.). Харків: Технологічний центр, 2022. С. 45.
52. Ловська А. О., Равлюк В. Г., Elyazov I. S. Визначення міцності удосконаленої конструкції гальмової важільної передачі візка вантажного вагона. *Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку: матеріали IV Всеукраїнської науково-технічної інтернет-конференції.* (Київ, 17 – 18 листопада 2022 р.). Київ: КІЗТ ДУІТ, 2022. С. 179 – 181.
53. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження технічного стану елементів гальмових важільних передач візків вантажних вагонів. *Інтелектуальні транспортні технології: тези доповідей 3 міжнародної науково-технічної конференції.* (Харків, 22 – 23 листопада 2022 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2022. С. 185 – 188.
54. Lovska A., Ravlyuk V., Elyazov I. Determination of the load of a composite brake pad of a wagon with wedge-dual wear. *Technology Transfer: Fundamental Principles and Innovative Technical Solutions: Proceedings of the 6 th Annual Conferences.* (Tallin, November 28, 2022). Tallin: Scientific Route, 2022. P. 32 – 34.
55. Lovska A., Ravlyuk V., Babenko A. Study of the stress-strain state of the brake lever transmission of the 18-100 carriage model. *ScienceRise.* 2022. Vol. 6. P. 3 – 9. <https://doi.org/10.21303/2313-8416.2022.002796>  
ISSN 2313-6286
56. Панченко С. В., Ватуля Г. Л., Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження термонапруженого стану клинодуально зношеної колодки вагона при експлуатаційних навантаженнях. *Сучасна наука: інновації та перспективи: матеріали міжнародної мультидисциплінарної науково-практичної інтернет-конференції молодих дослідників, здобувачів вищої*

- освіти та науковців. (Київ, 6 – 7 квітня 2023 р.). Київ: КІЗТ ДУІТ, 2023. С. 330 – 333.
57. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження технічного стану гальмових систем візків вантажних вагонів в умовах експлуатації. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту*: матеріали 82 міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпро, 20-21 квітня 2023 р.). Дніпро: УДУНТ, 2023. С. 318 – 320.
58. Панченко С. В., Герлиці Ю., Ватуля Г. Л., Ловська А. О., Равлюк В. Г., Гарушинец Й. Дослідження термонапруженого стану композиційних гальмових колодок візків вантажних вагонів. *Транспорт: наука та практика*: матеріали II-ї міжнародної науково-практичної конференції. (Київ – Одеса, 25 – 26 травня 2023 р.). Київ: СНУ ім. В. Даля, 2023. С. 164 – 166.
59. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження термонапруженого стану композиційної гальмової колодки з клинодуальним зносом під час гальмування. *XXVI міжнародній науково-технічній конференції „Технологія-2023”*. (Київ, 26 травня 2023 р.). Київ: СНУ ім. В. Даля, 2023. С. 97 – 99.
60. Panchenko S. V., Vatulia G. L., Lovska A. O., Ravlyuk V. G. Determination of the thermal stress state for the composite brake pad of a wagon at operational loads. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science (ICSF-2023)*. 2023. Vol. 1254. 012141. P. 1 – 12. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/1254/1/012141> (видання індексується в базі Scopus).
61. Panchenko S., Vatulia G., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V. Study of the Strength of the Upgraded Brake Leverage of a Wagon Bogie. In: Arsenyeva O., Romanova T., Sukhonos M., Biletskyi I., Tsegelnyk Y. (eds) *Smart Technologies in Urban Engineering (STUE 2023). Lecture Notes in Networks and Systems*. 2023. Vol 807. P. 243 – 254. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-46874-2\\_22](https://doi.org/10.1007/978-3-031-46874-2_22) (видання індексується в базі Scopus).

62. Панченко С. В., Ловська А. О., Равлюк В. Г. Інноваційна механічна гальмова система візка – шлях до забезпечення руху поїздів. «*Рухомий склад нового покоління: із ХХ в ХХІ сторіччя*»: тези доповідей ІІІ міжнародної науково-практичної конференції. (Харків, 22 – 23 листопада 2023 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2023. С. 39 – 41.
63. Розробка конструкторсько-технологічної документації на проведення модернізації гальмових важільних передач візків вантажних вагонів: звіт про НДКР (заключий): Українська державна академія залізничного транспорту. № ДР 0111U008972. Харків: 2012. 53 с.
64. Panchenko S., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V. Substantiation of the environmental efficiency of the device for parallel retraction of brake shoes for freight wagons. *Current problems in rail vehicles - PRORAIL 2023*. 2023. P. 109 – 118. <https://doi.org/10.26552/spkv.Z.2023.2.13>
65. Підсилюючий пристрій до паралельного відведення колодок від коліс у гальмівній системі візків вантажних вагонів: пат. 121889 Україна, МПК51 В60Т 1/02 (2006.01), В61Н 15/00, В61Н 13/00. u2017 04009; заявл. 24.04.17; опубл. 26.12.17, Бюл. №24. 5 с.
66. Пристрій для запобігання ненормативного зносу колодок механічної частини гальма візків вантажних вагонів: пат. 153753 Україна, МПК (2023.01). В60Т 1/02 (2006.01), В61Н 15/00, В61Н 13/00; заявл. 19.12.22; опубл. 23.08.23, Бюл. №34. 4 с.
67. Гальмова важільна передача візка вантажного вагона з пристроєм рівномірного відведення гальмових колодок від коліс: пат. 154619 Україна, МПК51 (2023.01). В61Н 15/00, В61Н 13/26 (2006.01), В60Т 1/02 (2006.01). u2022 04848; заявл. 19.12.22; опубл. 29.11.23, Бюл. №48. 4 с.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	31
ВСТУП	32
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ З ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ ДЛЯ УБЕЗПЕЧЕННЯ ЇХ РУХУ	43
1.1 Дослідження причин відмов основних вузлів вантажних вагонів у вагонному господарстві	43
1.2 Аналіз основних науково-технічних публікацій з питань досліджень гальмових систем візків вантажних вагонів	50
1.3 Дослідження пристроїв для запобігання виникненню ненормативного зносу колодок у гальмовій системі візків	69
1.4 Висновки до розділу 1	80
РОЗДІЛ 2 ФОРМУВАННЯ МАТЕМАТИЧНИХ ТА КОМП'ЮТЕРНИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЗНОСІВ КОЛОДОК ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ ВІЗКІВ	83
2.1 Визначення видів і типів зносу композиційних гальмових колодок вантажних вагонів	83
2.2 Дослідження параметрів, що визначають знос гальмових колодок в експлуатації	87
2.3 Особливості квазістатичного підходу до створення теорії зношування композиційних гальмових колодок вантажних вагонів	103
2.3.1 Визначення сил на поверхні композиційної гальмової колодки	103
2.3.2 Визначення унікальних точок під час гальмування колодковим гальмом за різних коефіцієнтів тертя	108
2.3.3 Визначення місця прикладення сили до композиційної гальмової колодки та оцінювання впливу її розташування на характер зносу	111

2.3.4 Вплив одностороннього зношування колодки на моменти сил тертя	113
2.3.5 Рекомендації щодо збільшення ресурсу гальмових колодок вантажних вагонів в умовах експлуатації	119
2.4 Застосування системного підходу до формалізованого опису факторів, що впливають на функціонування елементів гальмових систем візків	120
2.5 Розроблення графоаналітичного методу для визначення коефіцієнта клинодуальності композиційної гальмової колодки	125
2.6 Визначення геометричних параметрів композиційних гальмових колодок вагонів за відомого шкідливого зносу	135
2.7 Висновки до розділу 2	144
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ КОМПОЗИЦІЙНИХ ГАЛЬМОВИХ КОЛОДОК ЗА УМОВИ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ВПЛИВУ ВІД ПОВЕРХНІ КОЧЕННЯ КОЛІС	149
3.1 Визначення теплового режиму й зношування композиційних гальмових колодок	149
3.2 Визначення температури на поверхні тертя триботехнічної пари «гальмова колодка – колесо» під час гальмування	153
3.3 Визначення термонапруженого стану колеса за взаємодії з композиційною колодкою під час гальмування	158
3.4 Визначення напруженого стану композиційної гальмової колодки вантажного вагона	164
3.4.1 Формування математичної моделі для визначення міцності композиційної гальмової колодки вантажного вагона	164
3.4.2 Формування комп'ютерної моделі для визначення міцності композиційної гальмової колодки вантажного вагона	179
3.5 Висновки до розділу 3	187

РОЗДІЛ 4 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ	190
4.1 Аналіз навантаженості гальмових колодок в експлуатації та обґрунтування можливості їх ненормативного зносу	190
4.2 Визначення зусиль в елементах важільної передачі гальмової системи візків вантажних вагонів	197
4.3 Дослідження варіантів щодо модернізації гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів	214
4.3.1 Особливості модернізації гальмової важільної передачі візка	214
4.3.2 Модернізація тріангеля зміною місця розташування отвору в його розпірці	215
4.3.3 Конструкторсько-технологічні зміни модернізованої важільної передачі	222
4.4 Способи модернізації гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів в умовах вагоноремонтного підприємства	224
4.4.1 Спосіб модернізації тріангеля висвердлюванням нового отвору у розпірці	224
4.4.2 Спосіб модернізації тріангеля заміною розпірки	225
4.4.3 Спосіб модернізації тріангеля вирізанням і встановленням фрагмента розпірки із отвором після повертання	226
4.5 Дослідження напружено-деформованого стану модернізованої гальмової важільної передачі візка вантажного вагона	229
4.6 Стан дослідних пристроїв на вагонах в умовах експлуатації	233
4.7 Висновки до розділу 4	236
РОЗДІЛ 5 ПРОГНОЗУВАННЯ ЗНОСУ КОЛОДОК МОДЕРНІЗОВАНИХ ВАЖІЛЬНИХ ПЕРЕДАЧ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ	241
5.1 Статистичне опрацювання параметрів зносу гальмових колодок вантажних вагонів	241



5.2 Статистична модель зносу гальмових колодок вантажних вагонів	259
5.3 Прогнозування залишкового ресурсу колодок модернізованих важільних передач гальмових систем візків вантажних вагонів ARIMA моделями	272
5.4 Висновки до розділу 5	279
<b>РОЗДІЛ 6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ</b>	<b>283</b>
6.1 Методика оцінювання економічного ефекту від упровадження модернізованої гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів	283
6.1.1 Вибір базового зразка	283
6.1.2 Методика визначення економічного ефекту	283
6.1.3 Визначення одноразових витрат	288
6.2 Визначення економії експлуатаційних витрат	291
6.2.1 Визначення економії витрат на гальмові колодки	291
6.2.2 Визначення економії витрат на енергоносії для тяги поїздів внаслідок зменшення опору руху поїзда	293
6.2.3 Визначення економії витрат на обточування колісних пар візка вантажного вагона	311
6.2.4 Визначення економічного ефекту на модернізацію гальмових систем візків парку вантажних вагонів	314
6.3 Визначення екологічного ефекту від упровадження модернізованої гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів	315
6.4 Висновки до розділу 6	322
<b>ВИСНОВКИ</b>	<b>324</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ</b>	<b>331</b>

Додаток А Акти про впровадження результатів дисертації	363
Додаток Б Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації	371
Додаток В Програма та методика проведення наукових виробничих досліджень гальмових систем і коліс вантажних вагонів	385
Додаток Г Карта технічного стану триботехнічної пари «гальмова колодка – колесо» вантажного вагона	386
Додаток Д Результати експлуатаційних випробовувань дослідних вагонів з модернізованою гальмовою важільною передачею, розробленою за технологією УкрДАЗТ	391
Додаток Е Результати техніко-економічного та екологічного обґрунтування від впровадження модернізованої гальмової важільної передачі, розробленої за технологією УкрДАЗТ	394

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АТ – акціонерне товариство

БР – безпека руху

ВРП – вагоноремонтне підприємство

ГБ – гальмовий башмак

ГВП – гальмова важільна передача

ГСВ – гальмова система візка

ГЦ – гальмовий циліндр

ДП – державне підприємство

ДР – деповський ремонт

КВБЗ – Крюківський вагонобудівний завод

КГК – композиційна гальмова колодка

ККД – коефіцієнт корисної дії

КР – капітальний ремонт

МНК – метод найменших квадратів

МСЕ – метод скінчених елементів

НДКР – науково-дослідно-конструкторська робота

ППР – планово-попереджувальний ремонт

ПТР – Правила тягових розрахунків

ПТО – пункт технічного обслуговування

РС – рухомий склад

СЕМ – скінчено-елементна модель

ТО – технічне обслуговування

ТОіР – технічне обслуговування і ремонт

УкрДАЗТ – Українська державна академія залізничного транспорту

УкрДУЗТ – Український державний університет залізничного транспорту

ЦТ – центр тягіння

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Розвиток транспортної системи України потребує комплексного вирішення завдань щодо підвищення ефективності експлуатації залізничного рухомого складу й гарантування безпеки руху поїздів, а зростання обсягів перевезень вантажів на АТ «Укрзалізниця» – збільшення ваги вантажних поїздів і швидкості їх руху. Це можна досягти за умови надійної роботи автоматичних гальм рухомого складу. Проте виконаний аналіз транспортних подій у вагонному господарстві доводить, що за останні роки значно погіршився технічний стан гальмового обладнання. Найбільша кількість пошкоджень припадає на механічну частину гальм, від якої насамперед залежить безпека руху поїздів. За результатами обстежень гальмових систем візків вантажних вагонів як інвентарного парку АТ «Укрзалізниця», так і промислових підприємств було встановлено, що більшість пристроїв для рівномірного відведення колодок від коліс знаходяться в незадовільному стані. Одна з причин – недосконала конструкція гальмової важільної передачі візка.

Типовий триангель, який застосовується у візках, має врівноважену конструкцію відносно свого підвішування. Однак після приєднання до нього деталей гальмової важільної передачі ця умова порушується. Під дією сил, які створюються вагою приєднаних деталей, триангелі нахиляються і наближуються до коліс, що супроводжується притиснення верхніх кінців колодок. Під час руху вагона без гальмування відбувається інтенсивне тертя верхніх кінців колодок об колеса. Внаслідок цього на верхніх частинах гальмової площі колодок інтенсивно зростає шкідлива стертість, яка спричиняє їх ненормативний знос. Під час гальмувань шкідлива стертість колодок додає небажаного контактного тертя, через що погіршується ефективність гальмувань у поїздах і зростає загроза безпеці руху поїздів. Також створюються сприятливі умови для виникнення високотемпературних

поверхневих пошкоджень коліс. Тому рух у більшості вантажних поїздів супроводжується гучним постукуванням коліс, що збільшує опір рухові та призводить до зайвих витрат енергоносіїв на тягу поїздів.

Зважаючи на вищевикладене, тема дисертаційної роботи є актуальною і присвячена розвитку наукових основ з забезпечення руху поїздів шляхом підвищення ефективності експлуатації гальмових систем вантажних вагонів, зорієнтована на вирішення проблеми за рахунок модернізації гальмових систем триангельних пристроїв вантажних візків. Це дасть змогу підвищити швидкість руху та ефективність процесу гальмування вантажних поїздів, зменшити експлуатаційні витрати і собівартість вантажних перевезень, збільшити ресурс вузлів гальмових систем візків на весь гарантований міжремонтний період експлуатації вантажних вагонів, незалежно від виконаного виду ремонту, і покращити безпеку руху поїздів.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконувалася відповідно до Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року, затвердженої розпорядженням Кабінету Міністрів України (КМУ) від 07.04.2021 р. № 321-р, а також науково-дослідних робіт за темами: «Розроблення конструкторської документації для виготовлення дослідного зразка пристрою для запобігання клиновидного зносу гальмових колодок вантажних вагонів» (ДР 0108U006508); «Розробка конструкторсько-технологічної документації на проведення модернізації гальмових важільних передач візків вантажних вагонів» (ДР 0111U008972); «Проведення розширених експлуатаційних випробовувань важільних передач візків вантажних вагонів обладнаних пристроями рівномірного зносу гальмових колодок» (ДР 0113U001807); «Проведення експертизи стандарту «Ресурсні елементні кошторисні норми. Технічне обслуговування і ремонт устаткування. Рухомий склад» (ДР 0117U003257); «Вимоги безпеки під час технічного обслуговування і ремонту вантажних вагонів та рефрижераторного рухомого складу» (ДР 0122U000287); «Використання нетрадиційних методів отримання нанопорошків і спікання при розробці модифікованої муліто-ZrO<sub>2</sub>

кераміки стійкої до термоудару» (ДР 0121U109441), у яких автор був виконавцем.

**Мета і завдання дослідження.** Метою роботи є розвиток теоретичних положень, методологічних основ і практичних рішень щодо забезпечення руху поїздів шляхом підвищення ефективності експлуатації гальмових систем вантажних вагонів.

Для досягнення вказаної мети в роботі були поставлені такі основні завдання наукових досліджень:

- провести аналіз стану проблеми щодо забезпечення руху поїздів шляхом підвищення ефективності експлуатації гальмових систем вантажних вагонів;
- запропонувати класифікацію видів і типів зносу композиційних гальмових колодок, визначити особливості квазістатичного підходу до створення теорії зношування колодок у гальмових системах візків вантажних вагонів;
- на підставі системного підходу класифікувати фактори, що впливають на працездатність і ефективність роботи гальмових систем візків вантажних вагонів;
- розробити графоаналітичний метод на основі емпіричних величин шкідливого зносу гальмових колодок для визначення коефіцієнта клинодуальності залежно від пробігу вантажного вагона;
- сформулювати метод для визначення геометричних параметрів колодок вантажних вагонів з урахуванням наявної у верхній частині колодки шкідливої стертості;
- визначити теплові режими під час гальмування вагона на поверхні тертя триботехнічної пари «гальмова колодка – колесо» залежно від зносу колодок;
- провести визначення термонапруженого стану композиційної гальмової колодки за умови високотемпературного впливу на поверхню кочення коліс в умовах експлуатаційних режимів;
- провести теоретичне обґрунтування напряму модернізації гальмових

систем візків вантажних вагонів;

– виконати експериментальні випробування, за результатами яких проаналізувати вплив модернізації важільної передачі на ефективність роботи гальмової системи вантажного вагона в цілому;

– спрогнозувати залишковий ресурс композиційних гальмових колодок модернізованих гальмових важільних передач залежно від пробігу вагона на підставі отриманих статистичних величин;

– запропонувати методологію визначення економічного й екологічного ефекту від використання модернізованої гальмової важільної передачі.

*Об'єкт дослідження* – процес гальмування вантажного вагона у складі поїзда.

*Предмет дослідження* – функціональні параметри гальмової системи вантажного вагона з урахуванням конструкційних, технологічних та експлуатаційних факторів із умов безпеки руху.

*Методи дослідження.* При виконанні дисертаційної роботи використовувалися такі теорії й методи досліджень: методи теорії ймовірностей і математичної статистики і математичного планування експериментів для проведення аналізу зібраних в умовах експлуатації статистичних даних і перевірки на точність й адекватність розроблених математичних моделей; методи теоретичної механіки для визначення дослідження принципу роботи гальмових важільних передач; методи скінчених елементів і методи будівельної механіки для визначення основних показників міцності елементів гальмових систем візків вантажних вагонів; статистичні методи для побудови регресійних моделей і їх верифікації.

**Наукова новизна одержаних результатів.** Розвинуто наукові основи з забезпечення руху вантажних поїздів шляхом підвищення ефективності експлуатації їх гальм, зокрема механічних гальмових систем візків вантажних вагонів.

*Вперше:*

– з використанням системного підходу класифіковано фактори, що

впливають на характер і причини виникнення фрикційних зносів композиційних колодок гальмових систем візків вантажних вагонів в умовах експлуатації;

- розроблено графоаналітичний метод для визначення коефіцієнта клинодуальності гальмової колодки залежно від пробігу вагона, що дає змогу оцінити ефективність гальмування та спрогнозувати безпечні умови обігу вагона;

- сформовано метод для визначення геометричних параметрів корисної площі контакту гальмової колодки з поверхнею кочення колеса за утвореної верхньої шкідливої стертості залежно від величини зазора між колесом і колодкою;

- отримано закономірності для прогнозування величин зносу колодок вантажних вагонів із модернізованими гальмовими важільними передачами, розробленими за технологією УкрДАЗТ, що дає змогу отримати уточнені геометричні параметри колодки залежно від пробігу вагона.

*Дістали подальшого розвитку:*

- метод визначення міцності композиційної гальмової колодки з урахуванням її нерівномірного навантаження, яке утворюється через недосконалість конструкції гальмової важільної передачі візка вантажного вагона;

- регресійна модель для прогнозування ресурсу гальмових колодок з урахуванням застосування модернізованих гальмових важільних передач, розроблених за технологію УкрДАЗТ, що, на відміну від існуючих моделей, дає можливість прогнозувати залишковий ресурс колодок за їх граничної товщини на весь гарантований міжремонтний період експлуатації вантажного вагона.

*Удосконалено:*

- науковий підхід щодо проектування триангельних гальмових систем візків вантажних вагонів, зокрема обґрунтовано доцільність вибору схем і розрахункових математичних моделей з урахуванням модернізації елементів



гальмових важільних передач під час виконання планових видів ремонту.

**Практичне значення одержаних результатів.** Запропоновано практичні рішення, спрямовані на підвищення ефективності гальмування поїздів, зменшення собівартості вантажних перевезень і покращення безпеки руху поїздів на залізничному транспорті; створено комп'ютерні моделі гальмових важільних передач візків вантажних вагонів, які дають змогу визначити міцність їх складових в експлуатації; створено комп'ютерні моделі гальмових колодок, які дають змогу визначити їх навантаженість в умовах експлуатаційних режимів.

Результати наукових досліджень, отримані в роботі, доцільно застосовувати в конструкторських і технологічних відділах як під час проєктування гальмових систем ходових частин вагонів, так і для удосконалення вагонів, які зараз експлуатуються на залізниці;

– удосконалено та запатентовано інноваційні конструкції гальмових важільних передач вантажних вагонів (Патенти України: 121003, 118624, 121889, 153753, 154619);

– запропоновано зміни та доповнення до нормативного документа ДСТУ ГОСТ 4686:2018 – Триангелі гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. Технічні умови через урахування конструктивних змін у розпірці триангеля.

Практичне значення отриманих результатів роботи підтверджено відповідними актами впровадження в ДП «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» (м. Кременчук) і філію «Панютинський вагоноремонтний завод» АТ «Укрзалізниця» (смт. Панютине). Також результати, отримані в дисертаційній роботі, використовуються в навчальному процесі кафедри інженерії вагонів та якості продукції УкрДУЗТ при підготовці здобувачів вищої освіти (бакалаврів і магістрів) за спеціальністю 273 – Залізничний транспорт, а також для слухачів навчально-наукового центру освіти дорослих (Додаток А).

**Особистий внесок здобувача.** Усі результати дисертаційної роботи, які виносяться на захист, отримані особисто здобувачем або за його безпосередньої участі. Наукові публікації [1 – 8, 19, 26 – 30, 35, 37, 38, 43, 46, 47] опубліковані без співавторів. У роботах, опублікованих у співавторстві, дисертанту належить: [9] – створення квазідинамічних моделей для удосконалення гальмової системи візка вантажного вагона; [10] – створення закономірностей геометричних параметрів корисної площі контакту колодок за утвореного верхнього шкідливого зносу залежно від зазора між колесом і гальмовою колодкою; [11] – створення регресійної моделі для прогнозування залишкового ресурсу колодок за товщиною залежно від пробігів вантажних вагонів; [12] – визначення ресурсних характеристик для прогнозування геометричних параметрів композиційних колодок залежно від пробігу вантажного вагона з модернізованою важільною передачею візка; [13] – розроблення схеми-моделі важільної передачі для визначення силових факторів, що дають змогу створити передумови до проєктування сучасних гальмових систем візків вантажних вагонів; [14] – прогнозування граничного ресурсу композиційних колодок гальмової системи візка з модернізованою передачею залежно від пробігу вантажного вагона; [15] – систематизація дефектів коліс вантажних вагонів і визначення термонапруженого стану колеса при взаємодії з композиційною колодкою під час гальмування; [16] – розроблення процедури проведення виробничих досліджень щодо зносу композиційних гальмових колодок вантажних вагонів і визначення класифікації їх видів і типів зносу; [17] – створення закономірностей прогнозування залишкового ресурсу композиційних колодок модернізованих гальмових важільних передач залежно від пробігів вантажних вагонів; [18] – визначення полів розподілення напружень в башмаку при його нерівномірному навантаженні від композиційної гальмової колодки; [20] – розроблення інноваційного пристрою гальмової системи візка вантажного вагона й способу модернізації розпірок триангеля; [21] – створення скінчено-елементної моделі гальмового циліндра з метою

визначення міцності його конструкції; [22] – створення скінчено-елементних моделей колодок з номінальними параметрами й клинодуальним зносом з метою визначення їх термонапруженого стану; [23] – визначення питомого енергоспоживання для різних типів тягового рухомого складу під час застосування модернізованої важільної передачі візка; [24] – розроблення графоаналітичного методу для визначення коефіцієнта клинодуальності композиційних гальмових колодок залежно від пробігу вантажного вагона; [25] – розроблення математичного апарату для визначення міцності композиційної гальмової колодки при її нерівномірному навантаженні; [31, 33, 34, 40, 41, 44, 50, 52, 57, 60, 64] – створення закономірностей оцінювання гальмової ефективності засобів рухомого складу, обладнаного композиційними гальмовими колодками через їх ненормативний знос; [32, 49, 54 – 56, 58, 59] – створення скінчено-елементних моделей триботехнічних пар гальмових систем візків вантажних вагонів і проведення розрахунку на міцність за різних експлуатаційних режимів навантаження; [39, 42, 45, 48, 62] – створення квазідинамічних моделей важільних передач гальмових систем візків вантажних вагонів для визначення раціональних рішень модернізації з погляду детермінованого силового навантаження елементів важільних передач при гальмуванні; [36, 51, 53, 61, 63, 65 – 67] – впровадження пружно-стрижневих і напрямних елементів у гальмових важільних передачах візків вантажних вагонів для ліквідації ненормативного зносу гальмових колодок в експлуатації. Дослідження, висвітлені в усіх наукових працях, проводилися в УкрДУЗТ.

**Апробація результатів дисертації.** Основні матеріали результатів дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та отримали схвалення на 33 наукових конференціях: 79 Міжнародній науково-технічній конференції «Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті», УкрДУЗТ, 2017 (Україна, м. Харків); VII Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми розвитку транспорту і логістики», СНУ ім. В. Даля, 2017 (Україна, м. Одеса); III, IV Всеукраїнських науково-практичних конференціях

«Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика», 2017, 2018 (Україна, м. Маріуполь); 77, 78 Міжнародних науково-практичних конференціях «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту», Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, 2017, 2018 (Україна, м. Дніпро); 15th International scientific conference «European Conference on Innovations in Technical and Natural Sciences». «East West» Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH, 2017 (Austria, Vienna); I, II, III, V Міжнародних науково-практичних конференціях «Прикладні науково-технічні дослідження», Академія технічних наук України, ДВНЗ «Прикарпатський національний університет імені Василя Стефаника» 2017, 2018, 2019, 2021 (Україна, м. Івано-Франківськ); XIV international research and practice conference «Modern scientific potential – 2018». Construction and architecture Mathematics Modern information technology Technical science Physics. Science and education LTD, 2018 (Great Britain, Sheffield); International scientific and practical conference «Globalization of scientific and educational space». Innovations of transport. Problems, experience, prospects, Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2018 (Italy, Rome); VIII Міжнародній науково-практичній конференції «Транспорт і логістика: проблеми та рішення», СНУ ім. В. Даля, 2018 (Україна, м. Одеса); 8 Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд і будівель на залізничному транспорті», УкрДУЗТ, 2019 (Україна, м. Харків); Науково-практичних конференціях здобувачів вищої освіти та молодих вчених «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», СНУ ім. В. Даля, 2018, 2019 (Україна, Київ, Лиман); 2, 3 Міжнародних науково-технічних конференціях «Інтелектуальні транспортні технології», УкрДУЗТ, 2021, 2022 (Україна, м. Харків); 1 Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивні технології засобів транспорту», УкрДУЗТ, 2021 (Україна, м. Харків); V Міжнародній науково-практичній конференції «Наука. Технології, інновації, світові тенденції та регіональний аспект», Інститут інноваційної освіти, 2022 (Україна, м. Одеса);

III Міжнародній науково-технічній інтернет-конференції «Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем», НУВГП, 2022 (Україна, м. Рівне); XIV науковій конференції «Наукові підсумки 2022 року», Технологічний центр, 2022 (Україна, м. Харків); IV Всеукраїнській науково-технічній інтернет-конференції «Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку», КІЗТ ДУІТ, 2022 (Україна, м. Київ); 6 th Annual Conferences «Technology Transfer: Fundamental Principles and Innovative Technical Solutions», Scientific Route, 2022 (Tallin, Estonia); Міжнародній мультидисциплінарній науково-практичній інтернет-конференції молодих дослідників, здобувачів вищої освіти та науковців «Сучасна наука: інновації та перспективи», КІЗТ ДУІТ, 2023 (Україна, м. Київ); 82 Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту», Український державний університет науки і технологій, 2023 (Україна, м. Дніпро); II Міжнародній науково-практичній конференції «Транспорт: наука та практика», Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, 2023 (Україна, м. Київ); 4th International Conference on Sustainable Futures: Environmental, Technological, Social and Economic Matters (ICSF-2023), Kryvyi Rih National University, 2023 (Ukraine, Kryvyi Rih); 2nd International Conference on Smart Technologies in Urban Engineering (STUE 2023), O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, 2023 (Ukraine, Kharkiv); XXVI Міжнародній науково-технічній конференції «Технологія – 2023», Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, 2023 (Україна, м. Київ); 26th International Conference Current Problems in Rail Vehicles: Prorail 2023, Scientific and Technical Society at the University of Zilina, 2023 (Slovakia, Zilina); III Міжнародній науково-практичній конференції «Рухомий склад нового покоління: із ХХ в ХХІ сторіччя», УкрДУЗТ, 2023 (Україна, м. Харків).

У повному обсязі результати дисертаційної роботи обговорені та схвалені на розширеному семінарі кафедри інженерії вагонів та якості продукції УкрДУЗТ.

**Публікації.** Основні положення дисертаційної роботи і результати досліджень опубліковані в 67 наукових працях: 25 основних працях, з яких 16 статей у наукових фахових виданнях України (з них 8 – без співавторів); 6 наукових статей, що індексуються наукометричними базами даних SCOPUS та/або WoS (з них 1 – першого квартилю (Q1), 1 – другого квартилю (Q2), 4 – третього квартилю (Q3)); 1 – в іноземному періодичному науковому виданні; 2 патентах України на винаходи та 42 публікаціях, які додатково відображають наукові результати досліджень.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертація має вступ, шість розділів, висновки, список використаних джерел з 261 найменувань і шість додатків. Повний обсяг дисертації складає 408 сторінок, у тому числі 273 сторінки основного тексту, 31 таблицю, 125 рисунків, 46 сторінок додатків.

## РОЗДІЛ 1

# АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ З ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ ДЛЯ УБЕЗПЕЧЕННЯ ЇХ РУХУ

### 1.1 Дослідження причин відмов основних вузлів вантажних вагонів у вагонному господарстві

Для забезпечення своєчасних перевезень РС, нарівні з іншими технічними засобами, має гарантувати БР на залізничному транспорті, а також працювати безвідмовно та забезпечувати пропускну та перевізну спроможність залізниць [107, 108].

Інтенсифікація процесу перевезень вантажів залізничним транспортом зумовлює необхідність удосконалення та впровадження в експлуатацію більш ефективних і надійних конструкцій РС. Одними із найбільш поширених транспортних засобів на залізниці є вантажні вагони. Техніко-економічні показники роботи вантажних вагонів АТ «Укрзалізниця» свідчать про те, що за останні роки під час їх експлуатації сталося безліч транспортних подій у вагонному господарстві через різні причини. Однією з основних є неякісний ремонт і ТО вагонного парку на шляху прямування.

Основними причинами, через які виникають транспортні події на залізничному транспорті з вини вагонного господарства, є [1]:

- неякісне виконання ремонту вузлів вантажних вагонів;
- незадовільна організація робіт під час виконання ТО поїздів;
- недостатнє забезпечення обладнанням, механізмами, інструментом, засобами діагностування й дефектоскопії, запасними частинами для якісного ремонту й ТО згідно з вимогами нормативно-технічної документації;

- неякісне проведення ремонту й випробовування вузлів гальмового обладнання;
- порушення вимог нормативної й технічної документації під час виконання планових видів ремонту та ТО;
- незадовільна організація технічного навчання ремонтного та експлуатаційного персоналу господарства.

Якість роботи вагонного господарства можна оцінити за кількістю транспортних подій (катастроф, аварій та інцидентів), відмов і несправностей технічних засобів, що трапилися за певний період. Головною умовою БР на АТ «Укрзалізниця» є забезпечення довговічності й надійності гальмового обладнання вантажних поїздів як одного з найбільш відповідальних вузлів. Для підвищення надійності гальм сучасного РС необхідно встановити основні причини несправностей вузлів гальмового обладнання [2, 15, 59, 107].

Аналіз БР у вагонному господарстві АТ «Укрзалізниця» за 2016 – 2021 роки за кількістю відмов вузлів вантажних вагонів наведено на порівняльній гістограмі (рисунок 1.1).

З рисунка 1.1 видно, що за останні роки гальмове обладнання вантажних вагонів є одним з найбільш вразливих у сучасних умовах експлуатації й у більшості вагонного парку перебуває у незадовільному стані. Так само можна побачити, що кількість транспортних подій у вагонному господарстві протягом останнього часу постійно знижується. Основною причиною цього є зменшення інвентарного парку вантажних вагонів АТ «Укрзалізниця». Можна помітити, що останнім часом постійно знижується й кількість вагонів, які відремонтували вагоноремонтні підприємства — депо, заводи. Тому динаміка зменшення кількості транспортних подій щодо кількості відремонтованих вагонів протягом попередніх років становить 0,22 %. Це вказує на те, що зменшення кількості транспортних подій у вагонному господарстві незмінно залежить від кількості відремонтованих вагонів, але БР не покращується [1].



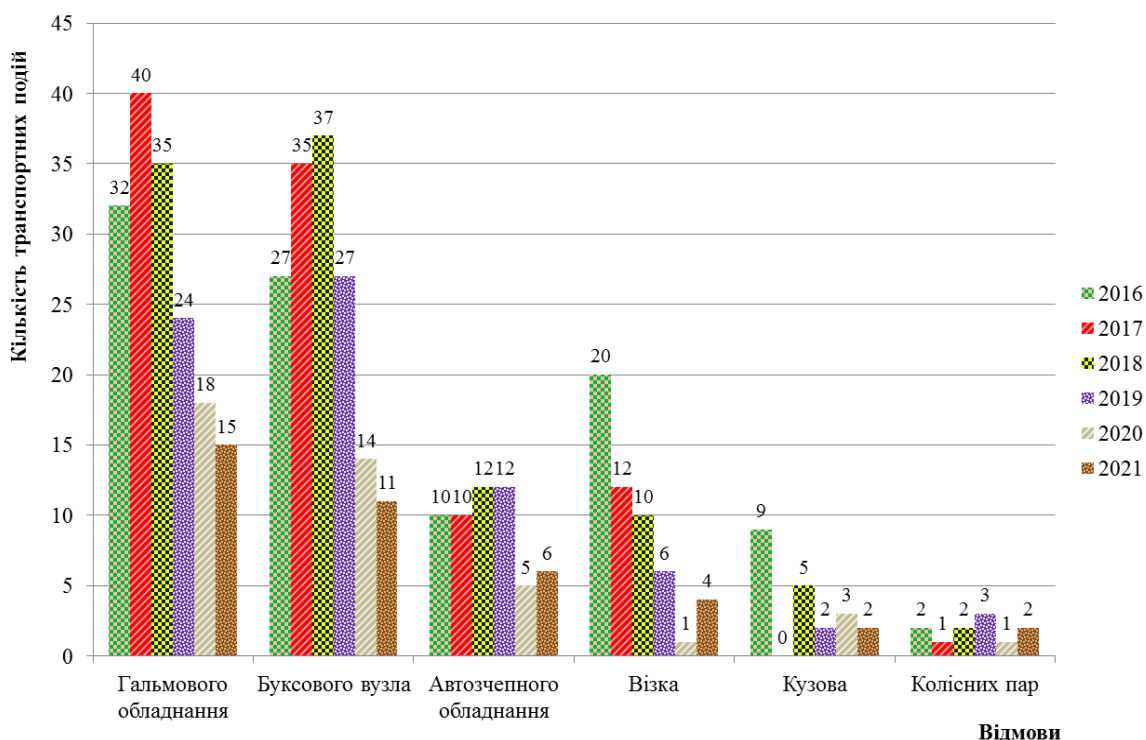


Рисунок 1.1 – Порівняльна гістограма транспортних подій у вагонному господарстві за видами відмов вузлів вантажних вагонів

На основі виконаного аналізу (рисунок 1.1) встановлено, що від незадовільної роботи гальмового обладнання за період з 2016 по 2021 роки найбільша кількість транспортних подій у вагонному господарстві становила 40 випадків у 2017 році. З огляду на це було прийнято рішення приділяти більш ретельну увагу кількісній оцінці відмов, що належать тільки до гальмового обладнання вантажних вагонів, які призвели до транспортних подій на залізничному транспорті України.

Для виконання такого якісного аналізу відмов гальмового обладнання за період з 2002 по 2021 роки використовувалася нормативно-технічна документація, у якій містилася вся необхідна інформація. За результатами виконаних досліджень було побудовано гістограму (рисунок 1.2), з якої видно, що найбільша кількість транспортних подій через відмови гальмового обладнання становила 113 випадків у 2003 році з вини вагоноремонтних підприємств АТ «Укрзалізниця». Так само можна побачити, що кількість

транспортних подій, пов'язаних з відмовами гальмового обладнання, постійно змінюється за роками. Це ще раз доводить те, що на вагоноремонтних підприємствах України виконується неякісний ремонт вузлів гальмового обладнання вантажних вагонів на застарілому устаткуванні. Однак останнім часом відмови стрімко зменшуються, хоча їх кількість і не досить значна, проте не можна гарантувати безпечну експлуатацію вантажних вагонів по залізниці.

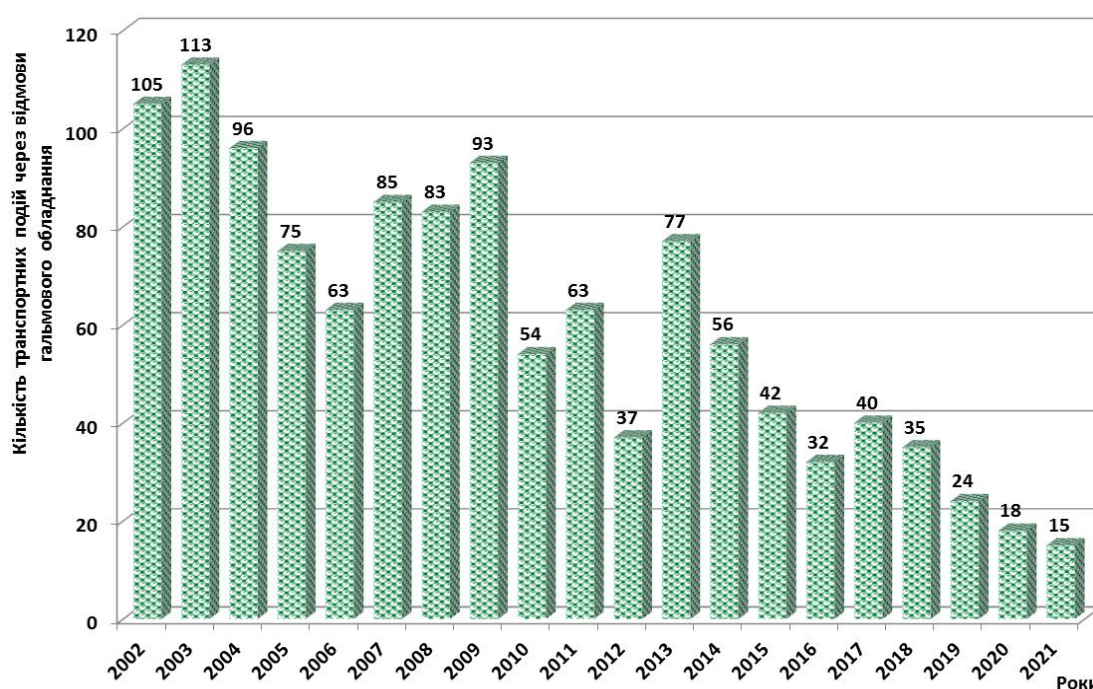


Рисунок 1.2 – Гістограма розподілу відмов гальмового обладнання вантажних вагонів, які призвели до транспортних подій

За результатами виконаного аналізу щодо транспортних подій у вагонному господарстві було встановлено, що гальмове обладнання вантажних вагонів займає перше місце за кількістю відмов і несправностей, що виникли під час експлуатації вантажних вагонів. Тому в умовах вагоноремонтних підприємств протягом 2021 року досліджувався технічний стан елементів механічної частини гальм візків вантажних вагонів. У дільницях з ремонту візків вантажних вагонів і відділеннях з ремонту тріангелів обстежувалися

деталі ГВП візка. Під час огляду за допомогою вимірювального інструменту й комплекту шаблонів перевірялися всі розміри деталей ГВП і відбувалося їх сортування на такі групи:

- деталі, які можна використовувати без ремонту;
- деталі, які потрібно ремонтувати відповідно до технологічного процесу;
- деталі, які не підлягають ремонту, але можуть бути використані для інших потреб вагоноремонтного підприємства;
- деталі, які не підлягають ремонту і відправляються в брухт.

Під час сортування деталей і елементів ГВП візка на зазначені групи виконувався облік їх несправностей, дефектів і відмов із занесенням у розроблену відомість для досліджень. Усього було оглянуто 5829 деталей ГВП і за результатами отриманих статистичних даних побудовано діаграму (рисунок 1.3).

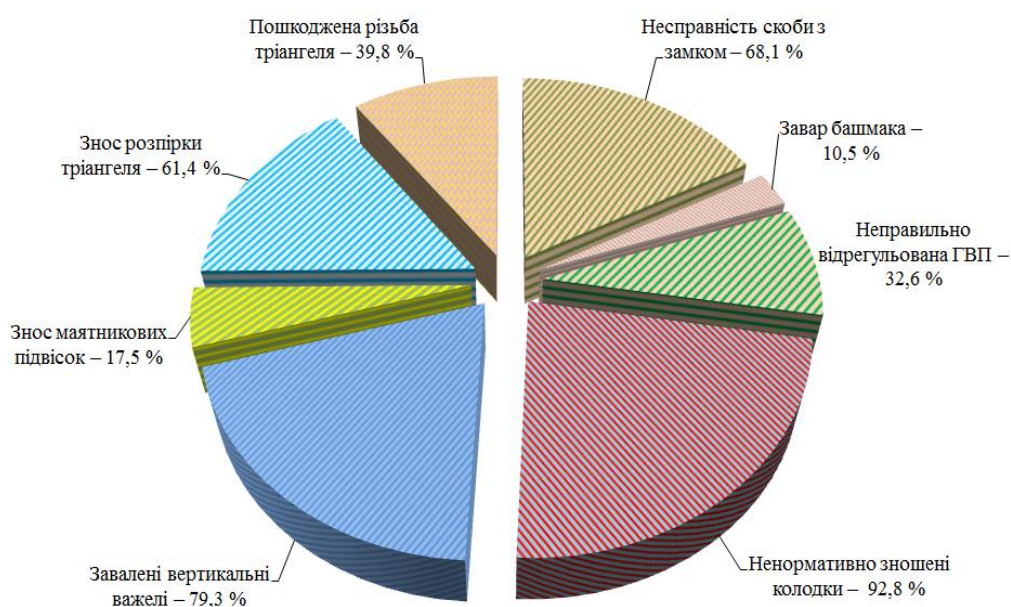


Рисунок 1.3 – Діаграма розподілу несправностей механічної системи гальмового обладнання візків вантажних вагонів

За результатами обстежень було виділено такі основні види несправностей у відсотках:

– ненормативний знос гальмових колодок, який утворюється в результаті відмови пристрою рівномірного відведення гальмових колодок, становить найбільший відсоток – 92,8 % (рисунок 1.4, а);

– несправність скоб і замків (пристроїв рівномірного відведення колодок), тобто відсутність повного відведення гальмових колодок від поверхні кочення коліс в експлуатації через непрацездатність типових пристроїв становила 68,1 % (рисунок 1.4, б);

– знос розпірки тріангеля, що утворюється в результаті взаємодії скоби, становив 61,4 % (рисунок 1.4, в);

– збільшені кути нахилу (завалу) вертикальних двоплечих важелів, особливо внутрішніх важелів ГВП візка в загальмованому стані за повномірних і максимально зношених КГК через порівняно велику товщину потовщених до 65 мм колодок, що негативно впливає на ефективність гальмування вантажних вагонів, становило 79,3 % (рисунок 1.4, г);

– пошкодження нарізної частини цапфи тріангеля для з'єднання корончатої гайки, що спричиняє сповзання ГБ з установленою на ньому колодкою за зовнішню грань обода колеса й зумовлює явище гребеневого зносу колодки під час експлуатації вантажних вагонів, становило 39,8 % (рисунок 1.4, д);

– розрегульована ГВП в результаті неправильно вибраних місць для встановлення валиків у затяжках і сергах, становила 32,6 %;

– знос маятникових підвісок, який виникає в результаті місцевого контакту циліндричної частини підвіски з ГБ становив 17,5 %;

– «завар» ГБ, який виникає через мінімальний знос колодки з подальшим її руйнуванням становив 10,5 % (рисунок 1.4, е).



а)



б)



в)



г)



д)



е)



Рисунок 1.4 – Несправності механічної системи гальмового обладнання візків вантажних вагонів

- а) ненормативний знос колодок; б) деформація скоби й відсутність замка;  
в) знос розпірки триангеля; г) завал вертикального важеля; д) пошкодження нарізної частини на цапфі триангеля; е) «завар» ГБ

## 1.2 Аналіз основних науково-технічних публікацій з питань досліджень гальмових систем візків вантажних вагонів

У створення науково-технічного заділу з удосконалення конструкції ГСВ вантажних вагонів значний внесок зробили науковці та фахівці багатьох науково-дослідних закладів і ЗВО: Українського науково-дослідного інституту вагонобудування (м. Кременчук), Науково-дослідного та конструкторсько-технологічного інституту залізничного транспорту АТ «Укрзалізниця» (м. Київ), Українського державного університету залізничного транспорту (м. Харків), Українського державного університету науки і технологій (м. Дніпро), Державного університету інфраструктури та технологій (м. Київ), Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (м. Київ) та ін. За кордоном над удосконаленням роботи, проведенням натурних і стендових досліджень механічних гальмових системи РС і впровадження їх у дію працюють такі відомі виробники, як Knorr-Bremse, DAKO-CZ, Siemens, Westinghouse Air Brake Company (WABCO), Wabtec, Japan Railway Technical Research Institute та ін. [59, 60, 198, 247, 259].

Питанням щодо підвищення ефективності функціонування залізничного транспорту присвячені дослідження Панченка С. В., Бутько Т. В., Бабаєва М. М., Богомаза Г. І., Дановича В. Д., Ломотька Д. В., Мойсеєнка В. І., Огара О. М., Прохорченка А. В. та ін. [24, 102, 181, 208, 212, 214, 215, 216, 228]. У розвитку наукових підходів до підвищення надійності РС залізниць визначну роль відіграли фундаментальні праці Блохіна Є. П., Дьоміна Ю. В., Кельріха М. Б., Коротенка М. Л., Манашкін Л. А., Мороза В. І., Самсонкіна В. М., Тартаковського Е. Д. та ін. [9, 10, 26, 50, 89, 160, 169]. Значний внесок в удосконалення конструкцій РС різного призначення та їх вузлів зробили Бабаєв А. М., Головка В. Ф., Горобець В. Л., Дмитрієв Д. В., Донченко А. В., Коренівський М. В., Ловська А. О., Лазарян В. А., Мартинов І. Е., Маслієв В. Г., Мямлін С. В., Нечволода С. І., Савчук О. М.,

Сапронова С. Ю., Ушкалов В. Ф., Фомін О. В., Шевченко В. В. та ін. [2, 4, 23, 29, 31, 60, 65, 66, 70, 83, 85, 86, 93, 95, 159, 171, 175, 190, 192, 234]. Проблемам удосконалення системи ТОiP PC присвячені дослідження Бабаніна О. Б., Борзилова І. Д., Горбунова М. І., Дацуна Ю. М., Калабухіна Ю. Є., Устенка О. В., Фалендиша А. П. та ін. [5, 14, 22, 25, 48, 170, 172].

При цьому подальший розвиток питань з забезпечення руху поїздів, зокрема шляхом підвищення ефективності їх гальм є, досить актуальним завданням.

Проблема ненормативного зносу гальмових колодок, яка пов'язана з конструкційними особливостями ГВП візка, виникла давно. Вона, зрозуміло, пов'язана зі зниженням ефективності гальмувань PC через зменшення площі контакту триботехнічних пар, що призводить до збільшення вимушених ремонтних робіт, витрат енергоресурсів на тягу поїздів і зменшення загальних економічних показників вантажних перевезень [1]. Вивченню причин і наслідків такого явища присвячено, як сказано вище, велику кількість праць [11, 82, 88, 166, 194]. З них доцільно виділити працю [13], де доведено, що кількість зайвих зв'язків, які перешкоджають самоустановленню гальмових колодок у візку відносно поверхні кочення коліс після попуску гальм, досягає завищених значень – до 12 одиниць. Для їх зменшення рекомендовано конструкторське удосконалення затяжки вертикальних важелів. Однак за півстоліття така пропозиція не була доведена до робочої досконалості й не набула практичного втілення. Хоча таке рішення могло б сприяти не тільки самоустановленню колодок відносно поверхні кочення колісних пар, а й підвищенню ефективності гальмувань у кривих ділянках колії.

Результати досліджень, що стосуються виявлення основних причин явища ненормативного зносу гальмових колодок з урахуванням просторової розгалуженості частин і деталей, із яких складається важільно-шарнірна ГСВ наведено у [96]. У ній під час проведення кінетостатичного аналізу, враховується дія силових факторів і переміщення елементів ГВП, що виникають у шарнірних з'єднаннях як під час гальмувань, так і за попуску

гальм. Отже вирішення проблеми ненормативного зносу гальмових колодок потребує новітніх конструкторсько-технологічних рішень стосовно наявної поки що не досить ефективної (як на тепер) ГВП візка.

Вивчення науково-технічних і рекламних джерел інформації про працездатність ГВП сучасних вантажних вагонів доводить, що жодна з новітніх конструкцій візків з ГВП [11, 156, 162] не вирішує проблеми через те, що їх розробники пропонували створювати різноманітні допоміжні пристрої протидії силам, які нахиляють колодки до спірання на колеса у візках тільки на підставі кінетостатичного аналізу механізму ГВП [13, 156].

Карпичев В. А. у своїй роботі розробив методику оцінювання натиснень гальмових колодок, яка містить структурний аналіз механізму ГВП, визначення положень ланок на основі координатного методу й силового аналізу, який базується на розгляді ГВП як плоского механізму. Дослідження виконувались за номінальних розмірів гальмових колодок і різних діаметрів коліс, однак питання, пов'язані з ненормативним фрикційним зносом і його впливом на гальмову силу натиснення, залишилися поза увагою.

У роботі Смольянинова А. В. та Смольянинова П. В. наведено обґрунтування координації розмірних ланцюгів ГВП вантажного вагона для визначення характеру й величини зносу гальмових колодок вантажних вагонів. Запропоновано методику розрахунку розмірних ланцюгів ГВП, яка дозволяє визначити граничні відхилення складових ланок для гальмових колодок, які зношуються рівномірно.

Фахівці й науковці різних країн виконали значну кількість досліджень, на підставі яких розроблено різноманітні пристрої й механізми ГВП для усунення чи сповільнення інтенсивного зносу колодок, наприклад клиноподібного. У праці [157] запропоновано пристрій для відведення колодок у візках вантажних вагонів із автоматичним корегуванням взаємного положення гальмових колодок відносно поверхонь кочення коліс. Але такий пристрій ускладнює ГВП і потребує в умовах експлуатації періодичних трудомістких регулювань, через це його застосування стало недоцільним.



У дослідженнях Павлюкова А. Е., Синицина В. В. і Тулузіна С. В., присвячених конструктивним змінам ГВП, залишаються невирішеними проблеми ненормативного зносу колодок через те, що їх розробники пропонували створювати різноманітні допоміжні пристрої протидії силам, які нахиляють колодки до спирання на колеса, тільки на підставі силового статичного та в деяких випадках кінетостатичного аналізу роботи механізму ГВП. Однак практика доводить, що такий підхід пов'язаний з ускладненням конструкції ГВП, збільшенням її собівартості й трудомісткості виготовлення та ремонту. Проаналізовані роботи дають змогу зазначити, що наявним питанням ненормативного зносу гальмових колодок, які застосовують у гальмових системах сучасних вантажних вагонів, достатньо уваги майже не приділено.

Питання підвищення ефективності роботи пневматичного гальма вагонахопера висвітлюються у роботі [18]. Поставлене завдання вирішується удосконаленням конструкції ГВП. Обґрунтовано та проведено оптимізацію конструкції важелів за допомогою програмного комплексу Solid Edge Siemens PLM Software. Однак з роботи не зрозуміло, як буде здійснюватися технологія ремонту важелів складної конфігурації. Так само потрібно зазначити, що розрахунок виконано без врахування кінцевих зусиль тобто гальмових колодок, для яких взагалі проєктується будь яка ГВП вагона.

Перспективну конструкцію гальмової системи з роздільним гальмуванням візків вантажних вагонів висвітлено в публікації Синицина В. В. і Кобищанова В. В. Вони обрали оптимальну конструкцію уніфікованої важільної передачі для двовісних візків з розміщенням циліндрів 670 В на візку. Розроблено схему регулювання ГВП. Однак під час проведення розрахунків ураховано нормативні навантаження, які передаються на ГВП від ГЦ. Тобто в роботі не проводилося визначення справжніх навантажень, які діють від ГЦ на важільну передачу.

У вдосконаленні та проєктуванні гальмових систем РС на початкових етапах виконання технічного завдання важливе значення відводиться кінетостатичним підходам у дослідженнях Болотиної А. Б., що засновані на

методах теорії машин і механізмів. Водночас процес вибору параметрів дослідницьких моделей можна віднести до завдань оптимального проєктування, що здебільшого являє собою складну інженерно-технічну та наукову проблему.

Виконаний аналіз показав, що проєктування нової й модернізація наявної механічної гальмової системи вагона проходить тривалий ітераційний шлях вироблення та доведення конструкторських рішень, який вимагає проведення теоретичних, численних розрахункових і натурних досліджень. Як правило, прийняття остаточних рішень здійснюється на основі рекомендованих до впровадження методів і методологій, уточнюючих типових розрахунків гальм, де збігаються результати випробовувань з інженерною перевіркою елементів ГВП на міцність та здійснюється розрахунок гальмової ефективності тощо.

Слід підкреслити, що перевірка за потужністю в типовому гальмовому розрахунку була запропонована Болотиною А. Б. в кінці минулого століття, замість перевірки за питомими тисками, як більш загальною величиною.

Проведення натурних випробовувань доводить, що використання типової методики для проєктування й модернізації елементів механічної частини гальм вагонів, значно збільшує час, що витрачається на обґрунтування запропонованих нових рішень і втілення їх у конкретній конструкції з подальшим масовим упровадженням.

З огляду на те, що за типовою методикою послідовність визначення дійсної сили натискання на одну гальмову колодку або ж потужності, яка реалізована на одній колодці, а потім перевірка можливості «юз» після вибору передавального числа ГВП, за розбіжності отриманих значень з нормативами, потребує повторних перерахунків до того часу, поки отримані результати не будуть задовольняти нормативні вимоги. А це значно ускладнює процес вибору параметрів ГВП, які забезпечують недопущення «юза» і покращують ефективність механічних ГСВ вантажних вагонів. Прагнення отримати високоефективну систему, оцінивши її придатність для різних умов експлуатації та конструкцій вантажних вагонів за невеликих витрат часу,

зумовило той факт, що була розроблена альтернативна методика розрахунку й проєктування механічної частини гальма під керівництвом Котуранова В. Н., метою якої стало отримання області, де припускаються зміни характеристик гальмових систем РС на основі заданих обмежень.

В альтернативній методиці запропоновано зворотню послідовність розрахунку, відповідно до якої, задаючись нормативними значеннями, розраховується спочатку допустима сила натискання колодки, а потім уже підбираються передавальні числа ГВП. Такий підхід називається методом граничних значень. Відмінною особливістю зазначеної методики є вираз регламентованих критеріїв перевірки через узагальнену величину, якою в цьому разі виступає допустима сила натискання гальмових колодок. Однак такий підхід дає оцінку робочих характеристик, водночас вимагає додаткового перерахунку для оцінки і вибору параметрів механічних гальмових систем РС.

Проблемі удосконалення інноваційної методики було присвячено чимало наукових праць. Однією з них є робота Аввакумова А. С., який узяв за основу методику граничних значень і створив регламентовані нормативом значення робочих характеристик механічних гальмових систем РС (розрахункових натиснень, питомих тисків на колодку тощо) через параметри автогальма. У результаті виконаної роботи було отримано множину деяких значень параметрів механічних гальмових систем РС, які відповідають нормативним вимогам. Як цільову функцію замість розрахункових натиснень він запропонував використовувати передавальні числа. Запропоноване обумовлене тим, що передавальне число є основною технічною характеристикою будь-якої ГВП. Крім того, вибір передавального числа здійснювався для отримання деякого узагальненого параметра для механічної гальмової системи РС. Однак слід зауважити, що передавальне число безпосередньо пов'язане з ККД ГВП вагона. А це так само є величиною, що залежить від таких факторів, як тип вагона, конструктивні особливості ГВП, що призводить до втрати узагальненості цільової функції. Крім того, ККД ГВП також залежить від таких експлуатаційних умов, як зміна товщини колодки й обода колеса внаслідок

знос тощо. Таким чином, ККД ГВП є величиною змінною. Аввакумов А. С. у своїй роботі показав, що для заданих передавальних чисел, у деяких випадках, зміна ККД призводить або до небезпеки виникнення «юза», або до втрати гальмової ефективності РС, що значно ускладнює вибір параметрів механічних гальмових систем і впливає на БР поїздів.

У процесі роботи в елементах механічної частини гальмової системи вантажного вагона, а саме в шарнірних з'єднаннях тяг і важелів, спостерігається знос втулок, унаслідок чого з'єднання послаблюються, зазори збільшуються, що негативно впливає на працездатність автоматичного регулятора й елементів ГВП. Тому нині ця проблема вирішується за допомогою використання інноваційних матеріалів для виготовлення втулок у шарнірних з'єднаннях, наприклад, з подвійним шплінтуванням елементів ГВП і спеціальних захисних кронштейнів замість шплінтів маятникової підвіски триангеля [38].

Це завдання отримало найбільшу «вагу» через використання на вантажних вагонах потовщених КГК, а також із умови обґрунтування найбільш раціональних способів і методів регулювання. Як наслідок ненормативного зносу та погіршення відведення колодок від коліс вантажних вагонів науковці й фахівці змушені здійснити безліч конструкторських рішень, що спрямовані на ліквідацію цієї проблеми.

У своїй роботі Дроздов Є. Г. наводить класифікацію пристроїв, що призначені для відведення колодок. Перш за все ці пристрої обмежують кутове відхилення триангеля від горизонтального положення. Класифікація цих пристроїв така: жорсткого типу і з пружним елементом для утримання триангеля у горизонтальному положенні. А з конструктивних міркувань вони поділяються на приводні та з напрямним обладнанням. Останній тип – це пристрій, який відводить триангель у горизонтальну площину положення напрямних.

Однак усі запропоновані пристрої й тепер не достатньо якісно вирішують проблему ненормативного зносу колодок, їх відведення й утримання на

однаковій відстані відносно поверхонь кочення коліс вантажних вагонів.

Значна кількість вантажних і пасажирських вагонів мають різні конструктивні особливості ГВП, тому неповнота виконаних досліджень щодо їх функціонування вимагає проведення подальших науково-дослідних робіт у цьому напрямку.

До того ж складні просторово-орієнтовані ГВП мають велику кількість факторів, що впливають на їх роботу. Одночасно вони призводять до значних труднощів, які вимагають впровадження деяких припущень, що не дають змоги в повному обсязі оцінювати роботу діючого механізму з урахуванням реальних умов експлуатації вагонів. Це так само не дає змоги достеменно стверджувати про необхідність тих чи інших напрямків щодо подальшого вдосконалення елементів ГВП.

У праці Соломатіна В. В. вказується, що проектування ГВП вимагає певного підходу, який полягає в первісному виборі схеми з урахуванням функціональних можливостей механізму тієї чи іншої структури і реалізується в подальшому на етапі кінематичного аналізу. Виконання кінематичного аналізу, як самостійного етапу, має здійснюватися з урахуванням комплексу умов на стадії проектування. Водночас ураховують конструктивні, функціональні і параметричні обмеження на переміщення ланок.

Важливість і практична цінність завдань оцінювання стану та положення ланок пов'язані з безліччю питань, що виникають під час проектування та вдосконалення конструкцій механічних гальмових систем РС. Наприклад, у дослідженнях Соломатіна В. В. і Карпичева В. А. при намаганні вдосконалити гальмову систему 8-вісних вантажних вагонів є:

- вибір структури механізму, що забезпечує стабільність вихідних характеристик і його працездатність;
- вибір геометричних параметрів ланок за умовами конструктивних обмежень;
- вибір типу й раціональних розмірів привода авторегулятора з умови

мінімуму втрати ефективності автогальма за збереження якості та стабільності його роботи.

Проте питанням щодо застосування у ГСВ ненормативно зношених КГК, які впливають на оцінку ефективності гальмування вантажних поїздів належної уваги приділено не було.

Урахування багатьох факторів, що впливають на роботу ГВП під час руху вагонів висвітлено в роботі Соломатіна В. В. де кінематичний просторовий ланцюг механізму ГВП приймався таким, що складається з декількох плоских ланцюгів. Це дало змогу під час дослідження пристрою ГВП застосувати методи теорії машин і механізмів, як для плоских систем. Для подання просторового ланцюга в плоскому вигляді було введено такі припущення:

- товщини гальмових колодок і діаметри коліс однієї колісної пари приймалися однаковими;
- зазори в шарнірах між розпіркою тріангеля й вертикальним важелем приймалися рівними нулю.

Крім цього, у роботах, що спрямовані на визначення положень ланок, зокрема і в роботі Соломатіна В. В., також було введено припущення про те, що гальмова колодка зношується рівномірно.

З цими припущеннями під час структурного аналізу використовувався допоміжний механізм з кулісою, запропонований Гулаком В. А., який імітує рівномірний знос колодки.

Використання кулісного механізму дало змогу давати оцінку положенню ланок з урахуванням зміни товщини колодок, діаметрів коліс тощо. Однак це припущення ідеалізує роботу відвідного пристрою. У реальності механізм, який має рівномірний знос, являє собою таку складну конструкцію, що вимагає вирішення завдань структурного аналізу ГВП з урахуванням умов експлуатації пристроїв, що спрямовані на запобігання виникненню ненормативного зносу гальмових колодок вантажних вагонів.

Із інформації про китайську конструкцію візка (мод. ZK1) [11] можна

вказати, що істотна зміна кріплення триангеля спиранням на спеціально відлиті у бокових рамах візка напрямні кронштейни має суттєві недоліки. З ними пов'язане істотне силове втручання задіяних у конструкції найбільш відповідальних несучих частин візка – литих бокових рам. До того ж надійність указаних прилитих кронштейнів за умов динаміки навантажень у невідресорених частин візка, що діють від гальмової системи, буде зниженою порівняно із загальною надійністю бокових рам. У місцях контакту шипа триангеля з боковою рамою можуть виникати втомні тріщини, тому і в цьому передбачається загроза БР. Крім того, у процесі експлуатації можна прогнозувати підвищений знос гумових втулок і зменшення їх ресурсу. Таке кріплення ГВП у візку загрожує відривом і падінням триангелів на колію.

За минуле десятиріччя з приводу підвищення надійної роботи ГВП закордонними фахівцями досліджувалися різні аспекти гальмування залізничних транспортних засобів. У праці [180] наведено розрахунки для гальмової сили транспортного засобу, оснащеного пневматичним гальмом UIC для пасажирських поїздів, а в дослідженні [205] було виконано спробу поширювати цю ідею й для вагонів вантажних поїздів, що дасть змогу покращити їх гальмову ефективність.

Особливості забезпечення стабільних фрикційних властивостей гальм залізничного РС висвітлюються у роботі Осеніна Ю. І, де запропоновано новий підхід до забезпечення стабільності коефіцієнта тертя на різних режимах гальмування. Запропоновані конструкційні рішення щодо удосконалення елементів триботехнічної пари і її характеристик підтверджені експериментально. Однак ці дослідження проведено стосовно дискового гальма.

У проаналізованому закордонному дослідженні [260] висвітлено аналіз деяких типових блокових гальм, які раціонально використовувати на РС метро Китаю. Деякі з них мають переваги гнучкої роботи, швидкої реакції й компактної структури. Блокові гальма використовують у деяких країнах у візках вантажних вагонів для забезпечення більш ефективного гальмування й

рівномірного зносу гальмових колодок. Однак застосування таких гальмових блоків у візках вантажних вагонів збільшить їхню масу, витрату повітря на гальмування, час на ТО й трудомісткість ремонту вагона в цілому.

У роботі [161] описано науковий підхід до оцінювання результатів, які одержано під час проведення експериментальних досліджень, що стосуються ефективності гальмової системи вантажних вагонів. Запропоновано застосовувати інформаційну модель у вигляді диференційного рівняння руху вагона під час дослідження процесів гальмування, використовуючи методи комп'ютерного моделювання. Так само наведено математичні моделі, що враховують основні характеристики гальмової системи, які дають змогу оцінити гальмову ефективність поїзда. Однак у роботі під час виконання гальмових розрахунків не було враховано значення коефіцієнта ненормативного зносу КГК, який суттєво вплине на величину гальмового шляху вантажного поїзда.

У праці [96] було зосереджено увагу на причинах нерівномірного зносу колодок, які пов'язані з неврівноваженістю деталей, що приєднані до гальмового триангеля у візку. На підставі напрацьованих передумов розроблено підхід до вирішення цієї проблеми, метою чого є модернізація ГВП візка. Модернізовані пристрої дають можливість сповільнити ненормативний знос колодок [95, 158], але експлуатаційні випробовування дослідної партії показали недостатню їх ефективність. За цих обставин вони потребують подальших досліджень. До того ж у статті Тулузіна С. В. визначено, що конфігурація ГВП, яка нині використовується у двовісних візках вантажних вагонів, за установлення гальмових колодок максимальної товщини не забезпечує їх знос до мінімально допустимої величини в експлуатації без додаткового ручного регулювання. Однак у статті не висвітлено питання виникнення в експлуатаційних умовах ненормативного зносу гальмових колодок.

Випробовування вантажного РС промислового транспорту щодо ефективності гальмування, а також конструктивно-динамічного аналізу



гальмового механізму наведено у [203]. Виконані дослідження полягали у визначенні типу та параметрів емпіричної залежності коефіцієнта тертя гальмової колодки на поверхні кочення колеса залежно від швидкості та гальмування, а також у визначенні кінетичної характеристики гальма вантажного РС промислового транспорту. Однак за таких умов не бралось до уваги ненормативний знос колодок вантажних вагонів, який дуже суттєво впливає на ефективність гальмування вагонів промислового транспорту.

Запропоновано новий фрикційний матеріал гальмових колодок у [201], який впливає на термін служби коліс РС. Основну увагу приділено вирішенню проблем пов'язаних із застосуванням сучасних гальмових матеріалів, і досліджено їх вплив на термічні та механічні властивості під час передачі навантаження у процесі гальмування поїзда.

Результати експлуатаційних досліджень оцінювання факторів, які спричиняють виникнення на поверхні кочення колісних пар дефектів термічного походження внаслідок взаємодії з КГК наведено у [92]. Для запобігання таким дефектам запропоновано використовувати КГК з металевими вставками, які даватимуть змогу зменшити відсоток дефектів. Під час обстеження гальмового обладнання вантажного поїзда було виявлено різного виду несправності механічної та пневматичної частин гальм. Під час огляду гальмових колодок було виявлено їх ненормативний знос через торкання верхнього кінця до поверхні кочення. Однак у роботі не розглядалися питання щодо запобігання виникненню ненормативного зносу колодок, що так само суттєво зменшує гальмову ефективність вантажного поїзда не залежно від того, які використовуються гальмові колодки.

Проаналізовано експлуатаційні показники якості чавунних і композиційних колодок, що використовуються на різному РС у [80]. Наведено деякі негативні фактори КГК, описано їх вплив на довілля та процеси, що спричиняють пошкодження поверхонь кочення коліс РС.

На підставі огляду публікацій у [81] наведено порівняльні показники якості та експлуатаційні характеристики чавунних гальмових колодок,

виготовлених ливарним способом, і композиційних колодок. Описано деякі недоліки застосування КГК, наприклад, низька теплопровідність спричиняє термічний вплив на поверхні кочення коліс РС. А це призводить до збільшення експлуатаційних витрат на ремонт колісних пар. Інший суттєвий недолік – це відсутність у технічних умовах на виготовлення, стандартах і технічній документації переліку та вмісту інгредієнтів у гумосуміші композиту, їх хімічний склад, що суперечить чинному законодавству України й унеможливорює процес контролю за цими речовинами. Однак у статті не згадується про витрати від ненормативного зносу КГК, який виникає під час руху без гальмування у вантажному РС.

У багатьох дослідженнях щодо застосування КГК у РС було порушено питання, які насамперед стосуються БР та довкілля. Тому скорочення експлуатаційних витрат у залізничній галузі часто означає, що гальмові колодки розглядаються як товар, який часто закупають за найнижчою ціною за умов задовільної їх роботи. Проте це може не призвести до найнижчих експлуатаційних витрат, а вибір фрикційного матеріалу може мати прямий вплив на термін служби колеса, заміна якого зазвичай набагато дорожча, ніж інших вузлів вагона [198].

В інших дослідженнях [183, 185], які спрямовані на впровадження сучасних матеріалів у конструкцію триботехнічних вузлів, обґрунтовано ефективність їх застосування в сучасному РС, що дало змогу збільшувати швидкість руху, осьове навантаження, ефективність гальмової системи тощо. Але водночас є чимало проблем, пов'язаних з ненормативним зносом гальмових колодок у вантажних вагонах, які потрібно вирішити. Таким чином, проблеми, пов'язані зі зносом гальмових колодок і коліс вантажного РС, насправді є [202], і в цьому сенсі проводяться роботи, пов'язані з удосконаленням елементів важільної передачі вантажних вагонів для забезпечення руху вантажних поїздів шляхом підвищення ефективності експлуатації їх гальм.

У праці [91] наведено результати порівняльних випробовувань різних

типів гальмових колодок у візках вантажних вагонів українського й закордонного виробництва. Випробувані колодки із вставками цих виробників підтвердили їх здатність зменшувати кількість дефектів на поверхні кочення коліс. Однак слід зазначити, що наявні конструкції і робота ГВП візків вантажних вагонів буде сприяти утворенню ненормативного зносу будь-яких типів гальмових колодок [90].

У праці [57] наведено динамічну модель колодкового гальма промислового РС у вигляді розрахункової схеми, у якій реалізовано плоский контакт. Для моделі наведено деякі обмеження, що дають змогу значно спростити аналітичні розрахунки. Розроблена динамічна модель колодкового гальма дає можливість здійснювати управління силою тертя за величиною та функцією швидкості залежно від параметрів динамічних процесів гальма. Водночас у роботі [57] не враховано випадку нерівномірного навантаження гальмової колодки під час гальмування.

У статті [177] було досліджено напружено-деформований стан гальмової колодки, а також проаналізовано температурні діапазони залежно від прикладених навантажень. Для аналізу було застосовано програмний комплекс SolidWorks. За результатами проведеного дослідження рекомендовано застосовувати інноваційний композиційний матеріал для виготовлення гальмових колодок, що дасть можливість подовжити строк їх використання.

У роботі [246] наведено аналіз різних гальмових засобів, які застосовують для гальмування в триботехнічних парах «колодка – колесо». До того ж тут рекомендовано застосовувати дискові гальма зі звичайними триботехнічними парами. Водночас зазначено, що КГК негативно діють на поверхню кочення колісних пар вантажних вагонів через те, що в зоні контакту «колодка – колесо» з'являються великі температури, а це спричиняє утворення різного роду дефектів на поверхні кочення коліс. Однак більшість закордонних науковців зосереджені на дослідженнях дискових гальм, розрахунках їх елементів на міцність, експлуатаційних спостереженнях за їх роботою, а також

сконцентровані на розрахунках температурних режимів деяких елементів гальмових систем РС [236].

У науковій праці Жарова А. І. було запропоновано один із підходів до таких досліджень з погляду математичної статистики. При установах гальмового шляху залежно від швидкості руху, ухилу рейкової колії й радіуса кривої в разі гальмування РС було враховано такі параметри, як сила натискання гальмових колодок на колеса, твердість матеріалу колодок і колеса тощо. Статистично встановлено критичні ухили величини гальмового шляху у разі повного службового гальмування РС. Проте в роботі не розглянуто умов, коли за ненормативного зносу колодок зменшується гальмова площа контакту колодки з колесом, тому оцінювати гальмову ефективність поїзда позитивно не можна.

У праці [58] розроблено регресійну модель тертя колодок і коліс локомотивів промислового транспорту в умовах структурної невизначеності за великої кількості складових вхідних змінних параметрів, з урахуванням значення коефіцієнта тертя. Вдалося виключити нестійкі розв'язки в такій багатопараметричній моделі завдяки тому, що запропоновано своє бачення проблеми. Однак для ідентифікації моделей не було враховано головний параметр – знос колодок за товщиною, який у системі ППР обмежує застосування тих чи інших гальмових колодок (з погляду безпеки їх використання).

У проведеному дослідженні [61] на прикладі ненормативного зносу гальмових колодок розглянуто питання про нерівномірний знос пар тертя колодок із колесами, що належать до одного вагона, який використовується на промисловому транспорті. У цьому дослідженні було використано підхід, коли величини досліджуваних параметрів підпорядковуються нормальному закону розподілу. Однак завдання щодо прогнозування термінів експлуатації гальмових колодок у роботі не ставилося.

Як доводить практика, ненормативний знос гальмових колодок виникає через непрофесійні дії робітників, які виконують ТОіР вантажних вагонів із

порушенням нормативних технічних документів [37], тобто в деяких випадках на свій розсуд установлюють колодки, які було раніше знято з вагонів. Тому їх знос, очевидно, не може відповідати нормальному закону розподілу й такі дослідження [190, 195] не має сенсу брати до уваги.

На РС залізниць України й промислових підприємств здебільшого на вантажних вагонах застосовуються гальмові колодки, що поділяються на два типи: композиційні (на полімерній основі) і чавунні [80, 94]. Також колодки з фосфористого чавуну [163, 164], які в цій роботі не розглядаються, оскільки вони застосовуються тільки для моторвагонного РС.

Стандартні чавунні колодки застосовуються і на пасажирських вагонах, що рухаються зі швидкістю до 120 км/год. Перевагами цих фрикційних елементів є добре відведення тепла, що виділяється під час гальмування, і відсутність впливу вологи на коефіцієнт тертя. Проте такі колодки мають нестабільний коефіцієнт тертя, який знижується зі зростанням швидкості. Це, зокрема, призводить до необхідності застосування на швидкісному РС регуляторів сил натискання колодок залежно від робочої швидкості руху. Окрім того, чавунні колодки швидко зношуються, що вимагає великого обсягу робіт із заміни й регулювання ГВП. Площа тертя чавунних вагонних гальмових колодок  $305 \text{ см}^2$ , максимальний тиск на чавунну колодку становить  $130 \text{ Н/см}^2$  [2, 37].

КГК застосовуються на пасажирських вагонах (за швидкості понад 120 км/год). Використання цих колодок на всіх типах вантажних вагонів обов'язково пов'язують з умовами ефективності гальмування. Їх виготовляють з полімерних композиційних матеріалів. КГК в 3 – 5 разів більш зносостійкі, ніж чавунні, що корисно знижує обсяг робіт, пов'язаних із заміною й регулюванням елементів ГВП, мають відносну стабільність за величиною коефіцієнта тертя щодо швидкості руху [2, 3, 166].

Недоліком цих колодок є низька теплопровідність, через яку в процесі гальмування на поверхні кочення коліс створюються несприятливі температурні режими, що спричиняють пошкодження у вигляді наварів, зсувів

металу, вищербин, мікротріщин та ін. Під час потрапляння вологи, особливо в зимовий період, КГК покриваються тонким шаром льоду і перестають виконувати свою основну функцію – гальмування.

Іншим недоліком гальмових колодок з полімерних композиційних матеріалів є можливість їх загоряння, крім того, деякі колодки під час гальмування можуть виділяти неприємний запах, що особливо небажано для пасажирських поїздів [91, 112].

З погляду конструкції, є два види КГК: колодки зі сталевим штампованим каркасом, що застосовуються на вантажних і пасажирських вагонах (ТУ 38.114292-94 «Колодки гальмові композиційні зі сталевим штампованим каркасом») і колодки із сітчасто-дротяним каркасом, що використовуються тільки на вантажних вагонах (ТУ У 6-05495578.017-2001. «Колодки гальмові композиційні з сітчасто-дротяним каркасом для залізничних вагонів»). Площа тертя КГК становить 130 – 290 см<sup>2</sup>, максимальний тиск на композиційну колодку – 60 Н/см<sup>2</sup> [2, 3, 56].

Природно, що в процесі гальмування відбувається знос як вагонного колеса, так і гальмової колодки. Складність вивчення зносу колеса полягає в тому, що під час руху РС всі окремі триботехнічні пари підсистем взаємодіють між собою, тобто вони є елементами системи «гальмова колодка – колесо».

У працях [248, 249] досліджувався вплив температури на гальмування обода залізничного колеса. Попередньо, у межах циклу досліджень, було оцінено різні показники працездатності залізничних транспортних засобів [238 – 243]. Також було проведено аналогічні дослідження для автомобілів з магнітною левітацією [244] та повітряною подушкою [245].

Аналіз конструкційних особливостей сучасних гальм РС наведено у роботі [197]. Визначено основні фактори, які впливають на ефективність роботи гальм. Розраховано температурне навантаження на складові триботехнічних пар під час гальмування. Важливо сказати, що водночас у дослідженні не враховано впливу навантаження від штока ГЦ на елементи триботехнічних пар.

У працях [252, 253, 257] звернено увагу на те, що перегрів триботехнічних пар може спричинити несправність гальмової системи й негативно впливати на БР. З огляду на це вже проведено значну кількість теоретичних робіт щодо підвищення температури під час гальмування для різних швидкостей руху й конструкції гальмових дисків, результати яких можуть бути використані в нашому дослідженні.

Так само результати багатьох досліджень, що наведені в роботах [187, 188, 200, 211, 213, 258], підтвердили домінуючий вплив теплових навантажень над механічними, а також зареєстровані залишкові напруження, які викликані високими тепловими навантаженнями в суцільнометалевому колесі з блоковим гальмом. Тому важливо з високою точністю визначити температурне поле гальмової системи, а також підкреслити, що високі теплові навантаження, інакше кажучи, перевантаження колеса дуже часто виникають внаслідок тривалого гальмування або виникнення небажаного явища «юз».

Використовуючи традиційні методи досліджень, у [255] розроблено розмірну аналогову модель з кінцевими елементами блокового гальма на колеса, яка була об'єднана через контактний інтерфейс з контролем виробленого тепла під час гальмування, а також розподілу тепла на поверхні блока колеса через теплові контактні опори. Вплив температури в колесах і гальмових блоках під час гальмування було проаналізовано у процесі виконання експериментальних досліджень на випробовувальному гальмовому стенді в роботах [252, 256].

Передчасний вихід з ладу коліс часто відбувається внаслідок появи дефектів гальмового походження (повзунів, наволочування металу, кільцевих виробок від взаємодії з колодками, глибоких рисок, термоциклічних тріщин і вищербин) [52, 54, 55, 166].

У своїй роботі Анісімов П. С. описав методику оцінювання об'ємної температури за нагрівання елементів триботехнічної пари «гальмова колодка – колесо», згідно з якою обчислюється об'ємна надлишкова температура обода колеса.

Результати термічного аналізу гальмових систем залізничного РС з колодковими блоковими гальмами наведено у [210]. Виконувалося аналітичне та числове моделювання теплових процесів, що відбуваються у колесі під час тривалого гальмування, яке дає змогу підтримувати постійну швидкість руху поїзда на залізницях зі значними ухилами. Однак у роботі досліджено тільки локомотиви з колодковими блоковими гальмами.

Спосіб стабілізації температури під час контакту гальмової колодки з колесом завдяки удосконаленню її конструкції розглянуто у [195]. Запропоновано в гальмовій колодці застосовувати вставки, які виготовлені зі спеціального матеріалу, що мають змогу розширюватися під час гальмування поїзда. Обґрунтовано діаметр і глибину отворів, які сприяють зменшенню зносу. Однак автори не враховують конструктивні особливості ГВП візків вантажних вагонів, які спричиняють ненормативний знос колодок, що впливає на ефективність гальмування й БР поїздів. Тому застосування інноваційних гальмових колодок у візках вантажних вагонів тільки суттєво збільшить собівартість експлуатаційних витрат, але не дасть бажаного результату щодо надійної роботи гальм.

У дослідженнях [184, 185, 260], що стосуються гальмових колодок, які працюють у надскладних умовах експлуатації РС, висувуються особливі умови щодо матеріалів, з яких їх виготовляють. Вони повинні мати високу міцність та зносостійкість, щоб уникнути тріщин і руйнування, а також мати достатню твердість, щоб забезпечити мінімальний знос колеса під час гальмування [227]. Досягти цього можна змінивши структуру матеріалу, з якого виготовляють колодки. Але водночас триботехнічні властивості гальмових колодок повинні мати значний коефіцієнт тертя для того, щоб у разі непередбачених ситуацій екстренно зупинити РС з мінімізацією його гальмового шляху.

У проаналізованій літературі закордонних авторів надається перевага експериментальним підходам, які базуються на дослідженнях працездатності елементів гальмових систем РС, що визначаються за стендовими випробуваннями зносу й температурних показників [254, 256, 261], а деякі



зосереджені на використанні спеціальних чавунних гальмових колодок [178, 257]. Однак не виявлено джерел з дослідженнями ненормативного зносу гальмових колодок, де спостерігається двоплощинний їх знос, який нині масово відбувається у сучасних ГСВ вантажних вагонів, що завдає істотних збитків галузі залізничного транспорту.

Ця проблема турбує науковців і фахівців залізниць різних країн – США, Канади, країн Євросоюзу, Японії, Китаю, Монголії, де у візках вантажних вагонів застосовується триангельна система передачі сил гальмового натиснення на колеса [11, 198]. Розроблено велику кількість різноманітних пристроїв для вирішення цієї проблеми, але жоден з них не дає змоги ефективно вирішити проблему ненормативного зносу гальмових колодок.

### 1.3 Дослідження пристроїв для запобігання виникненню ненормативного зносу колодок у гальмовій системі візків

Усі вантажні вагони нині обладнані пристроями рівномірного зносу колодок, але вони мають дуже низьку надійність [97]. Через це втрачається їх працездатність навіть у тих вагонах, які щойно вводяться в експлуатацію із вагонобудівних або ремонтних підприємств. Тому більш ніж 90 % вантажних вагонів АТ «Укрзалізниця» працюють з ненормативним зносом гальмових колодок, через що погіршується ефективність гальмувань у вантажних поїздах.

На цей час для запобігання виникненню ненормативного зносу колодок у гальмовій системі широко застосовуються спеціальні пристрої візків. Розглянемо деякі конструктивні рішення найбільш розповсюджених пристроїв. У конструкції пристрою (рисунок 1.5) до балки триангеля в середній частині приварюється гакоподібний кронштейн 1 для навішування на нього петлі 2. Довжина петлі має бути такою, щоб із середини внизу на неї повністю спиралася затяжка 3 вертикальних важелів і сприймала на себе дію зусилля від

ваги вертикального важеля 4 і приєднаних до нього деталей. У такому стані триангель не навантажується силою, яка виникає від маси вертикальних важелів і утримується від нахилу до спирання гальмових колодок на поверхні кочення колісних пар [2, 96, 158].

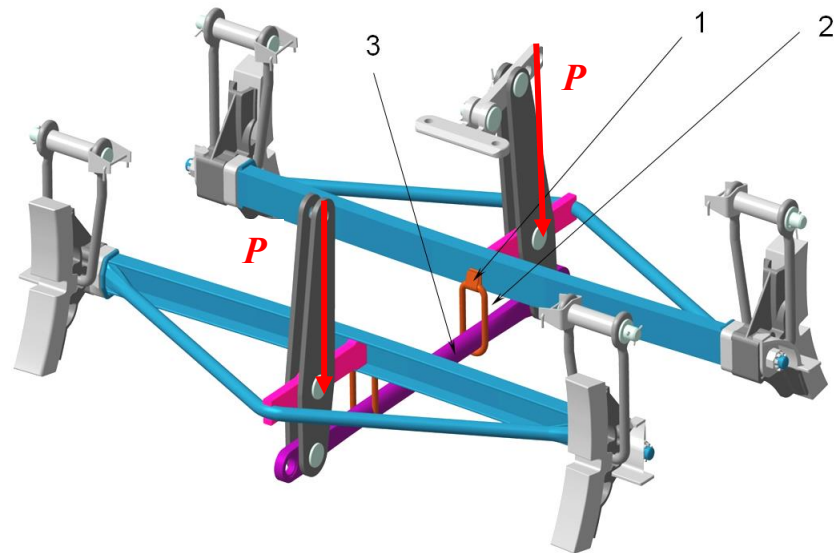


Рисунок 1.5 – Пристрій для запобігання зносу гальмових колодок

1 – кронштейн; 2 – петля суцільна; 3 – затяжка

Але під час руху вагона частини вертикального важеля й деталі, що навішені на нього, у своїх зазорах у шарнірних з'єднаннях створюють досить значні динамічні сили  $P$  навантаження ударного характеру на петлю 2 і гакоподібний кронштейн 1 [28]. Через це в експлуатації спостерігаються випадки розгинання або повного відривання кронштейна 1. У такому разі петля 2 падає на затяжку 3 і звисає, що загрожує БР зачепленням за частини стрілочних переводів. Тому цей пристрій заборонено до використання.

Пристрій відведення колодок від колеса візка залізничного вагона. У конструкції цього пристрою передбачено утворювати протидію шкідливо діючому крутному моменту, який виникає на триангелі від дії маси вертикального важеля і приєднаних до нього деталей, за таким самим принципом, як і у попередній конструкції, (рисунок 1.6). Але для того, щоб запобігти зміні лиття у бокових рамах візка, запропоновано у нижньому

шарнірі розташувати фрикційний пристрій опору кутовому повертанню триангеля [157].

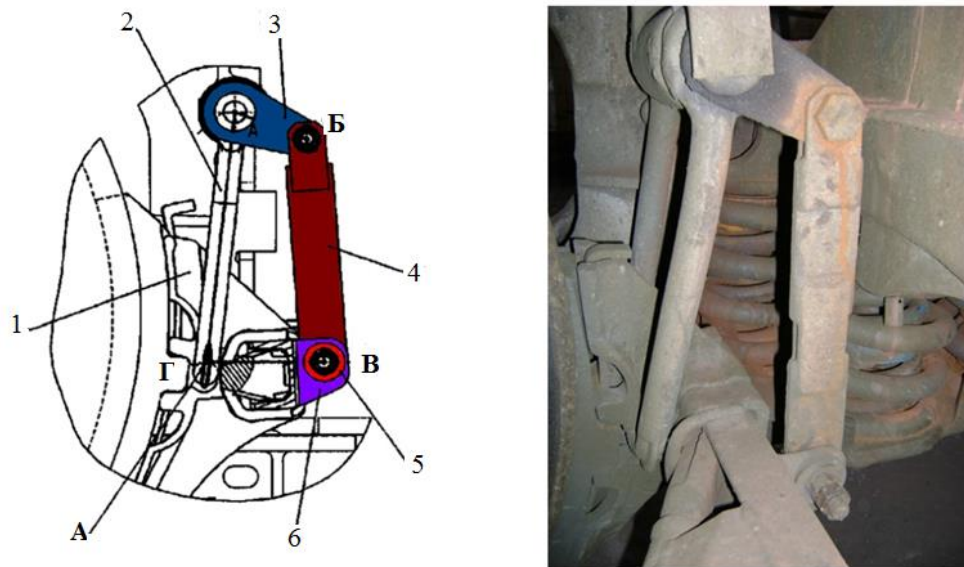


Рисунок 1.6 – Пристрій відведення колодок від колеса візка залізничного вагона

1 – ГБ; 2 – типова підвіска башмака; 3 – верхній важіль; 4 – тяга; 5 – фрикційний шарнір пристрою регулювання опору кутовому повороту триангеля; 6 – нижній важіль; А-Б-В-Г – нерівносторонній чотирикутник створення протидії шкідливо діючому крутному моменту на триангелі

Суть такої конструкції полягає у тому, що кожна підвіска 2 триангеля із башмаками 1 доповнюється системою важелів 3 і 6 та тяг 4. Ці деталі шарнірно з'єднані у вигляді нерівностороннього чотирикутника А, Б, В, Г. У нижній шарнір В конструкції вмонтовано шарнір пристрою 5 з фрикційним регулятором опору кутовому повороту. У ньому під час регулювання задається момент опору повертання таким, щоб цей опір був більшим за момент, який створює невідновлена маса ГВП візка, але не меншим ніж момент, що створюється під час притиснення гальмових колодок до коліс у процесі гальмування.

Порівняно з розглянутими пристрій відведення колодок від колеса візка

залізничного вагона складніший за всі інші. На кожний візок потрібно встановлювати чотири механізми, а на чотиривісний вагон – вісім. Кожен пристрій загалом складається з 11 деталей, таким чином, на візок додається 44 деталі, відповідно на чотиривісний вагон – 88. Тому тут значно збільшується трудомісткість монтажно-демонтажних робіт з їх встановлення на візки під час усіх планових видів ремонту.

Дуже небажаною властивістю такого пристрою є його регулювання затяжкою гайки й контргайки вручну. Під час збирання візків таку роботу виконувати хоча й не дуже складно, але з підвищеними працевитратами, унаслідок чого в безпечність користування цією гальмовою системою часто-густо втручається людський фактор.

Пристрої відведення колодок від колеса візка залізничного вагона також не можуть забезпечити рівномірність зносу гальмових колодок через те, що у їх принципі дії закладено в умовах експлуатації вирівнювання нахилу колодок натисненням верхніми їх кінцями на поверхню кочення колеса, що здійснюється найчастіше під час руху. Водночас сила такого натиснення має «перебороти» силу тертя у регульованому механізмі пристрою. Тільки після цього триангель з колодками повертається на шарнірах підвісок і колодки повністю притискаються до коліс.

Нині верхні кінці гальмових колодок примусово стираються, що і створює умови інтенсивного розвитку їх ненормативного зносу.

На переборювання сил тертя восьми регульованих механізмів вагона витрачається деяка частка зусилля ГЦ і таким чином зменшується ККД ГВП. Через це відбувається втрата сил гальмового натиснення, погіршується ефективність гальмування та збільшується гальмовий шлях поїзда, що впливає на БР.

Пристрій із запобіжним тросом візка моделі ZK1 (Китай) з використанням пружних елементів у конструкції ГВП (рисунок 1.7) належить до сучасних пристроїв.

Модель ZK1 має не жорстку, а «піддатливу» підвіску триангеля ГВП.

Сама підвіска триангеля виконана на шатуні необресореної частини, яка опирається на конусні втулки через гуму. Тут у ГВП активно використовуються запобіжні гнучкі троси [11].

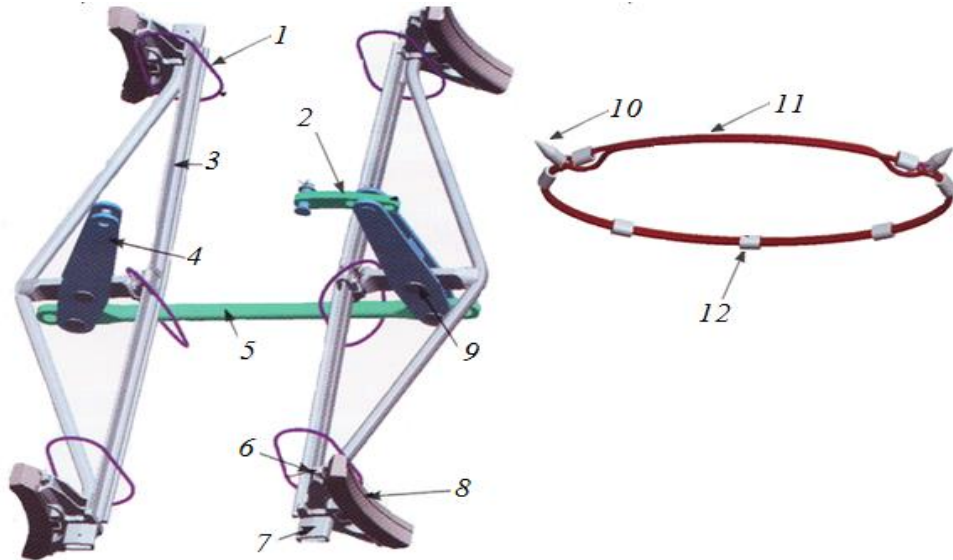


Рисунок 1.7 – Пристрій з пружними елементами візка моделі ZK1

1 – запобіжний трос; 2 – основа опорної точки нерухомого важеля; 3 – вузол гальмової балки; 4 – вертикальний гальмовий важіль; 5 – затяжка; 6 – піка ГБ; 7 – втулка повзуна, що зношується; 8 – гальмова колодка; 9 – валик; 10 – наконечник; 11 – сталевий канат; 12 – зажим

Однак деякі недоліки має й вона. Для використання гальмової передачі у бокових рамах візка ZK1 потрібно вилити спеціальні додаткові приливки, які будуть утримувати триангельну гальмову систему. У місцях контакту шипа триангеля з боковою рамою з'являються втомні тріщини, тому виникає загроза БР. Також у процесі експлуатації виникають несправності у бокових рамах візка, через швидкий знос конусних втулок зменшується їх ресурс на 40 – 50 %.

Пристрій з пружними стрижнями візка моделі 18-578. Деяко по-іншому вирішено проблему ненормативного зносу гальмових колодок для візка вантажного вагона моделі 18-578 (рисунок 1.8).

У моделі 18-578 для протидії шкідливо діючому крутному моменту від

нахилу двох суміжних триангелів 1 застосовуються з'єднувальні пружні сталеві стрижні 2 з головкою на одному кінці. Кожен стрижень закріплено напрямними кронштейнами 3, привареними до швелера триангеля. В отвори кронштейнів установлено зносостійкі полімерні втулки 1. Утримання стрижнів від зсуву й випадання здійснюють кінцеві скоби біля головок, які надіваються і підгинаються до головок стрижня.

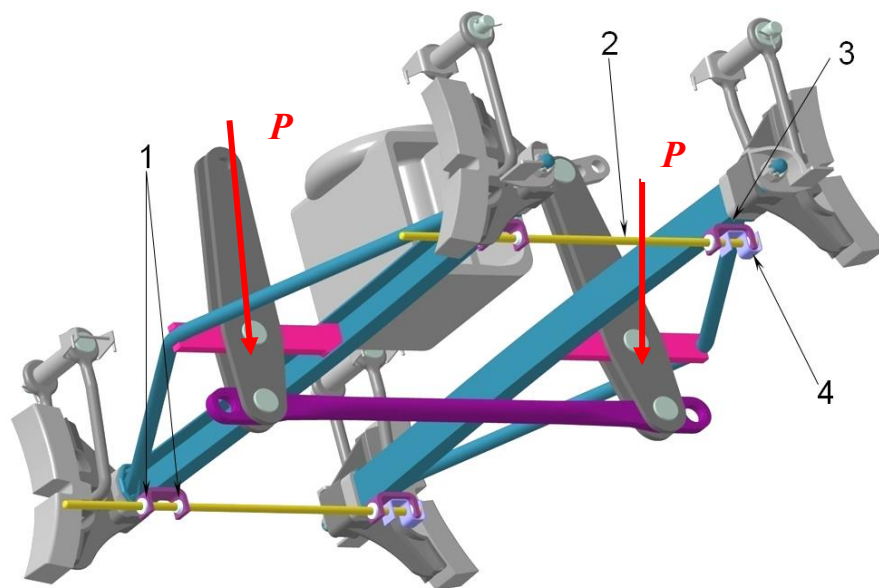


Рисунок 1.8 – Пристрій з пружними стрижнями візка моделі 18-578

1 – полімерна втулка; 2 – сталевий стрижень; 3 – напрямний кронштейн (з отворами); 4 – скоба, яка утримує стрижень від зсуву

З усуненням нахилу двох суміжних триангелів візка у такій конструкції виникають саме ті реакції сил, які здатні протидіяти шкідливо діючому крутному моменту відносно нахилу триангеля. Для цього вони з'єднуються пружними сталевими стрижнями 2 в напрямному пристрої. Кінці кожного стрижня шарнірно з'єднано в чотирьох отворах напрямних кронштейнів 3. У такому з'єднанні між напрямними стрижнями і кронштейнами, в отворах утворюються реактивні крутні моменти протидії шкідливо діючому крутному моменту нахилу триангеля. Таким чином, пристрій утримує триангель у врівноваженому стані, забезпечуючи рівномірні зазори між гальмовими

колодками й колесами, внаслідок чого сповільнюється нерівномірність їх зносу [125].

Поряд з такими позитивними властивостями цей пристрій має досить суттєві недоліки. По-перше, така конструкція складна, утворена на візку двома напрямними стрижнями, чотирма кронштейнами, вісьмома полімерними втулками та двома скобами. По-друге, у тонкостінних напрямних кронштейнах з полімерні втулки під дією значних динамічних навантажень швидко руйнуються, з'являються великі зазори між стрижнем і отворами кронштейнів, через це пристрій перестає виконувати свою функцію – не утримує тріангелі, з'являється динамічна сила  $P$ , яка спричиняє нахил тріангелів. Вони нахилиються до впирання верхніми кінцями колодок на колеса, і за такої умови відбувається ненормативний їх знос.

Головним недоліком у такій конструкції є те, що пристрій, створюючи завчасно протидію шкідливо діючому крутному моменту нахилу тріангеля, під дією значних додаткових динамічних навантажень досить швидко руйнується, повністю виходить з ладу і не вирішує ні проблеми зносу колодок, ні БР візка.

Огляд закордонних розробок, що спрямовані на використання нормативного ресурсу гальмових колодок на гарантований період їх експлуатації, показав, що за ідею пристрою було взято американський візок системи «Даймон», на основі якого було створено декілька пристроїв, що передають зусилля зі штока ГЦ до колодок через різноманітні важільні механізми. Один з таких пристроїв розроблено у США під назвою «JAXON» (рисунок 1.9).

Конструкція «JAXON» ТМВ – це пристрій зі значними позитивними якостями, можливістю регулювання та врахування варіацій параметрів бічних елементів візка. Система складається з ГЦ, регулятора холостого ходу, тріангельних балоки, важелів та шпильок [193].

Недоліки пристрою «JAXON»:

- дещо ускладнена конструкція ГВП візка;
- наявність на кожному візку окремого ГЦ, що суттєво збільшує витрати

стисненого повітря під час гальмування й вагу тари всього вантажного поїзда;

– безпідвісна конструкція триангелів обумовлює використання спеціальних напрямних для гальмування, виконаних у бокових рамах візка, де вони переміщуються. Задля запобігання зносу в бокових рамах встановлено додаткові втулки, які швидко зношуються та їх позапланово потрібно замінювати;

– технологічний процес виготовлення бокових рам через наявність у них спеціальних приливків для триангелів ускладнено.



Рисунок 1.9 – Загальний вигляд гальмового пристрою «JAXON»

Звичайний або повністю інтегрований пристрій «АмстедРейл» («AmstedRail») дає змогу ліквідувати комплекс недоліків попередньої ГСВ. Однак, для намагання зупиняти вантажний поїзд в умовах ЕС-мережі за дуже складних випадків, потрібні гальмові елементи та їх компоненти, які відповідають стандартам «AmstedRail» – світового лідера надійності та безпеки (за вимогами у цій галузі).

Система «AmstedRail» ТМВ, затверджена Асоціацією американських залізниць (англ. Association of American Railroads (AAR)), має багато тисяч вагонів у всьому світі, які обладнано належним чином. Вагони мають великий пробіг і просте обслуговування, що знижує загальну вартість їх використання.



Найважливішою особливістю системи «AmstedRail» ТМВ є автоматичний регулятор холостого ходу, який компенсує зношування гальмової колодки чи колеса й підтримує потрібний хід поршня поршневого гальма, щоб відповідати настановам ААР [179].

Розглядаючи лінійку продукції «AmstedRail» для залізничних гальмових систем з конкретним їх застосуванням у непростих умовах перевезень, маємо конструктивне рішення, наведене на рисунок 1.10.



Рисунок 1.10 – Загальний вигляд пристрою «AmstedRail»

Недоліки цього пристрою такі:

- трудомістке й складне регулювання ГВП перестановкою валика у відповідні отвори стрижня, який розміщено під кутом. Для заміни гальмової колодки потрібно мускульною силою робітника спочатку виконати відведення колодок від коліс, для чого використовують спеціальний ломик, а далі вже виконати операції з їх заміни;

- використання нових коліс і гальмових колодок, неправильне розташування кутового важеля призводить до зниження ефективності гальмування візка;

- ускладнено конструкцію ГВП візка за такими ознаками:

- а) триангель за допомогою напрямних кріпиться до бокових рам візка, а

це спричиняє появу тріщин втомного характеру і знос напрямних; так само бокові рами мають виливатися з приливками, що ускладнює процес їх виготовлення;

б) балка триангеля виготовлена з кутика, що може не відповідати її міцності під час гальмування;

– наявність на кожному візку ГЦ збільшує витрати стисненого повітря в декілька разів під час гальмування й вагу вантажного вагона.

«Truck Mounted Brake Systems» («ТМХ») — система (рисунок 1.11), призначена для гальмування вантажних вагонів, виготовлена з міцних, легких матеріалів, зокрема гальмові балки триангельного типу зі змінними гальмовими блоками, маса яких приблизно на 45 % менша, ніж у звичайного гальмового обладнання на кожному вагоні.



Рисунок 1.11 – Загальний вигляд пристрою «Truck Mounted Brake Systems»

Такі системи виконано з вільною підвіскою, яка не потребує спеціальних маятникових елементів. Вони з'єднуються з боковими рамами візка вагона і сприяють рівномірному зносу гальмових колодок [182, 193]. Це в поєднанні із збільшеною потужністю гальм дає змогу використовувати гальмові колодки товщиною до 55 мм та економію завдяки нечастим їх замінам. Легко

встановлюються та налаштовуються.

На сьогодні «ТМХ» виконаний і доступний з 7, 8 та 9 1/4" ГЦ із спрощеними комбінаціями важільних співвідношень.

Недоліки цього пристрою:

– з погляду технологічності виготовлення ця система має ускладнену конструкцію ГВП візка внаслідок того, що використовує штамповані важелі, які мають спеціальну форму;

– тяга для з'єднання штока ГЦ пустотіла, криволінійна й досить складної конфігурації;

– застосовуються низьконадійні саморегулятори, які передають зусилля від ГЦ через криволінійну тягу й кутовий важіль на інший триангель. Цей елемент виконує дуже важливу, хоча й додаткову функцію регулювання;

– бокові рами візка повинні мати спеціальні виступи для встановлення напрямних триангеля, у яких виникають зноси і втомні тріщини під час експлуатації, що знижує ступінь БР на залізниці;

– трудомістке й складне регулювання ГВП перестановкою валика у відповідні отвори стрижня, який перебуває під кутом. Для заміни гальмової колодки потрібно мускульною силою робітника спочатку виконати відведення колодок від коліс (для цього треба мати спеціальний ломик), а далі вже робити відповідні операції із заміни;

– за використання нових коліс і гальмових колодок, неправильне розташування кутового важеля призводить до зниження ефективності гальмування візка й вагона в цілому;

– наявність на кожному візку ГЦ збільшує витрати стисненого повітря в декілька разів під час гальмування, а також вагу вантажного вагона.

Доповнюючи попередній аналіз, розглянемо ще одну інноваційну систему залізничних гальм для вантажних вагонів. Основною функцією цієї гальмової системи є сповільнення та зупинка залізничного РС. У зв'язку з чим вона має досліджуватися зі статичного й динамічного погляду силових навантажень за різних початкових та зовнішніх умов. Тому для отримання

достовірних даних про працездатність гальмових пристроїв слід виконувати багато випробувань.

#### 1.4 Висновки до розділу 1

1. Проведено аналіз транспортних подій на залізничному транспорті України. Встановлено, що у період 2016 – 2021 роки їх найбільша кількість припадає на гальмове обладнання. Така обставина загрожує БР на шляху прямування вантажних поїздів.

Виконаний аналіз за кількістю транспортних подій через відмови гальмового обладнання вагонів з 2002 по 2021 роки показав, що найбільшу кількість транспортних подій було зафіксовано у 2003 році, що становило 113 випадків, а найменшу кількість – у 2021 році, що становило 15 випадків. Проте, якщо порівняти це з інвентарним парком вантажних вагонів АТ «Укрзалізниця», то можна зазначити, що справді зменшилася кількість транспортних подій, проте не суттєво, оскільки зменшився у «рази» й інвентарний парк вагонів.

Досліджено статистичні дані несправностей механічних систем гальмового обладнання візків вантажних вагонів. Виявлено, що за 2021 рік із 5829 обстежених деталей ГВП візків найбільший відсоток несправностей припадає на ненормативно зношені КГК, що становить 92,8 % від загальної кількості оглянутих. Значних пошкоджень під час експлуатації вагонів зазнають скоби із замком, які є пристроєм рівномірного відведення колодок від коліс – 68,1 %, так само знос розпірки тріангеля – 61,4 %. Також однією з основних несправностей у ГВП візків є «завал» вертикальних важелів тріангеля – 79,3 %. Усі три попередні види несправностей ГВП

прямопропорційно впливають на ненормативний знос гальмових колодок вантажних вагонів.

2. Проведено аналіз наукових публікацій та нормативних джерел щодо умов експлуатації ГВП візків вантажних вагонів. Установлено, що чималий внесок у розвиток наукових основ досліджень механічних ГСВ вагонів зробили науковці й фахівці провідних установ України та країн світу.

Виконаний аналіз дає змогу надалі вирішувати проблемні питання щодо механічних ГСВ вантажних вагонів, а також модернізації їх конструкцій, що є доволі серйозною й актуальною проблемою.

Аналіз чинних нормативних і технічних документів не виявив напрямків з новим підходом до модернізації, проектування й удосконалення елементів ГВП вагонів щодо запобігання ненормативному зносу гальмових колодок для вантажних вагонів як АТ «Укрзалізниця», так і приватних підприємств.

3. Виконаний аналіз відомих пристроїв із запобігання виникненню ненормативного зносу КГК показав, що серед них немає пристрою, який би ефективно забезпечував рівномірний зазор між поверхнями тертя колодок і коліс та стабільно в зазначений термін (як мінімум між деповськими ремонтами) не допускав ненормативного зносу КГК у вантажних вагонах.

Установлено, що всі відомі пристрої спрямовані на протидію шкідливо діючому крутному моменту, який виникає на тріангелі й схиляє його до спірання верхніми кінцями третьових поверхонь колодок на поверхні кочення колісних пар.

Виявлено основну причину ненормативного зносу великої кількості КГК – це недостатня довговічність і працездатність пристроїв для рівномірного відведення колодок від поверхонь кочення коліс, які використовуються тепер в усіх вантажних вагонах як АТ «Укрзалізниця», так і на приватних підприємствах, які мають власний парк вагонів, а також інших державах, де експлуатуються візки моделей 18-100 або 18-101. Недостатню довговічність і працездатність цих пристроїв пов'язано із значними статичними й динамічними навантаженнями, які зумовлюють утворення шкідливо діючого

крутного моменту, що діє на основні деталі пристрою й руйнує його в експлуатації.

4. Проведений аналіз закордонних ГСВ вантажних вагонів типу: «JAXON TMB», «AmstedRail» і «Truck Mounted Brake Systems» дав змогу виявити їх основні недоліки.

У всіх перелічених ГСВ ГЦ з вмонтованим авторегулятором міститься безпосередньо на візку, що значно ускладнює його конструкцію, збільшуються витрати на ТОіР, тому суттєво зростають витрати стисненого повітря під час гальмування. У всіх проаналізованих ГСВ пристрої кріпляться до бокових рам у спеціально відлиті приливки, а це ускладнює процес виготовлення бокових рам і спричиняє появу тріщин втомного характеру й знос напрямних триангелів.

Установлено, що питанням ненормативного зносу композиційних колодок у ГСВ вантажних вагонів не приділялося належної уваги. Це зумовлює необхідність розвитку наукових основ з забезпечення руху поїздів шляхом підвищення ефективності експлуатації їх гальм, а також створення рішень стосовно удосконалень ГСВ вантажних вагонів.

## РОЗДІЛ 2

### ФОРМУВАННЯ МАТЕМАТИЧНИХ ТА КОМП'ЮТЕРНИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЗНОСІВ КОЛОДОК ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ВАНТАЖНИХ ВІЗКІВ

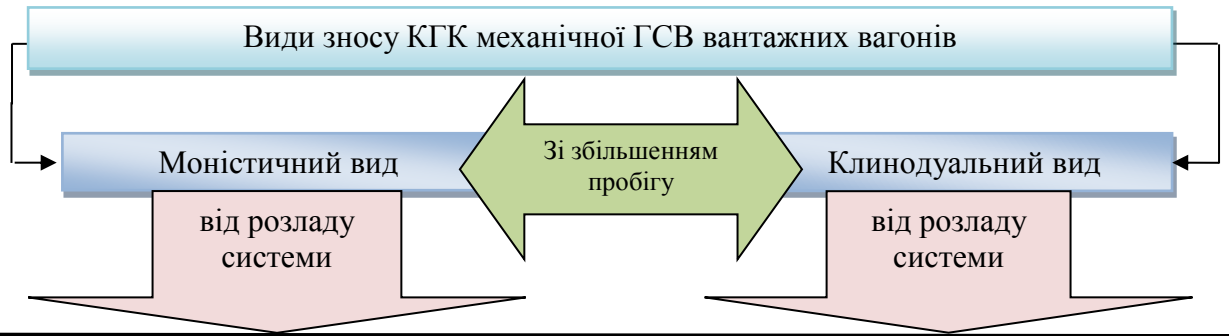
#### 2.1 Визначення видів і типів зносу композиційних гальмових колодок вантажних вагонів

Виробничі науково-технічні дослідження проводилися з метою виявлення й накопичення статистичних даних про наявність несправностей, відмов або дефектів, неприпустимих в експлуатації, які сприяють утворенню й розвитку ненормативного зносу гальмових колодок, а також пошкодженню інших елементів ГСВ (Додаток В) [75, 124, 151].

Проведені етапи масштабних досліджень дали змогу розробити класифікацію видів і типів зносу КГК вантажних вагонів за геометрією, яку слід розглядати за виглядом двох якісних видів [77, 125]: моністичного та клинодуального (рисунок 2.1). Зупинимось на них дещо детальніше.

Перший – моністичний вид зносу і його прояви полягають у тому, що в основі його визнання закладено найбільш поширений тип у вигляді клина (рисунок 2.1, п. 1). Він характеризується тим, що кривизна робочої поверхні колодки залишається під час експлуатації близькою до циліндричної форми з постійним радіусом. Хоча колодка й має змінну товщину в поперечних перерізах, у верхніх перерізах її товщина може бути меншою, ніж у нижніх, або навпаки, залежно від напрямку обертання коліс візка.

Другий – клинодуальний вид зносу і його типи. Наприклад, клинодуальний з провисанням (рисунок 2.1, п. 7) теж можна вважати моністичним, але лише на малій частині робочої поверхні колодки, яка в поперечних перерізах своєї довжини зношується особливим чином і має «горби – провали» тощо.



Тип зносу	Бокова схема	У перерізі	Тип зносу	Бокова схема	У перерізі
1	2	3	4	5	6
1. Клиноподібний (верх або низ)			7. Клинодуальний з провисанням		
2. Крайковий вібраційний з клином від гребеня			8. Клинодуальний з боковим відхиленням		
3. Однобічний із клином до торця колеса			9. Клинодуальний у верхній та нижній частині (використовувалося розвертання)		



Продовження рисунка 2.1

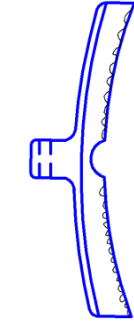
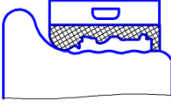
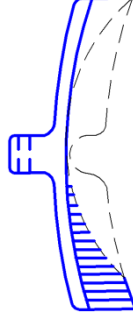
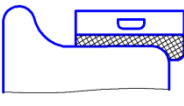
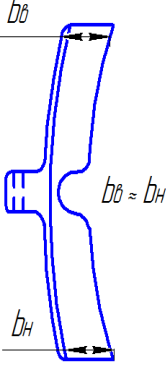
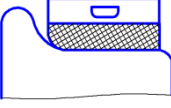
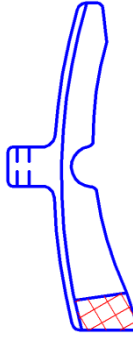
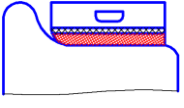
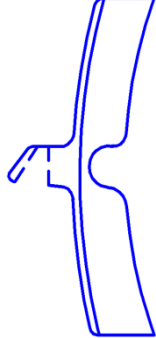
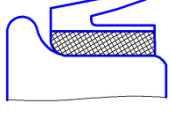
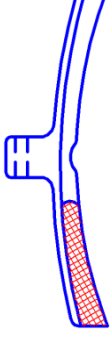
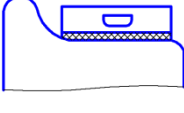
1	2	3	4	5	6
4. Вкраплювання металу в робочу (гальмову) площину тертя колодки з поверхні кочення коліс			10. Гребневий дуальний зі сповзанням по поверхні кочення до торця колеса		
5. Рівномірний за товщиною			11. Клинодуальний з провисанням у верхній частині й залишками нової колодки внизу		
6. Пошкодження вушка для встановлення чеки			12. Граничний знос з відламуванням частини (верхньої або нижньої) колодки		

Рисунок 2.1 – Класифікація видів і типів зносу КГК вагонів  
(розроблено автором)

Упорядкована класифікація різноманітності видів і типів зносу КГК основана на припущенні про те, що ГСВ не критичні до деформацій рами і ресорного підвішування вантажних вагонів. Тим паче, що м'ягкі підвіски

триангелів кріпляться до кронштейнів на бокових невіднесених частинах рами візка, через що під час руху вагона в прямих і кривих ділянках рейкової колії колодки й триангелі з деталями ГВП зміщуються відносно коліс, як елементи плоского механізму. Водночас унаслідок коливань вагона та візків у просторі, а також за змінювання завантаження вагона майже всі ланцюги ГСВ можуть мати технологічні зміщення та вібраційні відхилення від своїх положень.

Важливо сказати, що порівняльні характеристики двох видів ненормативного зносу КГК у вантажних вагонах експлуатаційного парку за моністичним і клинодуальним зносом суттєво відрізняються (таблиця 2.1). За вказаними характеристиками клинодуальний знос значно погіршує експлуатаційні властивості транспортних засобів.

Таблиця 2.1 – Порівняльна характеристика властивостей гальмових колодок у вантажних вагонах експлуатаційного парку

Характеристика	Властивості колодок за видом зносу	
	моністичним	клинодуальним
Ресурс колодок	Зменшений на 5 – 8 %	Зменшений на 30 – 55 %
Ефективність гальмувань	Не зменшується	Зменшується на 20 – 30 %
Збільшення опору рухові у поїздах	Немає	3 – 5 %
Високотемпературні пошкодження поверхні кочення коліс	Незначні	Суттєві, їх велика кількість
Зменшення робочої поверхні колодок	Немає	До 40 %
Кількість випадків появи такого зносу в сучасних умовах експлуатації вантажних вагонів	До 8 %	90 – 93 %

## 2.2 Дослідження параметрів, що визначають знос гальмових колодок в експлуатації

Як показує практика, вихід колодки з ладу (втрата її працездатності) може виникнути на шляху прямування поїзда через несприятливу дію напружено-деформованих факторів, які впливають на зниження ефективності процесу гальмування вагона. А це неприпустимо з точки зору БР. Таким чином, існуюча донині проблема досліджень зносу гальмових колодок у вантажному РС не може вирішуватися без урахування причинно – наслідкових зв'язків типу «Причина – Знос – Наслідки».

Під час експлуатації ширина колодки  $b$  [56] залишається незмінною, найважливішими показниками вимірювання пошкоджень гальмових колодок з клинодуальним і клиномоністичним зносом слід вважати такі:

- вимірювання довжини шкідливої стертості колодки  $l_{уст}$  (рисунок 2.2);
- вимірювання товщини колодок за нашою пропозицією та за Інструкцією по лінії розмежування площин  $b_{лр}$  (за наявності), у верхній  $b_e$  і нижній  $b_n$  частинах колодок (рисунок 2.2).

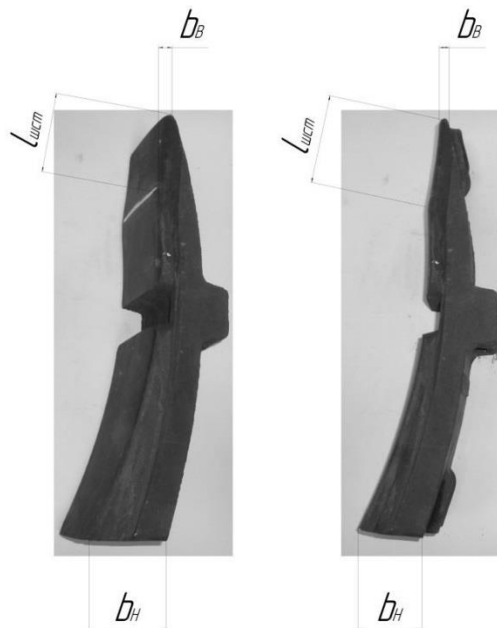


Рисунок 2.2 – Місця вимірювань параметрів ненормативно зношених колодок

Під час обстежень гальмових колодок у вантажних вагонах експлуатаційного парку в ПТО, вимірюючи довжину шкідливої стертості колодки, було встановлено, що в колодках вона може сягати великих значень залежно від загальної довжини колодки (Додаток В) [56, 127].

Величину клинодуальності колодки визначають за різницею вимірної товщини:

– по лінії розмежування площин і верхньої частини за виразом:

$$\xi_{B\kappa\delta} = b_{лр} - b_{\epsilon}, \quad (2.1)$$

де  $b_{лр}$  і  $b_{\epsilon}$  – товщина колодки відповідно по лінії розмежування і верхньому кінці, мм;

– у нижній частині та по лінії розмежування площин за виразом

$$\xi_{H\kappa\delta} = b_n - b_{лр}, \quad (2.2)$$

де  $b_n$  – товщина колодки на нижньому кінці, мм.

Якщо колодка зношена клиноподібно, її геометричні параметри зносу визначають за різницею вимірної товщини колодки в нижній та верхній частинах:

$$\xi_{\kappa\pi} = b_n - b_{\epsilon}. \quad (2.3)$$

Природно, що у процесі руху вагона під час гальмувань виникає тертя між поверхнею кочення колеса й робочою поверхнею гальмової колодки та здійснюється фрикційний знос. Але під час обстежень гальмових колодок, знятих у процесі ДР вагонів, було виявлено, що більшість колодок мають часткову верхню стертість, яка не збігається із загальною площиною зносу від гальмувань.

Одночасно обстеження колодок у вагонах експлуатаційного парку на ПТО дало змогу встановити, що на колодках утворюються дві поверхні зносу:

верхня, де колодка стирається кососиметрично, під час руху вагонів без гальмування, досить інтенсивно за швидкості руху; нижня, якою здійснюється гальмування.

Фактично робоче тіло колодок зношується подвійно з лінією розмежування двох площин тертя, тому такий стан колодок дефініційовано окремо як клинодуальний фрикційний знос [127, 131, 133].

Такий вид зносу може відбуватися у фрикційних гальмових механізмах різноманітних транспортних засобів з колодковими, дисковими, барабанними чи іншими гальмами у тому разі, коли виходять з ладу пристрої кріплення та відведення колодок або гальмових накладок від рухомої поверхні, яку потрібно гальмувати.

На рисунку 2.3 наведено клинодуально зношену колодку з досить великою недовикористаною частиною робочого тіла, демонтованою з вагона після зовсім малого пробігу, через загрозу БР з істотним зменшенням гальмової площі. Такі ненормативно зношені гумоазбестові колодки у великих обсягах вивозяться з вагоноремонтних підприємств на сміттєзвалища. Технології їх переробки, реставрації чи утилізації не існує [112, 128].

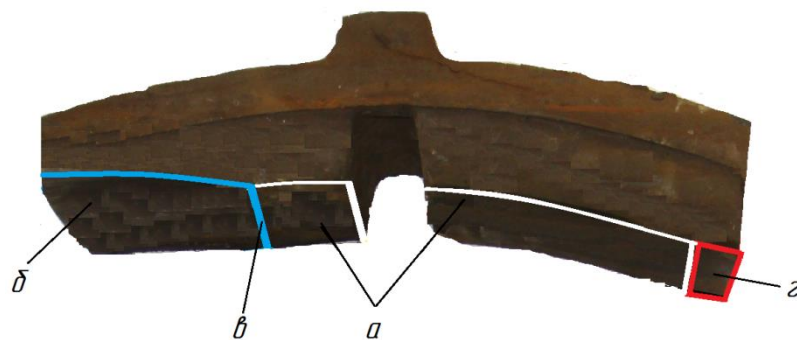


Рисунок 2.3 – Вигляд клинодуально зношеної КГК

$a$  – робоча площа гальмування;  $b$  – площа шкідливої стертості;  $b$  – лінія розмежування площин;  $c$  – залишок площі від нової колодки, який не торкався поверхні кочення колеса при гальмуваннях вагона

Під час досліджень було встановлено, що чим менше відведення колодки

від колеса і кут між поверхнею обода колеса та робочою частиною колодки, тим більша довжина, яка починає зношуватися з верхнього кінця колодки під час попущених гальм. Однак слід зауважити, що за понаднормового зазора, який є переважно більший внизу колодки на відміну від її верху, відбувається інтенсивний знос у верхньому кінці колодки (рисунок 2.4).



Рисунок 2.4 – Клинодувальний знос КГК в експлуатації  
під час попущених гальм

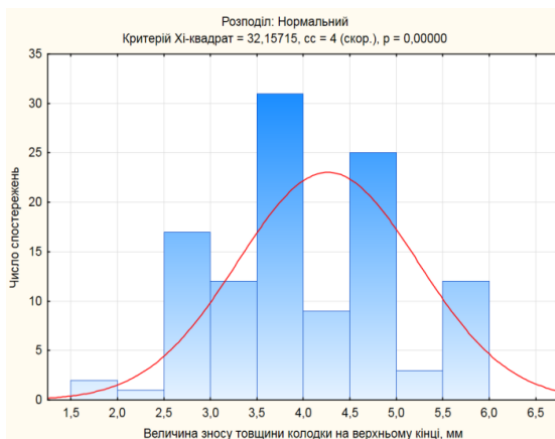
а) спирання верхнього кінця колодки на колесо; б) наднормований зазор між колесом і нижньою частиною колодки

Отриманий статистичний матеріал за результатами обстежень колодок гальмових систем різних типів вантажних вагонів дає змогу проаналізувати процес утворення клинодуального зносу та оцінити ефективність процесу гальмування РС.

На основі зібраних статистичних даних щодо зносу гальмових колодок вантажних вагонів було виконано упорядкування й оброблення отриманого матеріалу у програмному комплексі «STATISTIKA». Результати розрахунків, отримані графічно, наведено на рисунку 2.5. Вони повністю підтверджують проміжний висновок, що на початковій стадії експлуатації вантажних вагонів за зносу нових колодок переважає не стільки режим гальмування, скільки

«вільний» рух у режимах тяги й вибігу вантажного поїзда. Справді, відповідно до конструкції реального підвищення триангелів з ГБ й колодками (зокрема під кутом  $\alpha$ ), переважно на цьому етапі у верхніх частинах колодок утворюються триботехнічні площини  $Q_{уст}$ , де зусилля  $\bar{G}$  розподіляється по контактних поверхнях тертя колодок і коліс із середнім питомим тиском  $\Delta q_{ef}$ , що перевищує своє розрахункове нормативне значення  $\Delta q_0$ . У результаті виникає стирання верхньої частини робочої поверхні колодки – крайковий вібраційний знос від динаміки вагона, який стає «осередком» утворення клинодуального зносу колодки з провисанням [128, 133].

а)



б)

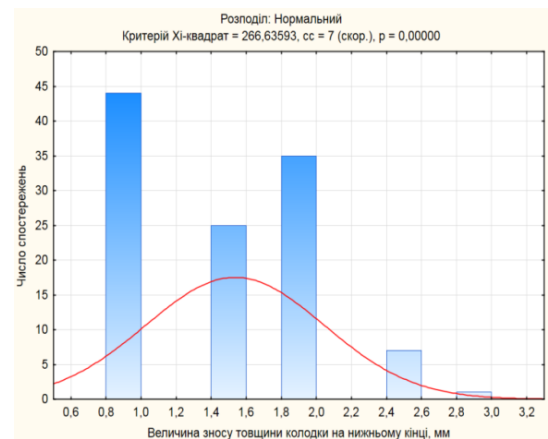


Рисунок 2.5 – Результати обробки статистичного матеріалу стосовно зносу КГК, якщо пробіг вагона в інтервалі 7,2 – 10 тис. км  
а) верхня частина колодки; б) нижня частина колодки

Із збільшенням величини пробігу вантажних вагонів від 23 до 26,4 тис. км (рисунок 2.6, а, позиція 1) починає з'являтися інтенсивний знос КГК, який досить швидко переходить у клинодуальний. Однак зі збільшенням пробігу вагонів від 35 до 44,7 тис. км знос у верхній частині колодок буде дещо сповільнюватися (рисунок 2.6, б, позиція 2).

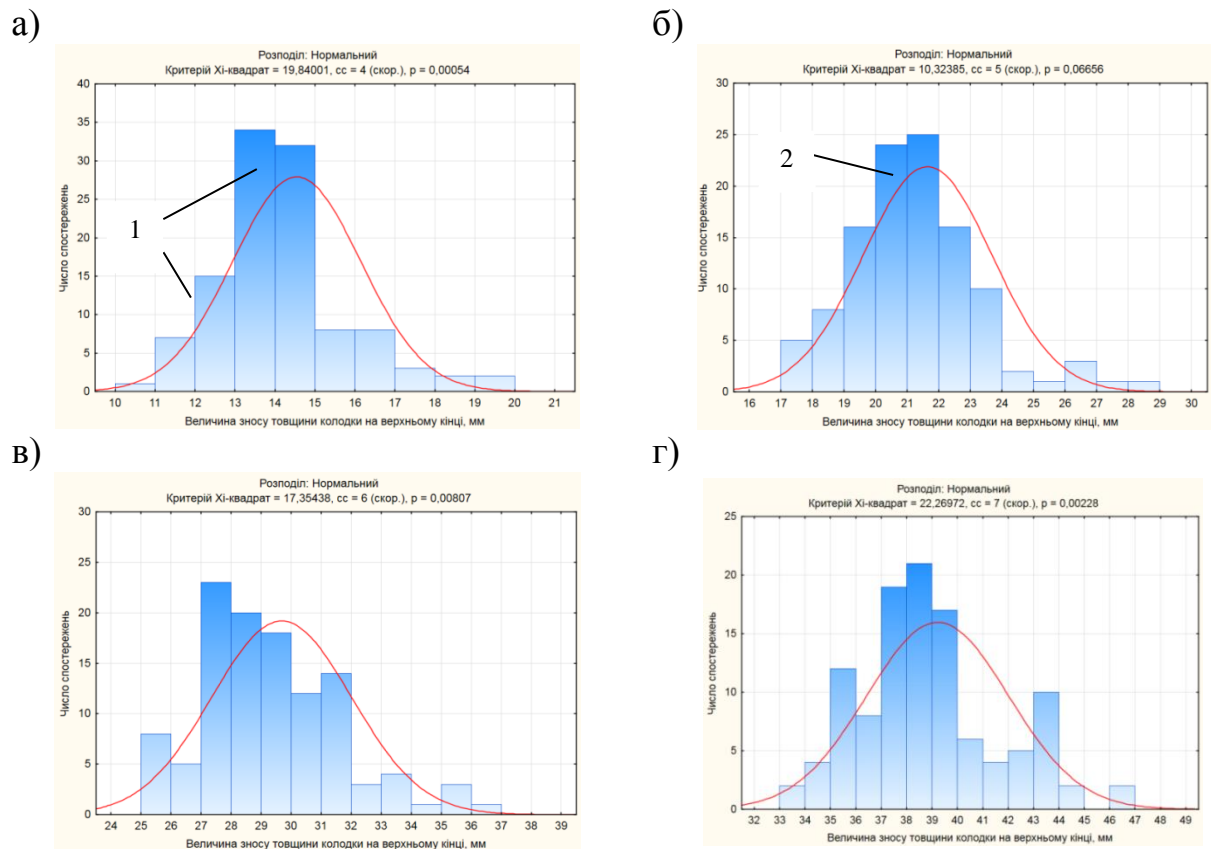


Рисунок 2.6 – Результати обробки статистичного матеріалу стосовно зносу вверху колодок, якщо пробіг вагонів в інтервалах

а) 23 – 26,34 тис. км; б) 35 – 42,3 тис. км; в) 44,7 – 48 тис. км;

г) 59,3 – 62,4 тис. км

Аналіз результатів натурних обстежень і проведені аналітичні дослідження процесу клинодуального зносу гальмових колодок дали змогу вперше виявити ряд супутніх такому зносу негативних факторів, що істотно впливають на збитки, які наносяться як залізничній інфраструктурі, так і навколишньому природному середовищу.

Дослідження етапів ненормативного зносу гальмових колодок [78, 82, 83, 129 – 141, 158, 229] вказує на те, що нова колодка починає переважно зношуватися у верхньому кінці (рисунок 2.7, а). Результатом цього є низька надійність пристроїв для рівномірного відведення колодок і утримування їх на відповідній відстані від поверхні кочення коліс (Додаток Г). У результаті експлуатації вагона й досягнення ним пробігу близько 3 тис. км знос набуває



подвійного вигляду, як кінцевий знос з утворенням істотної фрикційної шкідливої стертості на верхньому кінці колодки під дією сили  $U$  (рисунок 2.7, б). Однак нижня робоча частина гальмової колодки зношується клинодуально, швидше біля верхньої стертості з поступовим сповільненням внизу.

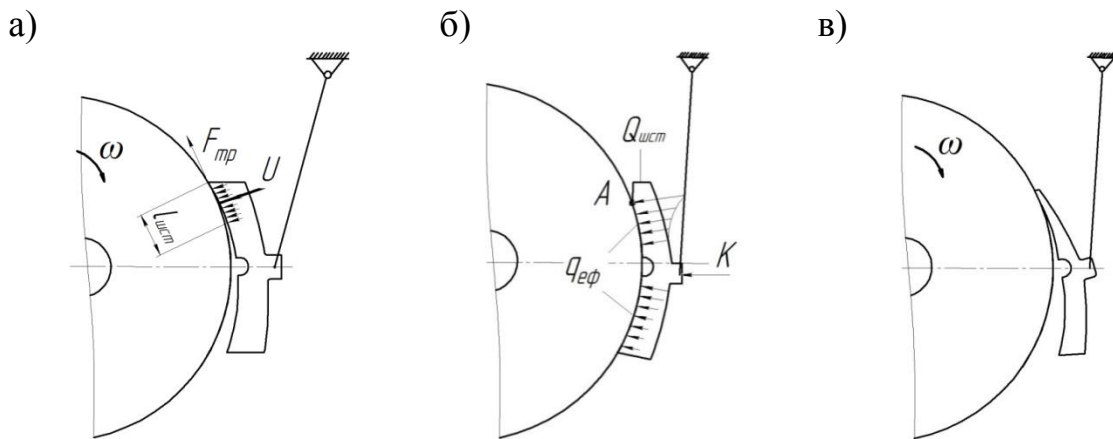


Рисунок 2.7 – Етапи відтворення клинодуального зносу у КГК вантажних вагонів

а) епізодичне спирання нової колодки верхнім кінцем на рухоме колесо без гальмування (поява шкідливої стертості  $l_{уст}$ ); б) за умови наявності  $l_{уст}$  виникнення незбалансованого розподілу гальмових контактних натиснень (напружень  $q_{эф}$ ); в) перетворення клинодуальної у клиномоністичну зношеність колодки, майже до стану, коли її треба замінити (зі значними залишками робочого тіла)

Відповідно до рисунка 2.7, в ефективна площа робочої поверхні колодки  $Q_{эф}$  під час гальмування буде зменшуватися зі збільшенням площі шкідливої стертості  $Q_{уст}$ . Тобто для першого наближення будемо мати:

$$Q_{эф} = (Q - Q_{в}) - Q_{уст} = m[(l - l_{в}) - l_{уст}] = m \cdot l_{эф}, \quad (2.4)$$

де  $Q$  – прямокутна проєкція площі робочої поверхні колодки,  $Q = 2l \cdot m$ ;  
 $Q_{в}$  – вилучена з  $Q$  така сама проєкція площі під «виїмку»,  $Q_{в} = m \cdot l_{в}$ ;  
 $Q_{уст}$  – змінна проєкція площі шкідливої стертості,  $Q_{уст} = m \cdot l_{уст}$ ;

$l_{ef}$  – змінна ефективна довжина нової колодки,  $l_{ef}=(2l-l_в-l_{уст})$ .

Зробимо припущення і будемо вважати, що «виїмка» відсутня. Тоді, ефективна довжина колодки без урахування «виїмки» приблизно дорівнює  $l_{ef}=(2l-l_{уст})$ .

Для з'ясування особливості зносу колодки під час гальмування колеса обґрунтуємо причинно-наслідкову хронологію ненормативно зношеної колодки (рисунок 2.7, б) на спрощеній умовній моделі її контакту з колесом.

За аналогією із задачею визначення сил тертя бруса вагою  $G$ , що рухається по горизонтальній площині, допоміжна для досліджень схема (рисунок 2.8) зображена з повертанням на  $90^\circ$  у вигляді профільних проєкцій «розпрямленого» колодкового бруса і «розпрямленого» обода колеса нескінченного радіуса при їх відносному русі. Брус-колодка з початковими параметрами (довжина  $(2l)$  х ширина  $(m)$  х товщина  $(b)$ ) силою натиснення  $K$  притиснена до півпростору, що імітує обід колеса нескінченного радіусу. Брус-колодка вже має початкову шкідливу стертість довжиною  $z=l_{уст}$ . Умовно колодку тут можна вважати клиномоністично зношеною. Як уже було зазначено, ефективна протяжність робочої поверхні колодки під час гальмування буде:  $l_{ef}=(2l-l_{уст})$  (на рисунку 2.8 для сприйняття наведено пунктирно) [225].

Сила натиснення  $K$ , що притискає масив «колодка – башмак» до умовно розпрямленого обода колеса, врівноважується кінетостатично відповідними силами і реакціями сил, до яких слід віднести: саму силу натиснення  $K$ ; силу  $T$ , що спрямована під кутом  $\beta$  до своєї маятникової підвіски з плечем  $h_x$ , яка підтримує колодку з башмаком сумарною вагою  $G$ , та кососиметрично розподілені за площею робочої поверхні нормальні напруження  $q_{ef}$ , які припустимо рівномірно діють за всією ефективною контактною площею  $Q_{ef}=m(2l-z)$ . Їх паралельну дію, зазвичай у теоретичній механіці, можна подати двома зосередженими паралельними силами:  $F_1=q_{ef}\cdot m\cdot(l-z)$  і  $F_2=q_{ef}\cdot m\cdot l$ , які пов'язані співвідношенням



$$\begin{cases} \sum X = 0; \\ \sum Z = 0; \\ \sum M_0 = 0. \end{cases} \quad \begin{cases} F_1 + F_2 - K + T \sin \beta = 0; \\ -F_{mp} + G - T \cos \beta = 0; \\ -F_{mp} - F_1 \cdot h_1 + F_2 \cdot h_2 = 0, \end{cases} \quad (2.6)$$

де  $h_1$  і  $h_2$  – плечі сил  $F_1$  та  $F_2$  відносно  $O_1$  – точки силового об'єднання елементів маятникової підвіски колодки (умовно збігається з ЦТ колодки з ГБ).

Щодо пошуку розв'язків системи (2.6) важливо зауважити, що за параметричної зміни  $z=l_{уст}$  в межах існування додаткового до (2.6) рівняння (2.5) маємо такі задачі:

1) коли  $z=0$ :  $F_1=F_2 \approx K/2$ : задача доволі симетрична. Щоб визначити  $F_{mp}$  і  $T$ , потрібно рівняння системи (2.6), що звідси випливає, записати для суми моментів усіх сил відносно іншої контрольної точки, наприклад  $O_1$ ;

2) коли  $z=l$ :  $h_1=0$ ;  $h_2=l/2$ ;  $F_1=0$ , а сили  $F_2$  і  $F_{mp}$  можна знайти або як у першому випадку, або із системи (2.6);

3) якщо  $z$  зміститься в інтервалі  $(0, l)$ , то обидва значення  $F_1$  та  $F_2$  можна знайти розв'язавши систему (2.6), хоча й вони так само залежать параметрично від параметра  $z$ . Наприклад, для  $z=l/2$  отримуємо  $h_1=(l-(l/2))/2$ ;  $h_2=(l+(l/2))/2$ ;  $K=41690 \text{ Н}$ .

Систему розв'язуємо за формулами Крамера (або методом підстановки) відносно невідомих  $(F_2 \quad T \quad F_{mp})$ .

Визначення за формулами Крамера права частина (для всіх рівнянь однакова):

$$\begin{pmatrix} K \\ G \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 41690 \\ 31,36 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad (2.7)$$

а) коли  $z=0$ :  $F_1=F_2 \approx K/2$ ,  $h_1=l/2$ ;  $h_2=l/2$ . Система (2.6), як було сказано, перетвориться. Пошук  $T$  і  $F_{mp}$  не має сенсу. Треба скласти нову систему рівнянь;

б) коли  $z=l$ :  $h_1=0$ ;  $h_2=l/2$ . Водночас  $F_1=0$ , а  $F_2$  можна шукати з нової системи (2.6):

$$\begin{cases} F_2 - K + T \sin \beta = 0; \\ -F_{mp} + G - T \cos \beta = 0; \\ -F_{mp}b + F_2 \cdot l / 2 = 0. \end{cases} \quad \begin{cases} F_2 + T \sin \beta = K; \\ F_{mp} + T \cos \beta = G; \\ -F_{mp}b + F_2 \cdot l / 2 = 0. \end{cases} \quad (2.8)$$

Матриця завдання:

$$\begin{pmatrix} 1 & \sin \beta & 0 \\ 0 & \cos \beta & 1 \\ \frac{l}{2} & 0 & -b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0,173648178 & 0 \\ 0 & 0,984807753 & 1 \\ 0,17 & 0 & -0,065 \end{pmatrix}. \quad (2.9)$$

Розв'язання системи:

$F_2=77360,0 \text{ Н}$ ;  $T=-205415,6 \text{ Н}$  (стрижень маятникової підвіски стиснутий);

$F_{mp}=202326,3 \text{ Н}$  (сила тертя внаслідок припущень має умовне граничне значення);

в) коли  $z=l/2$ :  $h_1=(l-(l/2))/2$ ;  $h_2=l/2$ .

Додаткове параметричне рівняння (2.5) до системи (2.6) буде:

$$F_1 = F_2 \cdot (l - (l/2)) / l = F_2 \cdot (l^2 / 2).$$

Пошук розв'язків:

$$\begin{cases} F_2 - K + T \sin \beta = 0; \\ -F_{mp} + G - T \cos \beta = 0; \\ -F_{mp}b - F_1 \cdot \frac{\left(l - \frac{l}{2}\right)}{2} + F_2 \cdot \frac{l}{2} = 0. \end{cases} \quad (2.10)$$

$$\begin{cases} F_2 + T \sin \beta = K; \\ F_{mp} + T \cos \beta = G; \\ -F_{mp}b - F_2 \cdot \frac{l^3}{8} + F_2 \cdot \frac{l}{2} = 0. \end{cases} \quad (2.11)$$

$$\begin{cases} F_2 + T \sin \beta = K; \\ F_{mp} + T \cos \beta = G; \\ -F_{mp}b + F_2 \cdot \left( \frac{l}{2} - \frac{l^3}{8} \right) = 0. \end{cases} \quad (2.12)$$

Матриця для розв'язання задачі коли  $z$  має різні початкові дані:

$$\begin{pmatrix} 1 & \sin \beta & 0 \\ 0 & \cos \beta & 1 \\ \frac{l}{2} - \frac{l^3}{8} & 0 & -b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0,173648178 & 0 \\ 0 & 0,984807753 & 1 \\ 0,165087 & 0 & -0,065 \end{pmatrix}. \quad (2.13)$$

Розв'язання системи:

$$F_2 = 75492816 \text{ H}; \quad T = -194662,656 \text{ H}; \quad F_{mp} = 191736,653 \text{ H}.$$

Знайдені сили, що зведені для наочності до таблиці 2.2, показують головну тенденцію їх числових змін у міру збільшення довжини  $l_{уст}$  та площі шкідливої стертості  $Q_{уст}$  у верхній частині клинодуально зношеної колодки. В усіх випадках цього зростання будуть збільшуватися питомі напруження на робочу поверхню колодки під час гальмувань відносно їх номінальних значень, закладених під час проектування в конструкціях ГВП. Тобто внаслідок зменшення ефективної площі контакту ( $Q - Q_e - Q_{уст}$ ), за інших незмінних,

спостерігаються збільшені відносно нормативів зноси колодки, що й потрібно було довести.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків параметричних завдань, які залежать від шкідливої стертості колодки вверху

Випадок	Параметри, що визначаються за розрахунковими значеннями				
	$z=l_{уст}, \text{ м}$	$F_1, \text{ Н}$	$F_2, \text{ Н}$	$T, \text{ Н}$	$F_{mp}, \text{ Н}$
1	0	20845,0	20845,0	-	-
2	0,005	20795,51	21173,61	-1607,26	1614,197
3	0,01	20744,67	21512,99	-3268,89	3250,588
4	0,02	20629,94	22216,86	-6661,66	6591,813
5	0,03	20496,51	22956,09	-10150,4	10027,52
6	0,04	20342,68	23733,12	-13739,2	13561,78

1. Для випадку 1 не виконувалися окремі розрахунки щодо визначення зусиль  $T$  і  $F_{mp}$ .

2. Для випадків 2 – 6 знак «мінус» при визначенні зусилля  $T$  в обох випадках підтверджує факт стиснення маятникового стрижня підвіски колодки з ГБ, що спостерігалось під час експериментальних випробувань

Сама спрощена схема буде уточнена, хоча деякою мірою і вона дає уявлення про розлади в непередбаченості процесів нормативного зносу колодок за невдалих конструкційних рішень в елементах ГСВ.

Щодо дії інтегральної сили тертя  $F_{mp}$  слід дати зауваження: оскільки робоча поверхня колодки насправді має циліндричну форму [56], то вона наче шарнірно спирається за кривизною на колесо (тобто в додаток до своєї маятничкової підвіски має допоміжну «опору»), майже за відсутності руху візка. Тоді напрям інтегральної сили  $F_{mp}$  слід направляти (у разі гальмувань) у протилежний бік відносно руху колеса, як це зображено на рисунку 2.8.

Уже за такого спрощеного аналізу діючих під час гальмування сил можна зробити висновок, що умови тертя колодок у кожній з двох колісних пар візків вантажних вагонів будуть відрізнятися, так само, як і нормальні напруження,

що підвищують експлуатаційний знос колодок.

У цьому аналізі припущено, що сумарно циліндрична поверхня колодки, яка зношується або шкідливо, або корисно під час гальмування, розглядається як сума площин двох прямокутників верхньої та нижньої її частин з вилученням її середини під «виїмку».

У подальшому будемо розглядати взаємодію гальмової колодки з колесом якомога ближче до її справжніх конфігурацій, що спостерігаються в експлуатації цієї пари тертя.

Негативні явища клинодуального зносу гальмових колодок відбуваються через недосконалу конструкцію тріангеля та низьку надійність пристрою рівномірного відведення колодок від коліс. Через це за власною вагою деталей гальмової системи виникає гравітаційна сила  $G$  (рисунок 2.9, а), під дією якої відбувається схилання колодки повертанням навколо кінематичного вузла  $d$  до притиснення зусиллям  $U$ , яке становить 150 – 200 Н до колеса, що обертається. Зі збільшенням фрикційного зносу утворюється площа шкідливої стертості  $Q_{уст}$ , на якій розподіляється сила  $U$  питомим зусиллям  $q_{ст}$ . Під дією таких зусиль утворюється сила тертя  $F_{тр}$ , а в контакті колеса з рейкою виникає і реалізується зусилля опору  $B_{он}$  кочення колеса.

За складеною розрахунковою схемою (рисунок 2.9, а) можна записати таке рівняння:

$$G \cdot a = U \cdot b \Rightarrow U = \frac{G \cdot a}{b}, \quad (2.14)$$

де  $G$  – гравітаційна сила, що утворюється від ваги деталей гальмової системи візка;

$U$  – сила притиснення верхівки колодки до колеса;

$a$  – відстань від шарніра  $d$  маятникової підвіски до шарніра  $c$ ;

$b$  – відстань від шарніра  $c$  до точки дії сили  $G$ .

Сила  $F_{тр}$  під час руху (обертання колеса  $\omega$ ) реалізується у контакті між колесом і рейкою, що утворює шкідливо діючу силу опору рухові, тобто



$F_{mp}=B_{on}$  (рисунок 2.9, а) і, як наслідок, збільшує витрати енергоносіїв на тягу поїздів [120].

Під час гальмування колодкою з верхньою шкідливою стертістю сила натиснення  $K$  здійснює її поворот навколо точки  $A$  (рисунок 2.9, б). Тому верхня, уже стерта частина колодки, відходить від поверхні кочення колеса й не бере участі в гальмуваннях. Нижня частина колодки притискається до колеса, але вже вкороченою частиною. Через це питомі гальмові натиснення  $q_{ef}$  перерозподіляються вздовж колодки нерівномірно. У верхній частині колодки концентруються значно більші питомі гальмові натиснення, які поступово зменшуються до її низу. Через це пропорційно змінюються інтенсивність зносу колодки й температура триботехнічної пари під час гальмувань. Результуюче значення гальмової сили за наявності клинодуального зносу колодки може бути визначено з аналітичного виразу

$$B_{ГД} = F_{mp} = K \cdot \varphi_k \cdot \xi_D, \quad (2.15)$$

де  $\varphi_k$  – коефіцієнт тертя гальмової колодки;

$\xi_D$  – коефіцієнт зменшення площі тертя через клинодуальний знос колодки;

На рисунку 2.9, а і б схематично (у вигляді криволінійного стрижня) наведено плоский вигляд моделі з інтерпретацією зносу нової колодки, що відбувається внаслідок умов її підвішування з випереджуючим кутом  $\alpha$  (рисунок 2.9, б). Тут на підставі рівнянь статички сума моментів для гальмового важеля дорівнює нулю  $\sum M(e)=0$  відносно прийнятої нерухомої точки шарніра  $e$ . За цієї умови визначають розрахункову гальмову силу, що діє від вертикального важеля ГВП у чотиривісному вантажному вагоні [110, 111].

Пояснення стосовно виникнення клинодуального зносу гальмових колодок полягає в тому, що із збільшенням пробігу вагонів знос усієї робочої поверхні колодки відбувається так, що площа шкідливої стертості  $Q_{уст}$

природно збільшується. Проте у режимах гальмування під дією сили натискання  $K$  гальмової колодки товщина та жорсткість колодки на згин зменшуються і вона легше займає вже більш стійке врівноважене положення (рисунок 2.9, б). Окрім того, будь-яке збільшення площі шкідливої стертості  $Q_{уст}$  призводить під час гальмування до зростання й наближення питомого тиску контактних натиснень до номінального значення.

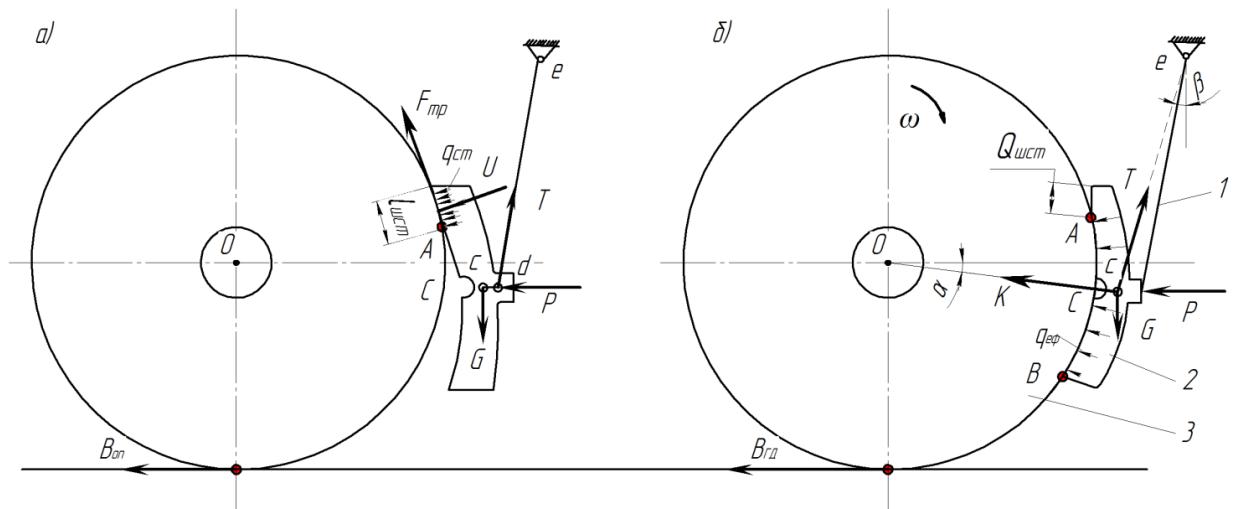


Рисунок 2.9 – Схема утворення клинодуального фрикційного зносу колодки  
 а) відтворення початкового осередку стирання верхнього кінця колодки під час руху без гальмувань; б) гальмування колодковим гальмом з розвитком клинодуального фрикційного зносу колодки

Природно, що товщина гальмової колодки не є постійною через її зношування під час експлуатації. Але під час руху візка без гальмування колодка (маючи динамічний ексцентриситет  $cd$ ) нахилиється і верхнім кінцем торкається до поверхні кочення колеса. Внаслідок цього виникає непередбачений місцевий осередок фрикційного зношування  $Q_{уст}$  (рисунок 2.9). Наявність кута  $\alpha$  цей процес прискорює внаслідок того, що ефективна площа гальмової поверхні колодки стає меншою, а контактне фрикційне напруження між колодкою і колесом збільшується.

## 2.3 Особливості квазістатичного підходу до створення теорії зношування композиційних гальмових колодок вантажних вагонів

### 2.3.1 Визначення сил на поверхні композиційної гальмової колодки

У рамках дисертаційної роботи контактну площу силової взаємодії КГК, які примикають і труться під час гальмування об колеса, розглянуто дезінтегровано – як композицію елементарних секторальних майданчиків, до яких прикладена протидіюча реакція  $F$  у вигляді розподілених дискретних сил  $dF$ , спрямованих під кутом тертя  $\gamma$  до загальних нормалей дискретних поверхонь колодки  $dQ$  і колеса, наприклад  $OC$  (рисунок 2.10) [2, 116, 120].

Тобто врівноважений стан тут визначається для кожної ділянки  $dQ$  робочої (гальмової) площі колодки  $Q_{ef}$ :

$$dQ = m \frac{1}{2} D_{\kappa} d\tau, \quad (2.16)$$

де  $m$  – ширина КГК;

$D_{\kappa}$  – діаметр кола кочення колеса в площині, що «розсікає» колодку симетрично,  $D_{\kappa} = 2R_{\kappa}$ ;

$d\tau$  – секторальний кут дискретного поділу  $Q_{ef}$  від верху  $\tau_v$  до низу  $\tau_n$  робочої поверхні колодки в секторі  $\tau$ .

У цьому разі протидіюча реакція  $F$  до сили натиснення  $K$  розкладається на сили  $dF$ , які діють на майданчиках  $dQ$  на всій площі  $Q_{ef}$ :

$$F = \int_Q dF, \quad Q_{ef} = \int dQ = m \frac{1}{2} D_{\kappa} \int_{\tau_n}^{\tau_v} d\tau. \quad (2.17)$$

Згідно з припущеннями, які наведені в роботі Щепетильникова В. А., під

час побудови схеми (рисунок 2.10) всі розглянуті сили мають лежати в площині перетину колодки, що збігається з площиною рисунка [116, 120], а лінії дії сил  $dF$  (у секторі  $\tau$  охоплення колеса колодкою) практично сходяться до точки  $c$  кола з радіусом  $r$ :

$$r = \frac{\varphi_k \frac{1}{2} D_k}{\sqrt{1 + \varphi_k^2}}. \quad (2.18)$$

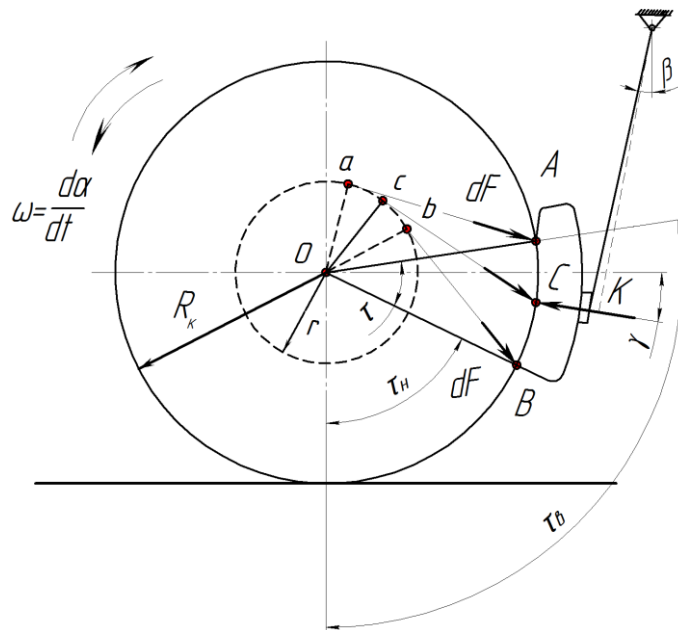


Рисунок 2.10 – Схема формування реакції колеса  $F=K=P\cos\alpha$  як суми сил  $dF$ , що діють на ділянках  $dQ$  робочої поверхні КГК  $Q_{ef}$

Самі сили  $dF$ , як уже сказано, утворюють кути тертя  $\gamma$  із своїми нормаллями до своїх дискретних площин тертя  $dQ$ . До чого ж цей кут у секторі  $(\tau_6 - \tau_n)$  від місця розташування майданчика  $dQ$  не залежить. Тобто не залежить від зміни розміру сектора  $(\tau_6 - \tau_n)$  під час експлуатації (відлік зношеності колодки починаємо від кута  $\tau_n$ ). З огляду на це в межах гальмового сектора  $(\tau_6 - \tau_n)$  для будь-якого ступеня зношеності, лінії дії сил  $dF$  є дотичними до кола тертя радіуса  $r = Oc$ , утворюючи з відповідними радіусами прямі кути:

$$Oc = \frac{1}{2} D_{\kappa} \sin \gamma, \quad (2.19)$$

де  $\gamma$  – кут тертя.

Підставляючи сюди величину

$$\gamma = \arctg \varphi_{\kappa}, \quad (2.20)$$

отримаємо шуканий вираз для  $r$  у вигляді рівняння (2.18). Надалі коло з радіусом  $r$ , який залежить тільки від коефіцієнта тертя  $\varphi_{\kappa}$  будемо називати колом тертя.

Очевидно, бокові сили  $dF$ , дотичні до кола тертя в бокових точках  $a$  і  $b$ , утворюють на ньому дугу  $\cup ab$ , а також одночасно мають точки  $A$  і  $B$  дуги  $\cup AB$ , де у межах гальмового сектора  $\tau = (\tau_{\sigma} - \tau_{\eta})$  діють розподілені сили  $dF$ , що протидіють силі натиснення  $K$ .

Слід зазначити, що в сучасних ГСВ вантажних вагонів кут охоплення коліс колодками гальма практично у всіх конструкціях однаковий. Водночас значення  $(\tau_{\sigma} - \tau_{\eta})$  такі, що елементарні реакції  $dF$ , прикладені до елементарних майданчиків  $dQ$  для всіх точок гальмового сектора, практично сходяться в середині дуги  $\cup ab$  – у точці  $c$ .

Інакше кажучи, композиція елементарних реакцій  $dF$  утворить збіжну в одній точці систему сил. Звідки випливає, що рівнодіюча цієї системи сил  $F$  визначається і за величиною, і за напрямком з багатокутника збіжних сил і також проходить через точку середини дуги  $\cup ab$  – точку  $c$ . Надалі точки, що подібні  $c$ , під час розгляду особливостей виникнення клинодуального зносу в колодкових гальмах будемо називати унікальними точками [120].

Зрозуміло, що координати унікальних точок у різних конструкціях механізмів гальмування залежать від коефіцієнта тертя  $\varphi_{\kappa}$ , а також від деяких інших показників механічної ГСВ. Наприклад, від геометричних параметрів колодкового гальма, зокрема від положення бісектриси  $OC$ , що у рівних

частках ділить кут охоплення колодкою колеса:  $(\tau_в - \tau_н)/2$ .

Окрім того відомо, що проблема експлуатації й призначення термінів ТОіР гальмових систем вантажних вагонів пов'язана з усуненням явищ ненормативного зносу гальмових колодок вантажних вагонів ще недостатньо вивчена. З огляду на це на кафедрі інженерії вагонів та якості продукції багато років у рамках виконання НДКР проводяться науково-технічні дослідження, присвячені цій проблемі [158].

Так чи інакше, успішне вирішення цієї проблеми пов'язано з удосконаленням механічної ГСВ вантажних вагонів, зокрема з визначенням силових факторів за клинодуального зносу КГК вантажних вагонів.

Унаслідок цього під час гальмувань верхня стерта частина колодок не доходить до колеса й не бере участі у створенні гальмової сили. Фрикційна взаємодія колодок з колесами, а отже, і ефективність гальмового процесу знижується через перерозподіл питомих тисків за довжиною колодок. Тому в роботі для вирішення такої проблеми запропоновано застосовувати метод квазістатичного аналізу для чавунних колодок, який було розроблено Щепетильниковим В. А. Особливості цього методу полягають у застосуванні його до КГК шляхом урахування шкідливої стертості верхнього кінця, яка спричиняє клинодуальний знос колодки.

Суть методу досліджень полягає в тому, що практично для всіх механізмів гальмування вантажних вагонів (незалежно від модифікації важільних передач і тріангелів) геометричне місце унікальних точок являє собою дугу кола з радіусом  $r_k = 0,25D_k$  (рисунок 2.11, а).

На рисунку 2.11 зображено коло, що описане із центра  $O_1$ , який лежить на середині бісектриси  $OC$  гальмового сектора  $\tau$ , назване колом унікальних точок  $c$ .

Зауважимо, що дотичні  $Aa$  і  $Bb$ , проведені з точок  $A$  і  $B$  до кола тертя, утворюють рівні трикутники  $\Delta OaA$  і  $\Delta ObB$ , які збігаються один з одним, коли повертається один з них на кут  $(\tau_в - \tau_н)$ . Тобто

$$\angle bOa = \angle BOA = \tau_v - \tau_n. \quad (2.21)$$

Відомо, що під час гальмування колодковим гальмом коефіцієнт тертя між колодкою й колесом змінюється не тільки внаслідок зміни тиску в зоні їх контакту, а також і змінних в експлуатації колових швидкостей колеса, температури та інших факторів. Тому для визначення вектора реакції колеса  $F$  і точки її прикладення в різних режимах гальмування необхідно знати положення унікальних точок за різних коефіцієнтів тертя.

Насамперед покажемо, що точки  $c$  і  $C$  ділять наполовину кожна з дуг  $ab$  і  $AB$  відповідно (рисунок 2.11, а).

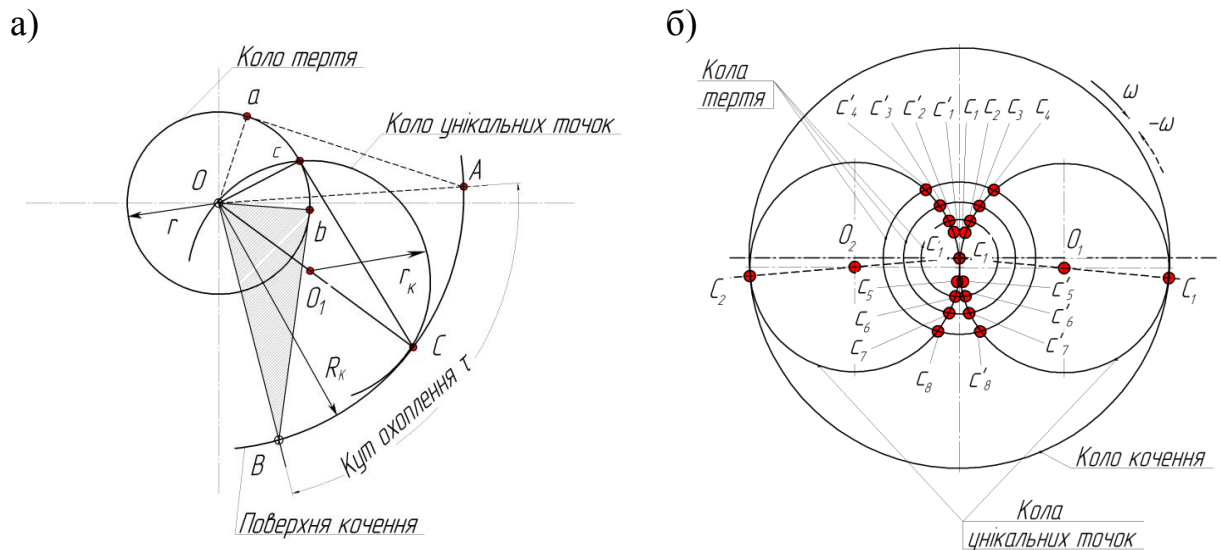


Рисунок 2.11 – Схема побудови унікальних точок

а) кола; б) передніх і задніх за напрямком руху гальмових колодок

Справді, з'єднаючи точки  $c$  і  $C$  із центром  $O$ , маємо рівність

$$\angle bOc = \angle BOc = \frac{(\tau_v - \tau_n)}{2}. \quad (2.22)$$

З рисунка 2.11, а зрозуміло, що  $\triangle OBb$  теж можна з'єднати з рівним йому  $\triangle OCc$  шляхом повороту на кут  $(\tau_v - \tau_n)/2$ . Кут  $\angle OCc$  – прямий, а пряма  $cC$  – дотична до кола тертя. Тому точку  $c$  знайдемо, як точку перетину кола тертя

з колом, побудованим на  $OC$ , як на діаметрі. Це коло і є колом унікальних точок, які за зміни коефіцієнта тертя  $\varphi_k$  змінюють своє місце розташування.

### 2.3.2 Визначення унікальних точок під час гальмування колодковим гальмом за різних коефіцієнтів тертя

Нехай є деякі значення коефіцієнтів пари тертя  $\varphi_k=0,05$ ;  $\varphi_k=0,28$ ;  $\varphi_k=0,34$ . Для наочності й простоти викладу процедури визначення унікальних точок (за різних  $\varphi_k$ ) скористаємося розрахунково-графічним методом побудови багатокутників сил, що діють на об'єкти квазістатичної рівноваги.

Для визначення унікальних точок на рисунку 2.11, б зобразимо (відповідно до конкретного  $\varphi_k$ ) коло тертя, відзначивши серединні точки  $C_1$  і  $C_2$  контактних дуг поверхонь тертя гальмових колодок і колеса колісної пари. Тут же побудуємо на відрізках  $OC_1$  і  $OC_2$ , як на діаметрах, кола унікальних точок для передньої (правої) і задньої (лівої) по ходу руху колодок [120].

Тоді, очевидно, точки перетину кіл тертя з колами будуть унікальними точками  $c_1, c_2, \dots, c_8$  відповідно для правої й лівої колодок, коли колесо обертається за годинниковою стрілкою. Під час обертання колеса в протилежному напрямку унікальними точками будуть  $c_5', c_6', c_7', c_8'$  – для правої й  $c_1', c_2', c_3', c_4'$  – для лівої колодки.

Однак знання координат тільки однієї унікальної точки  $c$  не достатньо для визначення напрямку дії сумарної реакції  $F$ . Тому слід знайти ще точку, через яку проходить вектор  $F$ .

З огляду на це представимо всі діючі силові фактори, які забезпечують квазістатичну рівновагу зчленованих елементів підвішеної гальмової колодки під час гальмування візка. І нехай такою точкою є деяка точка  $j$ , що лежить на лінії  $ed$  з'єднання шарніра підвішування колодки  $e$  з точкою  $d$  (кінематичний вузол зчленування колодки і її маятникової підвіски) (рисунок 2.12).



Щоб знайти місце розташування точки  $j$ , розглянемо умови рівноваги колодки разом з її шарнірною маятниковою підвіскою під дією таких сил і моментів: сили  $\mathbf{K}=\mathbf{F}$  – взаємодії колеса й колодки; сили  $\mathbf{G}$  ваги клинодуально зношеної КГК (для прикладу приймаємо  $G=20$  Н), прикладеної в її центрі тяжіння  $s$ ; сили  $\mathbf{P}$  важільного тиску з боку триангеля на колодку, вектор дії якої відповідно до досліджень проф. Карвацького Б. Л. варто спрямувати горизонтально; сили  $\mathbf{T}$  – реакції маятнкової підвіски, яку можна (приблизно) вважати спрямованою вертикально уздовж лінії  $ed$  елемента маятнкової підвіски гальмової колодки.

Це пов'язано з тим, що колодка разом з елементами своєї маятнкової підвіски (на рисунку 2.12 відображено як  $ed$ ) перебуває під дією зазначених силових факторів у рівновазі, тому згідно з цим, їхній головний вектор і головний момент дорівнюють нулю. Отже, систему рівнянь квазістатичної рівноваги всіх елементів колодкового гальма відносно точки їх підвішування  $e$  можна записати у векторно-скалярній формі в такий спосіб:

$$\bar{F} + \bar{G} + \bar{P} + \bar{T} = 0; \quad (2.23)$$

Вираз для моментів відносно точки  $e$  матиме такий вигляд:

$$F(ne) + Gh'_G - Ph_X = 0, \quad (2.24)$$

де  $h'_G$  і  $h_X$  – плечі дії моментів відповідних сил, водночас плече  $ne$  для зручності запису, позначимо через  $a$ .

Крім того, за умови рівноваги моментів системи (відносно точки  $d$ ) для сил, що діють на саму колодку, як окрему ланку, маємо

$$F(dm) - Gh_G \pm M_{mp} = 0, \quad (2.25)$$

де  $h_G$  – плече дії моментів відповідних сил, яке дорівнює  $dm$ . Плече  $dm$ , для зручності запису, позначимо через  $b$ .

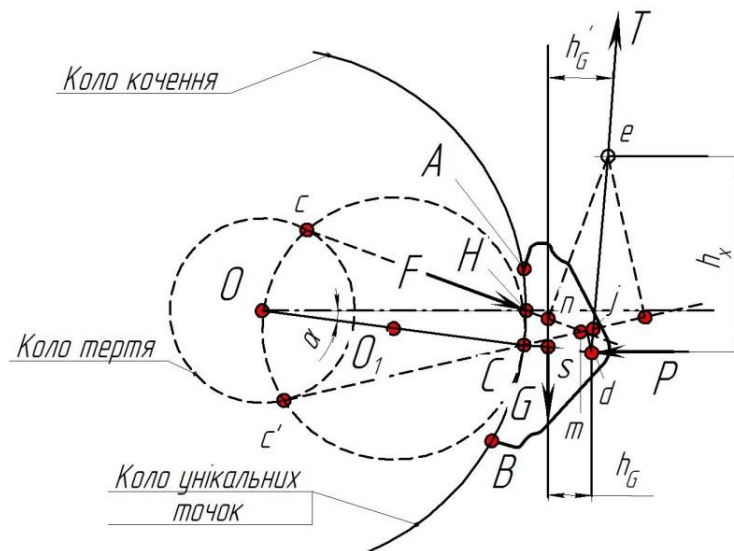


Рисунок 2.12 – Сили, які діють на колодку і маятникову підвіску

$M_{mp}$  – момент сил тертя, що у кінематичному вузлі точки  $d$  буде позитивним, якщо колодка розташовується перед колесом, що обертається за годинниковою стрілкою, і негативним, якщо колодка буде розташована позаду колеса, що обертається проти годинникової стрілки [2, 116, 120].

Виключивши  $F$  з рівнянь (2.24) і (2.25) за відсутності контакту верхньої шкідливої стертості на колодці, одержимо таке співвідношення:

$$\frac{Gh_G \pm M_{mp}}{b} = \frac{Ph_X - Gh'_G}{a}. \quad (2.26)$$

Вираз (2.26) після перетворень зводиться до рівності

$$\frac{Ph_X - Gh'_G}{Gh_G \pm M_{mp}} = \frac{a}{b} = w = const. \quad (2.27)$$

Позначивши співвідношення між числовими параметрами, взятими з рисунка 2.12, запишемо:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{a}{b} = w; \quad l_1 + l_2 = l, \quad (2.28)$$

де прийнято:  $l = ed$  – довжина маяткової підвіски;  $l_1 = ej$  – відстань від точки

$j$  до точки  $e$ ;  $l_2 = jd$  – відстань від точки  $j$  до кінематичного вузла в точці  $d$ .

З урахуванням (2.28) місце розташування точки  $j$  визначається із співвідношень:

$$\begin{cases} l_1 = \frac{wl}{I+w}, \\ l_2 = \frac{l}{I+w}. \end{cases} \quad (2.29)$$

Тобто знайдено обидві точки  $c$  і  $j$ , через які під час активного гальмування проходить лінія дії реакції  $F$ , так само знайдено і напрямок її дії. Маємо все необхідне для замикання багатокутника сил  $j$  і аналізу дії силових факторів, які обумовлюють реальний верхній шкідливий знос КГК. Тому можна вважати, що завдання вирішено.

### 2.3.3 Визначення місця прикладення сили до композиційної гальмової колодки та оцінювання впливу її розташування на характер зносу

Визначення точки концентрованого (точкового) прикладання сили  $F$  до гальмової колодки для наочності теж здійснимо графічно. Це місце нескладно відшукати, як точку  $H$  перетину лінії дії сили  $F$  з дугою  $\cup AB$  (див. рисунок 2.12).

Подамо рівняння (2.23) у дещо іншому вигляді:  $\bar{G} + \bar{P} + \bar{T} = -\bar{F}$ . Тоді неважко помітити, що головний вектор суми сил  $G$ ,  $P$ ,  $T$  (сила  $F$ ) також проходить через точку  $H$ . Ця точка певною мірою характеризує розподіл сил  $dF$  по поверхні КГК, а також визначає її знос. Тобто від місця її розташування на контактній  $\cup AB$  залежить характер зношування колодки. Тому точку  $H$  будемо називати центром зношування робочої поверхні колодки.

Узагалі-то, доволі симетричне (рівномірне за товщиною) зношування колодки зв'язують із випадком (рисунок 2.13, а), коли точка  $H$  відстає від центра  $\cup AB$  на відстань, яка характеризується деяким невеликим зсувом  $\delta$ , значення якого можна знайти за таким виразом [120]:

$$\delta = h\varphi_{\kappa} = \left( \frac{4R_{\kappa}\sin\alpha}{\sin 2\alpha + 2\alpha} - R_{\kappa} \right) \varphi_{\kappa}, \quad (2.30)$$

де  $h$  – відстань між точкою концентрованого прикладання сили тертя (точкою  $C$ ) і точкою  $H$ ;

$2\alpha$  – кут охоплення колодкою колеса,  $2\alpha = \tau$ .

Ураховуючи, що  $\delta$  порівняно мала величина, тоді в подальших розрахунках нею можна знехтувати. Інакше кажучи, якщо точка  $H$  відхиляється від центра  $C$  на малу величину, тоді знос колодки відносно лінії  $OC$  варто очікувати близьким до симетричного (рисунок 2.13, а).

У загальному випадку (рисунок 2.13, б) маємо, що центр  $H_{\epsilon}$  зношування не збігається з центром  $C$  контактної  $\cup AB$  колодки. З огляду на це реакція  $F$  у вигляді сили  $F_{\epsilon}$ , прикладеної в точці  $H_{\epsilon}$ , додасть відносно точки  $C$  момент, який спричиняє утворення клина у верхній частині колодки (рисунок 2.13, б):

$$M_{\epsilon} = F_{\epsilon} \delta_{\epsilon}. \quad (2.31)$$

Під час зміни напрямку обертання колеса відповідна дія реакції  $F$ , якщо виконується гальмування, не змінюється. Щодо моменту  $M_{\epsilon}$ , то його числове значення теж обчислюється за формулою (2.31), тільки підставляють значення для нижньої частини колодки  $H_{\epsilon}$ .

Позначимо  $M_{\epsilon}$  одним штрихом  $M'_{\epsilon}$ , якщо момент діє на колодку під час обертання колеса за годинниковою стрілкою і двома штрихами  $M''_{\epsilon}$ , коли проти.

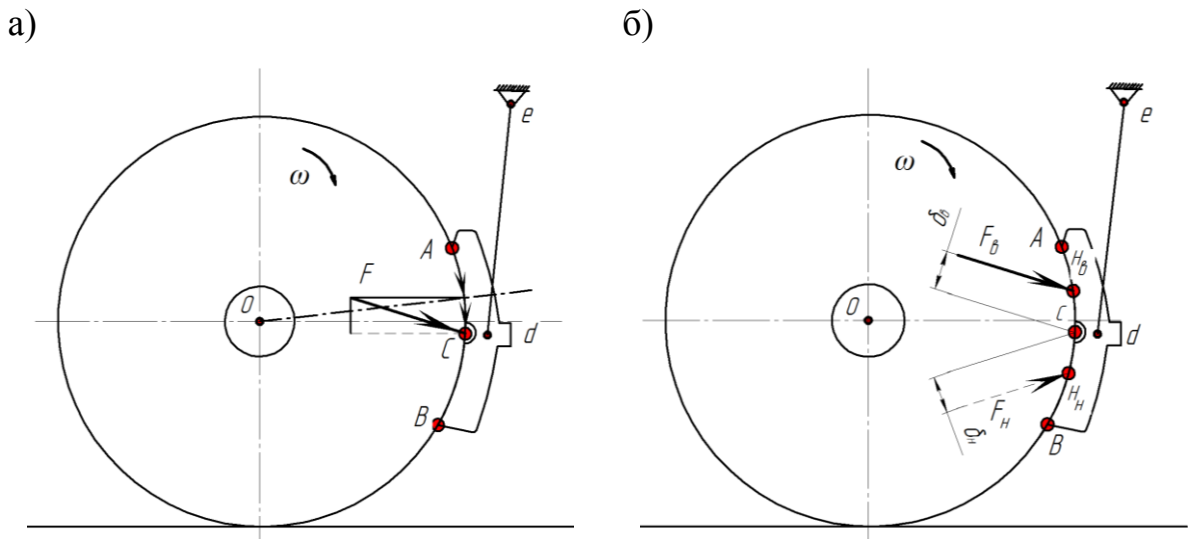


Рисунок 2.13 – Схема взаємодії КГК з колесом під час гальмування  
 а) збіг центра зносу з центром контактної дуги колодки; б) визначення надлишкового моменту за відхилення центра зносу від центра колодки

#### 2.3.4 Вплив одностороннього зношування колодки на моменти сил тертя

Вище встановлено, що моменти  $M_{\epsilon}$  і  $M_H$  залежать від багатьох параметрів: номінальних розмірів колодки; одностороннього її зношування  $\Delta\epsilon$ ; координат центра ваги колодки; кута  $\alpha$  нахилу осі маятникової підвіски; величини й напрямку сили  $F$  під час гальмування. Безумовно, аналіз усіх факторів, що впливають на працездатність гальмових колодок дуже складний. Водночас, вплив багатьох з них на  $M_{\epsilon}$  і  $M_H$  невеликий. У цьому дослідженні розглядається вплив на ці моменти, що стосується головного з них – одностороннього шкідливого зносу колодки на верхньому кінці  $\Delta\epsilon$ .

Як показала практика [73, 95, 96, 114 – 120] знос колодок здебільшого відбувається з утворенням клинодуального зносу на верхньому кінці колодки так, що розмір  $b$  внизу колодки залишається практично без зміни, а величина  $\Delta\epsilon$  вверху колодки змінюється в межах від нуля до  $b$ .

Згідно з технічними умовами обслуговування гальмової системи

вантажних вагонів [37], сили натиснення колодок на колеса не змінюються під час експлуатації, незважаючи на пробіг вагонів. Однак присутність клинодуального зносу колодок вказує на небажаний вплив додаткового перерозподілу силових факторів під час гальмувань з огляду на значну інтенсивність зносу верхнього кінця колодки.

Далі виконуємо дослідження та визначаємо величину моменту  $M_g$ , що буде діяти на колодку після зносу її на  $\Delta b$ . Тобто визначаємо залежність виду  $M_g = f(\Delta b)$  для симетричної гальмової колодки візка вантажного вагона, коли  $\Delta b=0$ ,  $b=b_0$  (де  $b_0$  – товщина нової колодки, рисунок 2.14).

Слід зазначити, що через громіздкість формул і математичних перетворень під час аналітичного опису цієї задачі (через це розрахунки у роботі повною мірою не наводяться), а також для зручності осмислювання підходів до отримання практичних результатів, усі обчислення досліджень доцільно проводити графічним способом. До того ж для зменшення супутніх графічних похибок відповідні геометричні побудови будемо виконувати у збільшеному масштабі довжин, сил і моментів. Потім отримані результати вже дійсних величин приводимо до зручних для практики табличних, графічних форм або аналітичної форми запису, використовуючи комп'ютерні стандартні процедури сучасного регресійного аналізу [49, 237].

Проілюструємо методику розв'язання задачі про квазістатичну рівновагу сил і моментів, що діють під час гальмування колеса колодковим гальмом, реалізовану геометрично (рисунок 2.14):

1) формуємо вихідні дані задачі, до яких належать такі параметри: радіус кола кочення –  $R_k$ , ширина колодки –  $m$ , коефіцієнти тертя між колесом і колодкою –  $\varphi_k$ , кут охоплення колодки –  $\tau$ ; вихідна конфігурація розташування КГК: точки  $A$ ,  $B$ ,  $e$ ,  $d$ ;

2) за формулою (2.18) обчислюємо радіус кола тертя, що відповідає заданому коефіцієнту тертя;

3) потім геометрично (за побудовою) визначаємо унікальні точки ( $c_{0,5}$ ;

$c_2; c_4; c_{0,5}; c_2'; c_4'$ ), як результат перетину кіл тертя для вихідних коефіцієнтів тертя ( $\varphi_{\kappa 1}=0,05; \varphi_{\kappa 2}=0,28$  і  $\varphi_{\kappa 3}=0,34$ ) з колом унікальних точок, описаним з центром у точці  $O_1$  радіусом  $r_{\kappa}=0,25D_{\kappa}$ ;

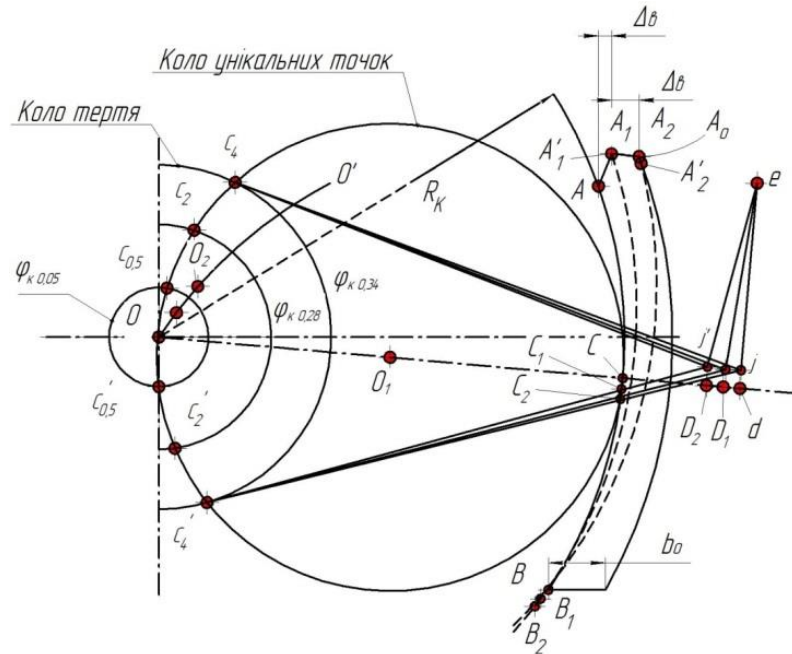


Рисунок 2.14 – Визначення центрів зношування КГК за двостороннього руху

4) далі, геометрично із точки  $B$  радіусом  $R_{\kappa}$  проводимо дугу  $O'$  і позначаємо точки перетину  $O'_1, O'_2$  з колами радіуса  $R_{\kappa}$ , але проведених із центрів  $A_1'$  і  $A_2'$ , що розташовані на  $\cup AA_0$ , утвореної радіусом  $AB$  з центром у точці  $B$ . Точки  $O'_1$  і  $O'_2$  визначають положення центра колеса відносно клинодуально зношеної колодки;

5) після чого із точки  $O$  проводимо дуги з радіусами  $O_1'd$  і  $O_2'd$  до перетину із траєкторією переміщення кінематичного вузла  $d$ . У підсумку визначаємо проміжні положення, які займає кінематичний вузол  $d$  відносно центра точки  $O$  (на рисунку 2.14 позначено точки  $D_1$  і  $D_2$ ), як наслідок шкідливого зношування верхнього кінця колодки на величину  $\Delta_{\epsilon}$  і  $2\Delta_{\epsilon}$ ;

6) в подальшому визначаємо відповідні точки  $B_1$  і  $B_2$  на колі кочення колеса, коли воно перетинається з дугами радіуса  $Ad$ , проведеними із центрів  $D_1, D_2$ ;

7) визначивши положення точки  $B_1$  і  $B_2$ , знаходимо центри  $C_1$  і  $C_2$  на  $\cup AB$

сектора гальмування клинодуально зношеної колодки. Для цього позначимо точки на тому самому колі кочення колеса дугами, радіуси яких дорівнюють хордам, що стягують дуги  $\cup BA_1/2$  і  $\cup BA_2/2$ , які проведені відповідно із центрів  $B_1$  і  $B_2$ ;

8) що стосується центрів  $H_B$  і  $H_H$ , зношування колодки під час обертання колеса за годинниковою стрілкою та проти знаходимо як точки їх перетину  $\cup AB$  з лініями  $c_4j$ ,  $c_4j_1$ ,  $c_4j_2$ , і  $c_4'j$ ,  $c_4'j_1$ ,  $c_4'j_2$  (на рисунку 2.14 точки  $H_B$  і  $H_H$  не наведено). Водночас координати точки  $j$  для змінного розташування маятникового підвішування гальмової колодки  $ed$  визначаємо за формулою (2.28);

9) далі за формулою (2.31) знаходимо моменти  $M_e$  і  $M_n$ . Із багатокутника сил (рисунок 2.15) знаходимо силу  $F$  для кожного значення  $\Delta_e$ , а плечі  $\delta_e$  і  $\delta_n$  визначаємо безпосереднього їх вимірюванням з рисунка 2.14, як довжини перпендикулярів, опущених із центрів  $C$ ,  $C_1$  і  $C_2$  на лінії дії сили;

10) цикл повторюємо для наступного значення коефіцієнта тертя згідно з вихідними даними до останнього з наявних  $\varphi_k$ ;

11) на фінішному етапі отримуємо графоаналітичні розв'язки задачі у вигляді залежностей для моментів  $M_e$  і  $M_n$  за двостороннього руху коліс, а також для різних коефіцієнтів тертя  $\varphi_k$  за умови клинодуального зносу у верхній частині колодки.

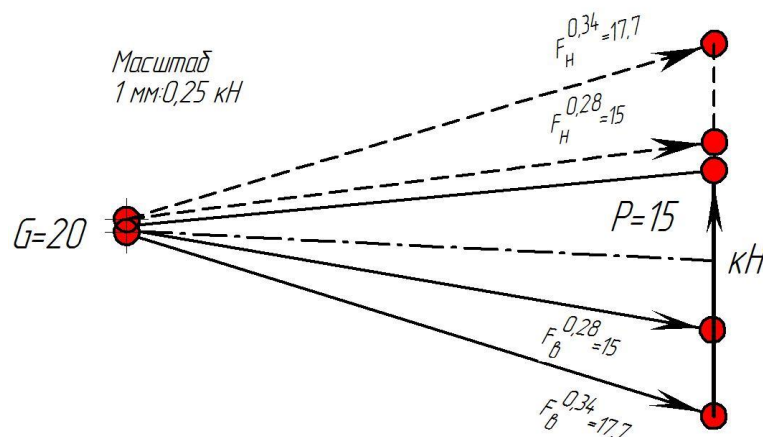


Рисунок 2.15 – Багатокутник сил, які діють на КГК



До викладеної методики розроблено блок-схему програми на ЕОМ для аналітичного розв'язання подібних задач (рисунок 2.16). Відповідні розрахунки у вигляді контрольних задач було обчислено для нових і клинодуально зношених колодок за початкової товщини  $2/3b_0$  і  $1/3b_0$  (рисунок 2.17).

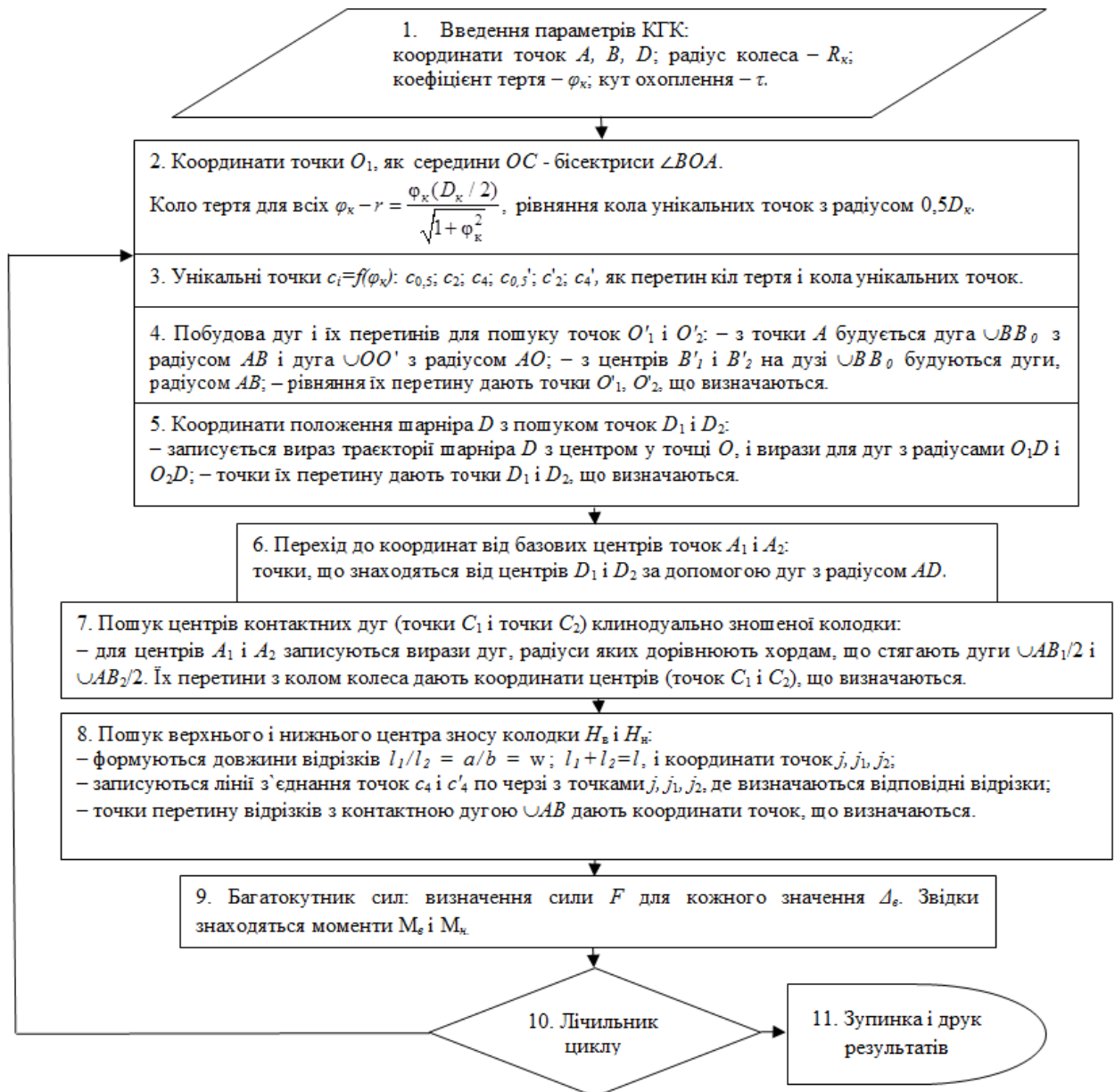


Рисунок 2.16 – Блок-схема програми аналітичного розв'язання задачі стосовно моментів  $M_\epsilon$  і  $M_n$  за двостороннього руху коліс вагона

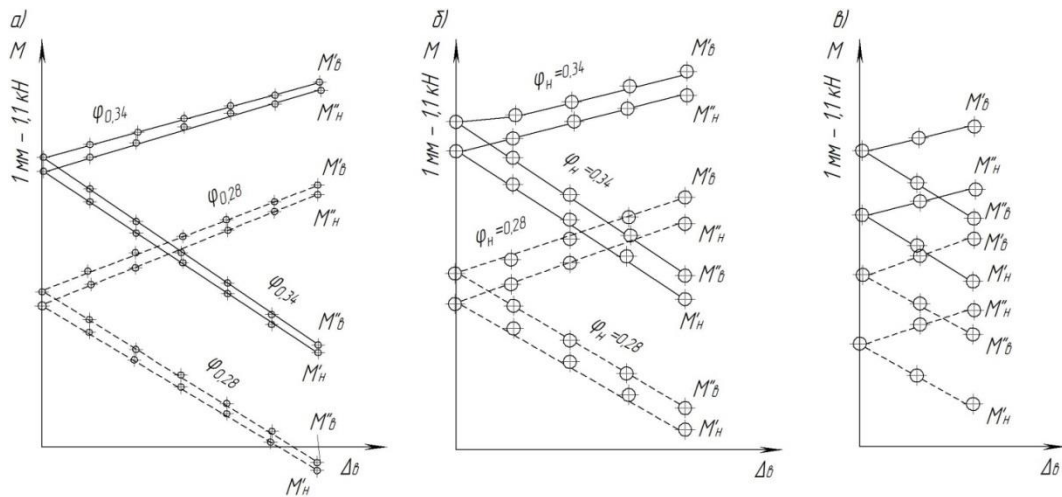


Рисунок 2.17 – Залежність моментів  $M_b$  і  $M_n$  для симетричної колодки від  $\Delta_\delta$   
 а) коли  $b = b_0$ ; б) коли  $b = 2/3b_0$ ; в) коли  $b = 1/3b_0$

Звідси можна побачити, що під час руху РС («вперед» і «назад») відбувається клинодуальний знос колодок з параметрами, що підтвердились в експлуатаційних умовах. До того ж величини моментів  $M_b$  і  $M_n$ , отже, і знос колодок за двостороннього руху коліс, є різними [116, 120].

Таким чином, утворення клинодуального зносу під час гальмування в остаточному підсумку обумовлено надлишковим моментом, що визначається за формулою

$$\Delta M = M_b - M_n. \quad (2.32)$$

Величина й напрямок дії надлишкових моментів залежать від розміщення центрів зносу  $H_b$  і  $H_n$  відносно центрів контактної дуги колодки  $AB$ . Маючи результати проведених розрахунків, поданих у вигляді графіків (рисунок 2.17). З їх допомогою можна визначити й залежності для величин надлишкових моментів, як функцій від величини  $\Delta_\delta$  однобічного зношування колодок, які діють на нову (рисунок 2.18, а) і зношену (рисунок 2.18, б) колодки за різних коефіцієнтів тертя

$$\begin{cases} \Delta M' = M'_e - M'_n, \\ \Delta M'' = M''_e - M''_n. \end{cases} \quad (2.33)$$

Таким чином, графіки залежностей  $\Delta M'(\Delta_\delta)$  і  $\Delta M''(\Delta_\delta)$ , побудовані за допомогою розрахунку для нової і зношеної колодки в реальних умовах експлуатації, дають підставу оцінити величину й напрямок надлишкового моменту.

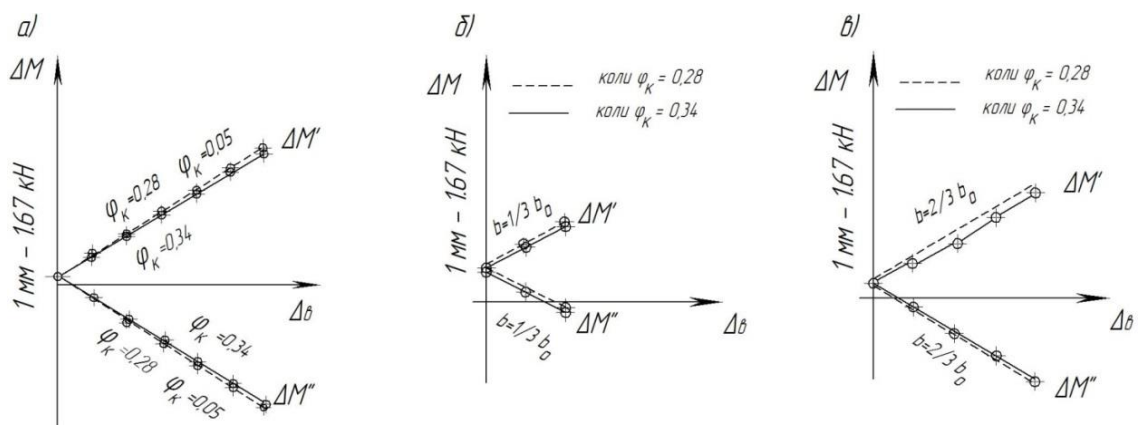


Рисунок 2.18 – Залежність надлишкових моментів  $\Delta M'$  і  $\Delta M''$  для симетричної колодки від  $\Delta_\delta$

а) коли  $b = b_0$ ; б) коли  $b = 2/3 b_0$ ; в) коли  $b = 1/3 b_0$

Із рисунка 2.18 можна побачити, що надлишкові моменти  $\Delta M'$  і  $\Delta M''$  практично не залежать від коефіцієнта тертя, але зростають зі збільшенням клинодуального зносу колодки.

### 2.3.5 Рекомендації щодо збільшення ресурсу гальмових колодок вантажних вагонів в умовах експлуатації

Для ліквідації клинодуального зносу КГК у вантажних вагонах потрібно, щоб момент  $\Delta M'$  дорівнював нулю, тобто:

$$M'_e - M'_n = 0. \quad (2.34)$$

Однак це можливо лише в тому разі, коли лінія симетрії КГК проходить через точку  $j$  маятникової підвіски, тому що тільки тоді центри зношування  $H_e$  і  $H_n$  розташовуються симетрично до центра  $C$  [120, 123, 135, 139, 148].

На наш погляд досягти виконання умови (2.34) в умовах експлуатації дуже важко. Справді, якщо припустити, що навіть у новій колодки точка  $j$  лежить на осі її симетрії, то на практиці вона має зміститися із цієї осі. Першою причиною цього, є те, що за зносу КГК точка  $j$  переміщується не по прямій  $Cj$ , а по дузі  $jj'$ , описаній із точки  $e$ ; а другою – що в міру зношування колодки змінюються величини  $G$ ,  $h_G$ ,  $h_G'$ , а отже, і вхідний параметр у формулі (2.29). Отже, координати точки  $j$  змінюються під час експлуатації колодок. Тому клинодуальний знос колодки, мабуть, не можна ліквідувати вибором початкового положення шарніра точки  $d$  нової колодки.

Запропоновано використання силового аналізу для вирішення проблеми клинодуального зносу колодок, який дезінтегровано за рахунок застосування методу квазістатичного аналізу КГК. При цьому враховано особливості шкідливої стертості колодки на верхньому кінці, яка спричиняє клинодуальний знос. Визначено раціональне місце підвішування колодки, що дасть змогу позбутися її ненормативного зносу, а також збільшити використання ресурсу колодок на весь міжремонтний період експлуатації вагона [120].

#### 2.4 Застосування системного підходу до формалізованого опису факторів, що впливають на функціонування елементів гальмових систем візків

Сучасний етап розвитку вагонобудівного й вагоноремонтного виробництва передбачає пошук нових методів наукової діяльності для проектування та модернізації вузлів вагонів. Тому підставою для розробки класифікації факторів, що впливають на працездатність й ефективність роботи механічної ГСВ вантажних вагонів є системний підхід [63]. Він дозволяє

інтерпретувати цілісність ГСВ як сукупність складових елементів, зв'язків, властивостей, що виражають специфіку її поведінки в умовах експлуатації. Важливим етапом під час використання системного підходу є визначення структури ГСВ – виділення елементів, зв'язків і взаємодії між ними. Структура механічної ГСВ вантажного вагона, що досліджується може розглядатися як для аналізу її властивостей, так і як сукупність окремих елементів і зв'язків між ними.

Водночас застосування системного підходу дасть змогу класифікувати фактори, що сприяють ненормативному зносу колодок ГСВ в умовах експлуатації і розділити їх на такі групи:

- конструкційні, які враховують форму, розміри, матеріали складових частин ГСВ, види їх з'єднання між собою тощо;
- технологічні, які враховують специфічні вимоги, яким мають відповідати деталі ГСВ під час виготовлення й ремонту;
- експлуатаційні, які забезпечують необхідне використання ГСВ впродовж гарантованого міжремонтного періоду вантажного вагона.

На підставі системного підходу наведено класифікацію конструкційних, технологічних та експлуатаційних факторів, що впливають на працездатність і ефективність роботи ГСВ вантажних вагонів і БР поїздів (рисунок 2.19).

Розглянемо групу конструкційних факторів:

- зміщений отвір у розпірці триангеля обумовлено конструкційними особливостями на стадії проектування ГВП візків вагонів. Таке конструктивне розташування отвору розпірки призводить до порушення рівноваги триангеля й спричиняє клинодуальний знос КГК;
- відсутність напрямного механізму не було передбачено конструкторами на стадії проектування ГВП візків вагонів, а це спричиняє нахил колодок на колеса під час попуцених гальм в режимах тяги та вибігу вантажного поїзда й призводить до ненормативного зносу колодок;
- геометричні особливості колодок впливають на площу контакту триботехнічних пар «гальмова колодка – колесо». Колодки повинні мати

геометричні поверхні тертя, які є подібними до профілю поверхні кочення коліс вагона. У випадку зміни геометричних параметрів колодок це негативно вплине на ефективність гальмування РС.

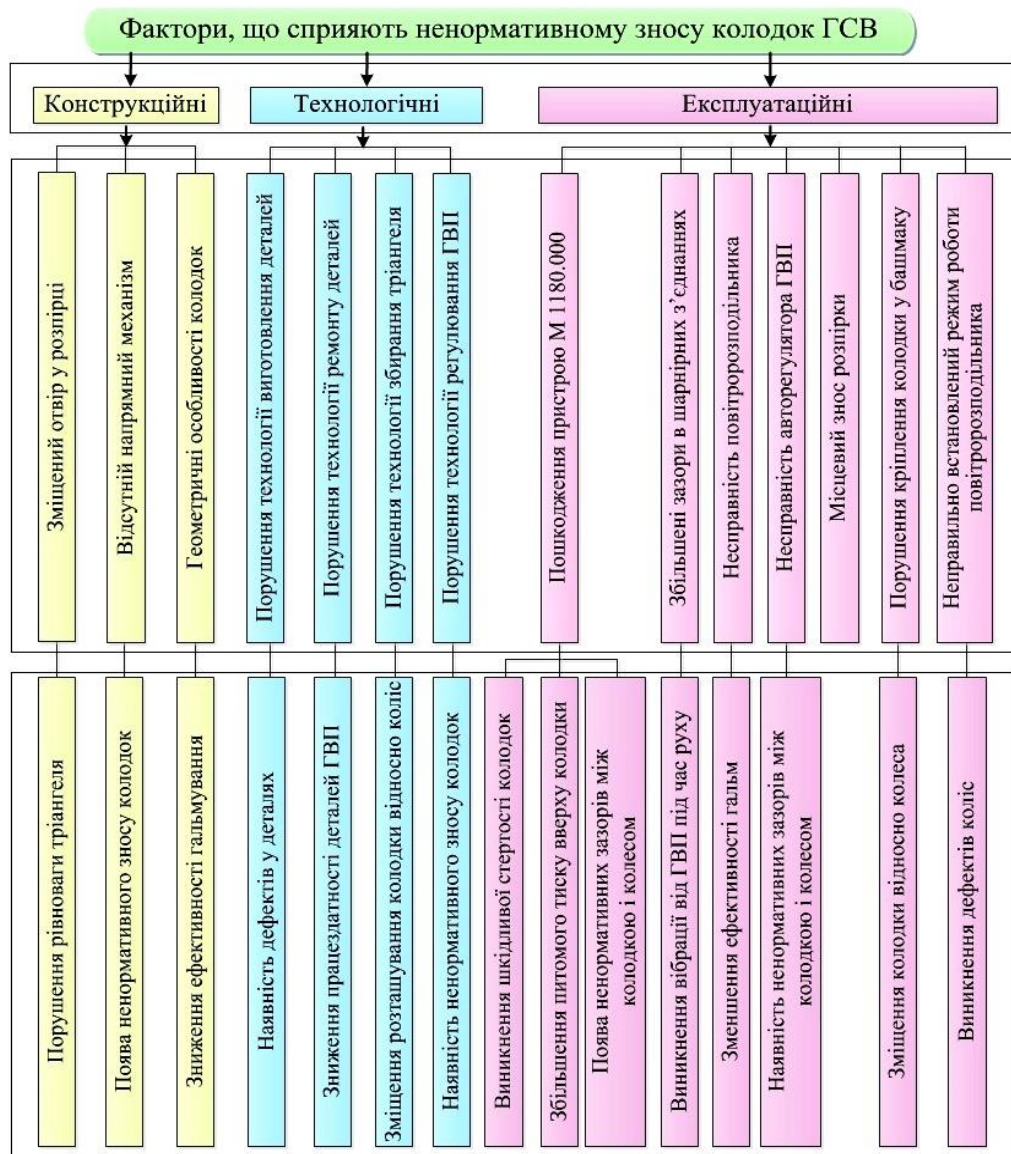


Рисунок 2.19 – Класифікація факторів, що впливають на працездатність ГСВ

Розглянемо групу технологічних факторів:

– порушення технології виготовлення ГВП візків вагонів призводить до зміни механічних властивостей деталей ГВП, посиленого їх зносу та порушення номінальних розмірів, що супроводжується виникненням дефектів в умовах експлуатації вагонів;

– порушення технології ремонту ГВП візків вагонів призводить до зміни геометричних розмірів деталей. Під час виконання зварювально-наплавлювальних робіт може порушуватися структура металу, що спричиняє зміну властивостей деталі, появу мікротріщин та інших дефектів, а це знижує надійність і працездатність деталей ГВП;

– порушення технології збирання тріангеля супроводжується зміною положення геометричних розмірів його деталей. Це, під час гальмування, призводить до порушення роботи ГВП в експлуатації і зміщення розташування колодок відносно поверхонь кочення коліс;

– порушення технології регулювання ГВП спричиняє в умовах експлуатації вагонів збільшені або зменшені зазори між колодкою і колесом за умови працездатного пристрою М 1180.000. За зменшених зазорів і порушень умов регулювання ГВП можуть виникати випадки тертя колодок об колеса під час попущених гальм, що призводить до виникнення дефектів поверхонь кочення коліс і ненормативного зносу колодок. За збільшених зазорів і порушень умов регулювання ГВП: по-перше, зменшується ефективність гальмування й погіршується БР поїздів; по-друге, збільшується ймовірність пошкодження елементів ГВП і виникають «завали» важелів важільної передачі; по-третє, під час руху поїзда за збільшених зазорів у шарнірних з'єднаннях елементів ГВП виникають їх пошкодження від дії вібрації; по-четверте, збільшені зазори між колодою і колесом призводять до зміщення колодки під час гальмування відносно поверхні кочення коліс.

Розглянемо групу експлуатаційних факторів:

– пошкодження пристрою М 1180.000 ГВП візків вагонів внаслідок несправності замка і розтягнення скоби призводить до втрати його працездатності, що супроводжується появою нормативних зазорів між колодкою і колесом. Під час руху поїзда без гальмування внаслідок впирання верхніх кінців колодок об поверхні кочення коліс у верхніх частинах колодок буде з'являтися шкідлива стертість. Під час гальмування поїзда з клинодуально зношеними колодками будуть збільшуватися питомі тиски у верхній частині

колодок, а також у місці розмежування площин буде зростати температура тертя триботехнічних пар, що спричинить високотемпературні пошкодження поверхонь кочення коліс;

– збільшені зазори в шарнірних з'єднаннях ГВП візків вагонів під час наїзду поїзда на стик рейок і дефекти колії, проїзду стрілочних переводів, призводять до збільшеного переміщення елементів і їх посиленого зносу внаслідок вібрацій від ГВП під час руху;

– несправність повітророзподільника спричиняє сповільнений попуск або непопуск гальма, що призводить до збільшення температури триботехнічної пари «гальмова колодка – колесо» їх підвищений знос та пошкодження. Також несправний повітророзподільник може здійснювати самовільний попуск гальм, що призводить до попуску гальм вагона, зменшує гальмову ефективність РС і погіршує БР;

– несправність авторегулятора ГВП призводить до порушення її розмірів в експлуатації відповідно до чинних нормативно-технічних документів і впливає на наявність ненормативних зазорів між колодкою та колесом;

– місцевий знос розпірки триангеля виникає внаслідок постійного контакту від скоби пристрою М 1180.000 ГВП візків вагонів, що спричинений його відмовою та призводить до клинодуального зносу колодок у вантажних вагонах під час руху поїзда без гальмувань;

– порушення кріплення колодки у ГБ спричинено застосуванням нетипового кріплення, зношеної чеки або башмака, що призводить до збільшених зазорів контактуючих поверхонь і зміщення колодки відносно колеса під час роботи гальм;

– неправильно встановлений режим роботи повітророзподільника у вантажному вагоні спричиняє надмірне натиснення гальмових колодок на колеса, зумовлює підвищений їх знос і пошкодження, викликає заклинення колісних пар і призводить до повзунів, вищербин та інших дефектів поверхонь кочення коліс.

Зазначені негативні наслідки від дії класифікованих факторів призводять



до погіршення ефективності гальмувань у поїздах, збільшують витрати енергоресурсів на тягу поїздів, зменшують ресурс КГК, пошкоджують поверхні кочення коліс і негативно впливають на довкілля, а також наносять значні збитки залізничній інфраструктурі та погіршують БР поїздів [76, 128].

## 2.5 Розроблення графоаналітичного методу для визначення коефіцієнта клинодуальності композиційної гальмової колодки

Усереднені статистичні дослідні дані для визначення коефіцієнта клинодуальності, що залежить від шкідливого зносу гальмових колодок, були отримані під час контрольних вимірювань геометричних параметрів колодок для різного пробігу вантажних вагонів (Додаток Г).

Оптимальне число статистичних даних визначалося за формулою [32]

$$n = \frac{t^2 \cdot \sigma^2}{\delta^2}, \quad (2.35)$$

де  $t$  – значення критерію Стюдента для заданої вибірки;

$\sigma$  – середньоквадратичне відхилення випадкової величини, що досліджується;

$\delta$  – абсолютна похибка результату вимірювань.

Установлено, що коли значення математичного очікування 14784,65, середньоквадратичне відхилення 3865,728 та значення коефіцієнта Стюдента 2,3, кількості проведених дослідів достатньо.

У процесі експлуатації вантажних вагонів для регулювання швидкості руху й зупинок поїздів на станціях відбувається гальмування, тобто притиснення гальмових колодок до поверхонь кочення коліс [60]. Через це зі збільшенням пробігу вагонів поступово буде відбуватися й знос КГК. Однак через недосконалу конструкцію ГВП у верхній частині гальмової колодки АК

(рисунок 2.20) буде відбуватися клинодувальний знос, що спричинить зменшення й загальної довжини  $AB$  колодки, яка дорівнює за номінальних розмірів  $AB = a_{зм} = 340$  мм. З огляду на це через зменшення довжини  $AK$  площа  $Q_{ef}$  у верхній частині колодки буде також зменшуватися. Так само буде змінюватися у менший бік і кут  $\alpha_{зк}$  який утворюється між центром мас колодки та двома її кінцями [219].

Для визначення площі  $Q_{ef}$  робочої поверхні колодки залежно від пробігу вантажного вагона складено розрахункову схему, наведену на рисунку 2.20. Розрахунок здійснено на прикладі гальмової колодки 2ТР-11 [56].

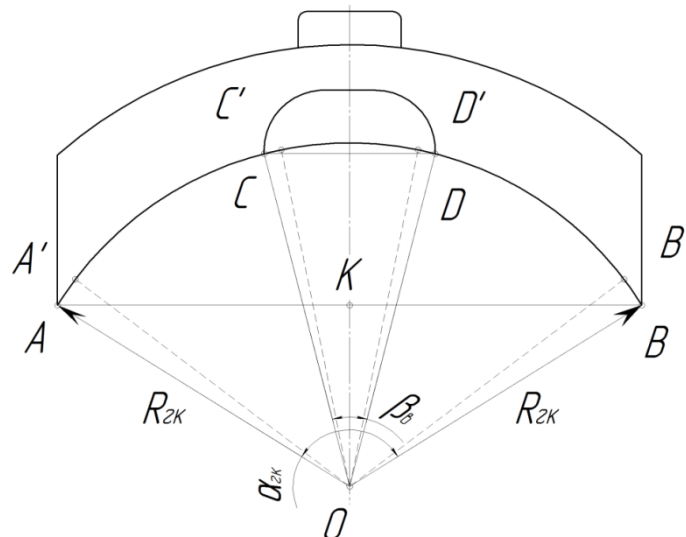


Рисунок 2.20 – Розрахункова схема КГК типу 2ТР-11

$AB$  – загальна довжина колодки;  $AK$  – довжина верхньої частини колодки;

$KB$  – довжина нижньої частини колодки;  $CD$  – довжина виїмки колодки;

$\alpha_{зк}$  – кут, який утворюється між центром та двома кінцями колодки;  $\beta_{г}$  – кут,

який утворюється між центром та двома кінцями виїмки колодки;  $R_{зк}$  – радіус робочої (гальмової) частини колодки

Для визначення загальної площі  $Q_{ef}$  гальмової колодки визначаємо довжину дуги  $\cup_{AB} = l_{вел. дуги} = l_{в. д. зм}$  за відомою формулою

$$l_{\text{в. д. зм}} = \frac{\alpha_{\text{зм}}}{180^0} \cdot \pi R_{\text{зк}}. \quad (2.36)$$

З трикутника  $AOB$  визначаємо кут  $\alpha_{\text{зк}}$ , який утворюється між центром мас колодки та двома її кінцями й зі збільшенням пробігу вагона буде змінюватися, тому  $\alpha_{\text{зк}} = \alpha_{\text{зм}}$ :

$$\cos \alpha_{\text{зм}} = \frac{R_{\text{зк}}^2 + R_{\text{зк}}^2 - a_{\text{зм}}^2}{2R_{\text{зк}}^2} = 1 - \frac{a_{\text{зм}}^2}{2R_{\text{зк}}^2} = 1 - \frac{a_{\text{зм}}^2}{5202}. \quad (2.37)$$

Звідси

$$\alpha_{\text{зм}} = \arccos \left( 1 - \frac{a_{\text{зм}}^2}{2R_{\text{зк}}^2} \right). \quad (2.38)$$

Замість  $\alpha_{\text{зм}}$  у формулу (2.36) підставимо вираз (2.38), у результаті отримаємо:

$$l_{\text{в. д. зм}} = \frac{\arccos \left( 1 - \frac{a_{\text{зм}}^2}{2R_{\text{зк}}^2} \right)}{180^0} \cdot 3,14 \cdot 51 = 0,89 \cdot \arccos \left( 1 - \frac{a_{\text{зм}}^2}{2R_{\text{зк}}^2} \right). \quad (2.39)$$

Визначаємо довжину малої дуги виїмки колодки  $\cup l_{CD} = l_{\text{малої дуги зм}} = l_{\text{м. д. зм}} = l_{\text{виїмки}}$ , яка буде змінюватися під час гальмування колодки, як і кут  $\beta_{\text{в}}$ , який утворюється між центром мас колодки та кінцями виїмки, тому кут  $\beta_{\text{в}} = \beta_{\text{зм}}$ .

Довжина виїмки колодки  $CD = \epsilon_{\text{зм}} = 40 \text{ мм}$ .

$$l_{\text{м. д. зм}} = \frac{\beta_{\text{зм}}}{180^0} \cdot \pi R_{\text{зк}}. \quad (2.40)$$

Знаходимо із трикутника COD кут  $\beta_{зм}$ , який утворюється між центром та кінцями виїмки колодки:

$$\cos \beta_{зм} = \frac{R_{зк}^2 + R_{зк}^2 - \rho_{зм}^2}{2R_{зк}^2} = 1 - \frac{\rho_{зм}^2}{2R_{зк}^2} = 1 - \frac{\rho_{зм}^2}{5202}. \quad (2.40)$$

Звідси

$$\beta_{зм} = \arccos \left( 1 - \frac{\rho_{зм}^2}{5202} \right). \quad (2.42)$$

Замість  $\beta_{зм}$  у формулу (2.40) підставимо вираз (2.42), в результаті отримаємо

$$l_{м. д. зм.} = \frac{\arccos \left( 1 - \frac{\rho_{зм}^2}{2R_{зк}^2} \right)}{180^0} \cdot \pi R_{зк}^2. \quad (2.43)$$

Звідки

$$l_{м. д. зм.} = \frac{\arccos \left( 1 - \frac{\rho_{зм}^2}{5202} \right)}{180^0} \cdot 3,14 \cdot 51 = 0,89 \cdot \arccos \left( 1 - \frac{\rho_{зм}^2}{2R_{зк}^2} \right). \quad (2.44)$$

Знаходимо загальну довжину КГК

$$l = l_{AB} - l_{CD}. \quad (2.45)$$

У вантажних вагонах, що випускаються в експлуатацію з вагонобудівних заводів або вагоноремонтних підприємств, усі елементи ГВП мають бути в працездатному стані [15, 16]. Тому під час встановлення у ГВ нових КГК їх ширина  $МК$  (рисунок 2.21) зі збільшенням пробігу вантажних вагонів має

поступово збільшуватися до  $MF$ , внаслідок зменшення радіуса  $R_{ДК}$ , відповідно й площа  $Q_{ef}$  теж має збільшуватися до визначеного пробігу. Однак через незначний пробіг вантажних вагонів відбувається втрата працездатності пристроїв рівномірного зносу колодок, тобто вони взагалі не виконують свою основну функцію – це утримання колодок відносно поверхонь кочення коліс на відповідній відстані. Тому КГК будуть зношуватися клинодуально у верхніх частинах [131]. Через цевнаслідок клинодуального зносу колодок їх площа  $Q_{ef}$  буде збільшуватися у нижній частині до визначеного зносу, який прямо пропорційний пробігу вагона, а у верхній частині площа буде зменшуватися [131, 219]. Для прикладу (рисунок 2.21) визначимо площу робочої поверхні колодки за наведеною методикою з урахуванням усередненого зносу:

а) для номінальних розмірів колодок, коли пристрої рівномірного зносу перебувають у працездатному стані без пробігу вагона;

б) колодок, у яких пристрої рівномірного зносу перебувають у працездатному стані, коли пробіг вагона 74,1 тис. км;

в) колодок, у яких пристрої рівномірного зносу перебувають у непрацездатному стані й відбувається клинодуальний знос, коли пробіг вагона 7,2 тис. км. За результатами вимірювань колодка мала такі усереднені величини клинодуального зносу: товщину у верхньому кінці  $b_е=3,5$  мм; товщину по лінії розмежування площин  $b_{лр}=2,5$  мм; товщину у нижньому кінці  $b_н=1$  мм і довжину шкідливої стертості у верхній частині колодки  $l_{уст}=44$  мм;

г) колодок, у яких пристрої рівномірного зносу перебували у непрацездатному стані й відбувався клинодуальний знос, коли пробіг вагона 74,4 тис. км. За результатами вимірювань колодка мала такі усереднені величини клинодуального зносу: товщину у верхньому кінці  $b_е=56$  мм; товщину по лінії розмежування площин  $b_{лр}=50$  мм; товщину у нижньому кінці  $b_н=15$  мм і довжину шкідливої стертості у верхній частині колодки  $l_{уст}=87$  мм.

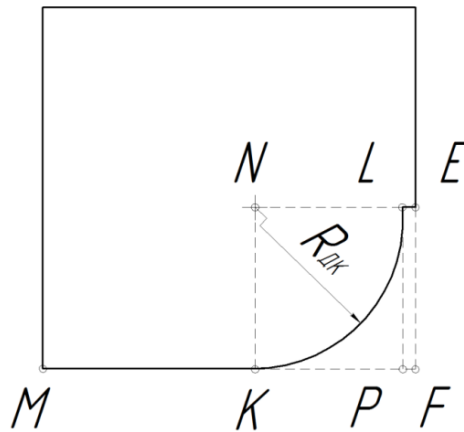


Рисунок 2.21 – Переріз КГК

$MK$  – ширина робочої (гальмової) частини колодки

Визначаємо ширину колодки  $m_{з.м.}$ :

$$m_{з.м.} = MK = MF - KF. \quad (2.46)$$

$$KF = KP + PF. \quad (2.47)$$

$$MF = 80 \text{ мм}; NK = NL = KP = R_{ДК} = 35 \text{ мм}; LE = PF = 3 \text{ мм}.$$

Розв'язання прикладу а

Підставляючи необхідні параметри в розроблену методику, визначаємо загальну довжину колодки залежно від величини пробігу вагонів, що прямо пропорційна зносу колодки, тобто

$$\cos \alpha_{з.м.} = 1 - \frac{a_{з.м.}^2}{2R_{з.к.}^2} = 1 - \frac{340^2}{2 \cdot 510^2} = 0,7777.$$

Звідси знаходимо  $\alpha_{з.м.} = \arccos 0,7777 \approx 39^\circ$ .

$$l_{в.д.з.м.} = l_{AB} = \frac{\alpha_{з.м.}}{180^\circ} \cdot \pi R_{з.к.} = \frac{39^\circ}{180^\circ} \cdot 3,14 \cdot 510 = 346,97 \text{ мм}.$$

$$\cos \alpha_{з.м.} = 1 - \frac{e_{з.м.}^2}{2R_{з.к.}^2} = 1 - \frac{40^2}{2 \cdot 510^2} = 0,9969.$$

Звідси знаходимо  $\beta_{3M} = \arccos 0,9969 \approx 4,5^{\circ}$ .

$$l_{\text{м. д. зм.}} = l_{CD} = \frac{\beta_{3M}}{180^{\circ}} \cdot \pi R_{\text{зк}} = \frac{4,5^{\circ}}{180^{\circ}} \cdot 3,14 \cdot 510 = 40,035 \text{ мм.}$$

$$l = l_{AB} - l_{CD} = 346,97 - 40,035 = 306,935 \text{ мм.}$$

Визначаємо ширину колодки  $m_{3M}$ :

$$MF = 80 \text{ мм; } NK = NL = KP = R_{\text{ДК}} = 35 \text{ мм; } LE = PF = 3 \text{ мм.}$$

$$m_{3M} = MK = MP - (NL + LE) = 80 - (35 + 3) = 42 \text{ мм.}$$

Площа  $Q_{\text{еф}}$  робочої (гальмової) частини для номінальних параметрів колодки буде дорівнювати

$$Q_{\text{еф}} = l_{\text{кол.}} \cdot h_{\text{кол.}} = 306,935 \cdot 42 = 12891,27 \text{ мм}^2.$$

Для прикладів б, в і г площа колодки обчислюється аналогічно [219]:

б) коли пробіг вагона 74,1 тис. км, площа робочої (гальмової) частини колодки буде дорівнювати  $Q_{\text{еф}} = 20683,86 \text{ мм}^2$ ;

в) коли пробіг вагона 7,2 тис. км і клинодуально зношена колодка, площа її робочої (гальмової) частини буде дорівнювати  $Q_{\text{еф}} = 12335,23 \text{ мм}^2$ ;

г) коли пробіг вагона 74,4 тис. км і клинодуально зношена колодка, площа її робочої (гальмової) частини буде дорівнювати  $Q_{\text{еф}} = 15096,76 \text{ мм}^2$ .

За результатами виконаних розрахунків графічно сформовано залежність робочої (гальмової) площі клинодуально зношеної колодки (рисунок 2.22) і коефіцієнта клинодуальності (рисунок 2.23), які залежать від пробігу вантажного вагона.

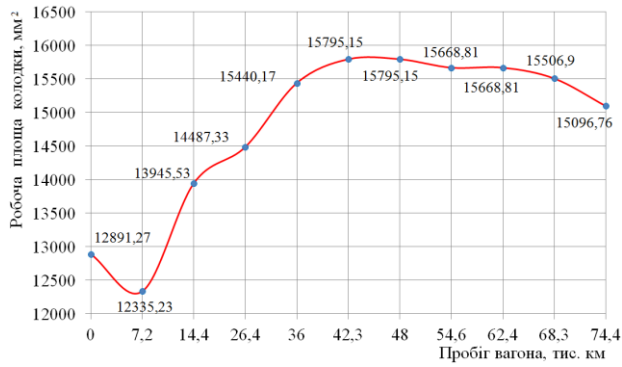


Рисунок 2.22 – Залежність робочої (гальмової) площі клинодуально зношеної колодки від пробігу вагона

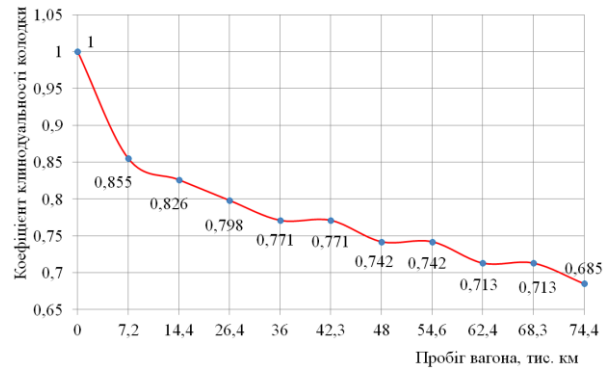


Рисунок 2.23 – Залежність коефіцієнта клинодуальності колодки від пробігу вагона

Таким чином, під час виконання розрахунків стосовно ефективності гальмування вантажних поїздів з КГК, після отримання нами під час досліджень емпіричних величин і побудови графічної залежності коефіцієнта клинодуальності, який прямо пропорційний пробігу вантажного вагона, розроблено графоаналітичний метод, використання якого дасть змогу визначити коефіцієнт клинодуальності для відповідного пробігу вантажного вагона. Коефіцієнт клинодуальності показує, яка частина робочої поверхні колодки використовується саме під час гальмування колеса вагона. Його числове значення в експлуатації може бути у межах від 1,0 (якщо шкідливої стертості немає, вся корисна площа робочої поверхні колодки задіяна для гальмування) до значення, меншого від 0,685 – верхня шкідлива стертість колодки наближається за довжиною майже до середини колодки. Такі випадки були встановлені під час проведення виробничих досліджень. Вони призводять до руйнування (зламу) КГК в умовах експлуатації вантажних вагонів.

Для верифікації отриманих результатів проведено відповідні розрахунки. Водночас використано  $F$ -тест. Верифікацію проведено порівнянням двох вибірок, отриманих аналітично та за допомогою комп'ютерного моделювання (таблиця 2.3). Для визначення площі колодки комп'ютерним моделюванням було створено її просторову модель у програмному комплексі SolidWorks. Після чого ця модель імпортувалася до Solid Edge, де за допомогою



вбудованих опцій визначалася площа колодки (рисунок 2.24) [219].

Таблиця 2.3 – Залежність робочої площі КГК від пробігу вантажного вагона

Середній пробіг вагона, тис. км	Площа колодки, мм <sup>2</sup>	
	Аналітичний розрахунок	Комп'ютерне моделювання
7,2	12335,23	112498,2
14,4	13945,53	13029,09
26,4	14487,33	13576,79
36,0	15440,17	14055,32
42,3	15795,15	14190,95
48,0	15795,15	14430,69
54,6	15668,81	14160,63
62,4	15668,81	14485,31
68,3	15506,9	14935,79
74,4	15096,76	14731,45

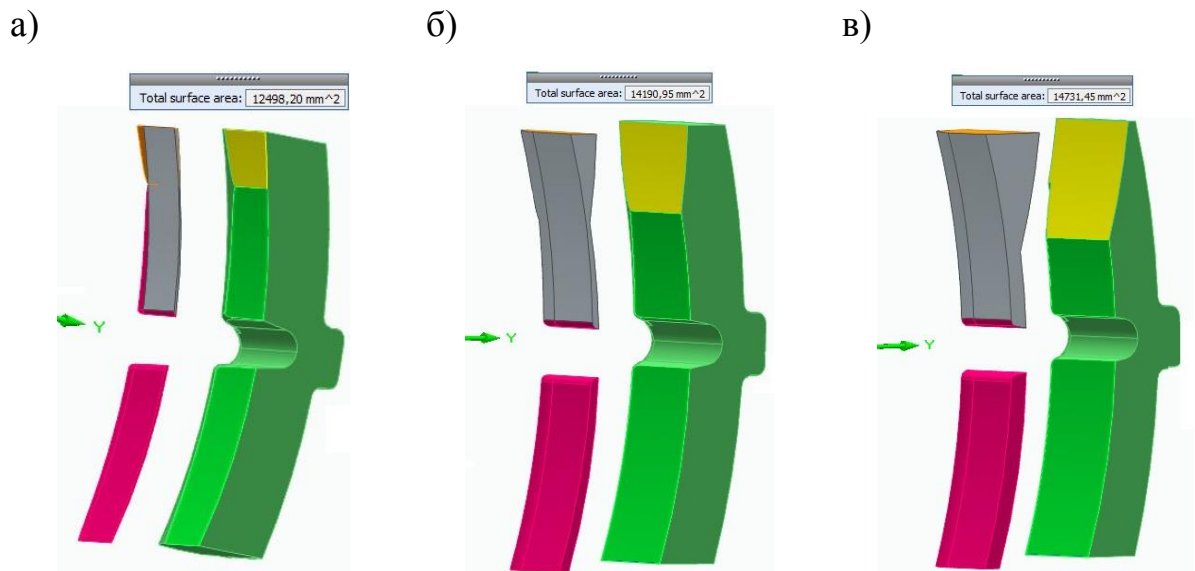


Рисунок 2.24 – Результати комп'ютерного моделювання щодо визначення площі клинодуально зношеної КГК, якщо пробіг вантажного вагона становить

а) 7,2 тис. км; б) 42,3 тис. км; в) 74,4 тис. км

Розрахункове значення критерію за  $F$ -тестом визначається з [189, 192] таким чином:

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2}, \quad (2.48)$$

де  $S_{ad}$  – дисперсія адекватності;

$S_y$  – дисперсія відтворюваності.

Дисперсія адекватності знаходилася за формулою

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y_i^p)^2}{f_i}, \quad (2.49)$$

де  $y_i$  – значення випадкової величини;

$y_i^p$  – розрахункове значення величини, отриманої за допомогою моделювання;

$f_i$  – кількість ступенів вільності.

Дисперсія відтворюваності визначалася за формулою

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n S_i^2, \quad (2.50)$$

де  $N$  – кількість тестів у матриці планування;

$S_i$  – дисперсія в кожному рядку, де проводилися паралельні експерименти.

Водночас будемо вважати, що модель, яка досліджується є лінійною (рисунок 2.25) та характеризує зміну площі тертя колодки від пробігу вагона.

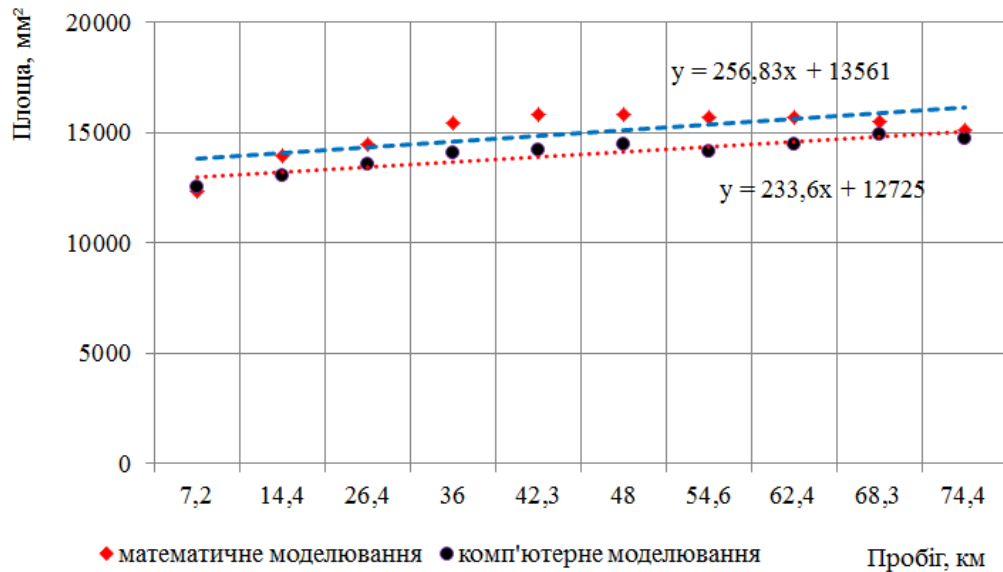


Рисунок 2.25 – Графічна залежність робочої площі колодки від пробігу вагона

Відповідно до проведених розрахунків встановлено, що за дисперсії відтворюваності  $S_y^2=585928,3$  та дисперсії адекватності  $S_{ad}^2=1232018,8$  фактичне значення критерію становить  $F_p=2,1$ , що менше табличного значення  $F_t=3,07$ . Тобто гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується.

## 2.6 Визначення геометричних параметрів композиційних гальмових колодок вагонів за відомого шкідливого зносу

Виконані комплексні експлуатаційні й теоретичні дослідження дали змогу створити передумови до розроблення методу для визначення геометричних параметрів корисної площі контакту колодок за утвореної верхньої шкідливої стертості залежно від різних зазорів між колесом і гальмовою колодкою, що суттєво впливає на ефективність гальмування вантажних поїздів.

Розрахункова схема повертання гальмової колодки з ГБ та прилягання її

до колеса наведена на рисунку 2.26.

Поставлена задача зводиться до розрахункового визначення довжини дуги  $\cup A'B$ , яку можна обчислити за такою формулою [142]:

$$\cup A'B = \frac{\pi R_k \cdot \angle A'CB}{180}, \quad (2.51)$$

де  $R_k$  – розрахунковий радіус колеса вагона, м.

Позначимо систему координат у точці  $O$ . Вертикальною обираємо вісь  $Z$ , горизонтальною  $X$ , як заведено при конструюванні вагонів.

Розрахунки проводимо використовуючи координатний метод. Насамперед розрахуємо координати точки  $A'$ , що є точкою перетину кола з центром у точці  $O$  та радіусом  $OA = OA'$  і кола з центром у точці  $C$  та радіусом  $R_k$ .

Рівняння кола з центром у точці  $O$  та радіусом  $OA$  буде мати такий вигляд:

$$x^2 + z^2 = OA^2, \quad (2.52)$$

відповідно кола в точці  $C$

$$(x - x_C)^2 + (z - z_C)^2 = R_k^2, \quad (2.53)$$

де  $x_C, z_C$  – координати точки  $C$ . Положення точки  $C$  можна записати у вигляді  $x_C = R_O \cos \alpha$ ,  $z_C = R_O \sin \alpha$ , тоді рівняння (2.53) буде мати вигляд

$$(x - R_O \cos \alpha_k)^2 + (z - R_O \sin \alpha_k)^2 = R_k^2, \quad (2.54)$$

де  $R_O$  – відстань між точками  $O$  та  $C$ ;

$\alpha$  – кут нахилу колодки відносно центра колеса вагона.

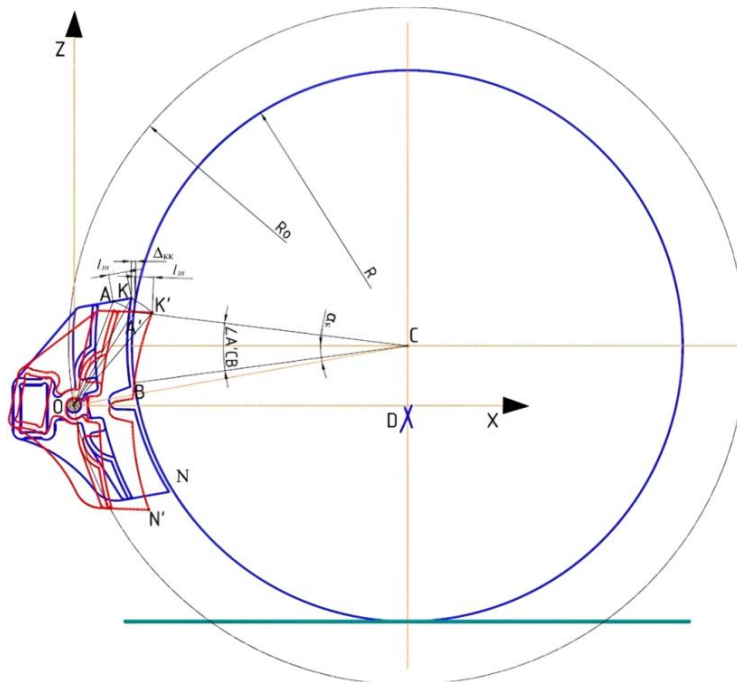


Рисунок 2.26 – Розрахункова схема обертання ГБ з колодкою

Положення точки  $A'$  визначається із системи рівнянь

$$\begin{cases} x^2 + z^2 = OA^2, \\ (x - R_0 \cos \alpha)^2 + (z - R_0 \sin \alpha)^2 = R_k^2. \end{cases} \quad (2.55)$$

Слід зазначити, що координати точки  $A'$   $x_{A'}, z_{A'} > 0$  перебувають в обраній системі координат.

Визначимо координати точок  $A, K, K', N'$ . Для цього розглянемо більш детально схему повороту колодки з ГБ. Схема повороту ГБ з колодкою відносно маятникової підвіски зображена на рисунку 2.27.

Положення точок  $A, K$  пов'язані з початковими параметрами системи – «маятникова підвіска – гальмовий башмак – гальмова колодка», початкової товщини колодки, величини зносу  $l_{zn}$  колодки, розмірів ГБ, зносу маятникової



вільному стані без повороту ГБ з колодкою) і знаходимо їх точку перетину, яка є точкою  $D$

$$\begin{cases} (x - x_{K'})^2 + (z - z_{K'})^2 = (R_K + \Delta_{KK})^2, \\ (x - x_{N'})^2 + (z - z_{N'})^2 = (R_K + \Delta_{KK})^2. \end{cases} \quad (2.57)$$

Координати точки  $B$  можна знайти як точку перетину кола з центром у точці  $C$ , радіусом кола  $R_K$  і в точці  $D$  з радіусом  $R_K + \Delta_{KK}$ . Для визначення складаємо систему рівнянь

$$\begin{cases} (x - R_O \cos \alpha)^2 + (z - R_O \sin \alpha)^2 = R_K^2, \\ (x - x_D)^2 + (z - z_D)^2 = (R_K + \Delta_{KK})^2. \end{cases} \quad (2.58)$$

Визначивши координати точок  $A'$  і  $B$ , кут  $\angle A'CB$  можна знайти як кут між двома прямими  $CA'$  і  $CB$  за формулою

$$\cos \angle A'CB = \frac{|(z_C - z_{A'})(z_C - z_B) + (x_{A'} - x_C)(x_B - x_C)|}{\sqrt{(z_C - z_{A'})^2 + (x_{A'} - x_C)^2} \cdot \sqrt{(z_C - z_B)^2 + (x_B - x_C)^2}}, \quad (2.59)$$

звідки

$$\angle A'CB = \arccos \left( \frac{|(z_C - z_{A'})(z_C - z_B) + (x_{A'} - x_C)(x_B - x_C)|}{\sqrt{(z_C - z_{A'})^2 + (x_{A'} - x_C)^2} \cdot \sqrt{(z_C - z_B)^2 + (x_B - x_C)^2}} \right). \quad (2.60)$$

Знаючи кут  $\angle A'CB$ , за формулою (2.51) визначаємо довжину дуги.

Усі наведені рівняння розв'язувалися за допомогою програмного комплексу MathCAD. Для порівняння результатів розрахунку отриманих даних

використовували функціонал графічного програмного комплексу AutoCAD [142, 232]. Результати розрахунку в середовищі AutoCAD залежностей довжин шкідливої стертості КГК за відомого її горизонтального зносу зверху та зазору між колесом і колодкою наведені в таблиці 2.4, а приклад графічного визначення на рисунку 2.28.

Таблиця 2.4 – Залежність довжини шкідливої стертості КГК від її горизонтального зносу та зазора між колесом і колодкою

Зазор між колесом та колодкою, мм	Відома величина горизонтального зносу КГК, мм																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	20	30	40	50	
	Дефініційована довжина шкідливої стертості КГК $l_{уст}$ , мм																			
3	41,78	66,1	82,13	93,49	101,96	108,49	113,66	117,85	121,29	124,16	126,57	128,63	130,39	131,91	133,23	137,74	141,52	142,64	142,92	
4	33,02	54,68	70,02	81,45	90,28	97,3	102,98	107,68	111,61	114,95	117,79	120,24	122,37	124,24	125,87	131,66	137,04	139,11	140,02	
5	27,24	46,53	60,92	72,05	80,9	88,21	94,05	99,05	103,29	106,94	110,08	112,82	115,23	117,35	119,24	126,07	132,81	135,73	137,22	
6	23,16	40,45	53,86	64,53	73,23	80,49	86,49	91,64	96,07	99,92	103,27	106,22	108,83	111,15	113,22	120,89	128,82	132,5	134,52	
7	20,12	35,75	48,22	58,39	66,84	73,99	80,00	85,22	89,75	93,73	97,21	100,31	103,06	105,53	107,75	116,1	125,04	129,41	131,91	
8	17,78	32	43,62	53,29	61,43	68,43	74,39	79,6	84,17	88,22	91,79	94,98	97,85	100,43	102,76	111,64	121,46	126,44	129,39	
9	15,91	28,95	39,81	48,98	56,81	63,59	69,47	74,65	79,22	83,29	86,91	90,17	93,11	95,76	98,18	107,5	118,06	123,6	126,95	
10	14,4	26,42	36,59	45,29	52,82	59,4	65,15	70,25	74,79	78,86	82,5	85,79	88,78	91,49	93,97	103,65	114,83	120,86	124,6	
12	12,08	22,46	31,46	39,33	46,26	52,42	57,88	62,79	67,21	71,22	74,84	78,15	81,17	83,94	86,49	96,61	108,83	115,71	120,12	
14	10,4	19,51	27,56	34,71	41,4	46,84	52,02	56,71	60,97	64,87	68,43	71,7	74,71	77,48	80,05	90,43	103,38	110,95	115,92	



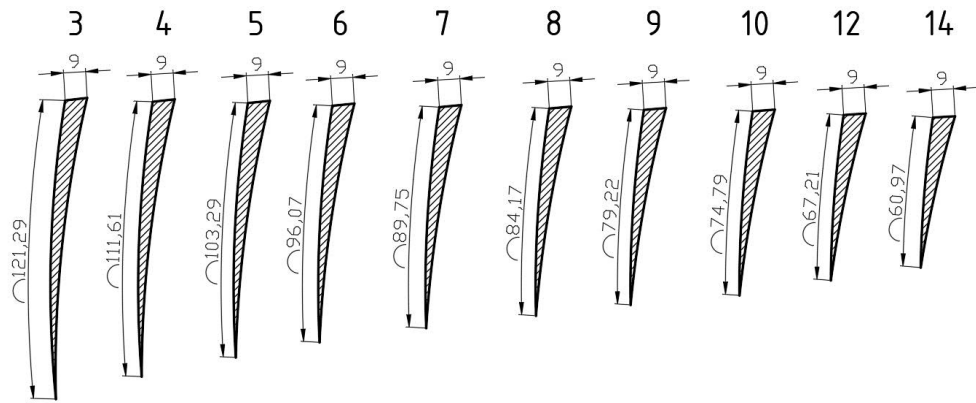


Рисунок 2.28 – Величини параметрів верхньої шкідливої стерстості КГК, отримані за результатами комп'ютерного моделювання

Порівняння отриманих результатів за допомогою AutoCAD та MathCAD для випадку горизонтального зносу у 12 мм і різних зазорів наведено на рисунку 2.29.

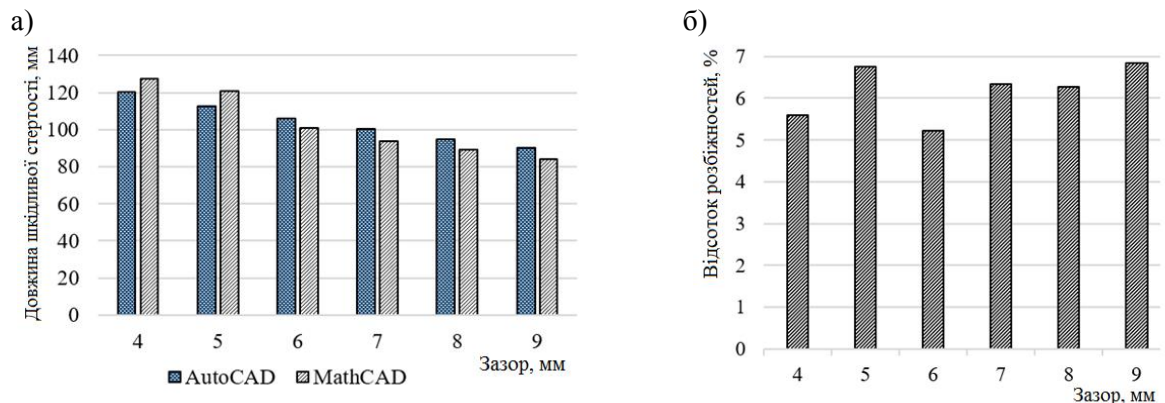


Рисунок 2.29 – Результати визначення довжини шкідливої стерстості:

а) залежність довжини шкідливої стерстості від зазору; б) відсоток розбіжності між результатами розрахунків, отриманими в AutoCAD і MathCAD

За результатами виконаних досліджень побудовано графічні залежності: довжини шкідливої  $l_{уст}$  стерстості (рисунок 2.30); шкідливої площі  $Q_{уст}$  зносу колодки (рисунок 2.31); шкідливого об'єму  $V_{уст}$  зносу колодки (рисунок 2.32) – від величини зазору між колесом і колодкою за відомого горизонтального (шкідливого) зносу верхньої частини колодки.

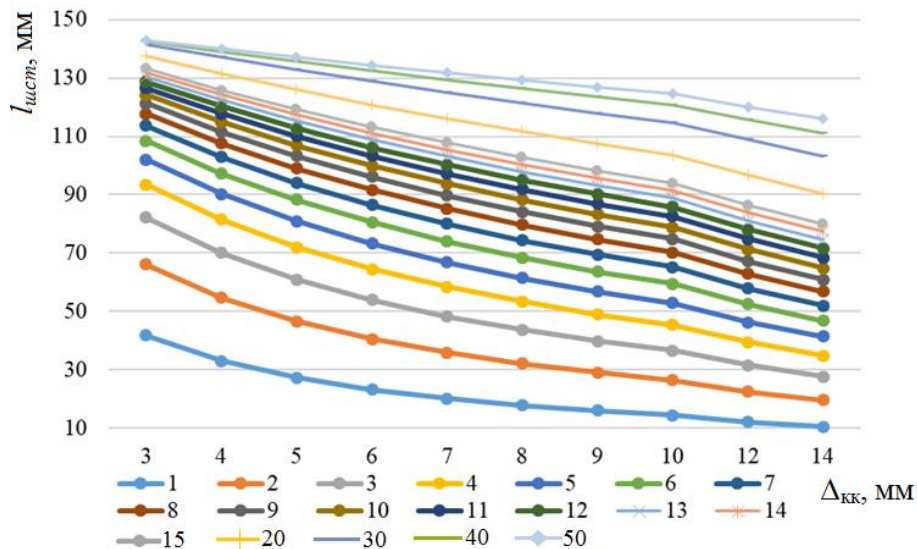


Рисунок 2.30 – Залежності довжини шкідливої стертості за відомого горизонтального зносу верхньої частини колодки й зазору між колесом і колодкою

Визначення площі нерівномірного зносу колодки

Розглянемо розрахункову схему визначення площі зносу КГК вантажного вагона (рисунок 2.33).

Площу нерівномірного зносу КГК можна визначити як площу криволінійної трапеції

$$Q_{уст} = \int_a^b f(x) dx. \quad (2.61)$$

Для цього складаємо рівняння прямої, що проходить через точки  $A'$ ,  $K'$ :

$$\frac{x - x_{A'}}{x_{K'} - x_{A'}} = \frac{z - z_{A'}}{z_{K'} - z_{A'}}, \text{ або } z = \frac{(x - x_{A'})(z_{K'} - z_{A'})}{x_{K'} - x_{A'}} + z_{A'}. \quad (2.62)$$

Коло, що імітує колесо вагона:

$$(z - z_C)^2 + (x - x_C)^2 = R_K^2, \quad z = \sqrt{R_K^2 - (x - x_C)^2} + z_C. \quad (2.63)$$

Коло, що проходить через точки  $B, K'$  з центром у точці  $D$  (рисунок 2.26).

$$(z - z_D)^2 + (x - x_D)^2 = (R_K + \Delta_{KK'})^2, \quad z = \sqrt{(R_K + \Delta)^2 - (x - x_D)^2} + z_D. \quad (2.64)$$

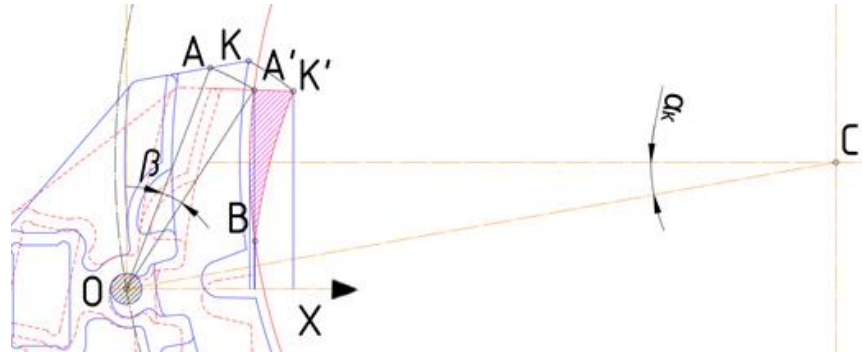


Рисунок 2.33 – Розрахункова схема визначення площі нерівномірного зносу КГК

Площа нерівномірного зносу:

$$Q_{CK} = \int_{x_{A'}}^{x_{K'}} \left( \frac{(x - x_{A'})(z_{K'} - z_{A'})}{x_{K'} - x_{A'}} + z_{A'} \right) dx - \int_{x_B}^{x_{K'}} \left( \sqrt{(R_K + \Delta)^2 - (x - x_D)^2} + z_D \right) dx -$$

$$- \int_{x_{A'}}^{x_B} \left( \sqrt{R_K^2 - (x - x_C)^2} + z_C \right) dx + \int_{x_C - R_K}^{x_{A'}} \left( \sqrt{R_K^2 - (x - x_C)^2} + z_C \right) dx. \quad (2.65)$$

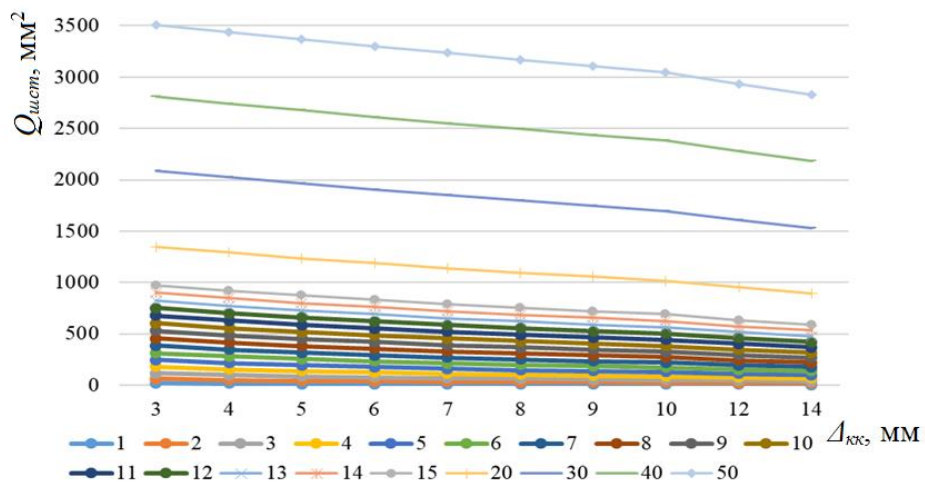


Рисунок 2.31 – Залежності площі шкідливої стерстості за відомого горизонтального зносу верху колодки й зазора між колесом і колодкою

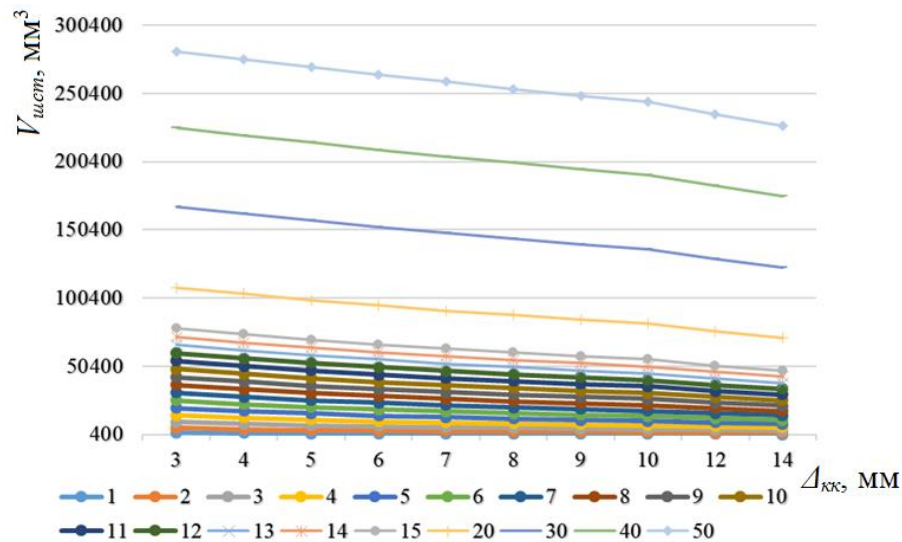


Рисунок 2.32– Залежності об’єму шкідливої стертості за відомого горизонтального зносу верху колодки й зазора між колесом і колодкою

Отримані за розробленим методом визначення геометричних параметрів корисної площі контакту колодок за утвореної верхньої шкідливої стертості залежно від різних зазорів між колесом і гальмовою колодкою розрахунки свідчать про те, що небажана шкідлива стертість верхніх кінців колодки не тільки зменшує ефективну площу прилягання колодки до колеса в режимі гальмування, а й створює передумови виникнення біфуркацій у гальмових підсистемах вантажних візків з ГВП. Тобто у візках вагонів, де площа стертості вверху колодок стає близькою до залишку робочої площі колодки, можуть виникати біфуркації короткочасові «перескоки» напряму дії сили натискання колодки на колесо з подальшим подовженням шкідливої стертості.

## 2.7 Висновки до розділу 2

1. Запропоновано процедуру проведення виробничих досліджень щодо встановлення ненормативного зносу КГК. За розробленою процедурою щодо

проведення виробничих досліджень виконувалися вимірювання елементів ГСВ для різних типів і пробігів вантажних вагонів. Розроблено класифікацію видів і типів зносу КГК та встановлено основні причини їх виникнення.

Уперше визначено особливий характер двоплощинного переломного профілю зносу КГК на робочій площині тертя, за якого введено поняття клинодуального фрикційного зносу колодок.

За результатами проведених досліджень встановлено, що основними причинами виникнення клинодуального зносу КГК вантажних вагонів є:

- нерівномірний розподіл питомого гальмового зусилля за довжиною колодки від зсуву реакції колеса на колодку щодо її осі симетрії в бік кінця колодки, на яку набігає колесо;

- притиснення верхнього кінця колодки під час руху поїзда шкідливо діючим крутним моментом, який виникає через те, що вісь, яка проходить через центр отвору розпірки триангеля не збігається з віссю маятникових підвісок, які утримують гальмові колодки;

- не працюють як належить пристрої для нормативного зносу гальмових колодок, які не забезпечують потрібне відведення колодок від коліс, через це верх колодок третяся об колеса під час руху поїзда з попущеними гальмами.

2. Визначено силові фактори, які забезпечують квазістатичну рівновагу зчленованих елементів підвішеної колодки під час гальмування візка вантажного вагона, що дало можливість створити передумови для вирішення проблеми, що стосується клинодуального зносу КГК. На підставі виконаного кінетостатичного аналізу визначено, що моменти для верхньої і нижньої частин КГК залежать від багатьох параметрів, а їх надлишкові величини призводять до утворення та інтенсивного збільшення клинодуального зносу колодок під час руху вагонів. Встановлено, що за рахунок клинодуального зносу колодки, гальмова площа її верхньої частини буде зменшуватися зі збільшенням пробігу вагона, що негативно впливає як на ефективність гальмування вантажного поїзда, так і на БР.

Наведено методику й процедуру аналітичного розв'язання задачі про

квазістатичну рівновагу сил і моментів, що діють під час гальмування колеса колодковим гальмом у випадку двостороннього руху, якщо мають місце ідентичні режими під час гальмування. За проведеними дослідженнями встановлено, що для ліквідації клинодуального зносу колодок надлишковий момент має дорівнювати нулю. Визначено раціональне місце підвішування колодки, що дасть змогу позбутися її ненормативного зносу в умовах експлуатації.

3. Застосовано системний підхід для визначення факторів, що сприяють ненормативному зносу колодок у ГСВ вантажних вагонів. Наведені групи факторів призводять до погіршення ефективності гальмувань у поїздах, збільшення витрат енергоресурсів на тягу поїздів, зменшення корисного ресурсу КГК, пошкоджень поверхонь кочення коліс, а також негативно впливають на довкілля.

На підставі системного підходу отримано результати, які сприятимуть створенню рекомендацій щодо проектування сучасних конструкцій ГСВ вантажних вагонів. Це дозволить зменшити експлуатаційні витрати під час вантажних перевезень, а також підвищити БР поїздів на залізничному транспорті шляхом удосконалення конструкції механічної частини їх гальм.

4. Визначено площу гальмової частини КГК урахуваючи їх величини клинодуального зносу. Встановлено, що через клинодуальний знос КГК їх гальмова площа  $Q_{ef}$  буде збільшуватися у нижній частині до визначеного зносу, який прямо пропорційний пробігу вагона, а у верхній частині площа буде зменшуватися. Визначено площу робочої поверхні колодки за розробленою методикою з урахуванням усередненого зносу, яка становила: для номінальних параметрів колодки без пробігу вагона  $Q_{ef}=12891,27 \text{ мм}^2$ ; за пробігу вагона 74,1 тис. км  $Q_{ef}=20683,86 \text{ мм}^2$ ; за пробігу вагона 7,2 тис. км і клинодуально зношеної колодки  $Q_{ef}=12335,23 \text{ мм}^2$ ; за пробігу вагона 74,4 тис. км і клинодуально зношеної колодки  $Q_{ef}=15096,76 \text{ мм}^2$ . На підставі

розрахунків побудовано графічну залежність робочої площі клинодуально зношеної колодки від пробігу вагона в умовах експлуатації.

5. Розроблено графоаналітичний метод для визначення коефіцієнта клинодуальності КГК залежно від пробігу вантажного вагона. Використання цього методу дасть змогу визначити величину коефіцієнта клинодуальності для відповідного пробігу вантажного вагона, а це дасть можливість виконати належну оцінку ефективності процесу гальмування вантажних поїздів з КГК.

6. Виконано верифікацію отриманих результатів щодо визначення коефіцієнта клинодуальності КГК порівнянням двох вибірок, отриманих аналітично та з допомогою комп'ютерного моделювання. Встановлено, що за дисперсії відтворюваності  $S_y^2=585928,3$  і дисперсії адекватності  $S_{ad}^2=1232018,8$  фактичне значення критерію становить  $F_P=2,1$ , що менше від табличного значення  $F_T=3,07$ . Результати розрахунків доводять, що гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується.

7. Встановлено, що чим менший зазор між колодкою й колесом і відповідно кут між поверхнею обода колеса та робочою частиною колодки, тим більша довжина КГК яка, починаючи з її верхнього кінця зазнає зносу за попуцених гальм під час руху поїзда. Однак слід зауважити, що за ненормативного зазора, який є переважно більший внизу колодки на відміну від її верху, відбувається інтенсивний знос у верхній крайковій частині колодки.

Теоретично доведено, що в ненормативно зношених гальмових колодках у верхній частині значно перерозподіляється питомий тиск за всією її робочою довжиною в процесі гальмування. Донині жодна теоретична робота не враховувала важливості цього перерозподілу питомого тиску, що віддаляло теоретичні висновки від справжніх умов експлуатації колодок вантажних вагонів.

8. Запропоновано метод для визначення геометричних параметрів корисної площі контакту колодок за утвореної верхньої шкідливої стертості залежно від зазора між колесом і гальмовою колодкою. За розробленим

методом отримано графічні залежності: довжини шкідливої стертості колодки; шкідливої площі зносу колодки; шкідливого об'єму зносу колодки – за відомого горизонтального зносу верху колодки й зазора між колесом і колодкою, які даватимуть змогу оцінити гальмову ефективність процесу гальмування вантажного РС. Теоретично доведено, порівнюючи результати розрахунків визначення геометричних параметрів верхньої шкідливої стертості колодки залежно від нормативного зазора між колесом та гальмовою колодкою за координатним методом у програмному середовищі MathCAD і графічним в AutoCAD, що похибка між ними не перевищує 5 – 7%.

Розроблені методи доцільно застосовувати у конструкторських і технологічних відділах під час проєктування як механічних гальмових систем ходових частин інноваційних вагонів, так і для удосконалення вагонів, які зараз експлуатуються на залізниці.



### РОЗДІЛ 3

## ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ КОМПОЗИЦІЙНИХ ГАЛЬМОВИХ КОЛОДОК ЗА УМОВИ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ВПЛИВУ ВІД ПОВЕРХНІ КОЧЕННЯ КОЛІС

### 3.1 Визначення теплового режиму й зношування композиційних гальмових колодок

У процесі гальмування вантажного поїзда фрикційним колодковим гальмом здійснюється перетворення кінетичної енергії поїзда, який рухається, в теплову енергію. З огляду на це у зоні контакту КГК й поверхні кочення колеса відбувається процес перетворення кінетичної енергії руху колеса на енергію хаотичного теплового руху молекул колеса та КГК. Контакт вузла тертя, який спричиняє дію ковзання між колодкою й колесом, стає джерелом виникнення тепла. Решта маси колеса та колодки поглинає це тепло шляхом теплопередачі, а з далеких точок від центра поверхонь гальмової колодки та колеса тепло розсіюється у навколишнє середовище шляхом тепловіддачі. Однак нинішні тенденції щодо значного підвищення швидкостей руху вантажних поїздів і застосування більш ефективних фрикційних матеріалів для КГК, що мають знижену теплопровідність, теплову напруженість процесів, які відбуваються під час гальмування, значно зростають. Це призводить до різних пошкоджень і зменшення довговічності триботехнічних вузлів гальма і коліс внаслідок структурних змін матеріалу гальмових колодок [113, 155].

Раціональні методи підходу до проектування ГСВ та вибір раціональних режимів їх експлуатації неможливі без теоретичного оцінювання величини температури, що розвивається під час гальмування вантажного поїзда. Зважаючи на те, що зі збільшенням швидкості руху, наприклад, у 2 рази кількість цієї енергії збільшується вчетверо, особливого значення набуває теплова стійкість пари тертя, порушення якої призводить до втрати фрикційних

властивостей і виникнення аварійних ситуацій у вантажному РС.

З урахуванням наявності клинодуального зносу КГК погіршується ефективність роботи гальмової системи поїзда. Водночас може бути як збільшення навантаженості її конструкції, так і «недовикористання» величини натиснення на неї, що призводить до збільшення гальмового шляху поїзда, а відповідно й зносу колісних пар та верхньої будови колії.

Для обґрунтування зазначених гіпотез проведено відповідні розрахунки.

З метою визначення сили натиснення на КГК використовується відома залежність [113, 155]

$$\frac{K}{Q_{ef}} \leq [\Delta p_n], \quad (3.1)$$

де  $[\Delta p_n]$  – допустимий питомий тиск на гальмову колодку, Н/см<sup>2</sup>.

Звідси

$$K \leq Q_{ef} \cdot [\Delta p_n]. \quad (3.2)$$

Тоді, якщо допустимий питомий тиск на КГК 0,085 кН/см<sup>3</sup>, що відповідає її початковій площі 12890 мм<sup>2</sup>, сила натиснення буде дорівнювати 17 кН.

З урахуванням зносу КГК за експлуатаційної сили натиснення на неї також буде збільшуватися і питомий тиск.

За даними, які отримані під час розрахунків, що наведені у підрозділі 2.5, визначено залежність тиску на КГК від пробігу дослідного вагона (рисунок 3.1). Розрахунок проведено на прикладі для двох КГК, одна з яких працювала у ГВП з працездатним пристроєм рівномірного зносу колодок і зношувалася відповідно до нормативних значень зі збільшенням робочої площі до 20000 мм<sup>2</sup>, а друга колодка через непрацездатний пристрій зношувалася клинодуально, тому відповідно зменшувалася робоча площа колодки до величини 15097 мм<sup>2</sup> за пробігу вантажного вагона 74,4 тис. км. За такої умови

величина питомого тиску на КГК прийнята постійною за умови забезпечення ефективності гальмування.

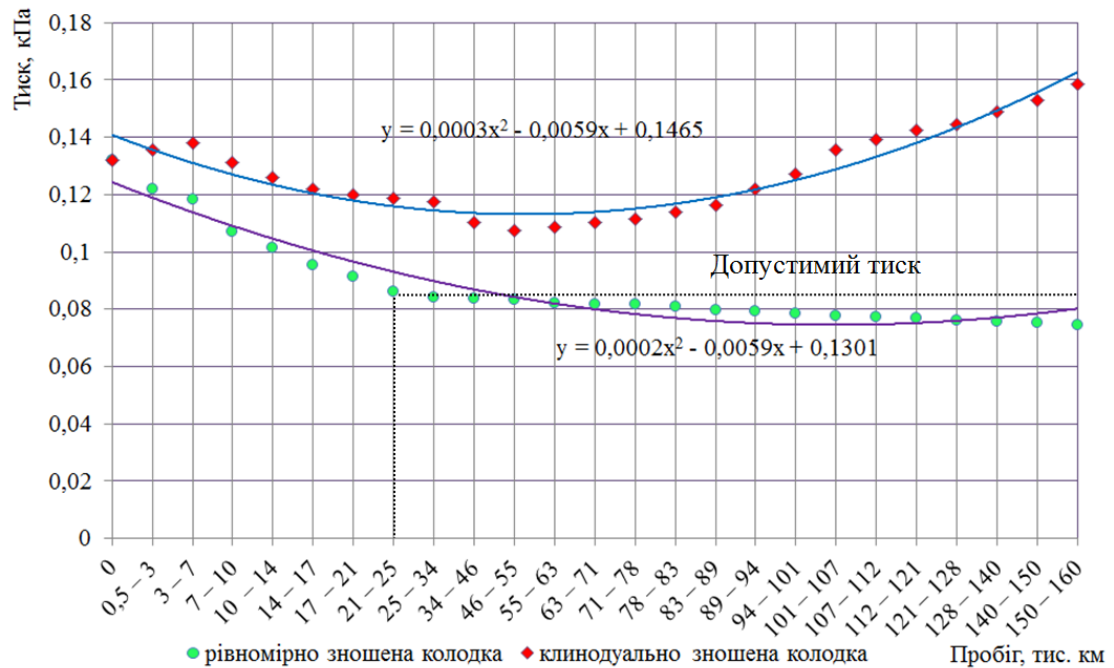


Рисунок 3.1 – Залежність питомого тиску на КГК з урахуванням пробігу вагона

З рисунка 3.1 видно, що за незначного пробігу вагона до 21 тис. км величина питомого тиску на рівномірно зношені КГК перебуває за його границями. Однак зі збільшенням пробігу вагона за працездатних пристроїв у гальмових колодках через конструктивні їх особливості поступово буде збільшуватися площа до відповідного пробігу, що дає змогу питомому тиску перебувати у відповідних границях. Проте слід звернути особливу увагу на клинодуально зношені КГК, у яких через непрацездатний пристрій питомий тиск, починаючи від початку експлуатаційного періоду вантажного вагона до його завершення, значно перевищує допустимий, що дуже негативно впливає на поверхні кочення коліс під час гальмування поїзда.

За умови температурних режимів максимальне натискання  $K_i^K$ , кН, для КГК під час теплового режиму в процесі гальмування може бути знайдено з виразу [79, 99, 155, 218, 222]

$$K_t^K = \frac{[4\Phi(t) - 2,34v_0m_v] + \sqrt{[4\Phi(t) - 2,34v_0m_v]^2 + 9,36v_0m_v\Phi(t)}}{0,023v_0m_v}, \quad (3.3)$$

де

$$\Phi(t) = \frac{Q_{ef}\Delta\tau_{\max}\alpha_0}{1 - e^{-1,52\alpha_0\sqrt{t}}}, \quad (3.4)$$

$$\alpha_0 = 0,004(1 + 1,33\sqrt{v_0}), \quad (3.5)$$

$$m_v = 0,44 \frac{3,6v_0 + 150}{7,2v_0 + 150}, \quad (3.6)$$

де  $v_0$  – початкова швидкість гальмування, м/с;

$\Delta\tau_{\max}$  – максимально допустима температура КГК в процесі гальмування,

$\Delta\tau_{\max} = 400$  °С;

$t$  – тривалість гальмування, с.

Тривалість гальмування  $t$ , якщо відома за нормативами довжина гальмового шляху  $S_r$  на ухилі з початковою швидкістю гальмування  $v_0$ , знаходять, припускаючи, що рух рівносповільнений:

$$t = \frac{2S_r}{v_0}. \quad (3.7)$$

З урахуванням вищеподаних відомостей та розрахунку за наведеними формулами можна сказати, що величина натискання на колодку зі зносом є меншою на 25,5 % порівняно з колодкою, яка має рівномірний знос. Це обумовлено зменшенням корисної площі колодки. Розрахунок проведений на прикладі гальмової колодки з площею 15097 мм<sup>2</sup>, що на 25 % менша за номінальну.

Побудуємо залежність допустимої величини натиснення від початкової швидкості гальмування (рисунок 3.2).

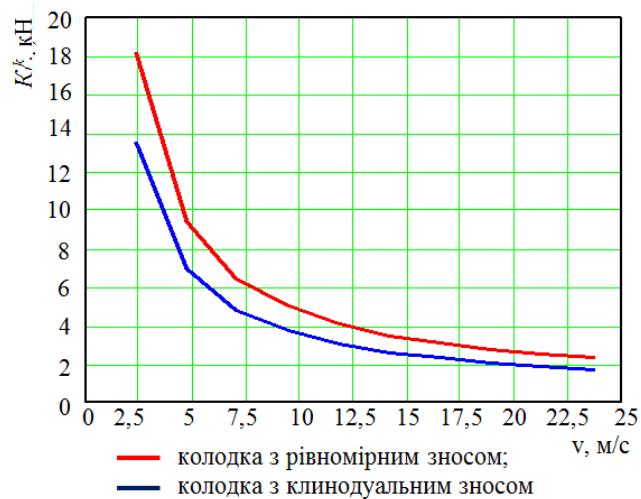


Рисунок 3.2 – Залежність величини натиснення КГК від швидкості руху під час гальмування

### 3.2 Визначення температури на поверхні тертя триботехнічної пари «гальмова колодка – колесо» під час гальмування

Під час гальмування процес тертя гальмової колодки й колеса відбувається в точках їх фактичного контакту. Сумарна площа цих контактів становить лише незначну величину геометричної площі КГК, що перекривається. Через те, виділення тепла відбувається лише в точках фактичного контакту, щільності теплових потоків і температурні спалахи в них можуть досягати значних величин, що викликають світіння поверхні тертя й перехід металу в цих точках у пластичний стан. Водночас відбувається деформація металу або його швидке зношування і місце температурного спалаху переміщується відповідно до зміни контактних питомих тисків [35, 76, 111, 113, 155].

Поширення теплового потоку на всю геометричну площу тертя відбувається близько від поверхні контакту і його щільність різко знижується порівняно з точками фактичного контакту, набуваючи значення, відповідне до геометричних розмірів контактуючих тіл. Відповідно змінюється й

температура в поверхневих шарах.

Слід також мати на увазі, що температура будь-якої точки поверхні кочення колеса за кожний його оберт має деякі коливання, що є наслідком того, що під час виходу з розглянутої точки із зони контакту в ній відбувається деяке зниження температури внаслідок відводу тепла усередину колеса й у навколишнє середовище; під час проходження точки в зоні контакту колеса й гальмової колодки її температура підвищується й перевищує розрахункове середнє значення.

Однак під час розв'язання теплових задач цим явищем можна знехтувати через інерційність процесів і вважати підведення тепла по всій поверхні тертя колеса безперервним. Таким чином, для розрахунків цієї температури  $\Delta\tau_n$  у будь-який момент часу гальмування  $t$  можна використовувати такий вираз [155]:

$$\Delta\tau_n = \frac{q_T}{\alpha_0} \left[ 1 - e^{-\frac{2\alpha_0}{\sqrt{\pi\lambda\gamma c}} \sqrt{t} \left(1 - \frac{2}{3} \frac{t}{t_B}\right)} \right]. \quad (3.8)$$

Найбільша температура під час гальмування на поверхні колеса досягається в середині цього процесу  $t = 0,5t_B$ :

$$\Delta\tau_{n \max} = \frac{q_T}{\alpha_0} \left[ 1 - e^{-0,9433 \frac{\alpha_0}{\sqrt{\pi\lambda\gamma c}} \sqrt{t_B}} \right]. \quad (3.9)$$

Температура на поверхні колеса в момент зупинки поїзда  $t = t_B$ :

$$\Delta\tau_{nK} = \frac{q_T}{\alpha_0} \left[ 1 - e^{-0,667 \frac{\alpha_0}{\sqrt{\pi\lambda\gamma c}} \sqrt{t_B}} \right]. \quad (3.10)$$

Температура під час гальмування, що встановилася (з постійною швидкістю):

$$\Delta\tau_{\infty} = \frac{q_T}{\alpha_0} \left[ 1 - e^{-2 \frac{\alpha_0}{\sqrt{\pi\lambda\gamma c}} \sqrt{t_B}} \right], \quad (3.11)$$

де  $q_T$  – щільність теплового потоку, ккал/(м<sup>2</sup> · °С);

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, ккал/(м · °С);

$\gamma$  – питома вага, кН/м<sup>3</sup>;

$c$  – питома теплоємність, ккал/(кгс · °С);

$t_B$  – час гальмування до повної зупинки, с.

Значення  $\lambda, \gamma, c$  наведені в [155].

Щільність теплового потоку в початковий момент гальмування визначається за виразом

$$q_T = \frac{\alpha_R \cdot B_{\Gamma} \cdot q_0 \cdot v_0}{17080\pi \cdot R \cdot h_K}, \quad (3.12)$$

де  $\alpha_R$  – коефіцієнт розподілу теплових потоків у колесі для вагона, який обладнаний КГК,  $\alpha_R = 0,95$ ;

$h_K$  – ширина поверхні тертя колеса, м (прийняти 0,09 м).

Наведені формули отримані для умов нагрівання напівобмеженої пари «гальмова колодка – колесо», тобто коли потік тепла ще не досягає поверхні, яка обмежує нагрівання їх тіл з боку, щод протилежним для підводу тепла. Таке допущення прийнятне під час нагрівання тіл, що мають досить велику товщину. У більшості реальних для експлуатаційних умов режимів гальмування, крім особливо тривалих, вони можуть бути рекомендовані для розрахунків. В останньому випадку існують спеціальні корегувальні коефіцієнти, обумовлені графіками [2, 12, 72, 155].

Попередня оцінка коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_0$  залежно від швидкості  $v_0$  може бути виконана за емпіричною формулою (3.5).

З огляду на те, що гальмова сила змінюється в процесі наповнення ГЦ і

за зміни швидкості руху значення  $B_r$  розраховується з огляду на довжину дійсного гальмового шляху  $S_r$  й часу підготовки гальм до дії  $t_{II}$  [2, 12, 111, 113, 155]:

$$B_r = \frac{108 \cdot v_0}{2(S_r - v_0 t_{II})} - w_0 - i_c, \quad (3.13)$$

де  $w_0$  – основний питомий опір руху поїзда, Н/кН;

$i_c$  – ухил під час гальмування, ‰.

Час  $t$  за цієї умови у виразі для розрахунків теплових режимів приймають зменшеним на час підготовки  $t_{II}$ , якщо  $t \geq t_{II}$ .

З метою забезпечення ефективності гальмування величина натиснення на клинодуально зношену колодку може дорівнювати тій, що притаманна для колодки з номінальними параметрами. За рахунок меншої робочої площі колодки відбувається зростання її температурної навантаженості під час гальмування (рисунок 3.3).

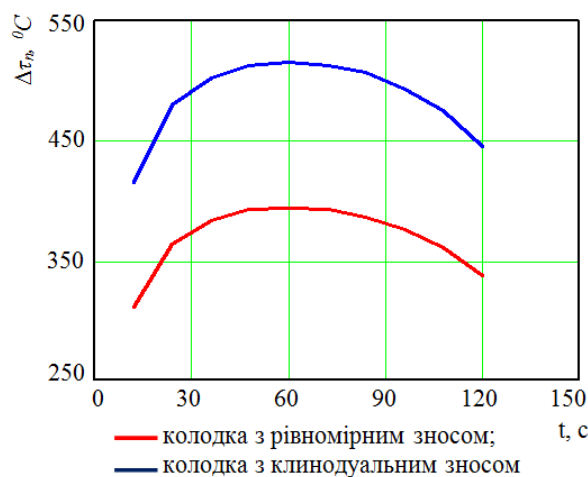


Рисунок 3.3 – Зміна температури нагрівання КГК за часом під час гальмування

Аналізуючи залежності, наведені на рисунку 3.3, можна зробити висновок, що температура нагрівання КГК з клинодуальним зносом збільшується на 16,8 % порівняно з колодками, що мають рівномірний знос.

На підставі виконаних досліджень визначено, що зміна температури нагрівання КГК за швидкістю має враховувати змінне значення гальмової сили,



яке впливає на величину сили натискання колодки під час гальмування. Тому залежно від площі контакту триботехнічної пари «гальмова колодка-колесо» змінюється й температура нагрівання КГК за пройдений гальмовий шлях поїздом у встановлений проміжок часу [155, 218, 222]. Розрахунок виконано на прикладі колодки з номінальними параметрами і клинодуально зношеної. Для дослідження впливу зміни гальмової сили на температуру нагрівання колодки проведено відповідні розрахунки. Водночас величина гальмової сили визначалася за формулою

$$B_{\Gamma} = \frac{K_t^K \cdot \varphi_k \cdot 1000}{q_o} \quad (3.14)$$

Зміну температури нагрівання КГК за швидкістю визначаємо за формулою (3.8).

Тоді графік зміни температури нагрівання КГК за швидкістю під час гальмування буде мати вигляд, наведений на рисунку 3.4.

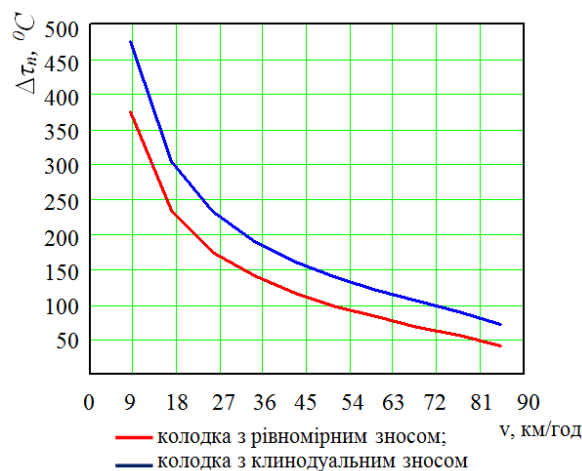


Рисунок 3.4 – Зміна температури нагрівання КГК за швидкістю під час гальмування

Отримані результати дають змогу зробити висновок, що з урахуванням наявності клинодуального зносу КГК збільшується й температура її нагрівання під час гальмування порівняно з колодкою, що має номінальні значення, на 16,7 %.

### 3.3 Визначення термонапруженого стану колеса за взаємодії з композиційною колодкою під час гальмування

Під час застосування КГК значно зростає кількість відмов коліс у процесі експлуатації вантажних вагонів. Основною причиною виникнення таких відмов є те, що КГК мають низьку теплопровідність, а це спричиняє різні пошкодження поверхонь кочення коліс (вищербини різного виду, навари), які мають термомеханічний характер походження. Так само ще однією негативною особливістю цих колодок є те, що під дією високих температур вони здатні вкраплювати метал колеса у робочу поверхню (тіло) КГК.

Причиною утворення вищербин є термомеханічні пошкодження, явища втоми металу й термічні тріщини обода. Вищербини в місцях термомеханічних пошкоджень і термічних тріщин утворюються під дією дотичних і нормальних сил під час гальмування. Утворенню вищербин сприяє мартенситна структура верхніх шарів металу коліс, що має високу твердість і крихкість. Великі залишкові напруження загартованого верхнього шару металу коліс спричиняють утворення мікротріщин, які поступово розвиваючись, з'єднуються між собою, що призводить до викришування металу. Вищербини в місцях термомеханічних пошкоджень та у місцях термічних тріщин характеризуються невеликою глибиною (2 – 3 мм), до того ж вони мають, як правило, групове розташування. Вищербини в місцях утомлених тріщин відрізняються глибиною значних розмірів, що досягає 20 мм, нерівною з характерним видом утомленого руйнування поверхнею, покритою плівкою окислів [54, 55, 72].

Термічні поперечні тріщини в ободі колеса утворюються у вигляді безлічі тріщин термічної втоми на поверхні кочення в зонах нахилу 1:7, на фасці й в окремих випадках перехідних на зовнішню грань обода. Ці тріщини термічної втоми виникають у результаті чергування інтенсивного нагрівання поверхні кочення колеса під час гальмування й наступного охолодження. Під

час різкого гальмування поїзда поверхня кочення колеса від тертя, особливо з КГК, нагрівається до температури 400 °С, а в окремих зонах температура може бути значно більшою. Повторювані цикли нагрівання й охолодження викликають послідовно в поверхневому шарі обода колеса напруження стиску й розтягу, величина яких може перевищувати межу плинності сталі, а це призводить до розвитку пластичної деформації і, як наслідок, до утворення тріщин [35, 54, 55].

Якщо сила зчеплення колеса з рейкою перевищує гальмову силу, виникає процес «юз», що призводить до подовження гальмового шляху та пошкодження колісних пар. У місці контакту колеса з рейкою під час заклинювання коліс відбувається інтенсивне нагрівання і швидке зношування поверхні кочення колеса [20, 21, 54, 72, 111, 113, 235, 251]. Глибина вищербини (вибоїни)  $h$  за такої умови визначається за виразом

$$h = 0,004 \left[ \frac{\Psi_{\text{кк}} q_o v_o}{2\delta_{\text{к}} \sqrt{R_{\text{к}}}} \left( 1 - e^{-0,208\sqrt{t_{\text{зк}}}} \right) \right]^2, \quad (3.15)$$

де  $v_o$  – швидкість руху, м/с;

$\delta_{\text{к}}$  – ширина вибоїни на поверхні кочення колеса, м;

$R_{\text{к}}$  – радіус колеса, м;

$t_{\text{зк}}$  – час заклиненого стану колісної пари, с.

Допустиме під час гальмування проковзування коліс, за якого не відбувається їх пошкодження, можна визначити за формулою

$$v_{\text{кк}} = \frac{40000}{q_o^2} \left( \sqrt{0,49 + \frac{0,014 q_o^2 v_o}{400}} \right). \quad (3.16)$$

Для запобігання заклинюванню коліс на РС встановлюють протигазні регулятори, що знижують гальмове натискання для ліквідації стану «юз». Такі регулятори, щоб уникнути пошкодження коліс, повинні мати певну

швидкодію. Максимальний час їх спрацьовування  $t_{cn}$  від початку заклинювання коліс з урахуванням уповільнення обертання колісної пари не повинен перевищувати

$$t_{cn} \leq \frac{v_{kk} J}{(\psi_K - \psi_{KK}) q_o R_k^2}, \quad (3.17)$$

де  $J$  – момент інерції колісної пари і мас, що обертаються з нею;

$\psi_K$  – коефіцієнт зчеплення коліс з рейками [20, 113, 155, 251].

Момент інерції колісної пари знаходять за формулою

$$J = m\rho^2, \quad (3.18)$$

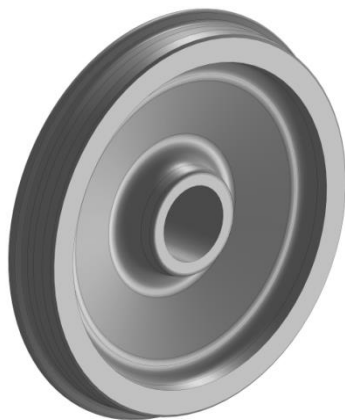
де  $m$  – маса обертової частини для вагонної осі,  $m = 1,25$  кН;

$\rho$  – радіус інерції для вагонних коліс, які рухаються,  $\rho = 0,75R_k$ .

Для визначення температурного впливу від КГК на колесо проведено дослідження його термонапруженого стану [35, 53 – 55, 78].

Для цього побудовано просторову модель колеса вантажного вагона (рисунок 3.5, а). Графічні роботи здійснено в програмному комплексі SolidWorks.

а)



б)

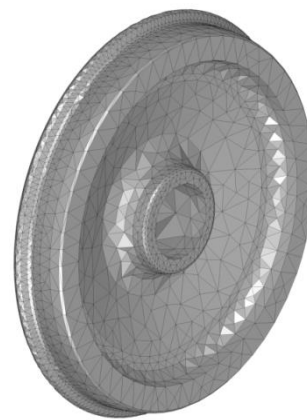


Рисунок 3.5 – Суцільнокатане колесо візка вантажного вагона

а) просторова модель; б) СЕМ

Розрахунок реалізовано за методом скінчених елементів у програмному комплексі SolidWorks Simulation. Як розрахунковий застосовано критерій Мізеса. Для колеса утворено СЕМ просторовими ізопараметричними тетраедрами з чотирма точками Якобіана (рисунок 3.5, б).

Оптимальну кількість елементів СЕМ визначено графоаналітичним методом [53, 191]. СЕМ колеса налічує 6342 вузли та 25889 елементів. Максимальний розмір елемента дорівнює 75 мм, а мінімальний – 15 мм. Співвідношення збільшення розміру елемента 1,8. Кількість елементів у колі – 1,6. Матеріал колеса – сталь, яка має лінійні ізотропні властивості [55].

Під час складання розрахункової моделі колеса враховано, що воно навантажується зусиллям від КГК, яке відповідає середньому режиму роботи повітророзподільника ум. №483-000 і становить 35 кН [37]. Для моделювання зони прикладення зазначеного навантаження до колеса на нього встановлювалися накладки, геометрія яких ідентична до геометрії робочої поверхні колодки (рисунок 3.6).

а)



б)



Рисунок 3.6 – Моделювання зони прикладення навантаження до колеса  
а) робоча поверхня колодки; б) розміщення накладок на колесі

Розрахункова схема колеса враховує такі силові фактори: зусилля від колодки  $K$ , силу тертя  $F_{тр}$ , обертовий момент  $M$ , а також температурний вплив  $P_T$  (рисунок 3.7). Водночас величина температурного впливу прийнята рівною 400°C. Модель не враховує силу зчеплення колеса з рейкою.

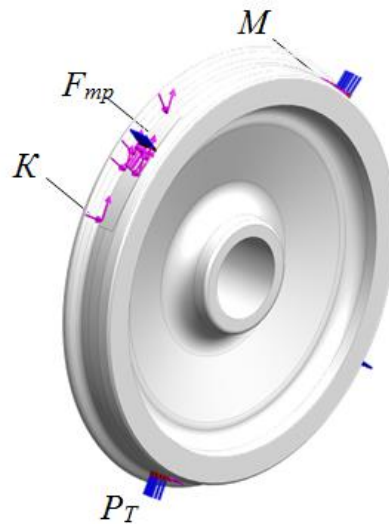


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема колеса

Закріплення моделі відбувалося за маточину. Водночас використовувалося жорстке защемлення [78].

Результати розрахунку наведено на рисунках 3.8 і 3.9. Максимальні напруження зафіксовані на поверхні кочення колеса і становлять 701,9 МПа, що нижче за допустимі на 12 %. Допустимі напруження за такої умови прийняті рівними межі плинності матеріалу, тобто 800 МПа. Отже, міцність колеса забезпечується. Максимальні переміщення виникають у гребені колеса і становлять близько 0,6 мм.

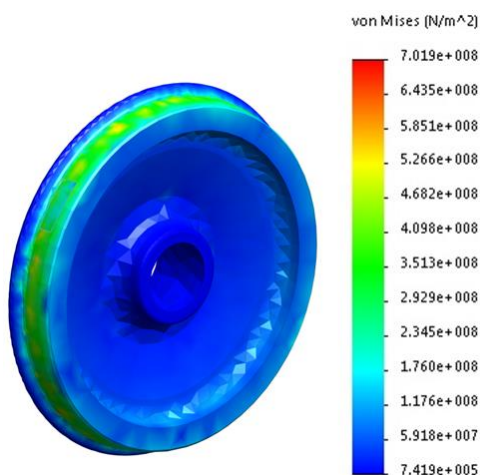


Рисунок 3.8 – Термонапружений стан колеса

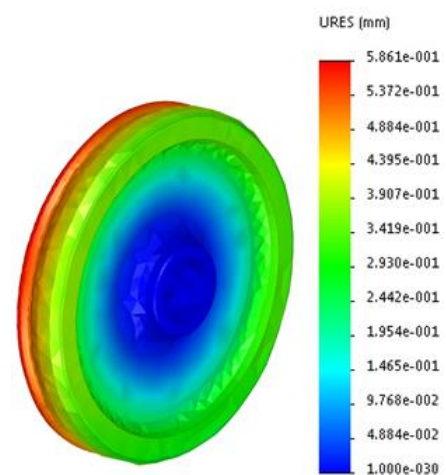


Рисунок 3.9 – Переміщення у вузлах колеса

Розрахунок проведений і стосовно інших режимів роботи повітророзподільника. Водночас навантаження від колодки на колесо, якщо режим роботи повітророзподільника ум. №483-000, прийнято рівними: вантажного – 41,69 кН; середнього – 34,34 кН; порожнього – 17,5 кН [37].

Результати розрахунку показали, що напруження в колесі під час визначення його термонапруженого стану, залежать насамперед від температурного впливу, який для всіх варіантів розрахунків був прийнятий 400°C.

Важливо сказати, що на практиці величина температурного навантаження може перевищувати 400°C, що обумовлено багатьма факторами, наприклад, технічним станом колодки або колеса, справністю повітророзподільника, завантаженістю вагона тощо. Для визначення допустимої температури з погляду забезпечення міцності колеса проведено варіаційні розрахунки, результати яких наведено на рисунку 3.10.

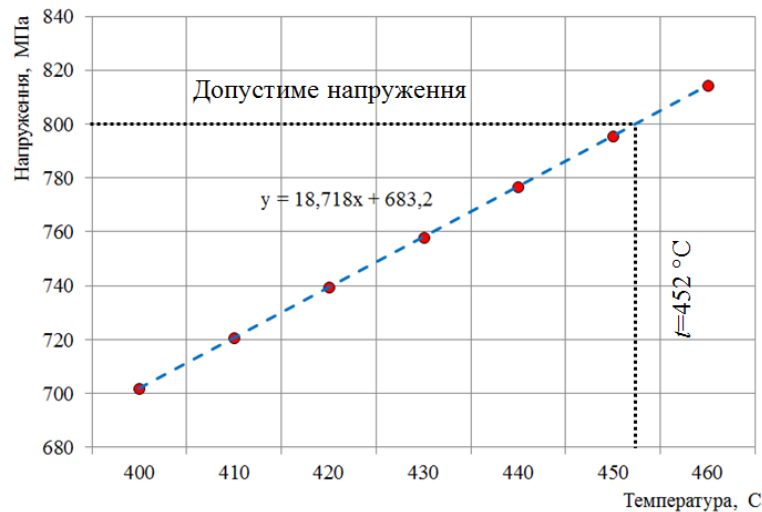


Рисунок 3.10 – Залежність напружень у колесі від температурного впливу від колодки

Термонапружений стан колеса під час температурного навантаження у 452°C наведено на рисунку 3.11.

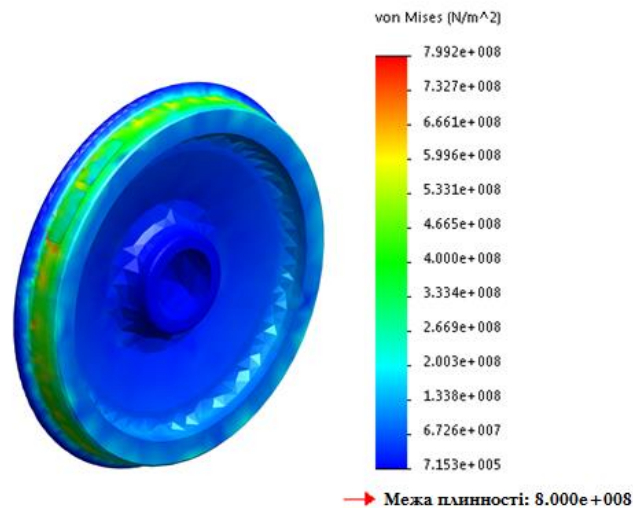


Рисунок 3.11 – Термонапружений стан колеса під час температурного впливу в 452°C від колодки

Отже, для забезпечення міцності колеса важливим є дотримання температурних режимів його навантаження в умовах експлуатації.

### 3.4 Визначення напруженого стану композиційної гальмової колодки вантажного вагона

#### 3.4.1 Формування математичної моделі для визначення міцності композиційної гальмової колодки вантажного вагона

Для визначення міцності КГК з урахуванням її нерівномірного навантаження проведено розрахунок [226]. Водночас колодка розглядається у вигляді стрижневої системи на двох опорах (рисунок 3.12).



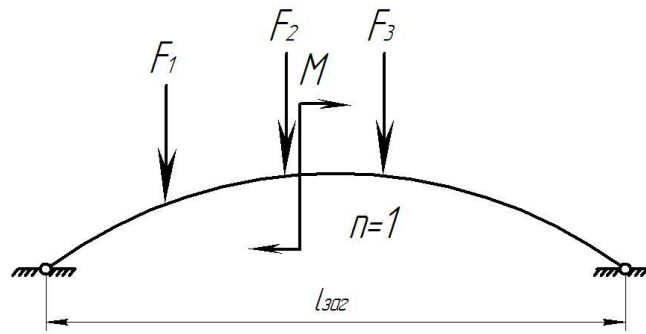


Рисунок 3.12 – Розрахункова схема КГК

$F_i$  – сила, що передається від ГБ на колодку;

$M$  – крутний момент;  $l_{заг}$  – загальна довжина колодки

З рисунка 3.12 видно, що ця система є один раз статично невизначеною.

За розрахункову схему приймаємо криволінійну вісь, яка проходить через ЦТ перерізу колодки. Положення ЦТ визначено на рисунку 3.13. У цьому випадку радіус нейтральної осі колодки позначимо  $R$ . Таку схему в подальшому будемо називати аркою [226].

З огляду на те, що арка є кривим нелінійним обрисом, методика її розрахунку залежить від кривизни, яка визначається за формулою

$$k = \frac{h}{R}, \quad (3.19)$$

де  $h$  – висота колодки;

$R$  – середній радіус колодки.

Відповідно до [173, 226] заведено розрізняти бруси малої й великої кривизни. Якщо  $k < 0,2$ , тоді це брус малої кривизни. У досліджуваній розрахунковій схемі  $k < 0,2$ , оскільки брус має малу кривизну. Розраховуючи бруси малої кривизни, для інженерних розрахунків можна визначити за формулами, наведеними для балок з прямою віссю.

Однак слід урахувати, що вплив довільних сил збільшується у пологих арках, тому на основі [173, 223, 226] для бруса зі стрілою підняття

$$f < \frac{l_{заг}}{3}, \quad (3.20)$$

де  $f$  – стріла підняття криволінійного бруса;

$l$  – проріз криволінійного бруса, у нашому випадку довжина колодки.

Проте впливом повздовжніх сил під час розрахунку нехтувати не потрібно.

Стрілу підняття криволінійного бруса визначаємо з рисунка 3.12.

$$\left(\frac{l_{заг}}{2}\right)^2 + (R - f)^2 = R^2 \text{ або } f^2 - 2Rf + \frac{l_{заг}^2}{4} = 0. \quad (3.21)$$

Тоді

$$f = \frac{2R}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{4R^2 - 4 \cdot 1 \cdot \frac{l_{заг}^2}{4}}. \quad (3.22)$$

Після цього необхідним є здійснення перевірки умови за формулою (3.20).

На рисунку 3.13 наведена розрахункова схема колодки з урахуванням сприйняття рівномірно розподіленого навантаження за її площею. У процесі гальмування колодка сприймає силу, яка передається на неї від ГБ, силу тертя, а також температурний вплив під час взаємодії з колесом. Сформовано математичний апарат для визначення міцності ГБ з урахуванням навантаження, що передається від нього до колодки [223].

На початковому етапі розрахунку будемо вважати, що колодка випробовує силу, яка діє на неї від ГБ, та силу тертя [223, 226].

Напрямок навантажень, які діють на неї, збігається з напрямком її осі. За розрахункову вісь взята нейтральна вісь, яка з'єднує ЦТ перерізів колодки. Оскільки велика частина має постійний переріз, то для визначення радіуса колодки положенням ЦТ перерізу  $A-A$  (рисунок 3.13) нехтуємо.

Визначимо положення ЦТ перерізу колодки  $B-B$  (рисунок 3.14). Для цього розіб'ємо поперечний переріз на елементарні фігури, ЦТ яких легко визначити.

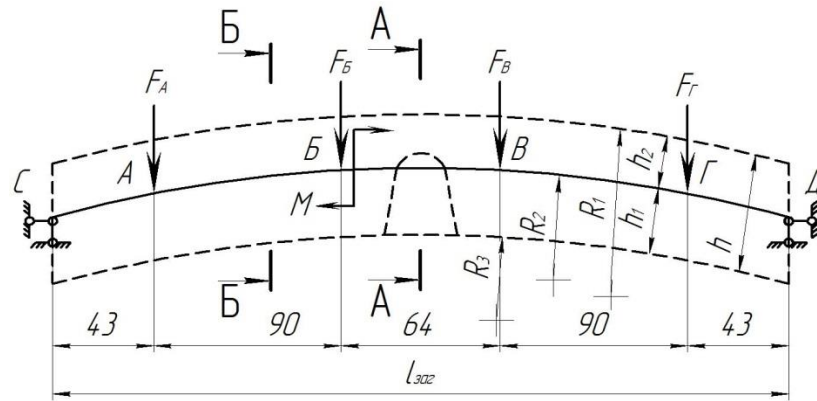


Рисунок 3.13 – Розрахункова схема КГК

Положення ЦТ поперечного перерізу колодки визначаємо за формулою

$$y_{\text{ЦТ}} = \frac{\sum S_x^i}{\sum A^i}, \quad (3.23)$$

де  $\sum S_x^i$  – сума статичних моментів площ перерізів;

$\sum A^i$  – сума площ, які становлять переріз.

Загальна площа перерізів колодки наведена у вигляді двох прямокутників  $АБСД = A_3$ .

Визначаємо статичні моменти складових перерізів відносно довільно вибраної осі  $X$  (рисунок 3.14).

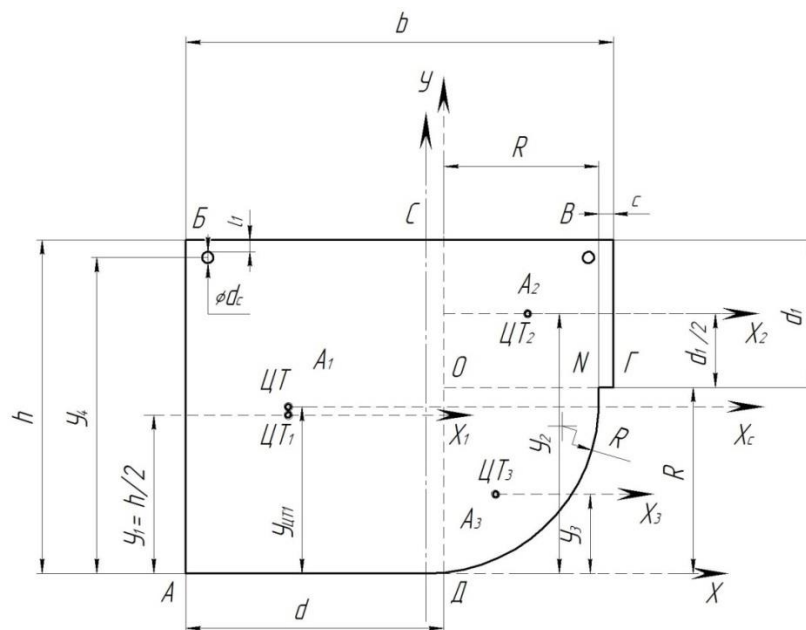


Рисунок 3.14 – Схема положення ЦТ КГК

Статичні моменти прямокутника  $ABCD$  відносно осі  $X$

$$S_1 = A_1 \cdot y_1 = d \cdot h \cdot \frac{h}{2}. \quad (3.24)$$

Статичні моменти прямокутника  $OCBG$  відносно осі  $X$

$$S_2 = A_2 \cdot y_2 = R \cdot d_1 \cdot \left( \frac{d_1}{2} + R \right). \quad (3.25)$$

Площа четвертини кола згідно із [174] визначається за формулою

$$A_3 = \frac{\pi d^2}{16} = 0,196 \cdot d^2. \quad (3.26)$$

Положення ЦТ відносно осі згідно з [174] визначається за формулою

$$y_3 = 0,2878 \cdot d. \quad (3.27)$$

Статичні моменти четвертини кола

$$S_3 = A_3 \cdot y_3. \quad (3.28)$$

Крім цього, маємо два металевих стрижні діаметром 4 мм.

$$S_4 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 2 \cdot y_3. \quad (3.29)$$

Загальний статичний моменти відносно осі  $X$  буде дорівнювати

$$\sum S = S_1 + S_2 + S_3 + S_4. \quad (3.30)$$

Відповідно загальна площа перерізів визначається

$$\sum A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4. \quad (3.31)$$

Положення ЦТ всього перерізу відносно осі  $X$  визначається за формулою (3.23).

Положення ЦТ перерізу дає змогу визначити радіус колодки для розрахункової схеми.

Крім цього, за рисунком 3.14 будемо визначати осьовий момент інерції перерізу колодки  $I$ , оскільки за ним визначається жорсткість балки при згині —  $EI$ ,  $\text{кН}\cdot\text{мм}^3$ , де  $E$  — модуль пружності матеріалу,  $\text{кН}/\text{мм}^2$ ;  $I$  — осьовий момент інерції перерізу відносно головної центральної осі,  $\text{мм}^4$ .

Оскільки колодка складається з двох матеріалів (сталі з  $E_{cm}=2\cdot 10^5$  МПа і композиту з  $E_k=5\cdot 10^3$  МПа), то під час визначення осьових моментів інерції перерізів потрібно брати до уваги поправковий коефіцієнт, який враховує збільшення жорсткості металу через композит

$$K_1 = \frac{E_{cm}}{E_k}. \quad (3.32)$$

Визначимо осьовий момент інерції перерізу відносно головної центральної осі (рисунок 3.14).

Осьовий момент інерції прямокутника  $ABCD$  відносно осі  $X_c$

$$I_1 = I_{x1} + A_1 \cdot \left( y_{цт1} - \frac{h}{2} \right)^2. \quad (3.33)$$

Осьовий момент інерції прямокутника  $DCBG$  відносно осі  $X_c$

$$I_2 = I_{x2} + A_2 \cdot \left( h - \frac{d_1}{2} - y_{цт2} \right)^2 = \frac{R \cdot d_1^3}{12} + R d_1 \left( h - \frac{d_1}{2} - y_{цт2} \right)^2. \quad (3.34)$$

Осьовий момент інерції чвертини кола відносно осі  $X_c$  згідно з [174]

$$I_3 = I_{x3} + A_3 \cdot (y_{цт3} - y_3)^2. \quad (3.35)$$

Осьовий момент інерції двох металевих стрижнів діаметром 4 мм

$$I_4 = 2 \left[ \frac{\pi d_c^4}{64} + \frac{\pi d_c^2}{4} \left( h - 3 - \frac{d_2}{r} - Y_{ЦГ} \right)^2 \right]. \quad (3.36)$$

Загальний осьовий момент інерції перерізу *Б-Б* з урахуванням поправкового коефіцієнта для сталі становить

$$I_{Б-Б} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 \cdot K_1. \quad (3.37)$$

Визначаємо осьовий момент інерції перерізу колодки по *А-А* (рисунок 3.13). Переріз, отриманий із [173, 226], наведено на рисунках 3.15 і 3.16.

У перерізі, що наведений на рисунку 3.6, наявна хвиля гофри (рисунок 3.15). Визначимо положення ЦТ перерізу гофри та осьовий момент інерції. Довільно вибираємо вісь гофри *X*, відносно якої визначаємо статичні моменти перерізів *A<sub>1</sub>* і *A<sub>2</sub>*, що їх складають (рисунок 3.15).

Тоді загальна площа перерізів становитиме

$$A = A_1 + 2A_2. \quad (3.38)$$

Визначаємо положення ЦТ перерізу відносно осі *X* за формулою (3.23)

$$Y_{ЦГ} = \frac{S}{A}. \quad (3.39)$$

Відносно осі *X<sub>ЦГ</sub>* визначаємо осьові моменти інерції складових перерізів  $I_{X_{ЦГ}}^{A_1}$  і  $I_{X_{ЦГ}}^{A_2}$ .

Осьовий момент інерції однієї гофри відносно своєї центральної осі *X<sub>ЦГ</sub>* дорівнює

$$I^Г = I_{X_{ЦГ}}^{A_1} + I_{X_{ЦГ}}^{A_2}. \quad (3.40)$$

Площа перерізу однієї гофри дорівнює

$$A^{\Gamma} = A_1 + 2A_2. \tag{3.41}$$

Далі визначаємо геометричні характеристики всього перерізу  $A-A$  (рисунок 3.16). Для визначення положення ЦТ перерізу відносно довільно вибраної осі визначаємо площі складових перерізів.

Оскільки площу однієї гофри ми визначили, а в перерізі колодки всього 17 гофр, тоді загальна площа всіх гофр становитиме

$$A_1 = A^{\Gamma} \cdot 17. \tag{3.42}$$

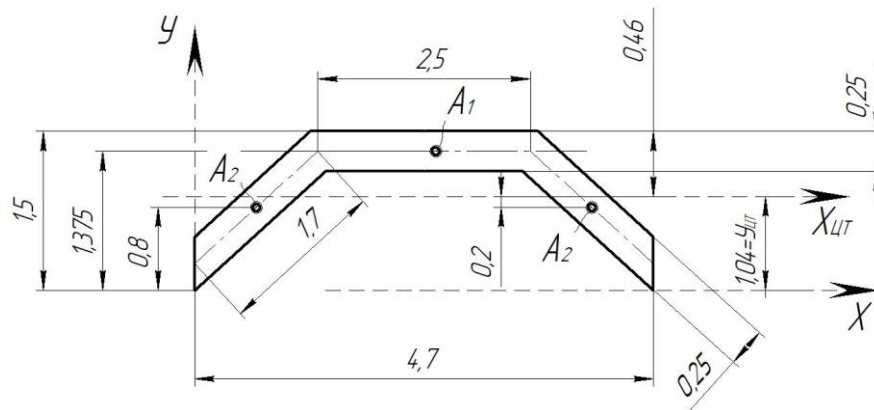


Рисунок 3.15 – Переріз хвилі однієї гофри КГК

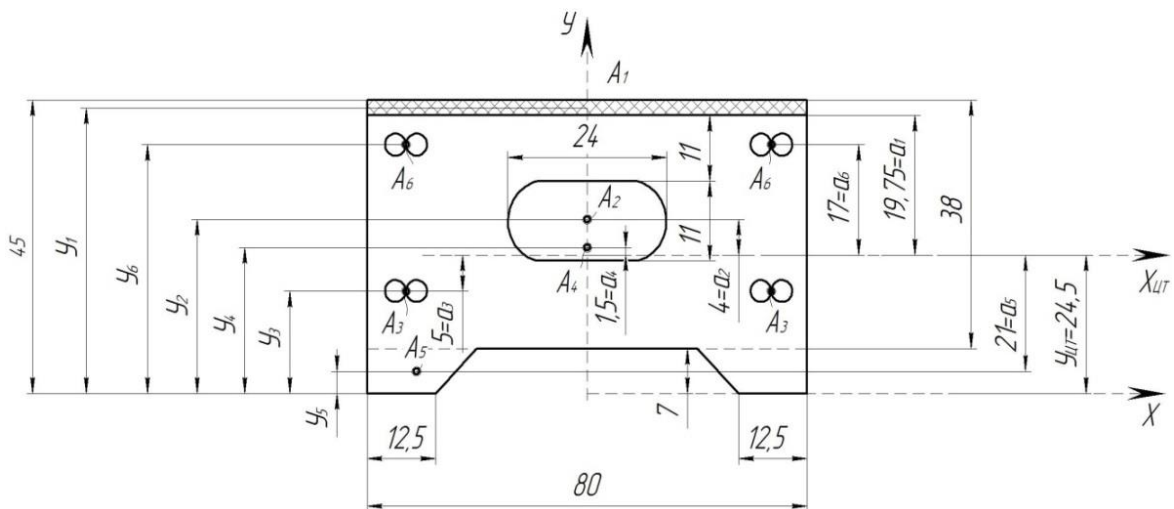


Рисунок 3.16 – Переріз КГК  $A-A$

Статичні моменти відносно осі  $X$  можуть бути визначені за відомою формулою

$$S_i = A_i \cdot y_i. \quad (3.43)$$

Осьові моменти інерції відносно осі  $X_{ЦГ}$  (рисунок 3.16) можуть бути визначені

$$I_1 = I^r + A_1 a_1^2. \quad (3.44)$$

$$I_3 = 4 \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64} + A_3 a_3^2. \quad (3.45)$$

$$I_4 = \frac{b \cdot h^3}{12} + A_4 a_4^2. \quad (3.46)$$

$$I_5 = \frac{b \cdot h^3}{12} + A_5 a_4^2. \quad (3.47)$$

$$I_6 = 4 \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{64} + A_6 a_6^2. \quad (3.48)$$

На наступному етапі розрахунку визначаємо осьовий момент інерції перерізу  $A-A$  з урахуванням поправкового коефіцієнта для сталевих стрижнів

$$\sum I_{A-A} = I_1 - I_2 + I_3 \cdot K. \quad (3.49)$$

Під час розрахунку статично невизначеної системи зручніше приводити осьові моменти інерції всіх перерізів до мінімального значення. Приймаємо значення  $I_{A-A} = I_o$ , тоді

$$I_{B-B} = \frac{139,9}{115,18} = 1,24 I_o. \quad (3.50)$$



Будемо вважати, що:

- у момент гальмування колодка має степінь вільності, який дорівнює 1, (рисунок 3.12);
- коефіцієнт тертя між колодкою й колесом приймається  $\varphi_{кр} = 0,3$ ;
- тиск, що передається від ГБ на колодку, спрямований вертикально, а не за напрямом перерізів [223];
- сили тертя згідно з [218, 226] спрямовані по прямій лінії.

На рисунку 3.17, а наведена задана система колодки, а на рисунку 3.17, б подана основна система колодки у вигляді криволінійного бруса. Канонічне рівняння методу сил можна записати у вигляді

$$\delta_{11}X_1 + \Delta_{1f} = 0. \quad (3.51)$$

де  $\delta_{11}$  – одиничний коефіцієнт;

$\Delta_{1f}$  – вантажний член.

Тоді переміщення в  $\delta_{11}$  і  $\Delta_{1f}$  визначається за допомогою формули Мора

$$\delta_{11} = \int_0^s \frac{\bar{M}_1^2}{EI} dS + \int_0^s \frac{\bar{N}_1^2}{EA} dS. \quad (3.52)$$

$$\Delta_{1f} = \int_0^s \frac{\bar{M} \cdot M_f}{EI} dS + \int_0^s \frac{\bar{N} \cdot N_f}{EA} dS. \quad (3.53)$$

У цих формулах інтегрування виконано за довжиною осі арки.

Тут  $\bar{M}_1$  і  $\bar{N}_1$  – згинальний момент і повздовжня сила від  $X_1=1$ ;

$A$  – площа перерізу колодки.

Під час дії сили  $X_1=1$  (рисунок 3.17, б) у перерізах арки виникають внутрішні зусилля

$$\bar{M}_1 = -y; \quad \bar{N}_1 = -\cos \varphi. \quad (3.54)$$

У формулах (3.51) – (3.53) немає поперечної сили, як було відзначено

вище, у пологих арках (арках малої кривизни) впливом поперечної сили можна знехтувати.

Зусилля від зовнішнього вертикального навантаження можуть бути виражені через балкові зусилля (рисунок 3.17, г)

$$M_f = M_0; \quad N_f = -\sin \varphi. \quad (3.55)$$

Позначимо через  $I_0 = I_{A-A}$  момент інерції в перерізі  $A-A$ , тоді з урахуванням виразів (3.52) і (3.53) отримаємо формули для визначення  $\delta_{11}$  і  $\Delta_{1f}$  в такому вигляді:

$$EI_0 \delta_{11} = \int_0^s y^2 \frac{I_0}{I} dS + \int_0^s \cos^2 \varphi \frac{I_0}{A} dS. \quad (3.56)$$

$$EI_0 \Delta_{1f} = -\int_0^s y M_0 \frac{I_0}{I} dS + \int_0^s Q_0 \sin \varphi \cos \varphi \frac{I_0}{I} dS, \quad (3.57)$$

де  $I_0 = I_{A-A}$ ;  $I$  – в перерізі  $i$ -ї точки;

$A$  – площа перерізу в  $i$ -й точці.

Аналітичний розрахунок інтегралів (3.56) і (3.57) у цьому випадку важкий, тому його часто замінюють числовим. Водночас вісь арки розбивають на довільно малі ділянки довжиною  $\Delta X$  і визначають зусилля всіх величин для середини кожної ділянки [17, 226]

$$EI_0 \delta_{11} = \sum y^2 \frac{I_0}{I} \Delta S + \sum \cos^2 \varphi \frac{I_0}{A} \Delta S. \quad (3.58)$$

$$EI_0 \Delta_{1f} = -\sum y M_0 \frac{I_0}{I} \Delta S + \sum Q_0 \sin \varphi \cos \varphi \frac{I_0}{I} \Delta S. \quad (3.59)$$

Після визначення  $\delta_{11}$  і  $\Delta_{1f}$  знаходять  $X = -\frac{\Delta_{1f}}{\delta_{11}}$  і визначають внутрішнє

зусилля заданої арки за формулами:

$$M = M_0 - y \cdot X_1; \quad (3.60)$$

$$Q = Q_0 \cos \varphi - \sin \varphi \cdot X_1; \quad (3.61)$$

$$N = -Q_0 \sin \varphi - \cos \varphi \cdot X_1, \quad (3.62)$$

де  $M_0$  і  $Q_0$  – балкові згинальні моменти і поперечна сила.

Для вирішення поставленого завдання використовуємо нижченаведені формули, нехтуючи поперечними деформаціями. За рисунком 3.17, в встановлюємо необхідні геометричні і тригонометричні відношення:

$$\Delta_3 = \frac{\Delta X}{\cos \varphi}; \quad y = \sqrt{r_2 - \left(\frac{l}{2} - X\right)^2} - r + f. \quad (3.63)$$

$$\sin \varphi = \frac{\frac{l}{2} - X}{r}; \quad \cos \varphi = \frac{\sqrt{r_2 - \left(\frac{l}{2} - X\right)^2}}{r}. \quad (3.64)$$

Розбиваємо криволінійний брус на 10 рівних частин так, що  $\Delta X = \frac{l_{заг}}{10}$

(рисунок 3.17, б). Точки 1, 2, 3... є серединами ділянок, оскільки на брус діють різні зовнішні навантаження у вигляді зосереджених сил і згинального моменту. Для цього випадку розглянемо окремо дві схеми. Одна з яких розглянута у вигляді криволінійного бруса із зовнішніми зосередженими силами, що впливає із рисунка 3.17, а з видаленим згинальним моментом. На рисунку 3.17, б поки задана основна система з невідомим розпором  $X_1$  так само без згинального моменту. Зусилля від зовнішнього вертикального навантаження можуть бути виражені через балкові сили (рисунок 3.17, г) [17, 223, 226].

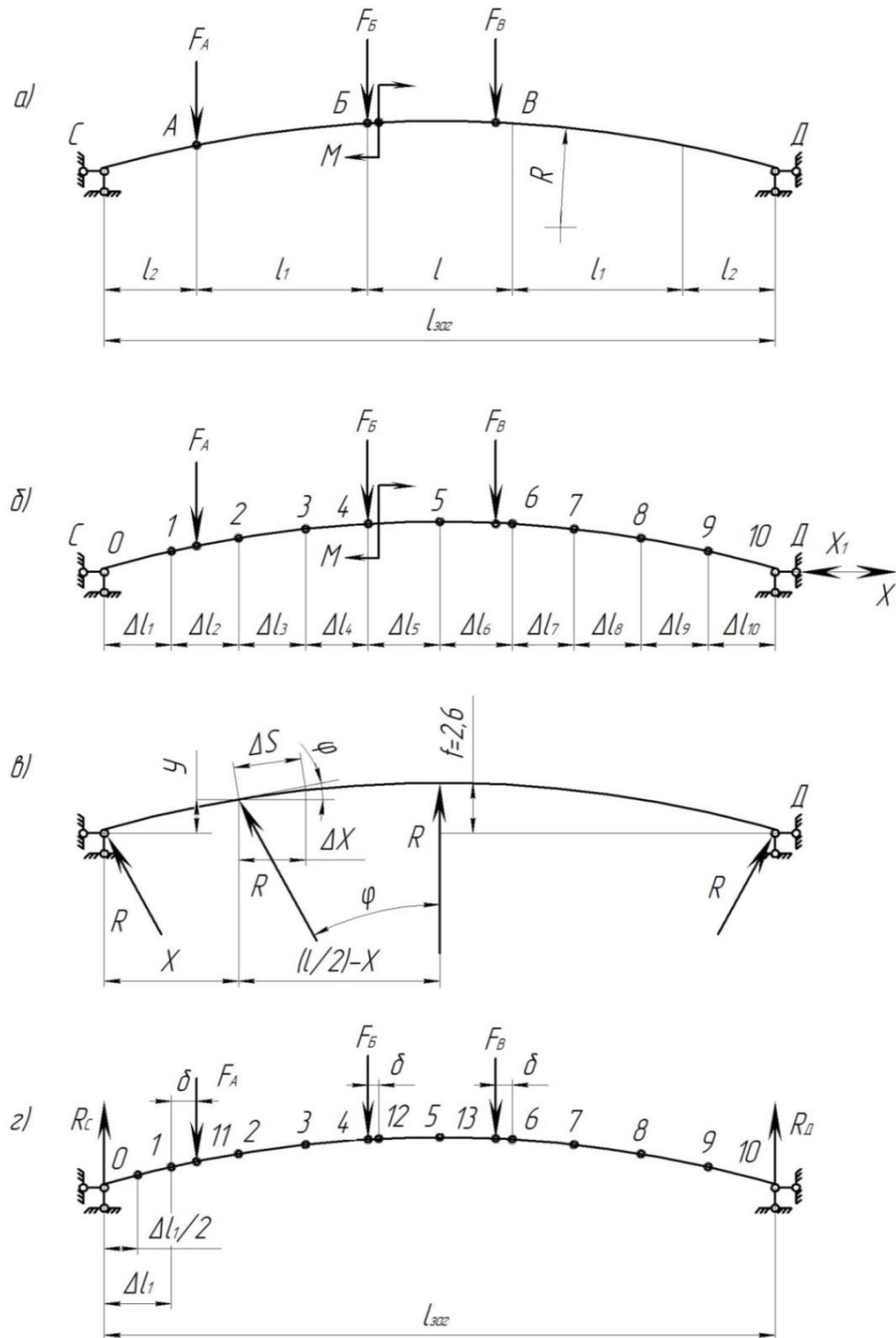


Рисунок 3.17 – Допоміжні схеми для визначення невідомих канонічних рівнянь

- а) основна система; б) основна система з невідомим розпором  $X_1$ ;  
 в) допоміжний графік для визначення невідомих реакцій; г) зусилля від зовнішнього вертикального навантаження

На наступному етапі визначаємо зусилля, які діють на колодку від згинального моменту. Для цього побудуємо епюри балкового згинального моменту  $M_0$  і балкової поперечної сили  $Q_0$  (рисунок 3.18).

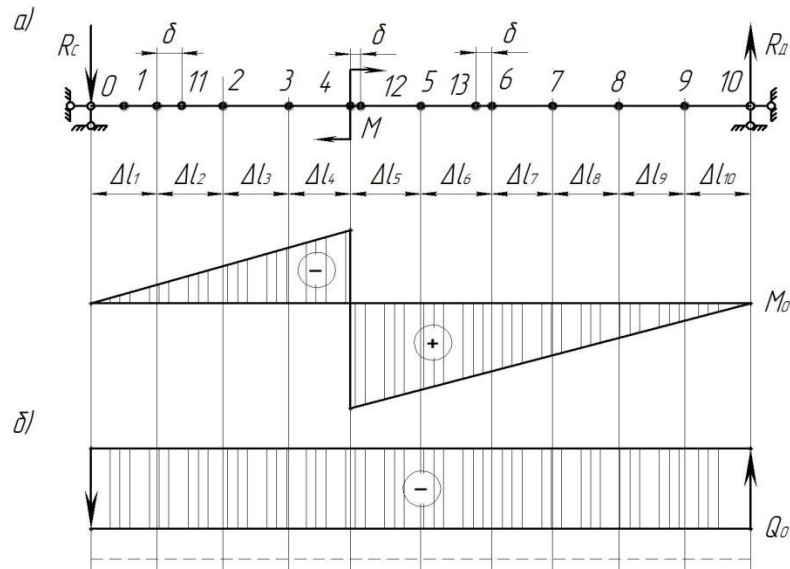


Рисунок 3.18 – Балкові зусилля від зосередженого моменту

а) епюра згинального моменту; б) епюра балкової поперечної сили

Слід зазначити, що в розрахунках вплив поперечних сил не враховувався, однак епюри поперечних сил будуються.

Із епюр, які наведено на рисунку 3.19, випливає, що небезпечним перерізом є точка 12, де осьовий момент опору дорівнює

$$W_{A-A} = \frac{I_{A-A}}{y_{ЦГ}}. \quad (3.65)$$

Напруження в цьому перерізі дорівнює

$$\sigma_{A-A} = \frac{M_{12}}{W_{A-A}}. \quad (3.66)$$

Для перерізу

$$W_{B-B} = \frac{I_{B-B}}{y_{ЦГ}}. \quad (3.67)$$

Небезпечною точкою для цих перерізів є точка 6. Напруження в цьому перерізі дорівнює

$$\sigma_{Б-Б} = \frac{M_6}{W_{Б-Б}}. \quad (3.68)$$

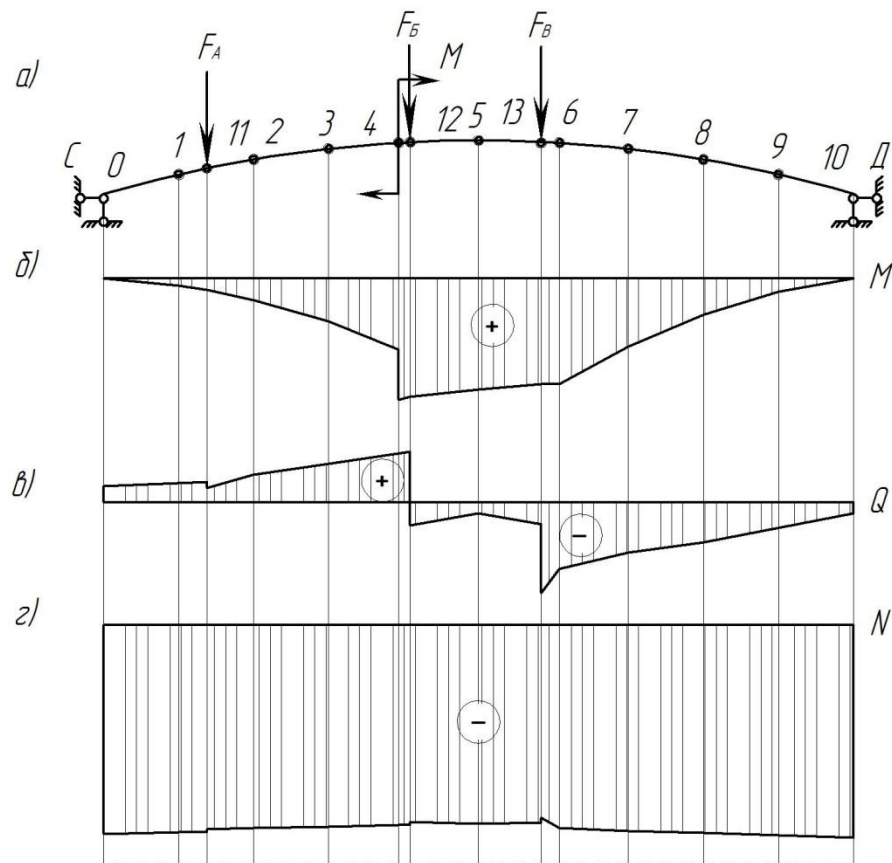


Рисунок 3.19 – Епюри згинальних моментів, поперечних та повздовжніх сил, що діють на колодку

а) розрахункова схема; б) епюра згинального моменту; в) епюра поперечної сили; г) епюра повздовжньої сили

З урахуванням проведених розрахунків за значень  $F=20,55$  кН,  $M=68,8$  кН·м встановлено, що напруження, які виникають у колодці, становлять 21,1 МПа. Отримана величина напружень перевищує допустиме значення, яке до [56] прийнято рівним 15 МПа.

Проведені розрахунки дають змогу зробити висновок, що якщо під час дії статичних сил на колодку її міцність не дотримується, то необхідності в

проведенні термічного розрахунку немає.

Запропонований математичний апарат дає змогу з урахуванням знайдених значень напружень, які діють на колодку, оптимізувати її геометричні параметри за моментом опору.

Недоліком застосування запропонованого методу є те, що він не дає змоги визначити поля розподілення напружень за площею колодки, оскільки вона розглянута як стрижнева система. Тому на подальшому етапі досліджень здійснено розрахунок колодки за МСЕ.

### 3.4.2 Формування комп'ютерної моделі для визначення міцності композиційної гальмової колодки вантажного вагона

Для визначення термонапруженого стану КГК при експлуатаційних режимах її навантаження проведено розрахунок на міцність [71, 79, 98, 99, 126, 218, 222, 226]. Як розрахунковий використано МСЕ, який реалізовано в програмному комплексі SolidWorks Simulation.

Як прототип обрано КГК типу 2ТР – 11, яка застосовується в сучасних гальмових системах інноваційних вантажних вагонів. Основні характеристики КГК наведено у [56]. Просторову модель колодки створено відповідно до альбому її креслень у програмному комплексі SolidWorks, як і для колеса (рисунок 3.20).



Рисунок 3.20 – Просторова модель КГК типу 2ТР – 11

Під час створення СЕМ КГК використано просторові ізопараметричні тетраедри з чотирма точками Якобіана (рисунок 3.21). Оптимальну кількість елементів моделі визначено графоаналітичним методом. Сітка створювалася на основі кривизни. Кількість елементів сітки становила 2829, вузлів – 12219. Максимальний розмір елемента сітки дорівнює 15 мм, мінімальний – 6,2 мм. Кількість елементів у колі становить 9. Співвідношення збільшення розміру елементів – 1,6.

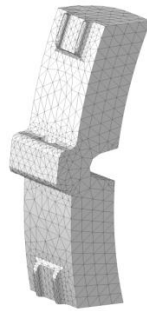


Рисунок 3.21– СЕМ КГК типу 2ТР – 11

Закріплення моделі здійснювалося за спинку в зоні прилягання до ГБ. Матеріал колодки — композит, який має лінійні пружні ортотропні властивості. Водночас межа міцності матеріалу на стиснення прийнята рівною 15 МПа, а на розтяг – близькою до нуля.

Розрахункову схему колодки наведено на рисунку 3.22. Під час її складання враховано, що на робочу частину колодки діє горизонтальне навантаження  $P_z$ , значення якого приймалося залежно від режиму роботи повітророзподільника: вантажний – 41,69 кН; середній – 34,34 кН; порожній – 17,5 кН [37]. Також модель враховує силу тертя  $F_{mp}$ .

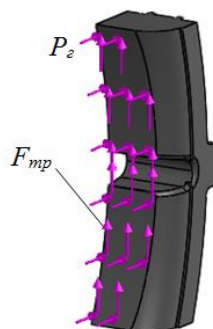


Рисунок 3.22 – Розрахункова схема КГК типу 2ТР – 11



Важливим моментом є те, що колодка під час гальмування випробовує температурне навантаження [155]. Для визначення температури на поверхні кочення колеса на практиці є можливим використання аналітичних виразів (3.8) – (3.11).

Аналізуючи залежності (3.8) – (3.11), можна зробити висновок, що температура на поверхні колодки постійно змінюється за часом гальмування. Тому під час проведення розрахунку колодки на міцність враховано максимально допустиме значення температурного навантаження  $P_T$ . Це навантаження прикладалося до робочої поверхні колодки (рисунок 3.23) і прийнято рівним 400 °С.

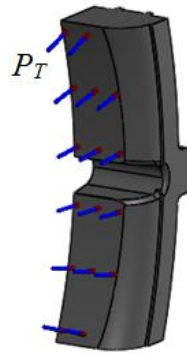


Рисунок 3.23 – Схема прикладення температурного навантаження до КГК типу 2ТР – 11

Оскільки зазначений матеріал має невелику межу міцності та не має межі плинності, то розрахунок на міцність здійснено за критерієм Мора – Кулона, тобто теорією внутрішнього тертя. Відомо, що цей критерій прогнозує виникнення відмов, якщо для сполучення максимуму головного напруження за розтягнення та мінімуму головного напруження за стискання перевищені відповідні межі напружень [53, 109].

У випадку одновісного напруженого стану закон міцності має вигляд

$$\tau \leq (\sigma - U) \cdot \operatorname{tg} \varphi_{em} + c, \quad (3.69)$$

де  $\tau$  і  $\sigma$  – діючі в деякій точці основи дотичне й нормальне напруження;  
 $U$  – тиск у паровій рідині;

$\varphi_{em}$  – кут внутрішнього тертя;

$c$  – питоме зчеплення.

Для випадку просторового стану формула набуває вигляду

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_1 + \sigma_3 + 2 \cdot c \cdot \operatorname{ctg} \varphi_{em}} \leq \sin \varphi; \quad (3.70)$$

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3, \quad (3.71)$$

де  $\sigma_1, \sigma_2$  і  $\sigma_3$  – головні напруження.

Відповідності до цього критерію прогнозуються відмови у випадках, якщо [218, 222]:

– головні напруження під час розтягнення більші за нуль  $\sigma_1 > 0$  та  $\sigma_3 > 0$ . За цих обставин критерій руйнування буває тоді, якщо головне напруження перевищує напруження, яке виникає під час межового розтягнення, тобто  $\sigma_1 > \sigma_p$ ;

– головні напруження під час стискання менші за нуль  $\sigma_1 < 0$  та  $\sigma_3 < 0$ . Критерій руйнування водночас буває тоді, якщо допустиме головне напруження більше за напруження, яке виникає під час межового стискання, тобто  $|\sigma_3| > \sigma_c$ ;

– головне напруження під час розтягнення  $\sigma_1 > 0$ , а головне напруження під час стискання  $\sigma_3 < 0$ . Критерій руйнування водночас має вигляд:

$$\frac{\left( \frac{\sigma_1}{\sigma + \sigma_3} \right)}{\sigma_c} > 1. \quad (3.72)$$

де  $\sigma_c$  – напруження межового стискання.

Результати розрахунків наведено на рисунку 3.24.

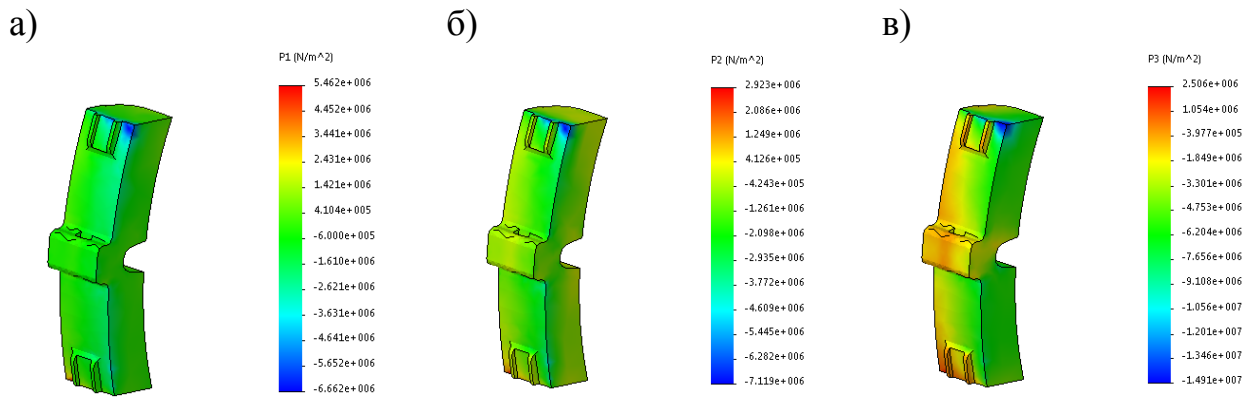


Рисунок 3.24 – Головні напруження, які виникають у КГК типу 2ТР – 11

а) перше; б) друге; в) третє

Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновок, що максимальні напруження виникають у верхній частині колодки в зоні взаємодії спинки з боковиною і становлять 14,9 МПа, що не перевищує допустимі (15 МПа) [56].

Для визначення міцності КГК з урахуванням її нерівномірного навантаження проведено її розрахунок. З цією метою застосовано МСЕ. Його реалізацію здійснено в SolidWorks Simulation.

Просторову модель КГК створено в програмному комплексі SolidWorks (рисунок 3.25).

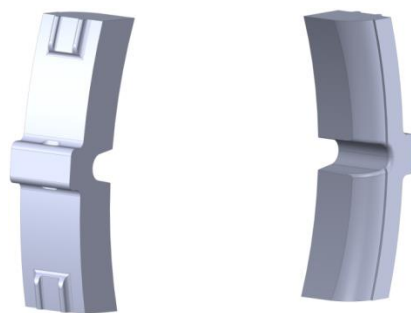


Рисунок 3.25 – Просторова модель КГК

Під час створення скінчено-елементної моделі використано тетраедри. Їх оптимальну чисельність визначено за графоаналітичним методом. Кількість елементів сітки склала 5424, вузлів 24421. Максимальний розмір елемента 15 мм, мінімальний – 3 мм.

Закріплення КГК здійснювалося за спинку в зоні її прилягання до

башмака Матеріал КГК – композит, який має лінійні пружні ортотропні властивості. Водночас межа міцності матеріалу на стиснення прийнята рівною 15 МПа, а на розтяг – близькою до нуля.

Розрахункову схему КГК наведено на рисунку 3.26. Розрахункова схема враховує такі навантаження: горизонтальне навантаження  $P_z$ , яке дорівнює 41,7 кН (вантажний режим роботи повітророзподільника) та вертикальне  $P_{тр}$ , тобто силу тертя, що дорівнює 20,85 кН [37, 79].

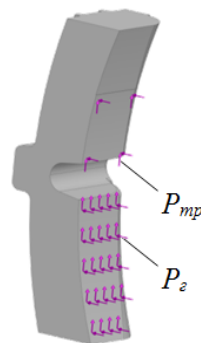


Рисунок 3.26 – Розрахункова схема КГК

Розрахунок здійснено за теорією максимальних напружень. Він також відомий як критерій Кулона заснований на теорії максимальних напружень. Відповідно до цієї теорії, руйнування з'являються, коли максимальне напруження досягне межі міцності матеріалу для простого розтягу. Цей критерій використовується для крихких матеріалів [56, 98, 174].

Результати розрахунків наведено на рисунку 3.27.

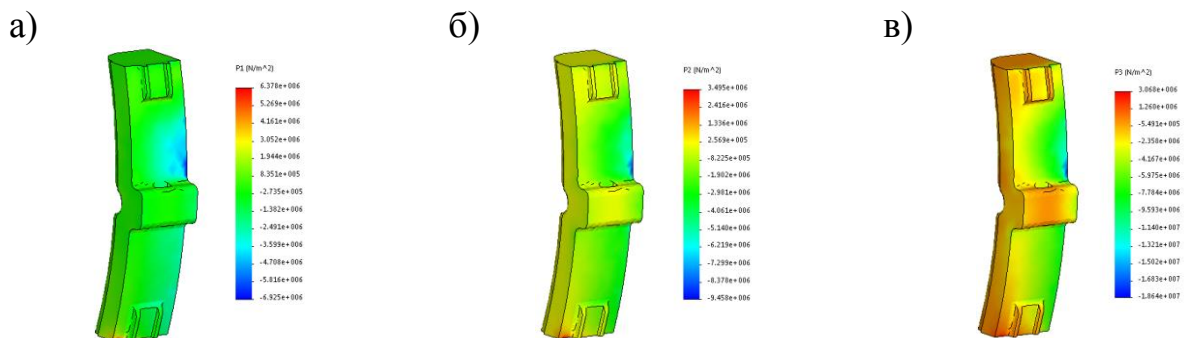


Рисунок 3.27 – Головні напруження, які виникають у ненормативно зношеній КГК типу 2ТР – 11

а) перше; б) друге; в) третє

Аналізуючи отримані епюри напружень колодки можна зробити висновок, що максимальні напруження в колодці складають близько 19 МПа. Дані напруження на 21 % більше за допустимі і виникають у спинці колодки. Розбіжність між результатами розрахунку, отриманими математичним та комп'ютерним моделюванням склала близько 9 %.

Для визначення міцності гальмової колодки проведено її розрахунок з урахуванням наявності клинодуального зносу. Водночас розрахунок здійснено для КГК типу 2ТР – 11 з клинодуальним зносом вантажного вагона, що мав пробіг 74,4 тис. км. За результатами вимірювань колодка мала такі величини клинодуального зносу: товщину у верхньому кінці  $b_{\epsilon}=10$  мм; товщину по лінії розмежування площин  $b_{\text{лр}}=27$  мм; товщину у нижньому кінці  $b_{\text{н}}=20$  мм і довжину шкідливої стертості у верхній частині колодки  $l_{\text{вст}}=85$  мм [77, 79, 98, 109, 124, 126, 133, 145, 149, 218, 222].

Маса КГК з клинодуальним зносом (рисунок 3.28) визначена за допомогою опцій програмного комплексу SolidWorks Simulation і становить 1,98 кг. Отримана маса на 39 % нижча за масу типової колодки з номінальними розмірами.

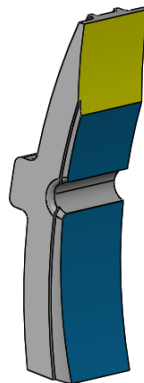


Рисунок 3.28 – Загальний вигляд просторової моделі КГК з клинодуальним зносом

Під час складання розрахункової схеми колодки враховано навантаження, ідентичні до тих, які діють на колодку з номінальними значеннями параметрів (рисунки 3.29 і 3.30).

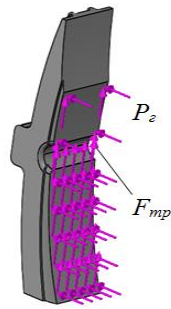


Рисунок 3.29 – Розрахункова схема КГК з клинодувальним зносом

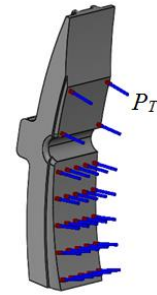


Рисунок 3.30 – Схема прикладення температурного навантаження до КГК з клинодувальним зносом

СЕМ гальмової колодки з клинодувальним зносом налічує 5429 елементів та вузлів 24502 (рисунок 3.31). Максимальний розмір елемента сітки дорівнює 12 мм, мінімальний – 2,4 мм. Кількість елементів у колі становила 9. Співвідношення збільшення розміру елементів – 1,6.

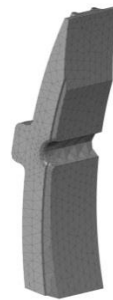


Рисунок 3.31 – СЕМ КГК з клинодувальним зносом

Результати розрахунків наведено на рисунку 3.32.

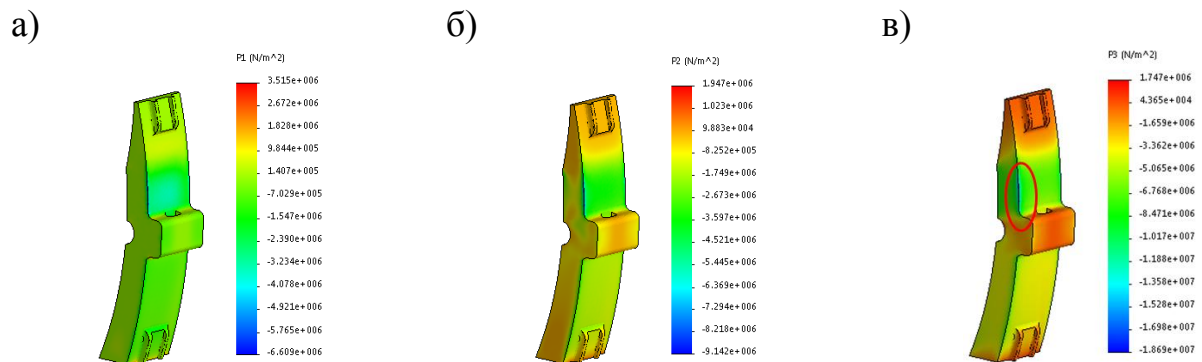


Рисунок 3.32 – Головні напруження, які виникають у КГК типу 2ТР – 11 з клинодувальним зносом типу 2ТР – 11

а) перше; б) друге; в) третє

Аналізуючи отримані епюри напружень колодки можна зробити висновок, що максимальні напруження виникають у її спинці становлять 18,7 МПа (третє головне напруження), що перевищує допустимі на 19,8 %.

Розподілення напружень за кромкою верхньої частини КГК наведено на рисунку 3.33.

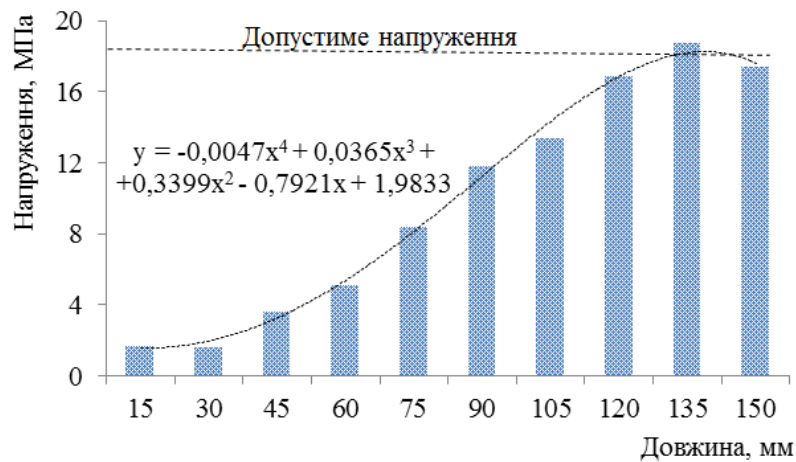


Рисунок 3.33 – Розподілення напружень за кромкою верхньої частини КГК

Водночас напруження на графіку наведені за модулем. Для визначення їх числових значень використовувалась опція зондування у SolidWorks Simulation. З цього рисунка можна зробити висновок, що максимальні напруження виникають на висоті 135 – 140 мм від верху колодки [218, 222].

### 3.5 Висновки до розділу 3

1. Для підвищення ефективності роботи ГСВ вантажних вагонів виконано комплексний тепловий розрахунок для КГК з номінальними параметрами, яка мала робочу площу 20000 мм<sup>2</sup>, і колодки з клинодувальним зносом, яка мала робочу площу 15097 мм<sup>2</sup>, що на 25 % менша за номінальну. Результати порівняльного розрахунку доводять, що величина натискання на ненормативно зношену колодку є меншою на 25,5 % за ту, яка діє на колодку з номінальними параметрами. Це сприятиме збільшенню гальмового шляху

вантажного поїзда, а так само призведе до виникнення високотемпературних пошкоджень на поверхнях кочення коліс.

Встановлено, що зміна величини натискання на КГК з різними значеннями параметрів зносу під час гальмування призводить до зміни й гальмової сили, яка виникає між колесом і рейкою. Результати отриманих розрахунків доводять, що температура нагрівання під час гальмування для колодок 2ТР-11 з клинодувальним зносом на 16,7 % буде більшою, ніж для колодок з номінальними значеннями параметрів.

2. Проведено дослідження термонапруженого стану колеса, яке взаємодіє з КГК під час гальмування. Розрахунок здійснено для середнього режиму роботи повітророзподільника ум. №483-000 за величини температурного впливу на колесо у 400 °С. Максимальні напруження зафіксовані на поверхні кочення колеса і становили 701,9 МПа, які нижчі за допустимі на 12 %.

Визначено допустимий з погляду забезпечення міцності колеса температурний вплив на нього під час гальмування. Допустима величина температури на колесо становила 452 °С.

3. Запропоновано математичний апарат для визначення міцності КГК за її нерівномірного навантаження. Враховано, що колодка являє собою криволінійний брус, на який діють зовнішні навантаження у вигляді зосереджених сил і згинального моменту.

Результати розрахунку колодки, якщо значення зовнішнього вертикального навантаження  $F=20,55$  кН і згинального моменту  $M=68,8$  кН·м, доводять, що напруження, які виникають у ній становлять 21,1 МПа. Отже, вони перевищують допустимі на 29 %. Це доводить, що за дії статичних нерівномірно прикладених за площею колодки сил, її міцність не забезпечується.

4. Досліджено термонапружений стан КГК з номінальними параметрами. Встановлено, що максимальні напруження (третє головне напруження) виникають у верхній частині колодки в зоні взаємодії спинки з боковиною і становлять 14,9 МПа, що не перевищують допустимі (15 МПа). Розподілення



максимальних напружень у колодці пояснюється тим, що під час розрахунків силу тертя прийнято спрямованою вгору. Якщо спрямувати її вниз, що може бути характерним для протилежного триангеля візка, дислокація напружень є протилежною до отриманої схеми навантаження.

5. Досліджено поля розподілення напружень в КГК вагона з урахуванням її нерівномірного навантаження Отримано епюри напруженого стану колодки. При цьому максимальні напруження мають місце для III головного напруження і складають близько 19 МПа. Дані напруження на 21% більше за допустимі і виникають у спинці колодки.

Розбіжність між результатами розрахунку, отриманими математичним та комп'ютерним моделюванням склала близько 9 %.

6. Досліджено термонапружений стан КГК вагона з клинодуальним зносом, що мав пробіг 74,4 тис. км. Максимальні напруження виникають у спинці колодки і становлять 18,7 МПа (третє головне напруження), що перевищує допустимі на 19,8 %. Це пояснюється тим, що зменшується гальмова (корисна) площа колодки, а відповідно ї збільшується її навантаженість.

Проведені дослідження доводять негативний вплив ненормативного клинодуального зносу не тільки на ефективність гальмування, а й на міцність гальмових колодок. Це доводить необхідність вживання заходів, спрямованих на його ліквідацію, а також підвищення БР поїздів і суттєве зменшення експлуатаційних витрат на утримання вантажних вагонів.

## РОЗДІЛ 4

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ  
ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

4.1 Аналіз навантаженості гальмових колодок в експлуатації та обґрунтування можливості їх ненормативного зносу

Використавши комп'ютерне моделювання зусиль, що виникають власне від гравітації вагою деталей важільної передачі, їх рухомості й відносних переміщень, було виявлено конструктивні недоліки у важільній передачі, які спричиняють негативне нерівномірне розташування та спирання верхніх кінців КГК на поверхні кочення коліс під час попущених гальм.

На схемі (рисунок 4.1) наведено типову важільну передачу з тріангелями двовісного візка. За такою схемою важільна передача забезпечує рівномірний перерозподіл сили  $T_0(t)$ , яка утворюється стисненням повітрям у ГЦ під час гальмувань, на кожен гальмову колодку для притиснення до коліс візка. Для цього чотири колодки 4 із ГБ 5 попарно з'єднані тріангелями 3 і утворюють дві жорсткі просторові конструкції, кожна із яких підвішена на парі маятникових підвісок 6.

Передача зусилля  $T_0(t)$  на тріангелі 3 здійснюється шарнірно приєднаними до їх розпірок 8 вертикальними важелями 1 і 2. Останні з'єднані між собою потужною горизонтально розташованою затяжкою 7. Так, конструкція важільної передачі у візку вантажного вагона, у разі появи під час гальмування зусилля  $T_0(t)$ , утворює сили натиснення колодок на колеса візка.

Слід зазначити, що підвищення ефективності механічної частини гальм досягається за рахунок удосконалення конструкції ГЦ, який є проміжним адаптером між пневматичною і механічною частиною. Тому, що працездатність ГЦ впливає на передачу зусиль до елементів ГВП вагона [216].

Під час попуску ГЦ забезпечує не тільки ліквідацію сили  $T_0(t)$ , а й дає можливість відведення колодок від коліс і утворює зазори між поверхнями

тертя кожної колодки відносно колеса. Обов'язкова мінімальна відстань за всією довжиною поверхні тертя кожної колодки відносно поверхні кочення колеса має забезпечувати відсутність торкання колодки до колеса не допускаючи взаємного тертя за наявності вимушених коливань під час руху вагона у попущеному стані гальма.

Але в умовах експлуатації ця обов'язкова вимога порушується. Через несправність скоби із замком (пристрою рівномірного зносу колодок) 9 відбувається нахил колодок до спірання на колеса з утворенням шкідливого тертя й зносу на верхніх кінцях колодок під час руху вагонів без гальмування, що збільшує опір рухові й спричиняє ненормативний знос колодок та інші негативні явища, збільшуючи експлуатаційні витрати на перевезення.

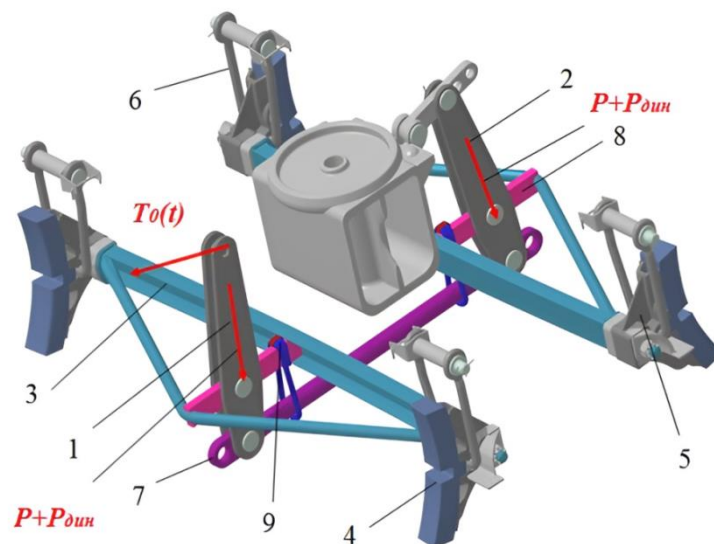


Рисунок 4.1 – Типова ГВП двовісного візка вантажного вагона

$P$  – гравітаційна сила, яка утворюється масою вертикального важеля й приєднаної до нього зтяжки;  $P_{дин}$  – динамічна складова, що утворюється від коливань вертикального важеля й зтяжки в зазорах шарнірних з'єднань під час руху

Дослідження причин нахилу колодок до спірання верхніми кінцями на поверхні кочення колеса вказали на невірноваженість у важільній передачі візка. Через це у попущеному стані гальма на триангелі виникають сили, які спонукають нахил колодок до спірання на поверхні кочення колісної пари. Для

виявлення причин виникнення таких сил було проведено комп'ютерне моделювання й експериментальні перевірки врівноваженості безпосередньо одного триангеля (рисунок 4.2) у зібраному стані із гальмовими колодками 2 відносно осі (А-А) його підвішування на маятникових підвісках 3.

Теоретична перевірка виконувалася математичним порівнянням суми моментів, що утворюються власною вагою деталей триангеля, розташованих на протилежних від осі (А-А) частинах. Водночас перевірялася й порівнювалася сума моментів на боці балки триангеля  $\Sigma M_b$  і на боці струни  $\Sigma M_c$ .

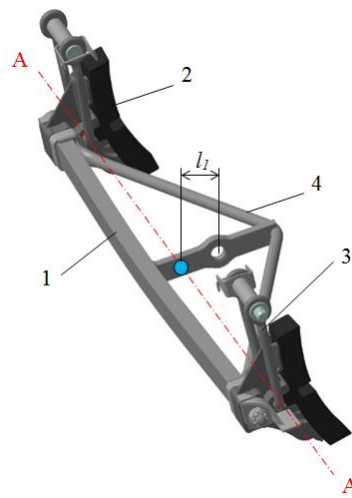


Рисунок 4.2 – Типовий триангель у зібраному стані

1 – триангель; 2 – гальмові колодки; 3 – маятникові підвіски; 4 – струна;  
 $l_1$  – відстань від центра отвору у розпірці триангеля до шарніра підвішування  
 ГБ; А-А – умовна вісь підвішування триангеля;  $l_1$  – плече дії сили  $P+P_{дин}$  до  
 центра підвішування гальмових колодок

У разі неврівноваженості конструкції триангеля сума моментів від ваги деталей на боці балки триангеля буде відрізнятись від суми моментів на боці струни, тобто

$$\Sigma M_b \neq \Sigma M_c, \quad (4.1)$$

де  $\Sigma M_b$  – сума моментів від ваги частин триангеля, розташованих на боці балки триангеля відносно умовної осі (А-А) його підвішування на маятникових підвісках;

$\Sigma M_c$  – сума моментів від ваги частин триангеля, розташованих на боці струни відносно осі (А-А).

У типовій ГВП до цапф триангелів, розташованих на його кінцях, жорстко приєднані ГБ з колодками. Ця жорстка конструкція шарнірно підвішується на дві маятникові підвіски у візку, за відхилення яких гравітаційними силами забезпечується підведення й притиснення колодок до поверхні кочення коліс для гальмування й відведення колодок від коліс під час попуску гальм.

У такому стані у візку триангелі шарнірно спираються на маятникові підвіски, у рівновазі утримуються горизонтально й забезпечують необхідні зазори між гальмовими колодками та колесами.

З приєднанням вертикального важеля до отвору у розпірці триангеля рівновага порушується, триангель нахилиється до спирання верхніми кінцями колодок на поверхні кочення коліс.

Схематично нахил колодки до спирання верхнім кінцем на поверхню колеса наведено на рисунку 4.3, де зусилля  $P + P_{\text{дин.}}$  утворюються гравітаційними силами, які виникають від маси приєданого до отвору 1 розпірки 2 триангеля вертикального важеля 3.

Схиляння колодки до спирання верхнім кінцем на колесо зумовлено наявністю відстані  $l_1$ . Під дією сили  $P + P_{\text{дин.}}$  на плече  $l_1$  з'являється шкідливо діючий крутний момент  $M_{\text{кр}}$ .

Причиною цьому є розташування отвору 1 у розпірці 2 триангеля, призначеного для приєднання вертикального важеля 3, на боці струни відносно осі підвішування триангеля (А-А). Через це вагою приєданого важеля 3 і зтяжки врівноваженість триангеля порушується. Шкідливо діючим крутним моментом  $M_{\text{кр}}$ , який утворюється вагою приєднаних деталей, триангель із жорстко приєднаними на його кінцях гальмовими колодками повертається навколо осі (А-А) до спирання верхніми кінцями 5 колодок на поверхні кочення колісної пари. На протидію шкідливо діючому крутному моменту

утворюються реакції  $R$  від спирання колодок на колеса. Водночас нижні кінці колодок відходять від поверхні кочення колеса на значну відстань.

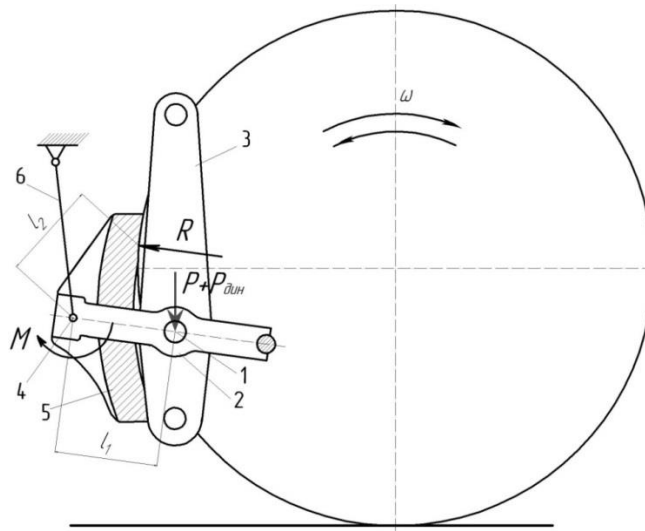


Рисунок 4.3 – Розрахункова схема колодки під час її взаємодії з колесом  
 1 – шарнір з’єднання вертикального важеля з розпіркою триангеля; 2 – розпірка триангеля; 3 – вертикальний важіль; 4 – шарнір підвішування ГБ; 5 – гальмова колодка; 6 – маятникова підвіска;  $R$  – сила реакції від спирання колодки на колесо;  $l_2$  – плече дії сил реакції  $R$  до центра підвішування ГБ на маятникові підвіски

З огляду на отримані результати причиною нахилу колодок до спирання на поверхні кочення колісних пар у візку стає те, що отвір для приєднання вертикального важеля у розпірках триангелів розташовано на боці струни. Відстань  $l_1$  від центра отвору у розпірці до умовної осі підвішування триангеля на маятникових підвісках (А-А) утворює шкідливо діючий крутний момент  $M_{кр}$  (рисунок 4.2).

$$M_{кр} = (P + P_{дин}) \cdot l_1. \quad (4.2)$$

Залежність (4.2) вказує на те, що шкідливо діючий крутний момент  $M_{кр}$  утворюється наявністю відстані  $l_1$  від центра отвору у розпірці триангеля до умовної осі (А-А) підвішування триангеля на маятникових підвісках. Наявність

такої відстані є конструктивним недоліком у важільній передачі візка, яку можна усунути модернізувавши триангель, а саме змінити місце розташування отвору у розпірці триангеля. Водночас триангель врівноважується силою реакції  $R$ , яка створюється від спирання пари гальмових колодок на поверхні кочення колісної пари. На підставі схеми дії сил складемо рівняння моментів відносно шарнірів підвішування триангеля, маючи на увазі, що сила  $P+P_{дин}$  діє на розпірку триангеля в його середній частині і розподіляється на дві гальмові колодки колісної пари

$$(P + P_{дин}) \cdot l_1 = 2R \cdot l_2, \quad (4.3)$$

звідси

$$R = \frac{(P + P_{дин}) \cdot l_1}{2l_2}. \quad (4.4)$$

Із рівняння (4.3) видно, що сила  $P+P_{дин}$  передається на КГК таким чином, що виникає нахил триангеля з притисканням верхніх кінців третьових поверхонь колодок до поверхонь кочення колісних пар, через що і відбувається стирання верхніх кінців колодок на довжині майже від 10 до 140 мм тільки за попуцених гальм. Це й призводить до перерозподілу питомих сил натиснення колодки на колесо під час гальмування. На верхній її частині діють значно більші контактні натиснення, і знос верхньої частини колодки збільшується, що призводить до ненормативного зносу гальмових колодок [77, 84, 96, 119].

Водночас деталі ГВП з'єднані між собою шарнірами з великими зазорами (1 – 10 мм) і розташовані в непружинній частині візка вага цих деталей створює силу  $P$  і шкідливо діючий крутний момент  $M_{кр}$ . Тому під час руху вагона створюються вимушені власні коливання цих деталей, що призводить до знакозмінних переміщень ударного характеру в зазорах шарнірів. Виникає значна за величиною динамічна складова  $P_{дин}$ , яка здатна зруйнувати як досить міцні, так і оригінальні пристрої, що встановлюються для

протидії шкідливо діючому крутному моменту, який вона значно збільшує. Також спирання колодки на колесо під час руху утворює додаткові сили тертя  $F_D$  у режимі тяги і вибігу поїзда, які визначаються за методикою ПТР [12, 28].

Із схеми (рисунок 4.3) видно, що для усунення нахилу колодок потрібно ліквідувати шкідливо діючий крутний момент  $M_{кр}$ . Для цього треба, щоб у рівнянні (4.4) один зі співмножників дорівнював нулю. Розглянемо можливість досягнення цього.

Через те, що зусилля  $P$  виникає від дії маси робочих деталей важільної передачі, то позбутися його неможливо. Інший співмножник  $l_1$  залежить від конструкції триангеля і тут є можливість за допомогою перенесення отвору шарніра у розпірці триангеля (точки, де прикладено сили  $P+P_{дин}$ ) на одну пряму з точками підвішування триангеля досягти умови, коли  $l_1=0$ . У такому разі  $M_{кр}=0$  і врівноважений триангель не буде нахилитися до спирання гальмовими колодками на колеса.

Таким чином, завдяки перенесенню точки в таке місце, де прикладене зусилля  $P+P_{дин}$  забезпечує  $l_1=0$ , досягається умова (4.4), коли реакція  $R=0$ . У такому разі колодки не будуть схилитися до спирання на поверхні кочення колісної пари за попущених гальм.

Цей фундаментальний принцип буде використано у пристроях, які виготовлено за технологією УкрДАЗТ для ліквідації клинодуального зносу колодок [103, 149]. Тобто без ніяких додаткових механізмів, а тільки перенесенням отвору у розпірці триангеля на одну пряму із нижніми шарнірами маятникових підвісок досягнуто бажаного результату. Дія статичної сили  $P$  і динамічної її складової  $P_{дин}$  не можуть схилити триангель до спирання колодками на колеса, завдяки чому унеможливується ненормативний знос колодок.



#### 4.2 Визначення зусиль в елементах важільної передачі гальмової системи візків вантажних вагонів

Для вирішення проблеми ненормативного зносу колодок у ГСВ вантажних вагонів поставлено завдання – досягти зниження шкідливого впливу дії моменту, який виникає внаслідок неврівноваженості елементів ГВП. Для того, щоб вирішити це завдання та покращити показники ГВП, які обумовлені динамікою процесів руху і гальмування вантажних вагонів, розглянемо триангелі ГСВ і проаналізуємо шляхи удосконалення конструктивного виконання всіх елементів ГВП [2, 34, 110, 149, 229, 231].

Схему просторової моделі ГВП візка вантажного вагона (див. рисунок 4.1) умовно можна поділити на дві частини та віднести кожен з них до першої та другої колісної пари двовісного візка. Досліджуючи структуру цієї гальмової передачі, неважко усвідомити, що вона має надлишкові (зайві) зв'язки, тому одразу визначити кінематику й провести майже кінетостатичний аналіз її динаміки неможливо, оскільки неможливо знайти інерційні силові фактори, що діють на ГВП з боку його деталей. Унаслідок цього для проведення кінетостатичного аналізу цього складного механізму потрібно або на щось накладати відповідні обмеження, або розглядати його динаміку використовуючи рівняння Лагранжа другого роду.

Залишаючись у межах кінетостатики, побудуємо схему розподілу зовнішніх і частково внутрішніх сил, які діють на відповідні елементи ГВП візка під час гальмування. Поділимо ГВП візка на дві частини: першу (праву) та другу (ліву), які умовно віднесемо до першої (по ходу) й до другої колісних пар візка (рисунок 4.4). Одна з частин (права) має підвішений триангель № 1, з ведучим вертикальним важелем 1 та інші деякі деталі ГВП. Зовнішнє гальмове зусилля  $T_0(t)$  нескінченної потужності від пневмосистеми гальма передається через ведучий вертикальний важіль 1 на триангель № 1, який своїми ГБ з колодками натискає на колеса першої колісної пари та гальмує її. Таким чином,

маємо: перший ведучий вертикальний важіль (за поки не визначених умов) урівноважується: двома реакціями від дії сил натискання на колеса  $T_1$ , дією внутрішньої сили  $\delta T_1$ , яку внаслідок наявності зайвого ступеня вільності ГВП візка знайти звичайним методом сил [51, 176, 229] одразу не вдається, а також двома силами  $N_1$ , що діють на маятникові підвіски триангеля № 1 з ГБ і колодками.

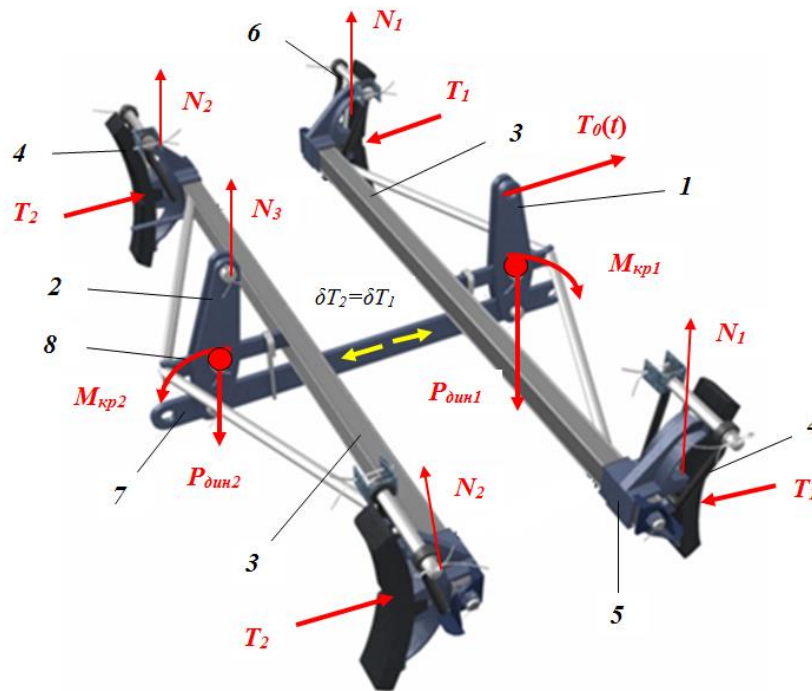


Рисунок 4.4 – Схема передачі гальмового зусилля  $T_0(t)$  без урахування гравітаційних сил

1 і 2 – вертикальні важелі; 3 – триангель; 4 – гальмова колодка; 5 – ГБ;  
 6 – маятникова підвіска; 7 – стрижневий зв'язок вертикальних важелів;  
 8 – розпірка триангеля;  $N_1(X_1, Z_1)$  і  $N_2(X_2, Z_2)$  – сили в маятникових підвісках триангелів (зовнішні);  $T_1$  і  $T_2$  – зовнішні гальмові реакції;  $\delta T_2 = \delta T_1$  – скалярні розпірні внутрішні «віртуальні» сили;  $P_{дин}$  – динамічна сила, що спричиняє нахил триангеля

Друга колісна пара має триангель № 2 з вертикальним веденим важелем 2, на який через стрижневий зв'язок обох вертикальних важелів передається поки

невизначена частка сили  $T_0(t)$ , яка є такою ж за величиною, але протилежно спрямованою за напрямом до внутрішньої сили  $\delta T_2$ . У свою чергу ця сила врівноважується двома реакціями  $T_2$  від натискання колодок на колеса під час гальмування другої колісної пари, двома силами  $N_2$  підвішування триангеля № 2 з ГБ й колодками та силою, що виникає в кріпленні вертикального важеля за «мертву точку» надресорної балки, яка підресорена пружними комплектами візка, що являють собою елементи центрального підвішування вагона.

На схемі (рисунок 4.4) для поліпшення її сприйняття червоними стрілками наведені деякі зовнішні сили, а жовтими – внутрішні реакції в стрижневому зв'язку вертикальних важелів [186, 230].

Тому під час складання розрахункової моделі роботи ГВП до уваги береться припущення, що триангель № 2 має такий самий абсолютно жорсткий стрижень, який підвішений по краях за дві шарнірно-рухомі опори до бокових рам візка так, що його кінцеві частини взаємодіють з маятниковими підвісками, на кінцях яких навішені ГБ з колодками, як і у випадку підвішування триангеля № 1 (сили  $N_2$  подібні силам  $N_1$ ). Однак у своєму центрі стрижень триангеля № 2 з його розпівкою і струною приєднано вертикальним веденим важелем 2 до «мертвої точки» як до своєї шарнірної опори (реакція  $N_3$ ) в середині жорсткої надресорної балки. Оскільки ця балка має відповідні ступені вільності зміщень, то вона взагалі бере участь у коливаннях (вертикальна динаміка) та у кутових бічних хитаннях вагона. Ці коливання на першому етапі досліджень враховуватися не будуть. Щоб з'ясувати сенс роботи триангельних ГВП, можна обмежитись статичним аналізом дій перелічених силових факторів, без урахування ваги всіх її елементів.

З метою узгодження досліджень з відомими спрощеннями плоских схем ГВП трьохелементних візків під час гальмування будемо вважати, що дві сили  $N_1$  з обох боків підвішування триангеля № 1 однакові та діють як одна  $N_1$ .

Так само й однакові реакції  $N_2$  діють як одна  $N_2$  в плоскій стрижневій моделі (рисунок 4.5), де лише в екстремальних випадках може діяти ще й сила  $N_3$  приєднання триангеля № 2 через вертикальний важіль до «мертвої точки»  $O_3$

в середині надресорної балки візка вантажного вагона [33, 74, 130, 148].

Слід зазначити, що плечі вертикальних важелів ГВП сконструйовано за симетрією так, що два вертикальних важелі діють: важіль 1 – зі збільшенням силової дії  $T_0(t)$  в  $i_1$  раз; а важіль 2 – зі зменшенням сили  $\delta T_2 = \delta T_1 = \delta T$  в  $i_2$  раз, згідно зі співвідношенням плечей у кожному з них ( $i_1 \times i_2 = 1$ ). Тобто силове натискання гальмових колодок на першу (по ходу руху) колісну пару дорівнює натисканню аналогічних колодок на другу колісну пару:

$$T_1 = T_2, \quad (4.5)$$

де  $T_1$  і  $T_2$  – середні арифметичні зусилля парної дії колодок на першу й другу колісні пари під час гальмування.

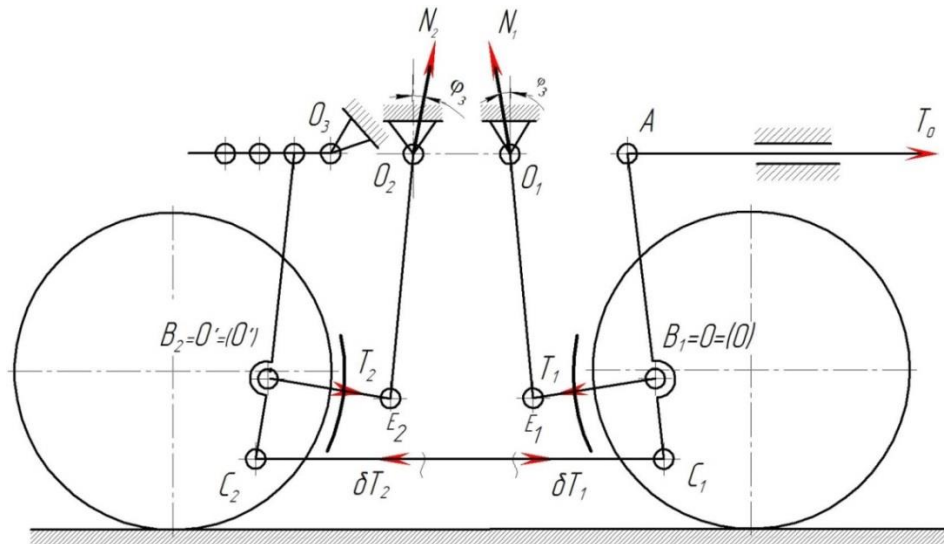


Рисунок 4.5 – Плоска схема навантаження елементів безінерційної ГВП візка вантажного вагона

Очевидно, що для горизонтальної динаміки трьохелементного візка раціональним є рішення, коли центри мас  $D$  і  $D'$  (рисунок 4.6) у першого й у другого триангелів розміщені на серединах балок триангелів, тобто осей  $O-O$  і  $O'-O'$ , що завдяки симетрії візка (у плані) виконати конструктивно не важко.

З погляду вертикальної динаміки «оптимальним» було б рішення, де на фронтальній площині проектування ЦТ перебували б у точках перетину проєкцій ліній підвішувальних триангелів зі вказаними осями, що реалізувати

непросто. Тому для отримання позитивного ефекту, який очікуємо, можна зблизити ці точки перетину, це було доведено в працях [130, 135, 148, 152, 186].

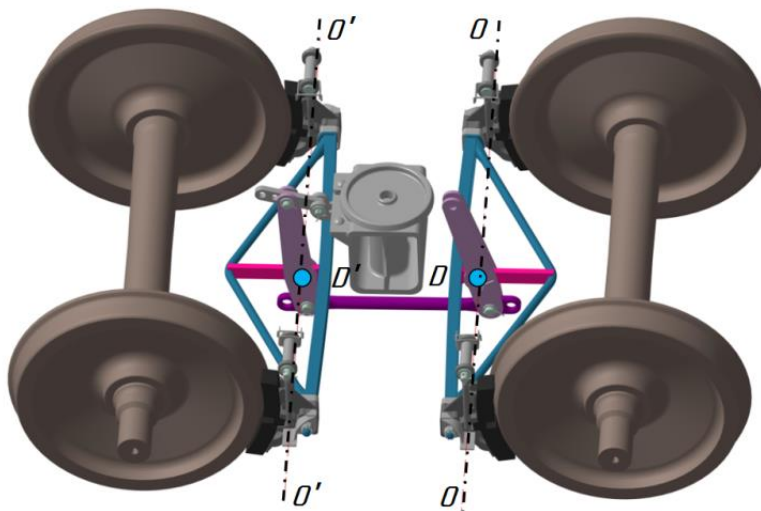


Рисунок 4.6 – Загальний вигляд моделі ГВП з колісними парами візка

До того ж у різновидах досліджень роботи безінерційного й інерційного триангелів у працях [73, 104, 131, 133] було отримано теоретичні рішення щодо пропозицій раціонального розміщення центрів ваги триангелів  $D$  і  $D'$  на їх розпірках з певним збігом цих точок з крайніми точками осей  $O-O$  і  $O'-O'$  у фронтальній площині (рисунок 4.6). Незважаючи на те, що конструктивні обмеження не дають змоги реалізувати «ідеальні» пропозиції на практиці, їх все ж таки треба враховувати.

Справді, з рисунка 4.6, на якому наведена модель ГВП, видно, що вісь  $O-O$ , яка проходить крізь ЦТ  $D$  триангеля, зв'язана в точках  $O-O$  обома ГБ з колідками шарнірно.

Для визначеного об'єкта (конструкція ГВП) дію всіх внутрішніх сил поки не враховуємо. Природно, що під час аналізу роботи інерційної ГВП масові показники її ланцюгів можна додатково взяти до уваги.

Для схеми ГВП під час навантаження елементів безінерційного візка (рисунок 4.7), приймаємо такі самі умови дії реакцій  $N_1$ ,  $N_2$  і  $N_3$ , як для моделі,

що наведена на рисунку 4.5. Тут гіпотетично припускаємо наявність об'єднуючої осі  $O_2-O_2$ , яка проєктується на площину  $XOZ$  в одну точку  $O_2$  разом з точкою  $O_3$ .

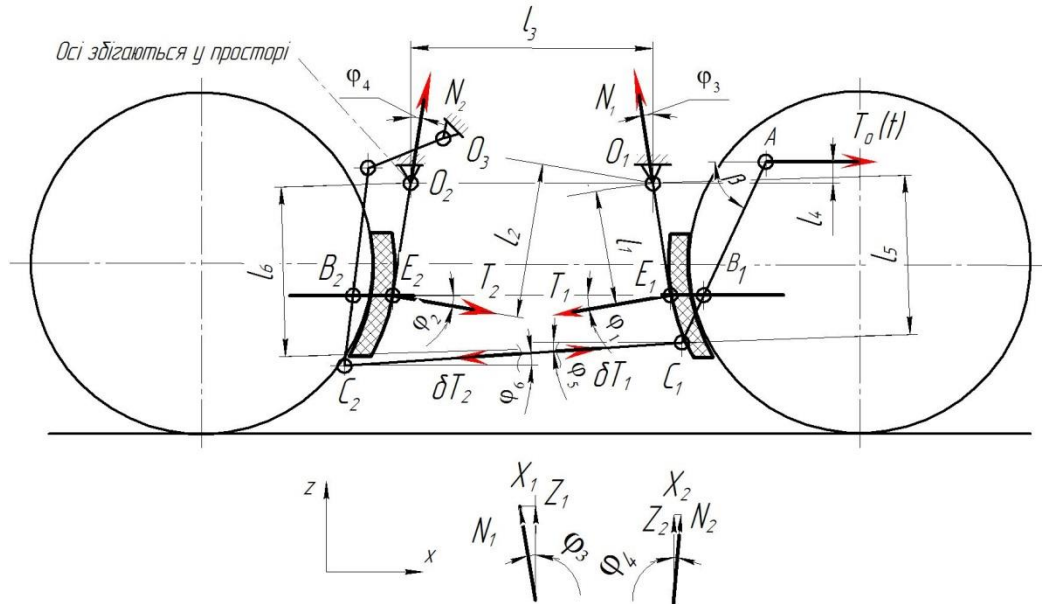


Рисунок 4.7 – Плоска схема ГВП під час навантаження елементів безінерційного візка

Відповідно до правил теоретичної механіки складові векторів сил  $N_1(X_1, Z_1)$  і  $N_2(X_2, Z_2)$  спроектовано на координатні осі  $Ox$  і  $Oz$  так, що їх реакції так само, як і в усіх ланках ГВП, спрямовані вздовж стрижнів:  $N_1^2=(X_1^2+Z_1^2)$ ;  $N_2^2=(X_2^2+Z_2^2)$  [135, 138, 148].

Зважаючи на це, запишемо рівняння статичної рівноваги кінематичного ланцюга ГВП візка у випадку загальмованих колісних пар колодками, які містяться в ГБ, що кріпляться на триангелях і підвішені через маятникові підвіски до бокових рам, а, зокрема, триангель № 2 ще й приєднано вертикальним веденим важелем 2 до «мертвої точки» надресорної балки візка вантажного вагона:

$$\sum M_{O_i} = T_1 l_1 - T_2 l_2 + Z_2 l_3 + T_0 l_4 = 0, \quad (4.6)$$

$$\sum M_{O_2} = T_1 l_2 - T_2 l_1 + Z_1 l_3 + T_0 l_4 = 0, \quad (4.7)$$

$$\sum X = X_1 + X_2 + T_0 - T_1 \cos \varphi_1 + T_2 \cos \varphi_2 = 0, \quad (4.8)$$

де  $X_1 = -2N_1 \sin \varphi_3$  а  $X_2 = 3N_2 \sin \varphi_4$ ;  $l_1, l_2, l_3, l_4, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$  – геометричні й тригонометричні параметри плану положень ланцюгової системи ГВП (таблиця 4.1).

Інакше кажучи:

$Z_1 = -2N_1 \cos \varphi_3$  – проекція сили  $N_1$  на вісь  $Oz$ ;  $Z_2 = 3N_2 \cos \varphi_4$  – проекція сили  $N_2$  на вісь  $Oz$ .

Підставляючи значення складових  $X_1$  і  $X_2$  в (4.6) – (4.8) і з урахуванням сил  $N_1$  і  $N_2$  отримаємо нижченаведені рівняння:

$$\sum M_{O_1} = T_1 l_1 - T_2 l_2 + 3N_2 \cos \varphi_4 l_3 + T_0 l_4 = 0. \quad (4.9)$$

$$\sum M_{O_2} = T_1 l_2 - T_2 l_1 - 2N_1 \cos \varphi_3 l_3 + T_0 l_4 = 0. \quad (4.10)$$

$$\sum X = -2N_1 \sin \varphi_3 + 3N_2 \sin \varphi_4 + T_0 - T_1 \cos \varphi_1 + T_2 \cos \varphi_2 = 0. \quad (4.11)$$

Невизначена система трьох алгебраїчних рівнянь (4.9) – (4.11) має чотири невідомих скаляри сил  $T_1, T_2, N_1, N_2$ . Для доповнення вказаних рівнянь четвертим рівнянням, якого не вистачає для аналізу дії силових факторів, методом перетинів [51, 64, 174, 176] поділимо конструкцію візка з ГВП на дві частини, про що йшла мова вище.

Водночас урахуємо відому аксіому механіки: «Якщо уся система перебуває в рівновазі, тоді будь-яка її частина (тобто будь-яка половина) теж перебуває в стані рівноваги», а також той факт, що  $\delta T_1 \equiv \delta T_2 = \delta T$ . Розглянемо

рівновагу кожної з двох частин цієї конструкції. Тоді отримаємо окремо для лівої та окремо для правої частин такі рівняння:

$$\sum M_{O_2} = -T_2 l_1 + \delta T l_6 = 0, \quad (4.12)$$

$$\sum M_{O_1} = -\delta T l_5 + T_1 l_1 + T_0 l_4 = 0, \quad (4.13)$$

де  $l_4, l_5, l_6$  – геометричні параметри плану положень ланцюгової системи ГВП (таблиця 4.1).

Два рівняння (4.12) і (4.13), які належать до схеми навантаження, зводяться в одне завдяки невідомій  $\delta T$ , це стане додатковим рівнянням до алгебраїчної системи (4.9) – (4.11) з чотирма невідомими. Розв’язок такої системи можна знайти згідно з формулами Крамера. Геометричні параметри будемо визначати за допомогою плану положень механізму та геометричних перетворень. Після перетворень (4.12) і (4.13) маємо таке:

$$-T_1 l_1 / l_5 + T_2 l_1 / l_6 - T_0 l_4 / l_5 = 0. \quad (4.14)$$

Якщо зробити анімаційний план дискретних положень усіх ланок ГВП трьохелементного візка, то стає можливим провести приблизний силовий аналіз і теоретичний синтез такого гальмового механізму, варіюючи тими чи іншими геометричними параметрами системи у межах доступного.

Приблизність таких досліджень пов’язана з тим, що підвішування веденого триангеля № 2 з колодками, окрім свого підвішування по кінцях «абсолютно жорсткої» балки триангеля, має також точку кріплення  $O_3$  – за вертикальний ведений важіль 2. До того ж вісь його повертання з гальмовими колодками є пряма з’єднання цапф балки триангеля, що має проходити через точку  $O_3$ . Останнє накладає особливі технологічні вимоги до виготовлення та збирання цього дуже відповідального вузла ГВП візка відповідно до експлуатаційних документів «Візок двовісний 18-1750, тип 2» [33, 121, 130].

Щоб проаналізувати роботу моделі, розглянемо рівновагу елементів ГВП



у вигляді плоскої схеми навантаження елементів безінерційного трьохелементного візка під час повного службового гальмування (рисунок 4.7). Для цього скористаємося таблицею 4.1 з відповідними геометричними даними [110, 158]. Тобто геометрична частина задачі розв'язана, тому відома вся анімаційна геометрія ГВП під час гальмування візка. У цьому разі рівняння (4.9) – (4.11) і (4.14) перетворимо в систему:

$$\begin{cases} T_1 l_1 - T_2 l_2 + 3N_2 \cos \varphi_4 l_3 = -T_0 l_4, \\ T_1 l_2 - T_2 l_1 - 2N_1 \cos \varphi_3 l_3 = -T_0 l_4, \\ -2N_1 \sin \varphi_3 + 3N_2 \sin \varphi_4 - T_1 \cos \varphi_1 + T_2 \cos \varphi_2 = -T_0, \\ -T_1 \frac{l_1}{l_5} + T_2 \frac{l_1}{l_6} = T_0 \frac{l_4}{l_5}. \end{cases} \quad (4.15)$$

Таблиця 4.1 – Геометричні дані для виконання розрахунків і систематизації за даними робочих креслень

Позначення	Значення, мм	Значення, м	Відповідність кресленню
$l_1$	320	0,32	Відстань від лінії дії сили $T_1$ до т. $O_1$ і $O_2$
$l_2$	434,1	0,4341	Відстань від лінії дії сили $T_2$ до т. $O_1$ і $O_2$
$l_3$	680	0,68	Відстань між точками $O_1$ і $O_2$ є плечем для проєкцій $Z_1$ і $Z_2$ , відносно точок $O_1$ і $O_2$
$l_4$	612	0,0612	Відстань від лінії дії сили $T_0$ до т. $O_1$ і $O_2$
$l_5$	450	0,45	Відстань від лінії дії сили $\delta T_1$ до т. $O_1$
$l_6$	480	0,48	Відстань від лінії дії сили $\delta T_2$ до т. $O_2$
$\varphi_1$	$10^0$	$\cos \varphi_1 = 0,984$	$\sin \varphi_1 = 0,1736$
$\varphi_2$	$10^0$	$\cos \varphi_2 = 0,984$	$\sin \varphi_2 = 0,1736$
$\varphi_3$	$10^0$	$\cos \varphi_3 = 0,984$	$\sin \varphi_3 = 0,1736$
$\varphi_4$	$10^0$	$\cos \varphi_4 = 0,984$	$\sin \varphi_4 = 0,1736$
$\varphi_5$	$3^0 58' = 3,97^0$	$\cos \varphi_5 = 0,997$	Кут нахилу сили $\delta T_1$ до осі x
$\varphi_6$	$3^0 58' = 3,97^0$	$\cos \varphi_6 = 0,997$	Кут нахилу сили $\delta T_2$ до осі x

Вводимо вектор невідомих зусиль  $\Delta = (N_1, N_2, T_1, T_2)$ , тоді матриця системи рівнянь буде мати вигляд  $\tilde{G}$ , у якій права частина матриці має вигляд вектора-стовпчика:

$$\tilde{G} = \begin{bmatrix} 0 & 3 \cos \varphi_4 l_3 & l_1 & -l_2 \\ -2 \cos \varphi_3 l_3 & 0 & l_2 & -l_1 \\ -2 \sin \varphi_3 & 3 \sin \varphi_4 & -\cos \varphi_1 & \cos \varphi_2 \\ 0 & 0 & -\frac{l_1}{l_5} & \frac{l_1}{l_6} \end{bmatrix}, \quad \bar{R} = \begin{bmatrix} -T_0 l_4 \\ -T_0 l_4 \\ -T_0 \\ T_0 \frac{l_4}{l_5} \end{bmatrix}. \quad (4.16)$$

Для розв'язання системи рівнянь методом Крамера потрібно знайти визначник матриці  $\tilde{G} = \Delta$ . Якщо він не дорівнює нулю, тоді система лінійних алгебраїчних рівнянь має єдиний розв'язок.

Зусилля, які необхідно знайти, будуть обчислюватися для кожного моменту часу на плані положень за формулами:

$$N_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta}, \quad N_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta}, \quad T_1 = \frac{\Delta_3}{\Delta}, \quad T_2 = \frac{\Delta_4}{\Delta}, \quad (4.17)$$

де  $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4$  – визначники матриць, у яких згідно з індексом стовпчик матриці системи замінено стовпчиком – правою частиною.

У проведених дослідженнях [73, 74, 95, 114, 127, 130, 131, 138, 223] проаналізовано проблему, яка пов'язана з конструктивними особливостями ГВП візків, що стосується надмірної інтенсивності зносу гальмових колодок. У роботі [136] виконувався аналіз для реальної схеми-моделі (рисунок 4.8, а) без введення допоміжних пристроїв і без суттєвих змін у конструкції типового триангеля для прийняття конструктивних рішень щодо зменшення ненормативного зносу колодок.

Досліджувався випадок зменшення ваги триангельної конструкції ГВП до нуля (безінерційна система) (рисунок 4.8, б). За допомогою розрахунків встановлено, що зменшення базового значення натискань колодок на поверхні кочення коліс відповідає очікуваному зменшенню інтенсивності їх зносу. Але

досягти цього результату можна тільки теоретично. До того ж умови безпеки під час гальмування у цій системі порушуються, що є недопустимо.

Теоретично розглядалася робота ГВП, де за ідеальним міркуванням до єдиної прямої (вісь підвішування триангеля) приведено його центр мас і вузол з'єднання розпірки триангеля з вертикальним (ведучим) важелем спочатку дослідним шляхом (рисунок 4.8, в). Хоча в цьому випадку саме отримуємо бажаний результат щодо розрахунків силових дій в усіх ланках триангельної системи ГВП.

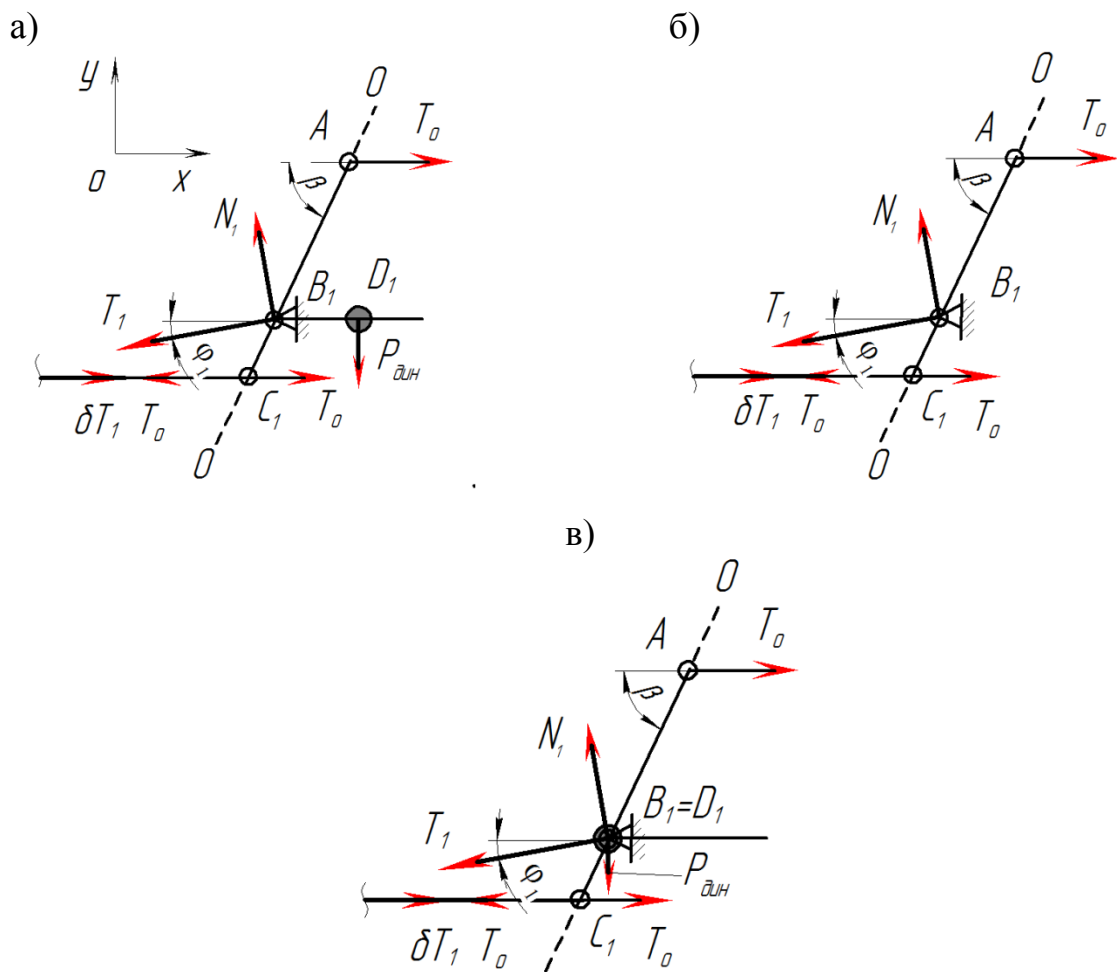


Рисунок 4.8 – Схеми розрахункових моделей передачі зовнішнього зусилля

$T_0(t)$ , що гальмує праву колісну пару

а) інерційна зі зміщенням центра ваги триангеля C; б) безінерційна «ідеальна»;

в) інерційна «ідеальна»

Як було вказано раніше, без теоретичного уточненого аналізу роботи триангельних ГВП, пошукові конструктивні рішення дають розбіжності у спробі ліквідації шкідливо діючого крутного моменту  $M_{кр}$ . Справді, для триангеля № 1, який підвішений до візка двома маятниковими підвісками за ГБ з колодками першої колісної пари, раціональним є рішення, коли згаданий центр ваги  $C_1$  розміщено на осі  $O-O$  (рисунок 4.8, в).

У результаті удосконалення конструкції ГВП візків модернізовані триангелі працюють більш ефективно, ніж типові, завдяки дії гальмового зусилля  $T_o(t)$  під час гальмування [37].

Теоретично-розрахунковий метод аналізу роботи ГВП. У загальному вигляді під час руху й гальмування вантажного поїзда розглянемо фази пересування окремої колісної пари візка: без гальмування – фаза 0; під час її гальмування з переміщенням – фаза 1 або взагалі за відсутності будь-якого руху – фаза 2.

Розглянемо фазу 0. У попущеному стані гальм запропоновані конструктивні зміни триангеля передбачають утримання гальмових колодок без їх нахилу до поверхонь кочення коліс, щоб запобігти клинодуальному зносу колодок. Однак, зважаючи на те, що статично врівноважений триангель утримується у подібному «вільному» стані у своїх вузлах підвішування тільки силами тертя в шарнірних з'єднаннях, то тут не виключено, що динаміка ходової частини вагона під час руху по нерівній рейковій колії може час від часу змушувати триангель з ГБ і колодками нахилитися в той чи інший бік. У цьому разі колодки у попущеному стані гальма внаслідок вказаної динаміки своїми верхніми кінцями торкаються поверхні кочення коліс.

Зауважимо, що взагалі об'єднаний центр мас триангеля з приєднаними до нього деталями ГВП не може розміщатися стаціонарно в якійсь конкретній точці хоча б тому, що в процесі «вільного» руху порівняно з гальмуванням центри мас кожного елемента ГВП змінюють місця свого перебування. Тому під час порівняльного аналізу дії силових факторів на елементи ГВП в різних схемах конструктивного виконання доречно розглядати фазу 3 гальмування з

проміжним місцем перебування сумарного центра мас  $C_1$  триангеля з його деталями [74, 103, 231].

З погляду кінетостатичного аналізу роботи ГВП, де силові фактори діють на складові елементи ГСВ в класичній ситуації наїзду візка на ізольовану нерівність  $\eta$  чи на інші нерівності рейкової колії, то кінематичні схеми ГВП будуть мати різний вигляд і відповідати кільком фазам використання важільної передачі.

Приблизні рішення цієї проблеми для різних схем-моделей у форматі 2D може бути отримано за узагальненою схемою (рисунок 4.9), де показано, що під час модернізації триангеля з відновленням його розпірки в умовах ДР отримано позитивний результат, який було перевірено (рисунок 4.8, б).

Побудуємо узагальнену схему-модель роботи триангельної ГВП за гальмування (фаза 2), з якої випливають усі вищерозглянуті.

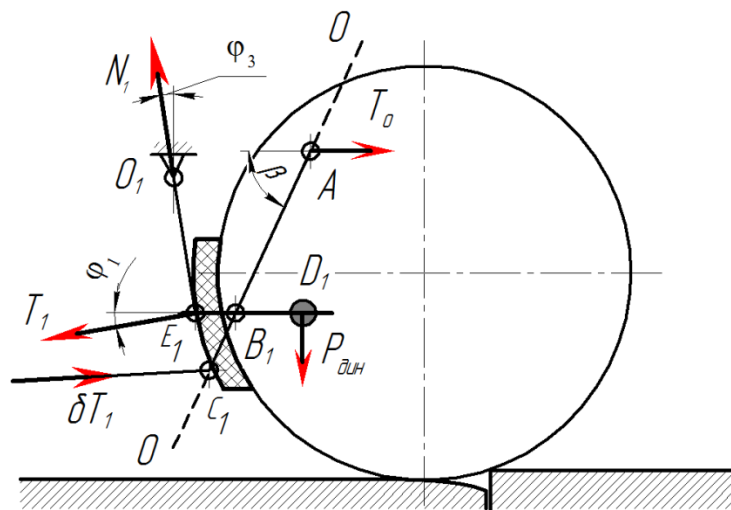


Рисунок 4.9 – Розрахункова схема колодки за взаємодії з колесом з урахуванням наїзду на нерівність типу «стик рейок» під час гальмування

Розглянемо фазу 2. Припустимо, візок з ГВП гальмується у фазі 1 або у фазі 2, а об'єднаний ЦТ триангеля № 1 правої колісної пари з приєднаними до нього елементами (імовірно точка  $C_1$ ) першим перетинає простір над «стиком рейок» [74, 148, 152].

Тоді маємо формалізовану розрахункову схему загальмованої першої (правої) колісної пари за її проїзду по нерівності «стик рейок» з урахуванням дії гравітаційної сили тяжіння (рисунок 4.9).

Як впливає з умови використання типового гальма у візку вантажного вагона, дія силових факторів на ГВП відтворюється таким чином. Під дією зовнішньої сили  $T_0(t)$ , зміна якої відбувається за зміною тиску в ГЦ, виникає первісний поштовх до першої фази гальмування, де ця сила підвищує своє значення до  $T_0$  і викликає напруження зусиль  $N_1$  у стрижнях підвішування триангеля № 1 [71, 130, 144, 216].

Одночасно сила  $T_0$  поділяється на віртуальну силу  $\delta T$ , яка сумісно з нею через колодки натискуватиме на колеса першої й другої колісних пар. Сама віртуальна сила  $\delta T$  взагалі може пересувати розпірку з'єднання важелів 1 і 2 (див. рисунок 4.5) або вперед (вправо), або назад (вліво) [136 – 140].

У кінці етапу гальмування, коли колодки триангеля № 1 і триангеля № 2 вже вперлися в колеса першої й другої колісних пар, вагон або призупиняється, або зупиняється зовсім.

Розглянемо рівняння статичної рівноваги ГВП (загальний випадок) та отримаємо окремі розв'язки для правої частини візка з ГВП (рисунок 4.9). Маємо такі рівняння:

$$\sum X = 0; \quad T_0 + \delta T - N_1 \sin \varphi_1 - T_1 \cos \varphi_1 = 0, \quad (4.18)$$

$$\sum Y = 0; \quad N_1 \cos \varphi_1 - T_1 \sin \varphi_1 - P_{\text{дин}} = 0, \quad (4.19)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{B_1} = 0; \quad T_0 \cdot l_{B_1C_1} \cdot \sin \beta - P_{\text{дин}} \cdot l_{B_1D_1} - N_1 \cdot l_{B_1E_1} \cdot \cos \varphi_1 - \\ - T_1 \cdot l_{B_1E_1} \cdot \sin \varphi_1 + \delta T \cdot l_{B_1C_1} \cdot \sin \beta - M_0 = 0, \end{aligned} \quad (4.20)$$

де  $M_0$  – компенсуючий момент, який утворюється під час натискання колодки на колесо й дорівнює  $M_0 = T_0 \cdot l_{AC_1} \cdot \sin \beta$ ;

$P_{\text{дин}}$  – динамічна кладова, яка виникає в триангелі під час наїзду колеса на перепону та посуває триангель з колодками до колеса (за попередніми дослідями приймаємо  $P_{\text{дин}} = 1 \text{ кН}$ );

$l_{B_1C_1}$ ,  $l_{B_1D_1}$  – геометричні параметри елементів ГВП (таблиця 4.2).

Таблиця 4.2 – Вихідні параметри для виконання розрахунків

Позначення за схемою	Значення, мм	Значення, м
$l_{B_1C_1}$	160	0,16
$l_{B_1D_1}$	150	0,15
$l_{B_1O_1}$	50	0,05
$l_{C_1A}$	560	0,56
$\varphi_1$	$10^0$	$\cos\varphi_1 = 0,984$ , $\sin\varphi_1 = 0,1736$
$\beta$	$64^043' = 64,72^0$	$\cos\beta = 0,427$ , $\sin\beta = 0,904$

Рівняння (4.18) – (4.20) легко перетворюються в систему рівнянь загального вигляду:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_0 + \delta T - N_1 \sin\varphi_1 - T_1 \cos\varphi_1 = 0, \\ N_1 \cos\varphi_1 - T_1 \sin\varphi_1 - P_{\text{дин}} = 0, \\ T_0 \cdot l_{B_1C_1} \cdot \sin\beta - P_{\text{дин}} \cdot l_{B_1D_1} - N_1 \cdot l_{B_1E_1} \cdot \cos\varphi_1 - \\ - T_1 \cdot l_{B_1E_1} \cdot \sin\varphi_1 + \delta T \cdot l_{B_1C_1} \cdot \sin\beta - M_0 = 0. \end{array} \right. \quad (4.21)$$

Вводимо вектор невідомих зусиль  $\Delta = (N_1, T_1, \delta T)$ , тоді матриця системи рівнянь буде мати вигляд  $G$ , у якій права частина матриці має вигляд вектора-стовпчика  $R$ :

$$G = \begin{bmatrix} -\sin\varphi_1 & -\cos\varphi_1 & 1 \\ \cos\varphi_1 & -\sin\varphi_1 & 0 \\ -l_{B_1E_1} \cdot \cos\varphi_1 & -l_{B_1O_1} \cdot \sin\varphi_1 & l_{B_1C_1} \cdot \sin\beta \end{bmatrix}, \quad (4.22)$$

$$R = \begin{bmatrix} -T_0 & & \\ & P_{\text{дин}} & \\ -T_0 \cdot l_{B_1C_1} \cdot \sin\beta + P_{\text{дин}} \cdot l_{B_1D_1} + T_0 \cdot l_{AC_1} \cdot \sin\beta & & \end{bmatrix}. \quad (4.23)$$

Для розв'язання системи рівнянь методом Крамера потрібно знайти визначник матриці  $G=\Delta$ . Якщо він не дорівнює нулю, тоді система лінійних алгебраїчних рівнянь має єдиний розв'язок.

$$G = \begin{bmatrix} -0,1736 & -0,984 & 1 \\ -0,984 & -0,1736 & 0 \\ -0,05 \cdot 0,984 & -0,05 \cdot 0,1736 & 0,16 \cdot 0,904 \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} -0,1736 & -0,984 & 1 \\ -0,984 & -0,1736 & 0 \\ -0,492 & -0,00868 & 0,14464 \end{bmatrix},$$

$$R = \begin{bmatrix} & -13,4 & \\ & 1 & \\ -13,4 \cdot 0,16 \cdot 0,904 + 1 \cdot 0,15 + 13,4 \cdot 0,56 \cdot 0,904 & & \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -13,4 & & \\ & 1 & \\ 4,99544 & & \end{bmatrix}.$$

Зусилля, які потрібно знайти, будуть обчислюватися для кожного моменту часу на плані положень за формулами:

$$N_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta}, \quad T_1 = \frac{\Delta_2}{\Delta}, \quad \delta T = \frac{\Delta_3}{\Delta}, \quad (4.24)$$

де  $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$  – визначники матриць, у яких згідно з індексом стовпчика (1, 2, 3) матриці (4.22) системи замінено стовпчиком із матриці (4.23).



$$N_1 = \frac{1,3546814976}{0,14444075577344}, \quad T_1 = \frac{6,84676864}{0,14444075577344}, \quad \delta T = \frac{5,0373317761024}{0,14444075577344}.$$

Наведено результати розрахунку для розглянутих схем конструювання ГВП, який виконано для плану положень елементів ГВП під час гальмування в фазі 2. Всі необхідні вхідні дані для отримання розв'язків наведено в таблиці 4.2. Користуючись програмним забезпеченням MathCad, знайдено силові фактори, які діють у складових елементах ГВП візків (таблиця 4.3).

Таблиця 4.3 – Порівняння визначених зусиль, які діють в елементах ГВП

Розрахункова схема ГВП	$T_1$ , кН	$T_2$ , кН	$N_1$ , кН	$N_2$ , кН
Типова	46,0	46,0	-	-
Безінерційна «ідеальна»	45,53	45,53	8,03	8,03
Інерційна «ідеальна»	40,97	40,97	7,13	7,13
Інерційна зі зміщенням центра ваги триангеля	47,4	47,4	9,8	9,8

Отримані розрахунки доводять, що конструктивні зміни ГВП, які відображають розглянуті схеми-моделі, мають суттєвий розбіг щодо визначених силових навантажень елементів триангельних ГВП. Водночас встановлено, що простішим раціональним рішенням, яке перш за все можна використовувати для «раціоналізації» умов роботи системи гальмування візка, а відповідно й поїзда, можна вважати перенесення технологічного отвору розпірки триангеля. Це здійснюється технічно доступним й економічно доцільним способом в умовах ВРП й не потребує значних капітальних вкладень. Також одним з позитивних кроків у конструктивному удосконаленні ГВП є зниження загальної маси триангеля з елементами та динамічне врівноваження його конструкції, яке пов'язано з пошуком місця «раціонального» знаходження його центра мас.

### 4.3 Дослідження варіантів щодо модернізації гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів

#### 4.3.1 Особливості модернізації гальмової важільної передачі візка

Модернізація ГВП візків вантажних вагонів виконується за технологією УкрДАЗТ (2012 р.) з метою усунення конструктивних недоліків у системі відведення гальмових колодок від поверхонь кочення колісних пар. Для цього потрібно змінити місце розташування отвору у розпірці триангелів перенесенням отвору на  $112^{\pm 2}$  мм у бік швелерної балки триангеля, зменшити довжину розпірної тяги вертикальних важелів на  $224^{\pm 3}$  мм, фрезеруванням виконати дугоподібні вирізи у вертикальних важелях навколо середнього отвору.

З перенесенням отвору у розпірках триангелів 1 змінюються розмірні ланцюги у системі важільної передачі. Для приведення їх у відповідність за допомогою розрахунків було змінено розміри довжини (рисунок 4.10) затяжки 4 вертикальних важелів 3 і серги 6 «мертвої точки». Також змінено конфігурацію ширини вертикальних важелів 3.

Модернізація ГВП візків вантажних вагонів за технологією УкрДАЗТ, передбачає впровадження пристрою для рівномірного зносу гальмових колодок й утримування їх на нормативній відстані відносно поверхонь кочення коліс. Даний пристрій виконаний у вигляді напрямного криволінійного стрижня, він дає змогу утримувати рівномірні зазори під час попуску гальм вагонів між триботехнічною парою «гальмова колодка – колесо».

Напрямний криволінійний стрижень 5 складається із циліндричних ковзунів 2, що приварені до швелерних балок триангелів та «бобишок» розпірок. Стрижень не потребує додаткових пристроїв для його закріплення та антивандального зняття [19, 74, 115, 122, 165, 167].

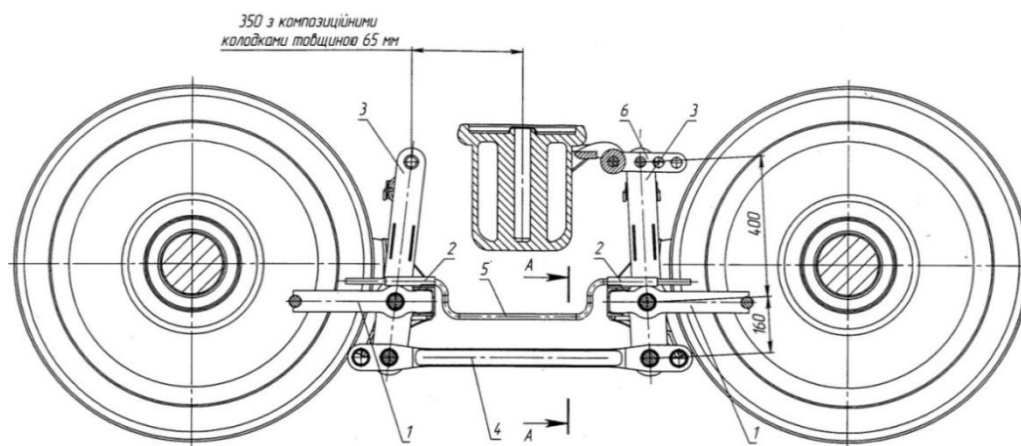


Рисунок 4.10 – Дослідна модернізована ГВП з пристроєм рівномірного зносу гальмових колодок

1 – розпірка триангеля; 2 – циліндричний ковзун; 3 – важіль вертикальний;  
4 – затяжка; 5 – криволінійний напрямний стрижень; 6 – серга

Завдяки напрямному пристрою відбувається горизонтальне переміщення суміжних триангелів і гальмових колодок у важільній передачі візка. Таким чином, забезпечується рівномірність зазорів між колодками й колесами у попущеному стані гальма.

Зміна місця розташування отвору у розпірці наявного триангеля являє собою складне завдання. Таке перенесення може виконуватися декількома способами. Для вибору ефективного способу в подальших підрозділах роботи розглянемо найбільш прийнятні способи, які можна виконати в умовах ВРП [135].

#### 4.3.2 Модернізація триангеля зміною місця розташування отвору в його розпірці

Триангелі у ГВП візка під час гальмувань сприймають силу від вертикальних важелів і передають на колодки для притиснення до коліс. У середній частині триангеля розташовується розпірка з отвором. До отвору

шарнірно, за допомогою циліндричного валика, приєднується потужний вертикальний важіль, який своєю власною вагою і вагою деталей, що приєднані до нього, утворює на розпірці гравітаційну вертикально діючу силу за попущених гальм. Від дії цієї сили, перерозподіленої на дві маятникові підвіски, до яких шарнірно приєднано тріангель, виникають реактивні сили. Але через те, що вісь приєднання вертикального важеля до розпірки тріангеля не збігається із віссю приєднання його до маятникових підвісок, такі сили утворюють шкідливо діючий крутний момент на тріангелі, який схиляє його до спирання верхніми кінцями гальмових колодок на поверхні кочення колісної пари [95, 122, 149].

У підрозділі 4.1 було доведено, що для ліквідації явища спирання і шкідливого тертя колодок по колесах, коли попущені гальма достатньо перенести місце розташування отвору у розпірці тріангеля до збігання його осі з умовною віссю (А-А) шарнірного приєднання тріангеля до маятникових підвісок. У такому разі тріангель не буде схилитися, а гальмові колодки не спиратимуть і не тертимуться об поверхні кочення колісних пар вагонів під час руху за попущеного стану гальм [19, 104 – 106, 167].

На підставі теоретичного аналізу виникнення ненормативного зносу гальмових колодок було доведено, що для вирішення поставленого технічного завдання потрібно ліквідувати плече, на якому вага вертикального важеля створює шкідливо діючий крутний момент, що діє на тріангель та нахиляє його до спирання гальмовими колодками на поверхні кочення колісної пари.

Конструктивно для ліквідації шкідливо діючого крутного моменту потрібно перенести шарнір приєднання вертикального важеля до розпірки тріангеля і розташувати його на одній прямій із парою шарнірів підвішування тріангеля. Вимірювання типової конструкції тріангеля й розрахунки показали, що отвір у розпірці потрібно перенести і розташувати на відстані  $112^{\pm 2}$  мм (замість теперішнього  $224^{\pm 3}$  мм), виміряної від зовнішньої крайки балки тріангеля. Така, досить не складна, але теоретично виведена й доведена конструктивна зміна у тріангелі (рисунок 4.11) вирішує проблему

ненормативного зносу колодок.

Вказана конструктивна зміна дає змогу повністю ліквідувати шкідливо діючий крутний момент, тому модернізований триангель буде утримувати гальмові колодки без спирання на поверхні кочення колісної пари, унеможливаючи ненормативний знос колодок [33, 34, 158].

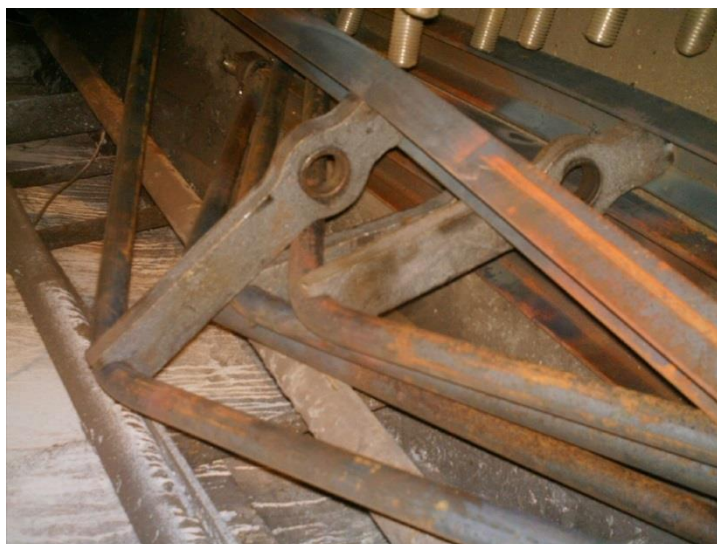


Рисунок 4.11 – Вигляд модернізованого триангеля з перенесеним отвором у його розпірці на  $112^{+2}$  мм у бік швелерної балки

Зважаючи на те, що у такому стані модернізований триангель вільно утримується на шарнірах підвісок силами тертя, то ймовірно, що інтенсивні коливання ходової частини вагона можуть періодично змушувати нахилитися триангель у той чи інший бік. У такому разі колодки у попущеному стані гальма під час руху від вимушених коливань можуть схилитися і зачіпляти за поверхні кочення коліс верхньою або нижньою частинами.

Технологічно таку зміну місця розташування отвору у розпірці триангеля можна здійснювати декількома способами.

Під час виготовлення нових триангелів пропонується модернізацію проводити зміною конструкції розпірки.

Зважаючи на те, що розпірки для триангелів виготовляються із ливарної

сталі (Ст. 20Л) методом лиття у форми, то для модернізації розпірки достатньо замінити ливарну модель, за якою формується відливка розпірки.

З перенесенням отвору у розпірках триангелів зменшується відстань на  $224^{+3}$  мм між вертикальними важелями у ГВП візка. Це потребує внесення змін у конструкцію деяких деталей ГВП.

Основною зміною є укорочення затяжки (розпірної тяги) вертикальних важелів на  $224^{+3}$  мм.

У вертикальних важелях необхідно виконувати вирізи для унеможливлення упирання боковими гранями у поличку швелерної балки триангеля.

У серзі «мертвої точки», приєднання верхнього шарніра вертикального важеля до кронштейна «мертвої точки» надресорної балки візка потрібно виконати додатковий отвір для можливості виконання регулювання важільної передачі перестановкою валика.

Так само потребує зміни конструкція балки авторежиму для недопущення упирання у цю балку верхньої частини вертикального важеля.

Для недопущення можливості нахилів гальмових колодок до входження в частковий дотик з поверхнею кочення колеса розроблено пристрій (рисунок 4.12), який буде сприймати незначні випадкові зусилля від коливань і нахилів візка під час руху та утримувати строго рівномірні зазори між колодками й колесами [148, 150, 158, 167].

У такому пристрої (рисунок 4.12) між парою модернізованих триангелів 4 візка, у середній їх частині, розташовано напрямний криволінійний стрижень 1, кінці якого входять у циліндричні ковзуни 2, приварені до триангеля симетрично відносно отвору його розпірки. Вигин стрижня вниз має бути не меншим ніж максимально можливе зміщення надресорної балки 3 від завантаження вагона. Частини стрижня, що вигнуті вниз, розташовуються біля торців циліндричних ковзунів [103].

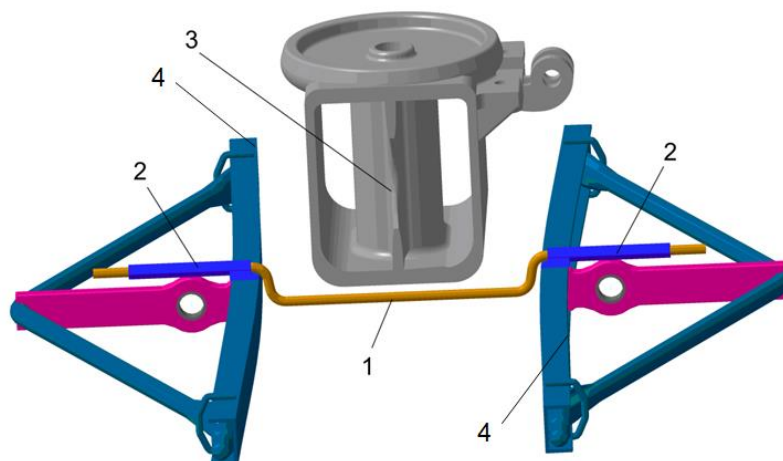


Рисунок 4.12 – Загальний вигляд пристрою для утримання рівномірних зазорів між гальмовими колодками й поверхнями кочення колісної пари  
 1 – криволінійний напрямний стрижень; 2 – циліндричні ковзуни;  
 3 – надресорна балка; 4 – модернізовані триангелі з перенесенням отвору у розпірці

У разі появи випадкових зусиль на триангелі від інтенсивних коливань і нахилів візка вагона під час руху працює криволінійний стрижень 1 у циліндричних ковзунах 2. Тут силам, які змушуватимуть триангель нахилитися відносно підвісок, будуть протидіяти реактивні сили, які створюватимуться між стрижнем і ковзунами. Через це триангелі будуть постійно перебувати у рівновазі та утримувати рівномірні зазори між колодками й колесами у попущеному стані гальма.

Вигин напрямного стрижня вниз одночасно забезпечує:

- а) самоутримання стрижня між суміжними триангелями без додаткових кріплень;
- б) простір для зміщення вниз надресорної балки візка під завантаженням вагона;
- в) гарантію від його вандалного зняття.

Апробацією виготовлення деталей і частин модернізованої передачі встановлено, що технологія виготовлення модернізованих деталей відносно

типових не ускладнюється, як і їх монтаж у візку.

На рисунку 4.13 наведено комп'ютерну модель загального вигляду розробленого пристрою за технологією УкрДАЗТ для механічної ГСВ, у якій шарнір Б приєднаний до вертикального важеля та розпірки триангеля і розташований на одній прямій А-А з шарнірами маятникових підвісок. Криволінійний стрижень у ковзунах утримує ГСВ постійно у рівновазі, що забезпечує строго рівномірні зазори між колодками та колесами (рисунок 4.14) та рівномірний знос гальмових колодок [19, 117, 142, 158].

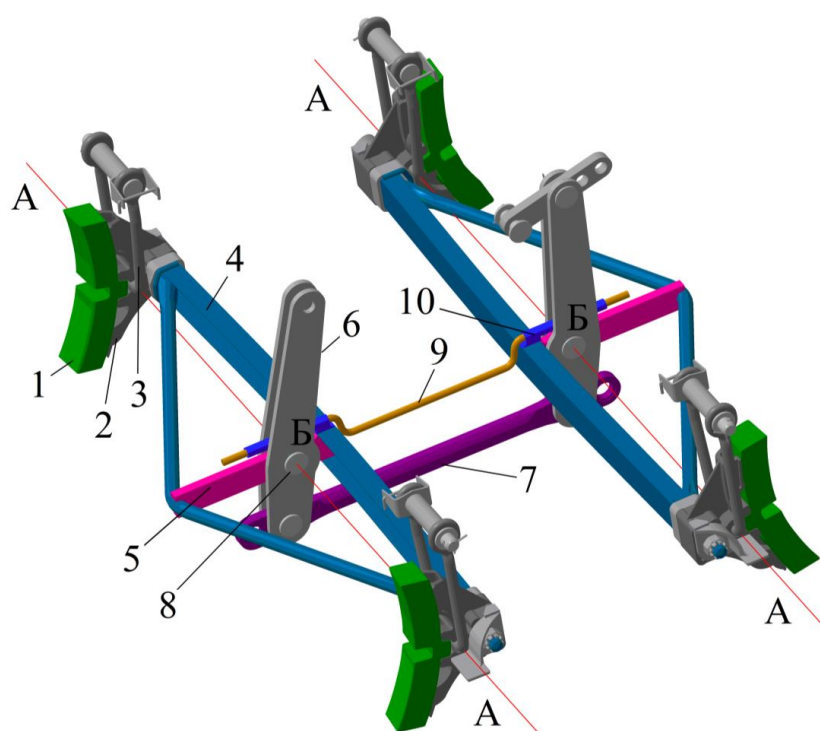


Рисунок 4.13 – Модернізована ГВП, розроблена за технологією УкрДАЗТ з пристроєм рівномірного зносу гальмових колодок

1 – гальмова колодка; 2 – ГБ; 3 – маятникова підвіска; 4 – триангель;  
 5 – розпірка триангеля; 6 – важіль; 7 – затяжка важелів; 8 – шарнірне з'єднання вертикальних важелів до розпірок триангелів, розташоване на прямій А – Б – А; 9 – криволінійний стрижень; 10 – циліндричний ковзун

Пристрій, розроблений за технологією УкрДАЗТ (рисунок 4.13), працює



таким чином. Під час попуску гальм триангелі з ГБ та колодками рухаються під дією гравітаційних сил на маятникових підвісках так, що відводять гальмові колодки від коліс. Завдяки врівноваженості гальмової системи відносно шарнірів маятникових підвісок колодки відходять від коліс рівномірно. У разі появи випадкових зусиль від коливань і нахилів вагона під час руху працює криволінійний стрижень, який завдяки розміщенню його кінців у циліндричних ковзунах не дає можливості нахилитися триангелю, а отже, і колодкам до спирання кінцями верхньої або нижньої частин на колеса. У ковзунах у цей час створюються реактивні сили, які завдяки симетричному розташуванню ковзунів відносно отвору шарніра урівноважуються на тих частинах криволінійного стрижня, які містяться в ковзунах. Частини стрижнів, що вигнуті вертикально вниз і розташовані біля торців циліндричних ковзунів, утримують стрижень від повздовжнього зсуву і випадання від дії на нього повздовжніх сил під час гальмувань і дії випадкових зусиль від коливань і нахилів вагона [101, 103 – 106, 135, 158, 165, 207].

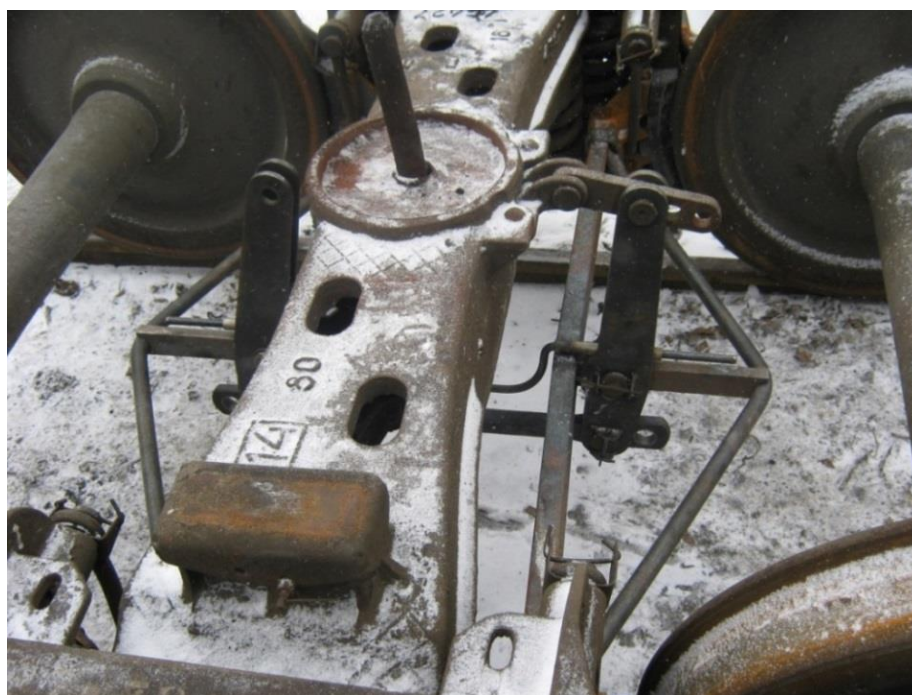


Рисунок 4.14 – Модернізована конструкція ГВП візка

### 4.3.3 Конструкторсько-технологічні зміни модернізованої важільної передачі

Відповідно до [34] було запропоновано деякі зміни, а саме: отвір у розпірці триангеля перенесено на одну пряму з шарнірами підвішування триангеля на маятникових підвісках. Завдяки цьому ліквідовується (зникає) шкідливо діючий крутний момент, який виникає на типовому триангелі від ваги деталей ГВП, що приєднуються до цього отвору (це масивні вертикальні важелі із затяжкою) і руйнує в умовах експлуатації пристрої рівномірного зносу гальмових колодок.

Напрямний пристрій у модернізованій ГВП візка, звільнений від указанного моменту, здатний забезпечувати стійку й довготривалу працездатність, тобто утримувати рівномірні зазори між колодками та колесами під час попущених гальм, що стає запорукою запобігання ненормативному зносу гальмових колодок.

Модернізація передбачає такі конструкторсько-технологічні зміни у типовій за конструкторською документацією КВБЗ ГСВ вантажних вагонів:

- у розпірці триангеля змінено місце розташування отвору з «бобишкою». Для цього розмір  $224^{+3}$  мм у типовому триангелі [34, 158] змінено на  $112^{+2}$  мм з відповідним розміром  $106^{+0,5}$  мм розпірки триангеля;

- ліквідовано шкідливо діючий на гальмові колодки крутний момент, який у типовому триангелі утворюється під дією ваги деталей, приєднаних до вказаного отвору вертикальних важелів із затяжкою;

- у зібраному стані триангеля до нього приєднано ковзун напрямний;

- змінено форму бокових граней вертикального важеля, що дає змогу важелю у робочому стані обертатися навколо середньої осі без спірання боковими гранями на полички швелерної балки триангеля та зменшує масу важеля;

- зменшено довжину затяжки вертикальних важелів на 270 мм, що

зумовлено перенесенням отвору у розпірці триангеля на  $112^{+2}$  мм. Завдяки цьому маса вказаної деталі модернізованої ГВП зменшується майже на 28 %;

– напрямний стрижень виготовлено та встановлено під час монтажу модернізованої ГВП на візку у напрямні ковзуни обох триангелів візка;

– змінено конструкцію серги «мертвої точки», що покращує регулювання важільної передачі за зносом колодок і коліс в умовах експлуатації.

У зібраному стані модернізована важільна передача (рисунок 4.13) має зміну місця розташування отвору у розпірках триангелів, у яких вертикальні важелі розміщуються ближче до надресорної балки візка. Тому довжина зтяжки вертикальних важелів має бути зменшена до 680 мм. Але її довжина впливає на кути нахилу вертикальних важелів. Для визначення оптимальної довжини зтяжки склалися рівняння розмірних ланцюгів від кронштейна «мертвої точки» надресорної балки до головки внутрішнього важеля. Контрольним розміром, згідно з Інструкцією [38], у типовій важільній передачі заведено використовувати відстань від центра шкворневого отвору п'ятника до осі вертикального отвору у вертикальному важелі. У модернізованій важільній передачі також цей розмір взято за визначальний, але якнайменше допустимий 350 мм. Водночас за такого розміру внутрішній вертикальний важіль має нахил у бік надресорної балки, що йде всупереч із вимогами Інструкції [19, 38].

Якщо зменшено вказаний розмір на 80 – 100 мм нахил, важеля буде відповідати вимогам [37, 38], але в такому разі головка важеля конструктивно буде стискатися з балкою авторежиму.

Для апробації технології модернізації важільної передачі було взято, як виняток, допущення нахилу внутрішнього важеля у бік від надресорної балки.

Але ця обставина потребує у подальшому вирішення питань щодо конструктивних змін балочки авторежиму або про доцільність внесення змін у вимоги Інструкції [38] відносно нахилу внутрішнього вертикального важеля у візках вагонів.

Напрямний криволінійний стрижень запропоновано для забезпечення строго рівномірного відведення й утримання колодок візка відносно поверхонь

кочення колісних пар із міркувань застосування його на інноваційних візках підвищеної швидкості руху.

За розробленими кресленнями на КВБЗ було виготовлено (відлито у ливарному цеху) розпірки для дослідних тріангелів із перенесеним отвором. Вони були вварені в типові тріангелі під час виготовлення. Тріангелі пройшли перевірку на випробувальному стенді з подальшим поставленням клейм.

Тяги й вертикальні важелі виготовлені за типовою технологією за розробленими кресленнями, у яких змінені розміри.

Такі експериментальні модернізовані деталі було встановлено на вагони для перевірки працездатності в умовах експлуатації за розробленою програмою.

#### 4.4 Способи модернізації гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів в умовах вагоноремонтного підприємства

##### 4.4.1 Спосіб модернізації тріангеля висвердлюванням нового отвору у розпірці

Модернізацію можна здійснити за допомогою висвердлювання нового отвору у розпірці тріангеля на відстані  $112^{\pm 2}$  мм від наявного (рисунок 4.15). Але під час виконання таких технологічних операцій отримуємо недостатні перерізи і послаблені частини розпірки навколо отвору. Для підсилення послаблених місць необхідно зверху і знизу в зоні висвердленого отвору приварити дві підсилювальні планки товщиною 8 – 10 мм. Така модернізація тріангеля дає змогу досягти зазначеної мети, але вона має ще найменше три суттєвих недоліки [135, 152, 165].

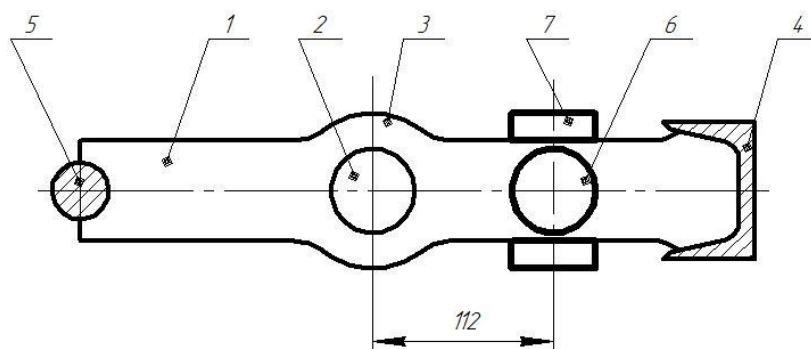


Рисунок 4.15 – Схема модернізації розпірки триангеля висвердлюванням нового отвору

1 – розпірка; 2 – наявний отвір; 3 – підсилювальна «бобишка»;  
4 – швелер; 5 – струна; 6 – новий отвір; 7 – підсилювальні планки

По-перше, висвердлювання отвору діаметром 50 мм у громіздкій зварній конструкції наявного триангеля, а ще й у важкодоступному місці потребує застосування спеціального свердлильного пристрою.

По-друге, через те, що висвердлений отвір повинен мати високу точність розміру діаметра під пресову посадку зносостійкої втулки, значно ускладнюється технологія виготовлення такого отвору.

По-третє, невикористаним залишається наявний отвір у розпірці триангеля із підсилювальною «бобишкою», через що загальний вигляд конструкції триангеля стає технічно недосконалим.

#### 4.4.2 Спосіб модернізації триангеля заміною розпірки

Технологія ремонту триангеля передбачає можливість заміни непридатної розпірки триангеля, наприклад через втрату натягу посадки зносостійкої втулки. За цих обставин передбачено забраковану розпірку вирізати по приварному шву швелера та встановлювати на її місце нову розпірку [165].

У такому разі можна, використовуючи цю технологію, замінити розпірку на нову, виготовлену із перенесеним отвором на  $112^{+2}$  мм у бік швелера.

Такий спосіб можна використовувати, але він потребує застосування нових розпірок, які виготовляються ливарним способом, через що в умовах вагонного депо їх виготовлення неможливе. Потрібно буде їх закуповувати у підприємств, на яких виконують відливання, або вагонобудівних заводів. Через це такий метод стає незручним, затратним і малоефективним.

#### 4.4.3 Спосіб модернізації тріангеля вирізанням і встановленням фрагмента розпірки із отвором після повертання

Суть нового способу та пристрою, який уперше розробили науковці кафедри інженерії вагонів та якості продукції УкрДУЗТ для підвищення довговічності й надійності механічної частини ГВП вантажних вагонів, пояснюється схемами, які наведено на рисунку 4.16 [135, 165].

Принцип вирішення поставлених завдань базується на основі спеціальних розрахунків пошуку раціонального місця розташування отвору для шарнірного з'єднання розпірки тріангеля з вертикальним важелем ГВП. Тобто для модернізації механічної гальмової частини вантажних вагонів у контексті сформульованих завдань необхідні ремонтні роботи, які потрібно виконати на наявних ГВП. Ці роботи полягають у тому, що місця розташування вказаних отворів у технологічно-раціональний спосіб зміщуються в тих же розпірках тріангелів у найбільш придатне місце, що знаходиться відповідно до розрахунків.

Технологічні міркування щодо модернізації розпірки тріангеля. Запропонований у роботі спосіб модернізації полягає у тому, що за спеціальними розрахунками в наявній типовій розпірці тріангеля, під час її модернізації виконуються такі ремонтні операції (рисунок 4.16): по-перше,

вирізається серединний фрагмент розпірки з наявним технологічним отвором, що посилений «бобишкою». По-друге, вирізаний фрагмент розпірки перевертається на  $180^\circ$  у вертикальній або горизонтальній площині та встановлюється поміж тих частин розрізаної розпірки, що залишилися. По-третє, у цьому стані серединний фрагмент розпірки приварюється до лівої та правої частин по перерізах ліній шва, знайдених за допомогою розрахунків. Геометрія ліній перерізу ліворуч і праворуч від отвору розташовується таким чином, що після перевертання вирізаного фрагмента та його приварювання технологічний отвір займає раціональне місце на розпірці триангеля.

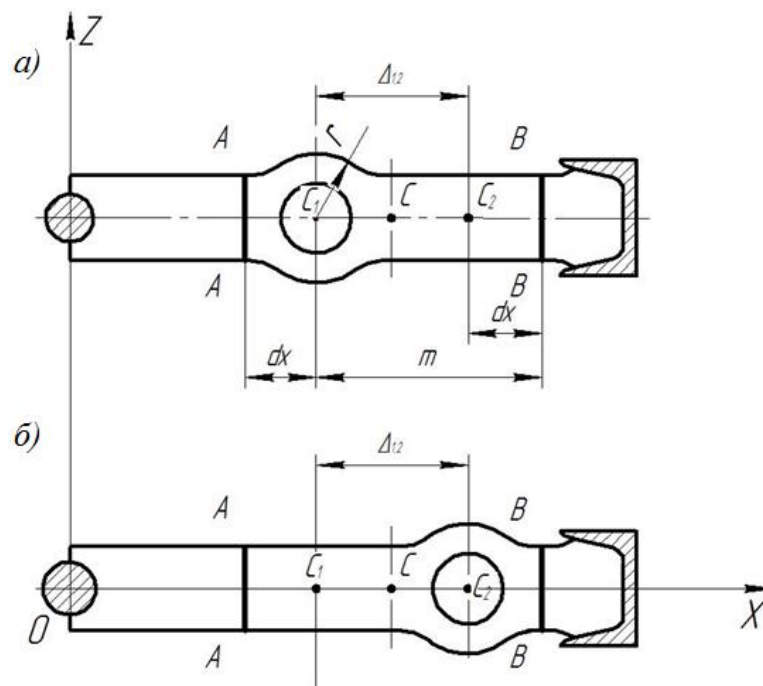


Рисунок 4.16 – Схема розпірки триангеля ГВП

а) до модернізації; б) після модернізації

Для реалізації запропонованого способу (рисунок 4.16) під час перенесення отвору в найбільш придатне місце на розпірці триангеля визначаються такі місця виконання поперечних перерізів  $A-A$  і  $B-B$  (рисунок 4.16, а), щоб вирізаний за цими лініями серединний фрагмент

розпірки з отвором, після перевертання відносно вертикальної або горизонтальної осі на  $180^\circ$ , дав змогу переміститися технологічному отвору з точки  $C_1$  у точку  $C_2$  на визначену розрахунками відстань:

$$\Delta_{1,2} = OC_2 - OC_1, \quad (4.25)$$

де  $OC_2$  – відстань від початку координат  $O$  до центра модернізованого отвору розпірки  $C_2$ ;

$OC_1$  – відстань від початку координат  $O$  до центра наявного отвору розпірки  $C_1$ .

Таке зміщення забезпечить переміщення центра перевертання триангеля з розпіркою до осі підвіски всього триангеля в цілому.

Якщо визначати потрібне місце розташування технологічного отвору на розпірці триангеля з центром у точці  $C_2$ , яка має розміщатися на відстані  $OC_2$  на осі  $OX$  від початку координат  $O$ , то за нескладними математичними діями знайдемо геометрію та розміри розпірки відносно розташування перерізів  $A-A$  і  $B-B$ , що забезпечуватимуть можливість перенесення центра наявного технологічного отвору з точки  $C_1$  на потрібне (визначене) місце з центром у точці  $C_2$  з перевертанням вирізаного серединного фрагмента на  $180^\circ$ . Цей розмір знаходимо за виразом

$$dx = m - \Delta_{1,2}, \quad (4.26)$$

де  $dx$  – відстань від центра перенесеного отвору  $C_1$  розпірки до перерізу  $A-A$ ;

$m$  – відстань від центра наявного отвору  $C_1$  розпірки до перерізу  $B-B$ ;

$\Delta_{1,2}$  – відстань, на яку переноситься центр отвору розпірки.

Для того, щоб вирізаний серединний фрагмент розпірки за цими розрахунками забезпечив (після його перевертання на  $180^\circ$ ) перенесення технологічного отвору в зазначене місце з центром  $C_2$ , потрібно спочатку визначити розмір  $dx$  і відповідно до схеми (рисунок 4.16, а) зробити на розпірці



перший переріз  $A-A$ . Рациональна величина розміру  $dx$  залежить від відстані між місцем розташування перенесеного технологічного отвору з центром  $C$  серединного фрагмента розпірки, як частини швелерної балки. Ця відстань невелика, тому величину  $dx$  потрібно взяти якомога меншою. Але, виходячи з обмежень за міцністю розпірки, розмір  $dx$  має бути не меншим ніж величина розміру  $r$  – радіуса «бобишки» (тобто  $dx \geq r$ ).

Знайдений за математичними розрахунками розмір  $dx$  (рисунок 4.16, б) слід відкласти від точки  $C_2$  у бік швелера, тоді отримаємо місце розташування другого перерізу  $B-B$ , який за виконаними математичними розрахунками забезпечуватиме перенесення технологічного отвору розпірки з «бобишкою» у відповідне місце, після перевертання на  $180^\circ$  вирізаного серединного фрагмента та його з'єднання (зварюванням) за місцем розташування перерізів  $A-A$  і  $B-B$  [135, 152, 165].

#### 4.5 Дослідження напружено-деформованого стану модернізованої гальмової важільної передачі візка вантажного вагона

Для дослідження міцності модернізованої конструкції ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ для ГСВ вантажного вагона побудовано її просторову модель в середовищі програмного комплексу SolidWorks [103, 154, 207, 221] (рисунок 4.17).

Розрахункова схема модернізованої ГВП візка наведена на рисунку 4.18. Водночас зусилля, яке діє на вертикальний важіль  $N_1$ , розкладалося на дві складові з урахуванням кута прикладення [64, 174].

Навантаження, яке передається на гальмову колодку від колеса під час гальмування, також розкладалося на дві складові з урахуванням кута нахилу колодки. За цієї умови вертикальна складова  $P_e$  цього навантаження на першу за ходом руху пару колодок спрямована вгору, а на другу – до низу.

Закріплення моделі здійснювалося за елементи підвішування ГВП до рами візка вантажного вагона. При цьому закріплення моделювалося як «зафіксований шарнір» [221].

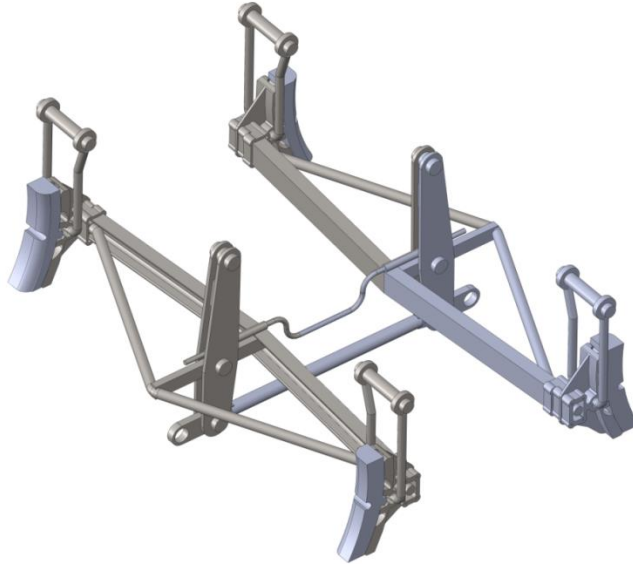


Рисунок 4.17 – Модернізована ГВП, розроблена за технологією УкрДАЗТ

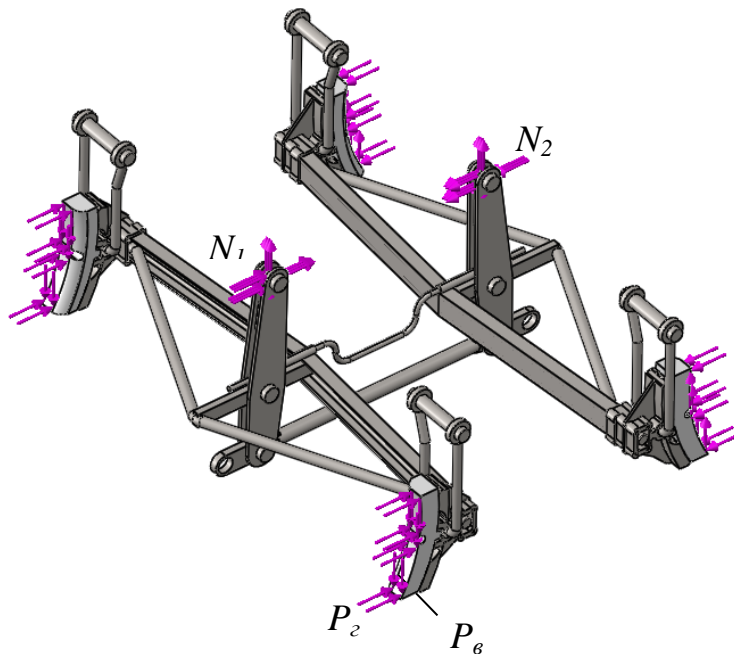


Рисунок 4.18 – Розрахункова схема модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ

Розрахунок на міцність модернізованої ГВП візка проведено за методом

скінчених елементів. В якості скінчених елементів використані ізопараметричні тетраедри. Оптимальна кількість елементів СЕМ (рисунок 4.19), визначена графоаналітичним методом. Кількість елементів сітки становила 352012, вузлів – 89124. Максимальний розмір елемента сітки дорівнює 15,0 мм, мінімальний – 3,0 мм. Мінімальна кількість елементів у колі – 9, співвідношення збільшення розміру елемента – 1,7.



Рисунок 4.19 – СЕМ модернізованої ГВП, розробленої за технологією  
УкрДАЗТ

Результати розрахунку модернізованої ГВП, розробленої за технологією  
УкрДАЗТ наведені на рисунках 4.20 – 4.22.

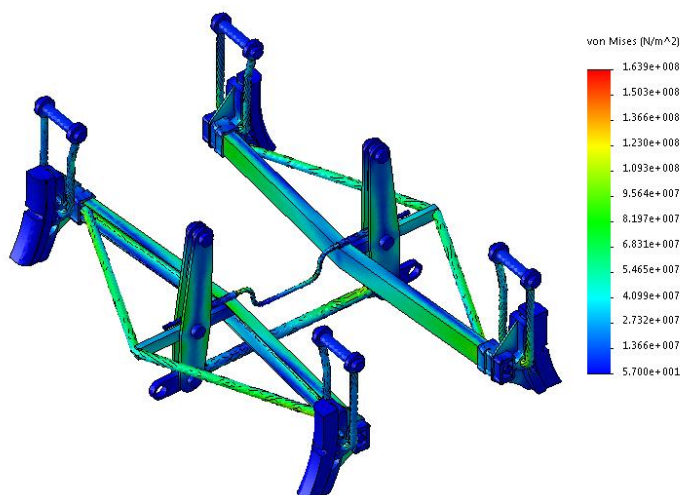


Рисунок 4.20 – Напружений стан модернізованої ГВП, розробленої за  
технологією УкрДАЗТ

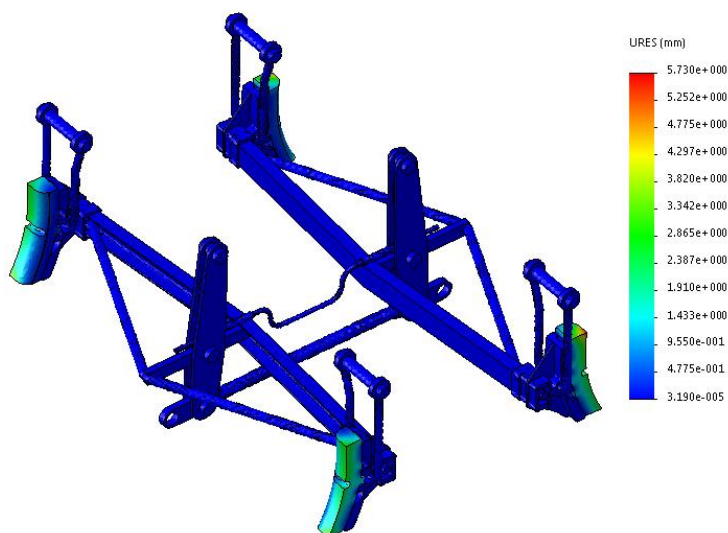


Рисунок 4.21 – Переміщення у вузлах модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ

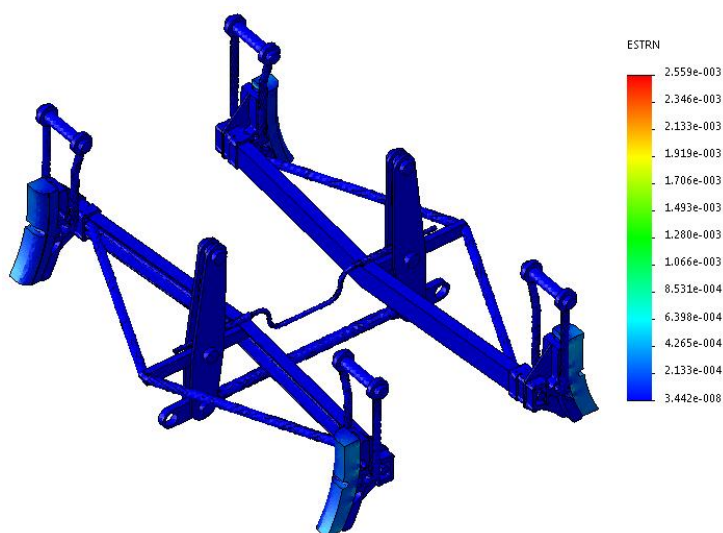


Рисунок 4.22 – Деформації в елементах модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ

Установлено, що максимальні еквівалентні напруження виникають у струні та становлять 163,9 МПа, тобто не перевищують допустимі. Максимальні переміщення, зафіксовані у КГК, – 5,7 мм. Максимальні деформації становили  $2,559 \cdot 10^{-3}$  [221].

Тобто міцність модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ для ГСВ вантажних вагонів забезпечується.

#### 4.6 Стан дослідних пристроїв на вагонах в умовах експлуатації

Під час обстежень дослідних пристроїв у гальмовій передачі візків, які працюють на дослідних 10 вагонах в умовах експлуатації, вивчався вплив перенесеного отвору у розпірках триангелів на їх положення, вертикальних важелів, приєднаних до перенесених отворів, маятникових підвісок ГБ і, головне, – на характер зносу колодок у верхній і нижній частинах [75, 151].

Результати випробувань підтверджують теоретичні доводи про те, що з перенесенням отвору у розпірці триангеля на одну пряму із шарнірами з'єднання маятникових підвісок ГБ зникає шкідливо діючий крутний момент на положення триангеля, ГБ і колодок [158]. Таке перенесення отвору у розпірці триангеля позитивно впливає на відведення гальмових колодок під час попуску гальм та їх розташування й утримання відносно поверхні кочення коліс під час руху вагона без гальмування. Що і є головним у забезпеченні рівномірності зносу гальмових колодок. Крім цього, усунення такого шкідливо діючого крутного моменту позитивно впливає в цілому на роботу ГСВ. Тому для ліквідації клинодуального зносу гальмових колодок, який маємо нині від 90 % до 93 % вантажних вагонів, без застосування ніяких додаткових пристроїв, достатньо перенести отвір у розпірці триангеля на  $112^{+2}$  мм у бік його швелерної балки, як це зроблено у вантажних вагонах, які обладнані дослідними пристроями.

Напрямний механізм, що має стрижень і приварені до розпірок суміжних триангелів циліндричні ковзуни, виконує функцію вирівнювача зазорів між колодками й колесами. Дослідження його роботи на дослідних вагонах показують, що цей пристрій утримує рівномірними зазори між колодками й колесами. Будучи звільненим від шкідливо діючого крутного моменту, на цей пристрій не діють значні зусилля, тому зносу його деталей чи руйнувань на дослідних вагонах не спостерігається.

Експериментальні пристрої рівномірного зносу гальмових колодок,

розроблені на кафедрі інженерії вагонів та якості продукції, за розпорядженням Департаменту вагонного господарства АТ «Укрзалізниця» були встановлені на десяти напіввагонах, побудованих для Донецької залізниці Крюківським вагонобудівним заводом у лютому 2012 року для визначення їх працездатності та надійності. Наприкінці травня 2013 року пробіг указаних вагонів перевищив 70 тис. км, що становить третину встановленого пробігу для нових вагонів до першого ДР (210 тис. км) [15, 145, 158].

Указані вагони за розпорядженням АТ «Укрзалізниця» були надані для комісійного огляду з обстеженням стану й оцінювання працездатності дослідних пристроїв з вимірюванням величини зазорів між колодками й колесами та товщини колодок для визначення параметрів їх зносу (Додаток Д). Отриманий таким чином статистичний матеріал використовується як для визначення показників надійності дослідних пристроїв, так і для оцінювання їх параметрів, що впливають на інтенсивність зносу колодок [75, 77, 97, 151].

Обстеження показали, що на жодному з дослідних пристроїв пошкоджень і зносів не виявлено. Дослідні пристрої забезпечують нормативне відведення гальмових колодок від коліс у вантажних вагонах.

Таким чином, ліквідується нахил і шкідливе тертя верхніх кінців колодок по колесах під час руху у поїздах без гальмування (рисунок 4.23), а робоча маса колодок, завдяки дослідним пристроям, зношується тільки під час гальмувань, тому загальний знос гальмових колодок суттєво зменшився (рисунок 4.24). Отримані величини зносу гальмових колодок у дослідних вагонах засвідчили ймовірність їх терміну служби до пробігу вагонів не менше ніж 210 тис. км, тобто до першого ДР нових вагонів без заміни колодок, тільки із періодичними регулюваннями важільної передачі перестановкою валиків у шарнірному вузлі ГСВ.

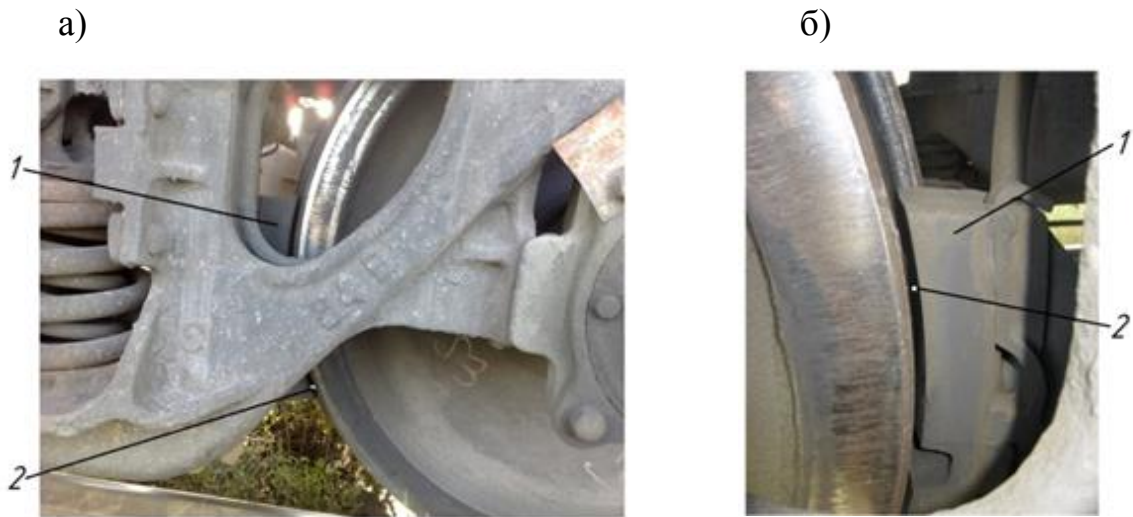


Рисунок 4.23 – Технічний стан триботехнічної пари дослідного напіввагона після пробігу 121,3 тис. км

а) рівномірний знос колодки; б) нормативний зазор між елементами триботехнічної пари; 1 – КГК; 2 – зазор між колодкою і колесом

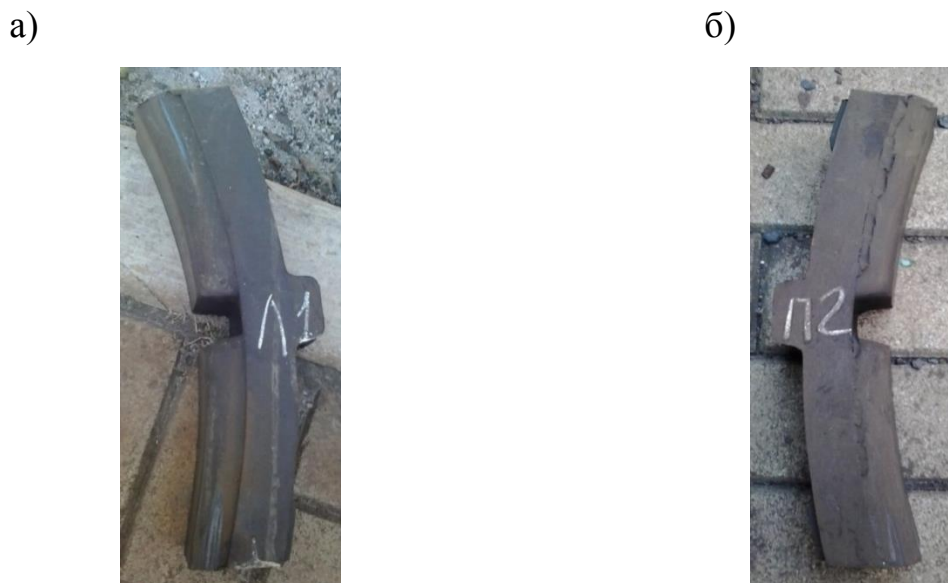


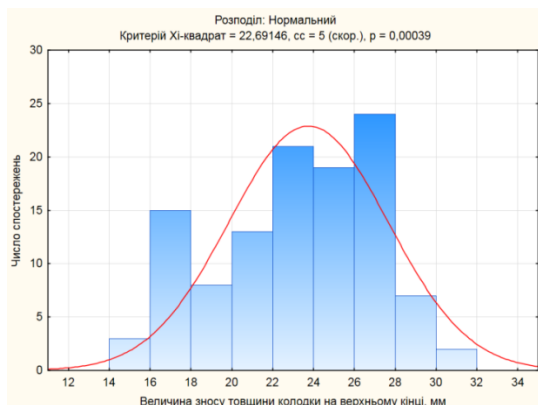
Рисунок 4.24 – Вигляд КГК з рівномірним зносом за товщиною

а) першої за напрямком руху колісної пари; б) другої за напрямком руху колісної пари

Для наочності, зручності використання та ефективності опрацювання величини зносу гальмових колодок, що були зібрані під час огляду дослідних вагонів. За допомогою програмного комплексу «STATISTIKA» було оброблено

величини зносу верхніх і нижніх частин колодок як найбільш зношених за пробігу 121,3 тис. км вантажних вагонів і побудовано гістограми (рисунок 4.25) [146].

а)



б)

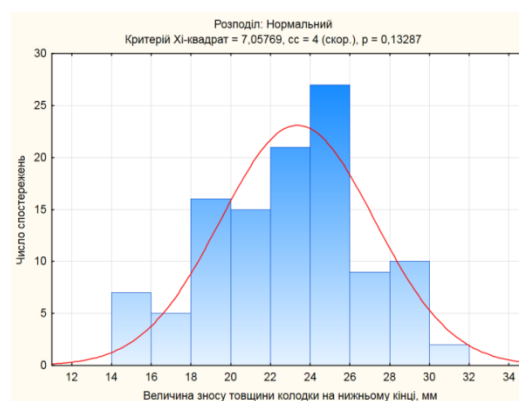


Рисунок 4.25 – Результати обробки статистичного матеріалу стосовно зносу гальмових колодок за пробігу вагонів 121,3 тис. км

а) верхня частина; б) нижня частина

Із гістограм видно, що маємо досить великий діапазон величин зносу КГК – від мінімального значення 14 мм до максимального 32 мм. Це свідчить про те, що на характер та інтенсивність зносу гальмових колодок впливає велика кількість різноманітних факторів, які потребують проведення спеціальних досліджень.

#### 4.7 Висновки до розділу 4

1. Доведено, що основною причиною виникнення клинодуального зносу КГК вантажних вагонів стає невірноваженість конструкції триангеля з приєднаним вертикальним важелем відносно маятникового підвішування,



через це під час попуску гальм відбувається нахилання триангеля до спирання й тертя верхніми кінцями гальмових колодок на поверхні кочення коліс.

2. Виконаний аналіз дії сил ГСВ дав змогу встановити, що шкідливо діючий крутний момент, який утворюється на триангелі, значно підсилюється інтенсивними коливаннями у невіднесеної частині візка, тому він здатний зруйнувати різноманітні пристрої й механізми, які встановлюються на протидію йому. Теоретично доведено, що завдяки ліквідації шкідливо діючого крутного моменту, який створюється в типовій конструкції триангеля, можна ефективно позбутися клинодуального зносу КГК у ГСВ.

Таким чином, виконане дослідження дало змогу вперше теоретично обґрунтувати й створити передумови для наукового вирішення проблеми розроблення нової конструкції ГСВ як для наявного парку вантажних вагонів, так і вагонів нового покоління.

3. За результатами теоретичних досліджень ГСВ розроблено узагальнену схему-модель їх роботи ГВП та розглянуто різні схемні рішення з науковим обґрунтуванням. Установлено, що робота одного триангеля ГВП відрізняється від роботи іншого із силового погляду, тому що вони мають різне конструктивне підвішування до деталей трьохелементного візка вантажного вагона.

Побудовано квазідинамічні моделі сучасних ГВП візків вантажних вагонів, які допускають інтерпретації їх роботи у вигляді плоских безінерційних та інерційних кінематичних схем. Для цих моделей виконано порівняльний розрахунковий аналіз щодо визначення раціональних рішень з погляду детермінованого силового навантаження елементів ГВП візків під час гальмування з урахуванням наявності дії шкідливо діючого крутного моменту.

4. Виконано розрахунки силових факторів, що діють на елементи важільних передач під час гальмування візка для різних схем їх роботи. Ці результати вказують на наявні недоліки попередніх розрахунків навантаження елементів ГВП і дають змогу уточнити їх дійсні значення. Доведено, що найбільш доцільним щодо зменшення шкідливо діючого крутного моменту з

урахуванням експлуатаційних умов роботи вантажного вагона під час наїзду візків на нерівності рейкової колії типу «стик рейок» є зміни в конструкції розпірки триангеля. Наведені розрахунки доводять, що найбільш раціональною схемою ГВП є інерційна зі зміщенням центра ваги триангеля. У ній сили натискання колодок на колеса становитимуть  $T_1=T_2=47,4$  кН, а сили, що діють на маятникові підвіски триангеля з ГБ  $N_1=N_2=9,8$  кН.

5. Уперше запропоновано уточнений науковий підхід для методологічного оцінювання теоретичного визначення дійсних сил натискання гальмових колодок на колеса для запобігання їх ненормативному зносу у візках, що доводить, наявність теоретичної похибки 5 – 19 % від значення, яке закладено в моделях проєктування елементів ГСВ вантажних вагонів.

Науково обґрунтовано заходи з модернізації ГВП, що досягнуто технологічно доступним і економічно доцільним способом в умовах ВРП, які не потребують значних капітальних вкладень. Запропоновані заходи даватимуть змогу знешкодити дію шкідливо діючого крутного моменту, що порушує врівноваженість роботи триангеля ГВП у механічній ГСВ вантажних вагонів збалансуванням триангеля в осях підвішування з встановленням його положення під час попущених гальм так, що колодки рівномірно відводяться на встановлену відстань і не спираються своїми кінцями на поверхні кочення коліс.

6. Для модернізації ГСВ вантажного вагона аналітично визначено раціональне місце розташування отвору приєднання вертикального важеля до розпірки триангеля перенесенням отвору на  $112^{\pm 2}$  мм у бік швелерної балки, тобто на одну пряму із шарнірами маятникових підвісок. Завдяки виконанню таких дій досягається врівноваженість ваги деталей відносно маятникового підвішування й знешкоджується шкідливо діючий крутний момент на триангелі.

У візках вантажних вагонів нового покоління для підвищення гальмової ефективності й гарантування БР потрібно застосовувати комплексний науковий підхід до модернізації елементів ГВП. Тому вирішення цієї проблеми

досягається завдяки як перенесенню отвору в розпірці триангеля, так і застосуванню інноваційного напрямного пристрою. Для цього у модернізованій ГВП замість малонадійного пристрою розробки ПКБ ЦВ потрібно застосовувати принципово новий напрямний криволінійний стрижень з напрямними ковзунами, що приварені вздовж «бобишок» триангеля. Запропоноване рішення спрямоване на забезпечення стійкої й довготривалої працездатності ГСВ, тобто утримання рівномірних зазорів між колодками й колесами під час попуцених гальм, що стає запорукою запобігання ненормативному зносу гальмових колодок. Теоретично доведено, що довговічність модернізованих елементів триангелів, які експлуатуються підвищується до 1,3 раза, а ремонтпридатність – до 100 %.

7. Проведено розрахунок на міцність модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ візка вантажного вагона за МСЕ. Результати розрахунку показали, що максимальні еквівалентні напруження виникають у струні і становлять 163,9 МПа, тобто не перевищують допустимі. Максимальні переміщення, які було зафіксовано для модернізованої передачі у КГК становлять 5,7 мм, а максимальні деформації –  $2,559 \cdot 10^{-3}$ . Тобто міцність модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ для ГСВ вантажних вагонів забезпечується.

Важливо сказати, що запропоновані заходи з модернізації ГСВ можна застосовувати не тільки на стадії проектування механічної системи гальма, тобто під час виготовлення вузлів вагонів на вагонобудівних заводах, а й під час проведення ДР чи КР на ВРП.

8. За проведеними науковими дослідженнями щодо роботи модернізованих ГСВ вантажних вагонів за технологією УкрДАЗТ розроблено та погоджено технічну, нормативну й конструкторсько-технологічну документацію для виготовлення та встановлення на візки вагонів побудови КВБЗ. Також розроблено «Програму і методику випробувань» для проведення розширених експлуатаційних досліджень.

За результатами експлуатаційних випробувань виконано обстеження після пробігу дослідних вагонів близько 121,3 тис. км ГВП з пристроями забезпечення рівномірного зносу гальмових колодок, розроблених за технологією УкрДАЗТ. Огляд пристроїв і колодок доводить стійку їх працездатність. Пристрої ГВП забезпечують рівномірний знос гальмових колодок в умовах експлуатації, пошкоджень у дослідних пристроях не спостерігається. Тому експлуатаційні випробування свідчать про те, що перенесення отвору у розпірці триангеля на одну пряму із кінематичними вузлами маятникових підвісок ГБ і застосування прямого криволінійного стрижня ліквідує шкідливо діючий крутний момент на триангелі, що позитивно впливає на знос гальмових колодок і на роботу важільної передачі в цілому.

## РОЗДІЛ 5

## ПРОГНОЗУВАННЯ ЗНОСУ КОЛОДОК МОДЕРНІЗОВАНИХ ВАЖІЛЬНИХ ПЕРЕДАЧ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

## 5.1 Статистичне опрацювання параметрів зносу гальмових колодок вантажних вагонів

На підставі попередніх спостережень, що проведені в умовах експлуатації вантажних вагонів, було встановлено, що на утворення й розвиток клинодуального зносу колодок впливає конструкція та стан гальмової системи вагонних візків. Якщо пробіг вантажного вагона досягає 75 тис. км, потрібно замінювати ненормативно зношені КГК, у яких залишається в середньому 39 % робочої маси, а це зайві експлуатаційні витрати, яких можна уникнути модернізувавши ГВП вантажних вагонів, які експлуатуються на залізничному й промислового транспорту. Це дасть змогу збільшити їх міжремонтні періоди та пробіг вантажних вагонів на магістральних коліях за умов проведення прогнозування ресурсу гальмових колодок.

Ресурс КГК із сітчасто-дротяним каркасом, які тепер серійно виготовляються й використовуються у гальмових системах вантажних вагонів, відповідно до роботи Ворончихина О. І. «Гальмова колодка транспортного засобу (варіанти)» становить від 90 до 200 тис. км. Зважаючи на результати роботи, середній пробіг на 1 мм товщини колодки становить у середньому 3,5 тис. км. Однак за умов застосування інноваційних матеріалів для колодки й особливостей її конструкції суттєво збільшитися термін експлуатації колодки.

У роботі спрогнозовано знос КГК типу 2ТР-11, основні геометричні параметри і маса, яких мають відповідати значенням наведеним у [56].

Зібрана інформація в процесі наукового дослідження про зміну геометричних параметрів гальмових колодок залежно від пробігу вантажних вагонів в умовах експлуатації підлягає ретельній обробці. За допомогою

методів математичної статистики можна уявити загальну картину про ГСВ вантажних вагонів, створюючи тим самим сприятливі умови для подальшого серійного впровадження оновлених конструкцій ГВП у виробництво на вагонобудівних заводах або їх модернізації на вагоноремонтних підприємствах АТ «Укрзалізниця».

У роботах [95, 115] досліджується явище зносу гальмових колодок вантажних вагонів залежно від їх пробігу для модернізованих пристроїв рівномірного відведення колодок та утримування їх на нормативній відстані. На рисунку 5.1 наведено модель технічної системи (МТС) модернізованої конструкції вантажного візка з ГВП в загальному вигляді для статистичних досліджень зносу колодок [143].

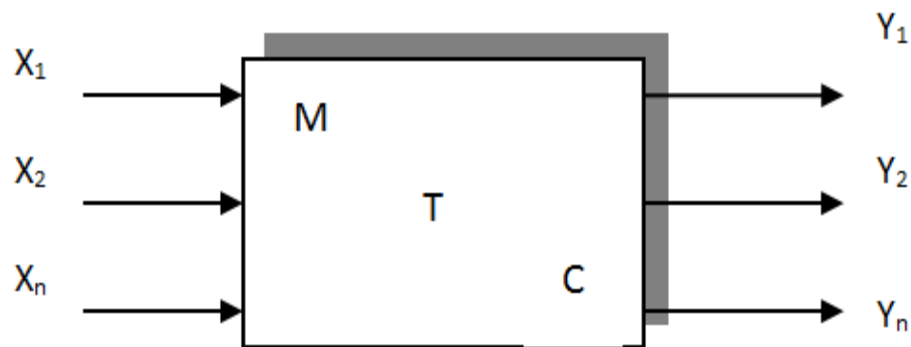


Рисунок 5.1 – Модель технічної системи

Модель має такі складові: вхідний вектор  $\vec{X} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ ; вектор вихідних параметрів  $\vec{Y} = (y_1, y_2, \dots, y_m)$  і сукупність процедур відображень досліджуваних параметрів  $T$ . Відображення  $T: \vec{X} \rightarrow \vec{Y}$  містить усі функціональні процедури, які виконує технічна система.

У задачі є два масиви вхідних і вихідних параметрів:  $N = 2$  – виміри зверху  $X_B$  та знизу  $X_H$  колодок, що взаємодіють із колесами дослідних вагонів;  $M = 2$  – знос верхньої  $Y_B$  чи нижньої  $Y_H$  частин колодок після пробігу  $L$ ;  $i = 7$  – кількість вимірювань (у контрольній точці) для кожного дослідного вагона, які зведено до таблиць 5.1 і 5.2:  $Y$  – дані експериментів,  $\hat{Y}$  – статистичні заміри зносу КГК.

Розрахунки виконано для середнього значення зносу всіх дослідних вагонів із модернізованими пристроями [158].

Таблиця 5.1 – Усереднені значення вимірюваного зносу у верхній частині КГК

Інвентарний номер дослідного вагона	Послідовність зменшення товщини у верхній частині гальмових колодок $u_i$ , мм зі збільшенням пробігу вагона $L$ , тис. км						
	4,6	16,2	24,1	74,1	121,3	164,6	197,8
61138707	0,75	3,63	5,75	17,38	25,5	33,25	40,63
61139481	0,5	3,13	5,88	16	23,63	32,75	40,63
61138970	0,5	4,13	6,75	13,63	22	29,75	37,13
61139168	0,13	2,88	6,25	16	24,25	33,13	39,5
61139317	0,88	3,25	6,13	16,13	23,88	31,63	38,25
61139176	1,13	3,63	6,88	16	24,88	32,38	38,38
61139556	0,25	3,25	5,38	15,13	22,75	30,63	37,25
61139531	0,25	3	6,25	16	22,75	31,25	39,25
61140083	1,13	3,88	6,25	17,5	25	33,25	39,63
61140307	0,38	3	5,63	16	23,38	30,63	37,38
Середнє значення для всіх вагонів	0,59	3,38	6,12	15,98	23,8	31,87	38,8

Таблиця 5.2 – Усереднені значення вимірюваного зносу в нижній частині КГК

Інвентарний номер дослідного вагона	Послідовність зменшення товщини у верхній частині гальмових колодок $u_i$ , мм зі збільшенням пробігу вагона $L$ , тис. км						
	4,6	16,2	24,1	74,1	121,3	164,6	197,8
61138707	0,5	3,25	5,25	13,25	20,63	29,5	36,5
61139481	0,63	3,25	6,25	15,88	23,38	31,75	39,38
61138970	0,63	4	7	14	22,38	30,25	37
61139168	0,38	3,38	6,13	15,38	23,63	31,38	38,25
61139317	0,63	3,25	5,88	14,5	22,25	29,75	36,38
61139176	0,38	2,63	6	14,75	22,25	29,75	36,5
61139556	0,63	3,13	5,88	15,38	23,13	30,88	38
61139531	0,63	2,88	5,5	18	25,88	33,25	40,5
61140083	0,38	2,5	5,13	14,88	22,75	30,63	37,5
61140307	0,88	3,13	5,88	16,13	24,13	30,75	37,25
Середнє значення для всіх вагонів	0,57	3,14	5,89	15,22	23,04	30,79	37,73

Як відомо зі статистичної теорії [8, 27, 49, 196, 204], під час розгляду

будь-якого завдання з використанням законів математичної статистики є два джерела інформації. Перше джерело – результати спостережень (експериментів). До того ж процес спостережень може корегуватися на підставі попередніх результатів (так званий послідовний аналіз). Друге джерело – апріорна інформація про властивості досліджуваного об'єкта, тобто це накопичений на цей момент знос за визначений пробіг вагона. Цю інформацію відображають у моделі, що обрана для розгляду завдання.

З огляду на теорію статистичних висновків [7, 143, 250] за даними таблиць 5.1 і 5.2 визначаємо величину  $\sum n_i / 2$ , де  $n_i$  – середнє значення зносу колодок для всіх вагонів. Її значення дорівнює 60,27 для верху і 58,19 для низу колодок, тому медіанним є інтервал 24,1 – 74,1 із частотою, яка дорівнює 15,98 для верху і 15,22 для низу колодок.

Медіану отримуємо за формулою

$$M_e = x_{Me} + \frac{1}{2} \frac{\sum n_i - sn_{Me-1}}{n_{Me}} \cdot h, \quad (5.1)$$

де  $x_{Me}$  – початок медіанного інтервалу;

$n_{Me}$  – частота медіанного інтервалу;

$sn_{Me-1}$  – накопичена частота інтервалу, що передує медіанному.

За результатами розрахунку побудовано гістограми відносних частот (рисунки 5.2 і 5.3) варіаційного ряду, тобто східчаста фігура, що складається із прямокутників, основами яких є часткові інтервали довжиною  $h$ , а висоти дорівнюють щільностям відносної частоти  $f_i$ . Площу  $i$ -го часткового прямокутника визначаємо за формулою

$$hf_i = h \left( \frac{\omega_i}{h} \right) = \omega_i, \quad (5.2)$$

де  $\omega_i$  – відносна частота варіантів, що потрапили в  $i$ -й інтервал. Площа



гістограми відносних частот дорівнює сумі всіх відносних частот, тобто 1,0.

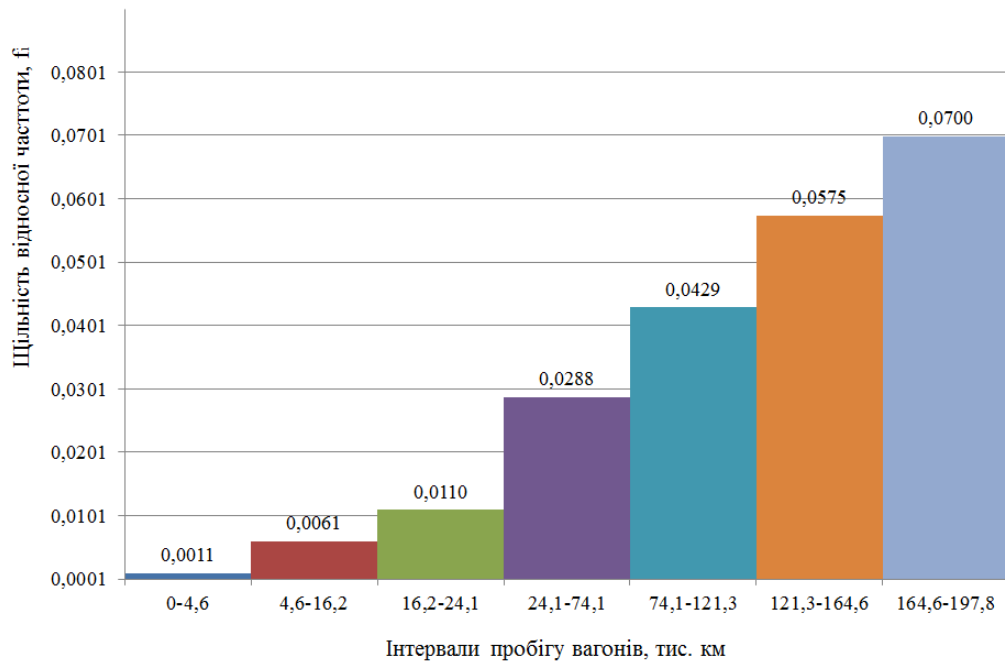


Рисунок 5.2 – Гістограма щільності розподілу середнього зносу для верху КГК залежно від пробігу дослідних вагонів

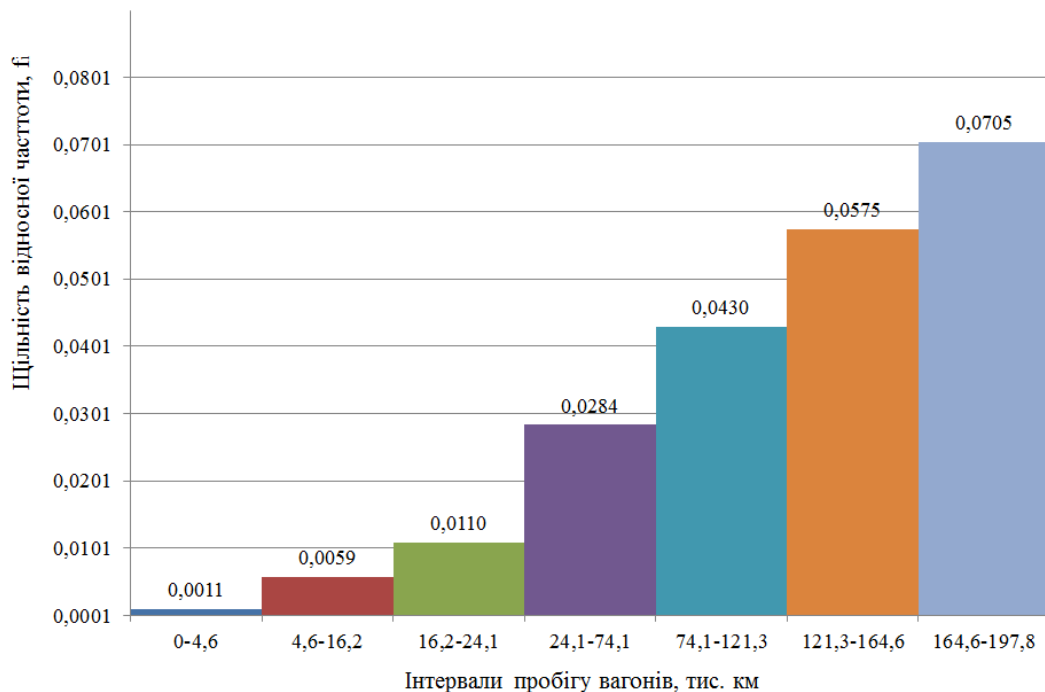


Рисунок 5.3 – Гістограма щільності розподілу середнього зносу для низу КГК залежно від пробігу дослідних вагонів

Усі розрахунки виконано за допомогою комп'ютерної програми EXEL, а

їх результати зведені до таблиць 5.3 і 5.4.

Таблиця 5.3 – Результати розрахунку середнього зносу для верху КГК модернізованого пристрою

Інтервали	$a_{i-1}$	$a_i$	$x_i$	$n_i$	$x_i n_i$	$x_i^2 n_i$	$\omega_i$	$f_i$	$sn_i$	$s\omega_i$
0–4,6	0	4,6	2,3	0,59	1,36	3,12	0,0049	0,0011	0,59	0,0049
4,6–16,2	4,6	16,2	10,4	3,38	35,15	365,58	0,028	0,0061	3,97	0,0329
16,2–24,1	16,2	24,1	20,2	6,12	123,62	2497,2	0,0508	0,011	10,09	0,0837
24,1–74,1	24,1	74,1	49,1	15,98	784,62	38524,74	0,1326	0,0288	26,07	0,2163
74,1–121,3	74,1	121,3	97,7	23,8	2325,3	227177,9	0,1974	0,0429	49,87	0,4137
121,3–164,6	121,3	164,6	143	31,87	4557,4	651709,6	0,2644	0,0575	81,74	0,6781
164,6–197,8	164,6	197,8	181,2	38,8	7030,6	1273937	0,3219	0,07	120,54	1
Усього				120,54	14858	2194216	1			

*Примітка:*  $a_{i-1}$  – ліві границі пробігу вагонів;  $a_i$  – праві границі пробігу вагонів;  $x_i$  – середня величина пробігу вагонів;  $n_i$  – середнє значення зносу колодок для всіх вагонів;  $x_i n_i$  – ваги статистичного розподілення;  $x_i^2 n_i$  – ваги квадрата статистичного розподілення;  $\omega_i$  – відносна частота;  $f_i$  – щільність відносної частоти;  $sn_i$  – накопичені частоти;  $s\omega_i$  – накопичені відносні частоти. Ширина інтервалу  $h' = 4,6$ ; вибіркоче середнє арифметичне значення вибірки  $x'_{cp} = 123,26$ ; середнє арифметичне квадратів значень вибірки  $x'_{cp}{}^2 = 18203$ ; вибіркоче дисперсія  $D'_B = 3010,2$ ; вибіркоче середнє квадратичне відхилення  $\sigma'_B = 54,865$ ; мода  $M'_o = 6,283$ ; медіана  $M'_e = 1,1332$ .

Таблиця 5.4 – Результати розрахунку середнього зносу для низу КГК за модернізованого пристрою

Інтервали	$a_{i-1}$	$a_i$	$x_i$	$n_i$	$x_i n_i$	$x_i^2 n_i$	$\omega_i$	$f_i$	$sn_i$	$s\omega_i$
0–4,6	0	4,6	2,3	0,57	1,31	3,02	0,0049	0,0011	0,57	0,0049
4,6–16,2	4,6	16,2	10,4	3,14	32,66	339,62	0,027	0,0059	3,71	0,0319
16,2–24,1	16,2	24,1	20,2	5,89	118,98	2403,36	0,0506	0,011	9,6	0,0825
24,1–74,1	24,1	74,1	49,1	15,22	747,3	36692,53	0,1308	0,0284	24,82	0,2133
74,1–121,3	74,1	121,3	97,7	23,04	2251	219923,5	0,198	0,043	47,86	0,4113
121,3–164,6	121,3	164,6	143	30,79	4403	629624,7	0,2646	0,0575	78,65	0,6759
164,6–197,8	164,6	197,8	181,2	37,73	6836,7	1238806	0,3242	0,0705	116,38	1,0
Усього				116,38	14391	2127792	1			

*Примітка:* ширина інтервалу  $h'' = 4,6$ ; вибіркоче середнє арифметичне значення вибірки  $x''_{cp} = 123,26$ ; середнє арифметичне квадратів значень вибірки  $x''_{cp}{}^2 = 18203$ ; вибіркоче дисперсія  $D''_B = 3010,2$ ; вибіркоче середнє квадратичне відхилення  $\sigma''_B = 54,865$ ; мода  $M''_o = 6,283$ ; медіана  $M''_e = 1,1332$ .

Для характеристики властивостей статистичного розподілу в

математичній статистиці вводиться поняття емпірична функція розподілу

$$F_*(x) = \frac{n_x}{n} = \sum_{i: x_i < x} \frac{n_i}{n}, \quad (5.3)$$

де  $n$  – обсяг вибірки;

$n_x$  – частота варіанту значення  $x_i$ , меншого за  $x$ .

Емпіричну функцію  $F_*(x)$  застосовуємо для оцінювання теоретичної функції розподілу генеральної сукупності. Розходження між ними полягає в тому, що теоретична функція  $F(x)$  визначає ймовірність події  $x_i < x$ , а емпірична функція  $F_*(x)$  – відносну частоту цієї події [27, 32, 143, 196].

Емпірична функція розподілу прагне до теоретичної за ймовірності (сходиться за ймовірності до  $F_*(x)$ ) у разі великого обсягу вибірки:

$$\lim_{n \rightarrow \infty} P(|F_*(x) - F(x)| < \varepsilon) = 1 \quad \forall x, \quad \forall \varepsilon > 0. \quad (5.4)$$

Розглянемо вибірку обсягом  $n$  зі значеннями  $x_1, x_2, \dots, x_n$  випадкової величини  $x$ . Для характеристики найважливіших властивостей статистичного розподілу використовують середні показники, які називають вибірковими числовими характеристиками.

За результатами розрахунку (таблиці 5.3 і 5.4) для верху і низу КГК дослідних вагонів побудовано емпіричну функцію розподілу (рисунки 5.4 і 5.5).

Нині є багато різноманітних програмних продуктів, які дають можливість реалізувати на ЕОМ метод МНК. Їх застосування дуже різноманітне: статистика, економетрія, оцінка похибок вимірювань тощо [27, 49, 69, 236, 250].

Для розуміння практичної реалізації одного з них розглянемо завдання – визначення та прогнозування зносу КГК вантажних вагонів із використанням МНК.

Аналіз отриманих результатів експериментів, за допомогою яких оцінюють, достовірно чи ні підібрана апроксимуюча залежність зносу КГК від пробігу вагона, обраний так, що відповідна аналітична функція в інтервалі вимірювань підпорядковується відомій теоремі Вєрштрасса. Водночас кількість членів поліноміального ряду визначено з реальних можливостей проведення ППР вагонів, хоча це й може бути причиною неузгодження за критеріями Фішера, Стюдента та ін. Загалом багато фахівців-статистів вважають [236, 237], що з погляду узгодженості результатів обчислень багато з критеріїв не завжди дають позитивний висновок, хоча в підсумку дослідження підтверджується практикою. Тому апроксимуючий вигляд функції до регресійного аналізу можна вибирати довільно, зважаючи на зручності її подальшого використання. Інші фахівці, навпаки, вважають, що вигляд цієї функції слід обґрунтовувати.

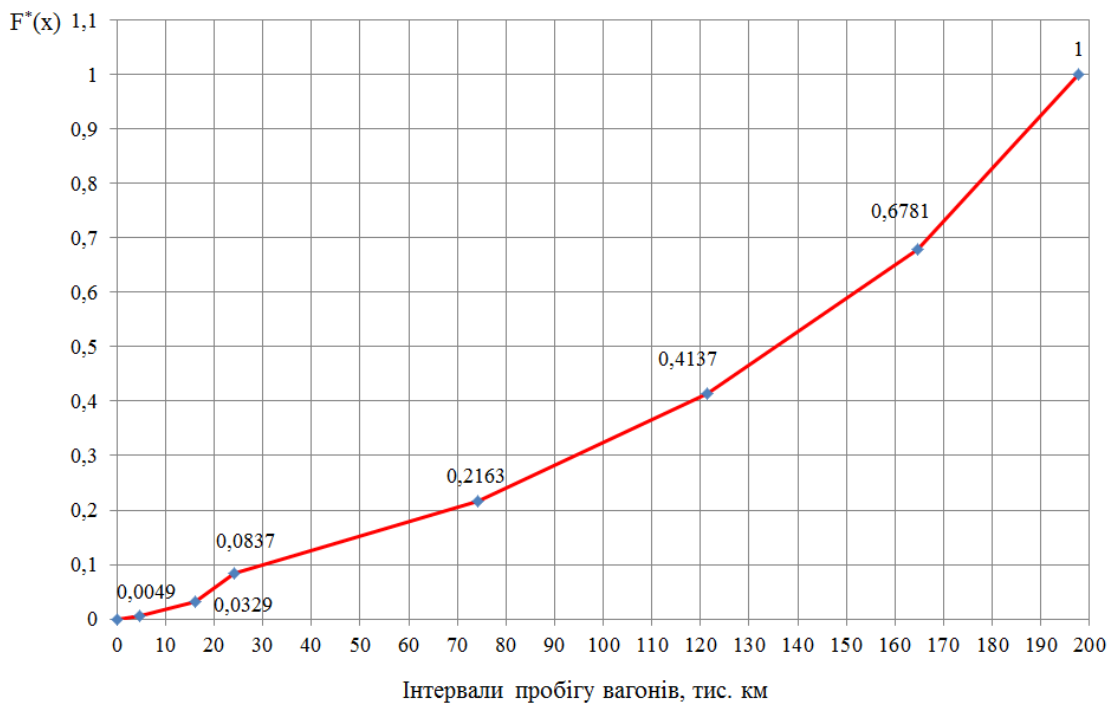


Рисунок 5.4 – Графік емпіричної функції розподілу середнього зносу для верху КГК залежно від пробігу дослідних вагонів

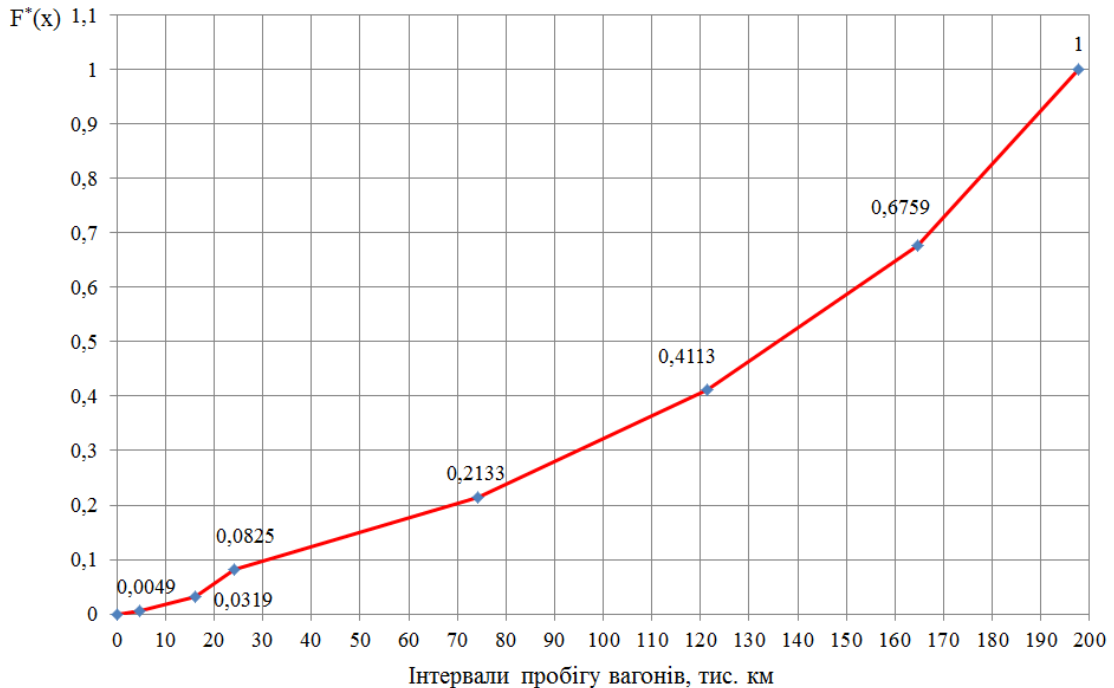


Рисунок 5.5 – Графік емпіричної функції розподілу середнього зносу для низу КГК залежно від пробігу дослідних вагонів

У дослідженні обрано деякий поєднаний підхід до цього питання. Припустимо, що після попереднього аналізу процесу, який дослідженого на основі статистичних даних, математична модель має такий вигляд:

$$\hat{y} = \beta_0 + \beta_1 x + \beta_2 x^2. \quad (5.5)$$

Це нелінійна модель другого ступеня. У значній кількості випадків вибору типу моделей апроксимації процесів гальмування вагонів отримують достовірну залежність зносу колодок від пробігу, що відповідає лінійній моделі регресійного аналізу [32, 69, 143, 250], яка задовільно описує процес досліджуваного зносу колодок під час гальмування. Тому зведемо вираз (5.5) до лінійності. Для цього візьмемо  $x_1 = x$  і  $x_2 = x^2$ . У результаті отримаємо лінійну модель (для лінійних моделей існують потужні алгебраїчні засоби щодо їх дослідження), яка матиме такий вигляд:

$$\hat{y} = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2. \quad (5.6)$$

Між розрахованими за моделлю значеннями  $\hat{y}$  та експериментальними розрахунками  $\hat{y}_i$  будуть спостерігатися відхилення. Позначимо їх як

$$\hat{u}_i = \hat{y} - \hat{y}_i, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (5.7)$$

Далі будемо називати їх залишками. Вони включають вплив неврахованих факторів, а саме: змінних, випадкових перешкод, помилок спостереження тощо. Їхні значення можуть змінюватися від одного спостереження до іншого.

МНК дає змогу знайти такі значення (оцінки)  $b_0, b_1, b_2$  вихідних параметрів  $\beta_0, \beta_1, \beta_2$  моделі. Це пов'язано з тим, що необхідний критерій для підбору коефіцієнтів моделі має враховувати ту обставину, за якої одержана функція регресії (якщо її подати на графіку) буде якомога ближче проходити між експериментально отриманими змінними:

$$U = \sum_{i=1}^n U_i^2 \rightarrow \min. \quad (5.8)$$

У подальшому цю модель будемо записувати у такому вигляді:

$$\hat{y} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2. \quad (5.9)$$

Беручи частинні похідні за значеннями  $b_0, b_1, b_2$  і прирівнюючи їх до нуля, одержимо систему з трьох рівнянь із трьома невідомими  $b_0, b_1, b_2$ , розв'язком якої і є визначені значення оцінок. У нашому випадку, оскільки

$$U = \sum_{i=1}^n U_i^2 = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - b_0 - b_1 x_{i1} - b_2 x_{i2})^2, \quad (5.10)$$

отримаємо:

$$\begin{cases} \frac{\partial U}{\partial b_0} = -2 \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - b_0 - b_1 x_{i1} - b_2 x_{i2}) = 0, \\ \frac{\partial U}{\partial b_1} = -2 \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - b_0 - b_1 x_{i1} - b_2 x_{i2}) x_{i1} = 0, \\ \frac{\partial U}{\partial b_2} = -2 \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - b_0 - b_1 x_{i1} - b_2 x_{i2}) x_{i2} = 0. \end{cases} \quad (5.11)$$

Із наведеної вище системи отримуємо таку систему алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{cases} b_0 n + b_1 \sum_{i=1}^n x_{i1} + b_2 \sum_{i=1}^n x_{i2} = \sum_{i=1}^n \hat{y}_i, \\ b_0 \sum_{i=1}^n x_{i1} + b_1 \sum_{i=1}^n x_{i1}^2 + b_2 \sum_{i=1}^n x_{i1} x_{i2} = \sum_{i=1}^n x_{i1} \hat{y}_i, \\ b_0 \sum_{i=1}^n x_{i2} + b_1 \sum_{i=1}^n x_{i1} x_{i2} + b_2 \sum_{i=1}^n x_{i2}^2 = \sum_{i=1}^n x_{i2} \hat{y}_i. \end{cases} \quad (5.12)$$

Розв'язуючи цю систему рівнянь, знаходимо невідомі коефіцієнти  $b_0, b_1, b_2$ :

$$b_0 = \hat{y} - b_1 \bar{x}_1 - b_2 \bar{x}_2. \quad (5.13)$$

$$b_1 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_{i1} - \bar{x}_1)(\hat{y}_i - \bar{y}) \cdot \sum_{i=1}^n (x_{i2} - \bar{x}_2)^2}{\sum_{i=1}^n (x_{i1} - \bar{x}_1)^2 \sum_{i=1}^n (x_{i2} - \bar{x}_2)^2 - \left( \sum_{i=1}^n (x_{i1} - \bar{x}_1)(x_{i2} - \bar{x}_2) \right)^2} - \frac{\sum_{i=1}^n (x_{i2} - \bar{x}_2)(\hat{y}_i - \bar{y}) \cdot \sum_{i=1}^n (x_{i1} - \bar{x}_1)(x_{i2} - \bar{x}_2)}{\sum_{i=1}^n (x_{i1} - \bar{x}_1)^2 \sum_{i=1}^n (x_{i2} - \bar{x}_2)^2 - \left( \sum_{i=1}^n (x_{i1} - \bar{x}_1)(x_{i2} - \bar{x}_2) \right)^2}. \quad (5.14)$$

$$b_2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_{i2} - \bar{x}_2)(\hat{y}_i - \bar{y}) \cdot \sum_{i=1}^n (x_{i1} - \bar{x}_1)^2}{\sum_{i=1}^n (x_{i1} - \bar{x}_1)^2 \sum_{i=1}^n (x_{i2} - \bar{x}_2)^2 - \left( \sum_{i=1}^n (x_{i1} - \bar{x}_1)(x_{i2} - \bar{x}_2) \right)^2} - \frac{\sum_{i=1}^n (x_{i1} - \bar{x}_1)(\hat{y}_i - \bar{y}) \cdot \sum_{i=1}^n (x_{i1} - \bar{x}_1)(x_{i2} - \bar{x}_2)}{\sum_{i=1}^n (x_{i1} - \bar{x}_1)^2 \sum_{i=1}^n (x_{i2} - \bar{x}_2)^2 - \left( \sum_{i=1}^n (x_{i1} - \bar{x}_1)(x_{i2} - \bar{x}_2) \right)^2}. \quad (5.15)$$

Підставивши їх значення в загальний вигляд регресії, отримуємо так звану лінію регресії з коефіцієнтами  $b_1$  і  $b_2$ , які називаються коефіцієнтами регресії  $\hat{y}$  за  $x_1$  і  $\hat{y}$  за  $x_2$  відповідно.

Знайдена точка  $(b_0, b_1, b_2)$  є точкою, яка задовольняє згадану умову. Але в математичному аналізі є теорема, яка дає змогу визначити достатні умови екстремуму функції, у нашому випадку – мінімум функції  $U(b_0, b_1, b_2)$ .

Розроблено регресійну модель для прогнозування залишкового ресурсу КГК модернізованих ГВП, яка враховує пробіг вантажного вагона – загальний і додатковий. За додатковий пробіг прийнято – пройдений шлях по коліях вагоном під час подачі його в технічне обслуговування з відчепленням або ремонт; маневрові роботи на станції; маневрові роботи, які пов'язані з подачею вагонів (завантажених або порожніх) по коліях на промислові підприємства, або з них на магістральні колії залізниці.

На рисунках 5.6 і 5.7 наведено графіки лінійної регресії, побудовані за результатами обробки експериментальних даних (таблиці 5.5 і 5.6), які дають можливість спрогнозувати залишковий ресурс КГК за їх граничної товщини 10 мм [37] для модернізованих пристроїв у разі їх використання на увесь міжремонтний період експлуатації вантажних вагонів. За умови встановлення таких пристроїв середній пробіг вантажного вагона в разі рівномірного зносу гальмових колодок може досягти 284,57 тис. км.



Таблиця 5.5 – Результати розрахунку середнього залишкового ресурсу верху КГК модернізованого пристрою

$x$	$\hat{y}$	$x^2$	$x\hat{y}$	$u_{\text{лін}}$	$d_{\text{відх}}$	$d^2$
0	0	0	0	0,46936	-0,4694	0,22029
4,6	0,59	21,16	2,714	1,3607	-0,7707	0,59397
16,2	3,38	262,44	54,756	3,60843	-0,2284	0,05218
24,1	6,12	580,81	147,492	5,13921	0,98079	0,96195
74,1	15,98	5490,81	1184,12	14,8277	1,15229	1,32777
121,3	23,8	14713,7	2886,94	23,9737	-0,1737	0,03016
164,6	31,87	27093,2	5245,8	32,3639	-0,4939	0,24393
197,8	38,8	39124,8	7674,64	38,7971	0,00295	8,7E-06
602,7	120,54	87287	17196			3,4303

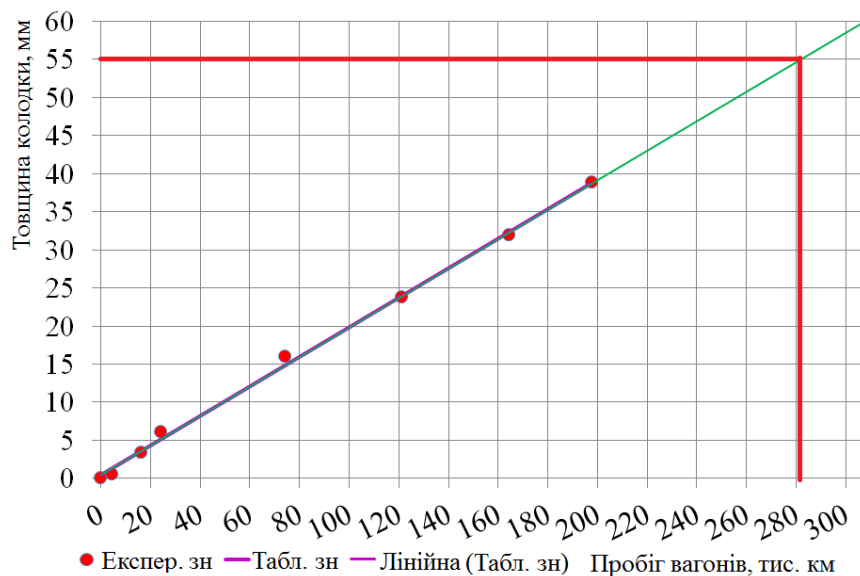


Рисунок 5.6 – Графік лінійної регресії з прогнозом подовження ресурсу КГК залежно від їх середнього зносу зверху з урахуванням пробігу дослідних вагонів

Таблиця 5.6 – Результати розрахунку середнього залишкового ресурсу для низу КГК модернізованого пристрою

$x$	$\hat{y}$	$x^2$	$x\hat{y}$	$u_{\text{лін}}$	$d_{\text{відх}}$	$d^2$
1	2	3	4	5	6	7
0	0	0	0	0,37035	-0,3704	0,13716

Продовження таблиці 5.6

1	2	3	4	5	6	7
4,6	0,57	21,16	2,622	1,23599	-0,666	0,44354
16,2	3,14	262,44	50,868	3,4189	-0,2789	0,07778
24,1	5,89	580,81	141,949	4,90553	0,98447	0,96917
74,1	15,22	5490,81	1127,8	14,3146	0,90538	0,8197
121,3	23,04	14713,7	2794,75	23,1968	-0,1568	0,02459
164,6	30,79	27093,2	5068,03	31,3451	-0,5551	0,30811
197,8	37,73	39124,8	7462,99	37,5927	0,13728	0,01885
602,7	116,38	87287	16649			2,7989

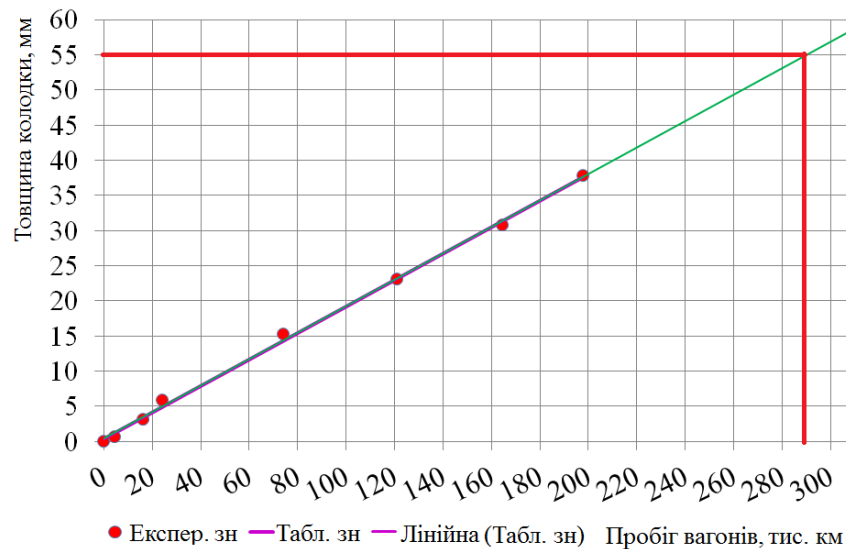


Рисунок 5.7 – Графік лінійної регресії з прогнозом подовження ресурсу КГК залежно від їх середнього зносу знизу з урахуванням пробігу дослідних вагонів

Із графіків лінійної регресії (рисунки 5.6 і 5.7) видно, що замінювати КГК за можливості використання модернізованих пристроїв для рівномірного відведення колодок не потрібно у міжремонтний період експлуатації вагона. Комбінований критерій у дослідженнях підтверджує, що пробіг вантажних вагонів, які ремонтують за нормативною періодичністю, після останнього ДР має бути 110 тис. км, а для останнього КР – 160 тис. км [15].

Схожу методику застосовують у разі знаходження  $m$  коефіцієнтів регресії  $b_0, b_1, b_2, \dots, b_m$ .

Щоб оцінити щільність зв'язку між  $x$  і  $y$ , використовують коефіцієнт кореляції та коефіцієнт детермінації, які показують, наскільки варіація змінної  $x$  пояснює варіацію  $y$ . Щоб оцінити, наскільки добре лінія регресії пояснює зв'язок між  $x$  і  $y$ , використовують стандартну помилку залишків, яка показує відхилення емпіричних значень від лінії регресії.

Для побудови регресійної моделі перевіряють гіпотезу про її адекватність. Для цього можна використовувати  $F$ -критерій [32, 69, 70, 237, 250]. Під час оцінювання параметрів регресії перевіряють гіпотези, чи статистично значущі вони, чи відрізняються від нуля. Для цього варто застосовувати  $t$ -тест. Побудовану регресійну модель можна використовувати для прогнозування величини результативної ознаки  $y$  за заданого значення факторної ознаки  $x$ , водночас бажано будувати інтервал довіри для прогнозу.

$F$ -критерій для перевірки моделі на відповідність критерію з достатньою точністю визначаємо за таким виразом:

$$F_{1,n-2} = \frac{(n-2) \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2}. \quad (5.16)$$

Спостережуване значення  $t$ -критерію для перевірки значущості коефіцієнта кореляції визначаємо за виразом

$$t_{n-2} = \frac{r\sqrt{n-2}}{\sqrt{1-r^2}}. \quad (5.17)$$

Спостережуване значення  $t$ -критерію для перевірки гіпотези:

$$H_0: b_1 = \beta_1 \quad (H_1: b_1 \neq \beta_1): \quad t_{n-2} = \frac{b_1 - \beta_1}{\hat{\sigma}_{b_1}}, \quad i = 0, 1.$$

$$\hat{\sigma}_{b_0} = \hat{\sigma}_\varepsilon \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n x_i^2}{n \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}}, \quad \hat{\sigma}_{b_1} = \frac{\hat{\sigma}_\varepsilon}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}}, \quad \hat{\sigma}_\varepsilon^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{n-2}. \quad (5.18)$$

Спостережуване значення  $t$ -критерію для перевірки гіпотези:

$$H_0 : b_i = 0 \quad (H_1 : b_i \neq 0) \quad t_{n-2} = \frac{b_i}{\hat{\sigma}_{b_i}}.$$

Якщо пряму лінію розташувати так, щоб точки приблизно однаково розміщалися по обидва боки від неї, тоді параметри лінійного рівняння можна визначити достатньо просто.

Для визначення параметрів рівняння вигляду  $\bar{y} = kx + b$  найчастіше використовують МНК. Водночас обов'язковою є умова, щоб сума квадратів відхилень (відстаней) усіх досліджених точок від ординат, обчислених за рівнянням прямої  $\varepsilon_i$ , була мінімальною. Інакше кажучи, пряма має проходити якомога ближче до вершин емпіричної лінії регресії. Це означає, що параметри  $k$  і  $b$  рівняння регресії треба визначити з виразу

$$\varepsilon_i = \sum_{i=1}^n (y_i - \tilde{y}_i) = \min, \quad (5.19)$$

де  $y_i$  – ординати досліджуваних точок;

$\tilde{y}_i$  – ординати розрахункових точок, визначені за рівнянням регресії  $\bar{y} = kx_i + b$  таким чином:

$$\varepsilon_i = \sum_{i=1}^n [y_i - (kx + b)]^2 = F(k, b) \min. \quad (5.20)$$

Необхідною умовою екстремуму цієї функції є рівність нулю частинних похідних, узятих за параметрами  $k$  і  $b$ :

$$\frac{\partial F}{\partial k} = 0 \text{ і } \frac{\partial F}{\partial b} = 0, [F(u)]' = F_u(u) * u'. \quad (5.21)$$

Звідси

$$\frac{\partial F}{\partial k} = -2 \sum_{i=1}^n [y_i - (kx_i + b)] x_i = 0, \quad (5.22)$$

$$\frac{\partial F}{\partial b} = -2 \sum_{i=1}^n [y_i - (kx_i + b)] = 0.$$

Спростивши ці вирази, отримаємо систему лінійних рівнянь:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n y_i x_i &= k \sum_{i=1}^n x_i^2 + b \sum_{i=1}^n x_i, \\ \sum_{i=1}^n y_i x_i &= k \sum_{i=1}^n x_i + bn. \end{aligned} \quad (5.23)$$

Підставивши в систему числові значення відповідних величин, знайдемо параметри  $k$  і  $b$ .

Залишаючи поза увагою числові перевірки за критеріями Стьюдента та ін., які в цій задачі не можуть дати позитивні висновки, здійснимо аналогічні обчислення з використанням критерію якості Кохрена, однак, за такої умови збільшимо кількість точок вимірювань до 53. Результати розрахунків описано нижче без зведення їх до таблиці.

Згідно з критерієм Кохрена, для перевірки відповідності нульової гіпотези візьмемо відношення максимально виправленої дисперсії до суми всіх виправлених дисперсій:

$$G_{\text{сност}} = \frac{S_{\text{max}}^2}{S_1^2 + S_2^2} = \frac{116,65}{116,65 + 109,66} = 0,5154. \quad (5.24)$$

Розподіл цієї випадкової величини залежить від числа ступенів вільності  $k = n - 1 = 52$ , де  $n$  – обсяг вибірки, що дорівнює 53.

Знаходимо за таблицею додатка [8, 32, 69], за рівнем значущості 0,05, число ступенів вільності 52 і значення вибірки  $l = 2$  (знос зверху й знизу) критичну точку  $G_{\text{крит}}(0,05; 52; 2) = 0,6543$ .

Оскільки  $G_{\text{крит}} > G_{\text{сност}}$  і різниця між ними незначна, немає підстав відкидати нульову гіпотезу. Тому за умовою однорідності дисперсій остаточно встановлюємо генеральну дисперсію:

$$D(x) = \frac{l}{2}(S_1^2 + S_2^2). \quad (5.25)$$

Таким чином, виправлені дисперсії практично рівні –  $S_1^2 \approx S_2^2$ .

Оскільки дані в завданні вибірки зносу гальмових колодок зверху й знизу однакового обсягу, розглянемо порівняння двох середніх нормальних генеральних сукупностей [250]. Введемо позначення  $d_i = (X_1)_i - (X_2)_i$ , тоді виправлене середнє квадратичне відхилення буде дорівнювати:

$$s_d = \sqrt{\frac{\sum d_i^2 - \frac{[\sum d_i]^2}{n}}{n-1}} = 0,342598. \quad (5.26)$$

Для того, щоб для заданого рівня значущості  $\alpha = 0,05$  перевірити нульову гіпотезу, потрібно визначити значення критерію, що спостерігається:

$$T_{\text{сност}} = \frac{\bar{d} \cdot \sqrt{n}}{s_d} = 13,90331, \quad (5.27)$$

де  $\bar{d} = \sum d_i / n$  – середня різниця.

За критичними точками розподілу, заданим рівнем значущості  $\alpha = 0,05$  і числом ступенів вільності  $k = n - 1 = 52$  знаходимо значення критичної точки  $t_{\text{довст. кр}} = 2,01$ . Так, як  $|T_{\text{спост}}| > t_{\text{довст. кр}}$ , можна зробити висновок, що отримані результати є підтвердженням того, що всередньому знос КГК зверху й знизу має різні значення.

## 5.2 Статистична модель зносу гальмових колодок вантажних вагонів

Використано методику статистичних оцінок для визначення явища зносу КГК залежно від пробігу вантажних вагонів для модернізованих ГВП з пристроями рівномірного відведення колодок та утримування їх на нормативній відстані [103].

Для отримання статистичних оцінок зносу гальмових колодок потрібно зібрати обсяг вибірки  $n$ . Далі, використовуючи емпіричні функції та їх залежності, потрібно розподілити вибірку сукупність на кількість інтервалів  $l$ , які можна знайти використовуючи вираз Брукса – Карузера, тобто  $l = 5 \lg n$  залежно від обсягу вибірки  $n$ .

В умовах експлуатації вантажних вагонів виконано вимірювання зносу КГК у верхній і нижній частинах для пробігів вагонів від 0 до 197,8 тис. км, результати кількості випробувань становили обсяг вибірки  $n = 106$ .

Для визначення зносу верхньої  $X_1$  і нижньої  $X_2$  частин КГК було знайдено числові характеристики: середнє значення  $\bar{x}$ , виправлена дисперсія  $s^2$ , квадрат коефіцієнта асиметрії  $As^2$  і коефіцієнт ексцесу  $Es$  – для значень випадкових величин  $X_1$  і  $X_2$ . Результати розрахунку наведено в таблиці 5.7.

Таблиця 5.7 – Числові характеристики вимірюваного зносу на КГК  $X_1$  і  $X_2$ 

Вимірний знос колодки	Розрахункові значення характеристик			
	$\bar{x}$	$s^2$	$As^2$	$Es$
Зверху $X_1$	31,69	238,38	0,002	2,01
Знизу $X_2$	31,86	237,51	0,001	2,01

Запропоновано модель зносу геометричних розмірів КГК й оцінювання їх параметрів за результатами роботи пристроїв рівномірного відведення ГВП, розроблену Ламнауер Н. Ю. [68]. Застосуємо модель зносу геометричних розмірів колодок вантажних вагонів у вигляді статистичної функції. У цьому разі функцію щільності  $f(x)$  для випадкових величин зносу  $x$  колодок пропонуємо визначати у такому вигляді [8, 27, 67, 68, 100, 147, 237, 224, 250]:

$$f(x) = \begin{cases} 0, & x \notin (b, c), \\ \frac{1+k}{c-b} \left[ 1 - \left( \frac{x-a}{b-a} \right)^{\frac{1}{k}} \right], & x \in [b, a], \\ \frac{1+k}{c-b} \left[ 1 - \left( \frac{x-a}{c-a} \right)^{\frac{1}{k}} \right], & x \in (a, c], \end{cases} \quad (5.28)$$

де  $a$  – модальне значення;

$b, c$  – нижня і верхня границя зносу КГК відповідно;

$k$  – параметр форми зносу КГК вантажного вагона.

Модель (5.28) визначена за  $k > 0$  і  $k < -1$ , де  $b < a < c$  і  $b \geq 0$ . Для моделі (5.28) функція розподілу має вигляд [7, 8, 27, 67, 68]:



$$F(x) = \begin{cases} 0, & x \leq b \\ \left\{ x - b + k(x - a) \left[ 1 - \left( \frac{x - a}{b - a} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \right\} / (c - b), & b < x \leq a \\ \left\{ x - b + k(x - a) \left[ 1 - \left( \frac{x - a}{c - a} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \right\} / (c - b), & a < x \leq c \\ 1, & x > c. \end{cases} \quad (5.29)$$

У нашому випадку нижня границя зносу становить  $b = 0$ , а верхня –  $c = 65$  мм. За таких параметрів математичне очікування має вигляд:

$$M(X) = \frac{(55 + 55k + 165kq + 55q)}{2(2k + 1)(1 + q)}, \quad (5.30)$$

де  $q$  – безрозмірний параметр.

Оцінка параметра  $a$  визначається, якщо визначено  $q$  з виразу  $a = 65q / (1 + q)$ .

Дисперсію визначаємо за такою формулою [8, 27]:

$$D(X) = \frac{(c - b)^2 (k + 1) (2k^2 q + 7k^2 + 7k^2 q^2 + (4k + 1)(q + 1)^2)}{12(2k + 1)^2 (1 + q)^2 (3k + 1)}. \quad (5.31)$$

Для цієї моделі квадрат асиметрії є функцією двох змінних та має такий вигляд [8, 27, 67, 68, 100, 147, 153, 224]:  $\beta_1^2 = \mu_3^2 / \mu_2^3$ , де  $\mu_k$  – центральний момент  $k$ -го порядку,

$$\beta_1^2 = 108 \left( 4k^2 q^2 - 4k^2 + 4k^2 q^3 - 4k^2 q + 3kq^3 + 7kq^2 - 3k - 7kq - \right. \\ \left. - 1 - q + q^2 + q^3 \right)^2 k^4 (3k + 1) / \left( (k + 1) (2k^2 q + 7k^2 + 7k^2 q^2 + \right. \\ \left. + 4k + 8kq + 4kq^2 + 1 + 2q + q^2)^3 (4k + 1)^2 \right). \quad (5.32)$$

Ексцес визначаємо за виразом  $\beta_2 = \mu_4 / \mu_2^2$  [8, 27, 32, 69], він дорівнює:

$$\begin{aligned} \beta_2 = & 9(3k+1)(1+90kq^2+60kq+1184k^3q^3+368k^2q+1011k^5+572k^6+ \\ & +813k^4+4q^3+366k^3+6q^2+102k^2+q^4+532k^2q^2+1184k^3q+ \\ & +1636k^3q^2+1932k^4q+1932k^4q^3+2958k^4q^2+102k^2q^4+1684k^5q+ \\ & +1011k^5q^4+366k^3q^4+572k^6q^4+528k^6q^3+528k^6q+813k^4q^4+60kq^3+ \\ & +368k^2q^3+1684k^5q^3+2546k^5q^2+872k^6q^2+4q+15k+15kq^4) / \left( 5(2k^2q+ \right. \\ & \left. +7k^2+7k^2q^2+4k+8kq+4kq^2+1+2q+q^2)^5(4k+1)(5k+1)(k+1) \right). \end{aligned} \quad (5.33)$$

Для оцінювання безрозмірних параметрів  $k$  і  $q$  застосовуємо метод моментів [27, 32, 67, 68, 147], прирівнюючи для цього теоретичні (5.32), (5.33) та емпіричні числові характеристики (таблиця 5.7), коефіцієнт квадрата асиметрії й коефіцієнт ексцесу.

Розв'язуючи цю систему рівнянь, отримаємо такі значення параметрів моделі (5.28) для: а) верху колодок  $k=0,32$ ,  $q=0,78$ ,  $a=28,33$ ; б) низу колодок  $k=0,32$ ,  $q=0,82$ ,  $a=29,2$ .

За отриманими значеннями параметрів побудовано графіки щільності розподілу випадкової величини зносу колодок (рисунок 5.8 і 5.9) та функції розподілу зносу колодок (рисунок 5.10 і 5.11).

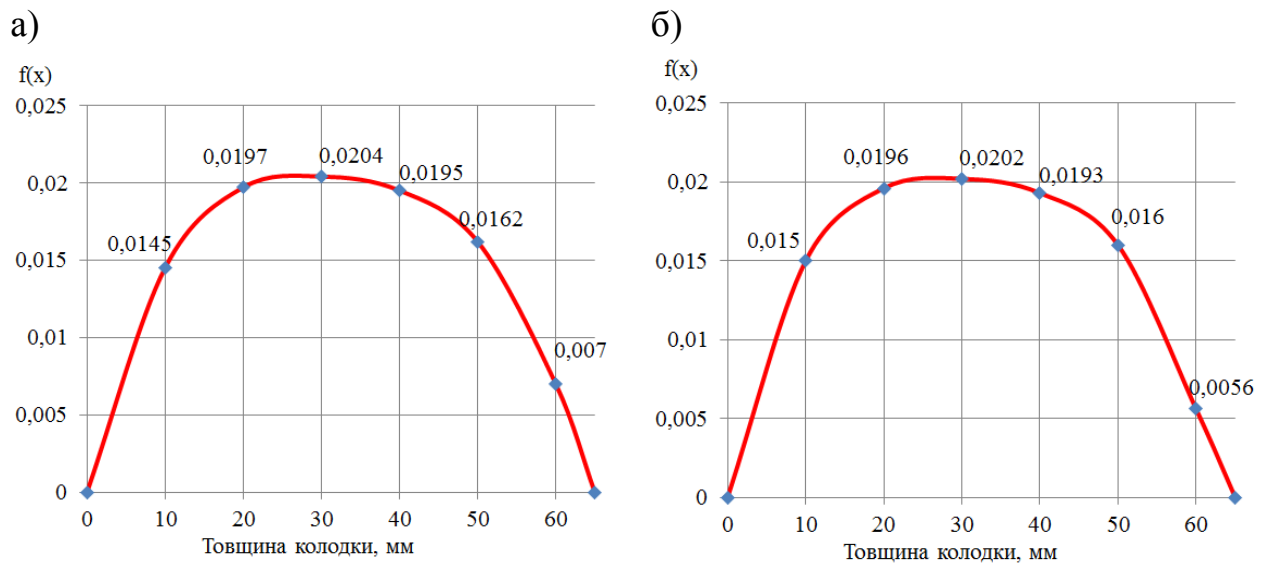


Рисунок 5.8 – Теоретична крива щільності розподілу зносу зверху (а) і знизу (б) КГК з оцінками параметрів, отриманих методом моментів

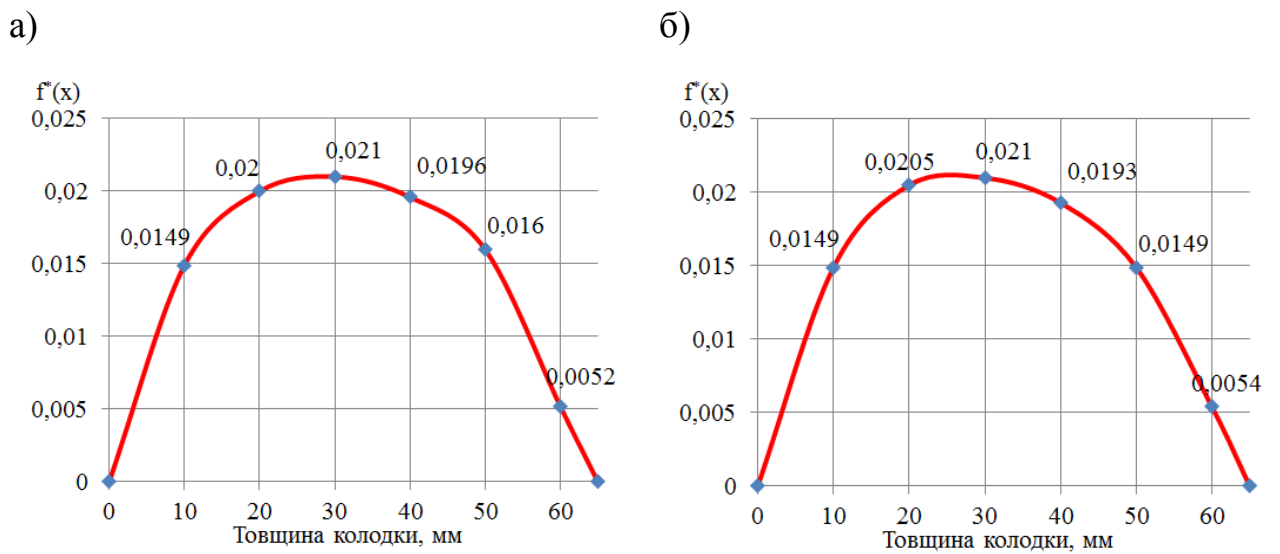
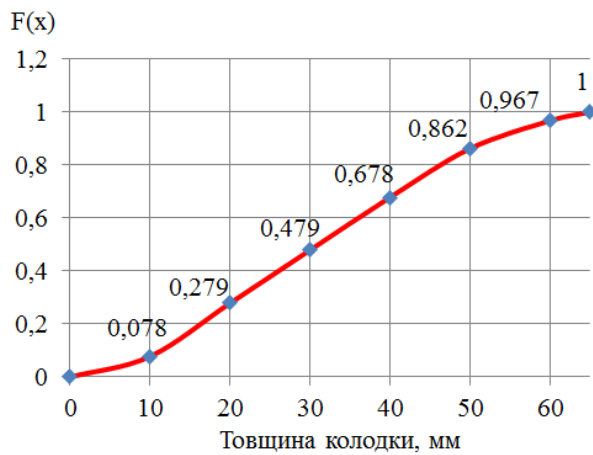


Рисунок 5.9 – Емпірична крива щільності розподілу зносу зверху (а) і знизу (б) КГК в експлуатації

а)



б)

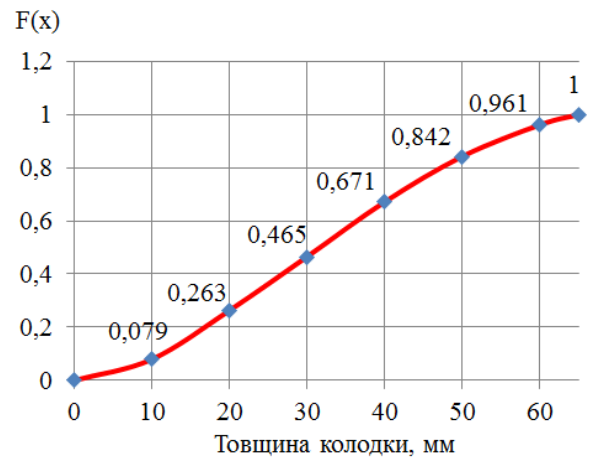
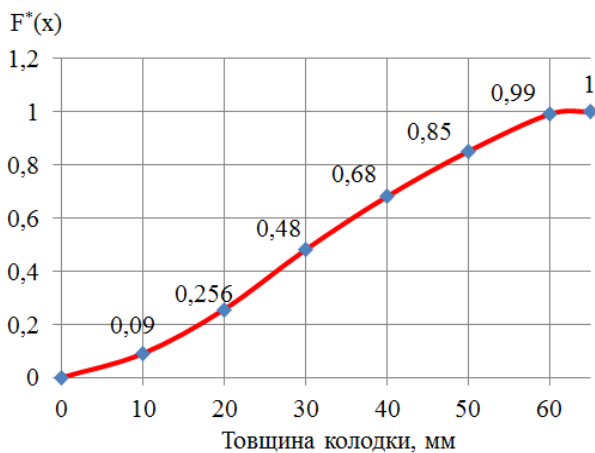


Рисунок 5.10 – Теоретична крива функції розподілу зносу зверху (а) і знизу (б) КГК з оцінками параметрів, отриманих методом моментів

а)



б)

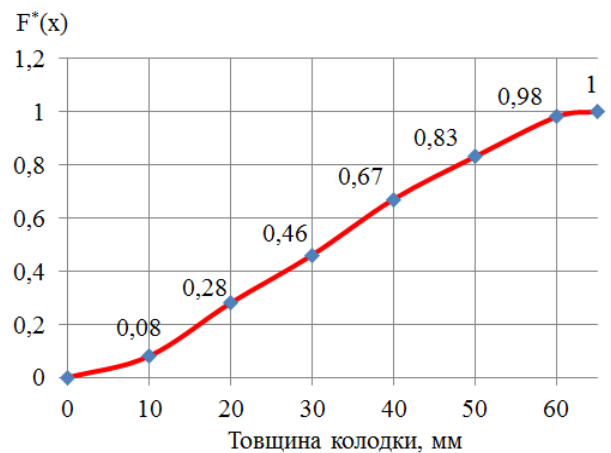


Рисунок 5.11 – Емпірична крива функції розподілу зносу зверху (а) і знизу (б) КГК в експлуатації

Чутливі характеристики закону розподілу випадкової величини та їх експлуатаційні оцінки зносу КГК. Оскільки узгодження не є адекватністю ймовірної моделі, розглянемо функціональні характеристики чутливих до моделей розподілу випадкових величин. Форма їх установлена за дослідними

даними і є однією з істотних підстав близькості адекватності запропонованої моделі. Однією з таких характеристик у теорії надійності є інтенсивність відмов, яку загалом надалі будемо називати  $\lambda$ -характеристикою. Теоретична  $\lambda$ -характеристика широко використовується на практиці і за значеннями визначається за формулою

$$\lambda(x) = \frac{f(x)}{1 - F(x)}. \quad (5.34)$$

Одна з них має такий вигляд:

$$\lambda(x_{(i)}) = \frac{n(x_{(j)})}{\left[ n - \sum_{j=1}^{i-1} n(x_{(j)}) \right] (x_{(i)} - x_{(i-1)})}, \quad (5.35)$$

де  $n(x_{(j)})$  – частота появи зносу колодки  $x$  в інтервалі  $(x_{(i)}, x_{(i-1)})$ .

За виконаними в умовах експлуатації вимірюваннями величини зносу 106 КГК вантажних вагонів із модернізованими пристроями побудовано емпіричну та теоретичну  $\lambda$ -характеристику зі знайденими параметрами розподілу (5.28), що зображена на рисунку 5.12. Точки емпіричної  $\lambda$ -характеристики практично збіглися з точками теоретичної  $\lambda$ -характеристики, що вказує на можливість застосування моделі (5.28) для випадкової величини розміру верхнього та нижнього зносу КГК вантажних вагонів.

На рисунку 5.12, наведено  $\lambda$ -характеристику та її емпіричні оцінки зносу верхньої й нижньої частин КГК вантажних вагонів [67, 68, 143, 153].

а)



б)

Рисунок 5.12 – Графіки  $\lambda$ -характеристики зносу зверху (а) і знизу (б)

КГК і їх емпіричні оцінки

Із рисунка 5.12, а і б видно, що ця характеристика в межах від 0 до 45 мм має практично лінійну зростаючу залежність. Оскільки емпіричні оцінки  $\lambda$ -характеристики достатньо близькі до теоретичної кривої  $\lambda$ -характеристики, то модель зносу колодок (5.28) можна використовувати на практиці для досліджень цієї спрямованості.

Оцінка  $\mu$ -характеристики середнього залишкового ресурсу [8, 27] має суттєво менші випадкові флуктуації, ніж розрахована за тими ж даними оцінка  $\mu$ -характеристики. Це можна пояснити кращими статистичними якостями оцінок суми порівняно з оцінками часток. Більш того, оцінка  $\mu$ -характеристики достатньо чутлива до правої частини розподілу, що є необхідним для дослідження обмежених моделей праворуч. Далі будемо розглядати саме цю характеристику. Нехай проведено  $n$  випробувань, тоді за значень  $x$  залишається приблизно  $n \cdot P(X \geq x)$  значень, які набудуть своїх значень, більших ніж  $x$ , аж до значення  $x + \tau$ :  $n \cdot P(X \geq x + \tau)$ .

Відношення цих кількостей дає умовну ймовірність значення, що перевищує значення  $\tau$ , якщо всі ці значення  $x$  уже були. Водночас розглядають упорядковані значення:

$$P(X \geq \tau / x) = \frac{P(X \geq x + \tau)}{P(X \geq x)}. \quad (5.36)$$

Інтегруючи вираз (5.36), знаходимо  $\mu(x)$ :

$$\mu(x) = \int_0^{\infty} \frac{1 - F(x + \tau)}{1 - F(x)} d\tau = \frac{1}{1 - F(x)} \int_x^{\infty} (1 - F(z)) dz. \quad (5.37)$$

Для знаходження емпіричної оцінки  $\tilde{\mu}(x)$  достатньо всі значення, за якими спостерігали, розташувати в порядку зростання, тобто з них скласти порядкові статистики  $x_{(1)}, \dots, x_{(n)}$ . Тоді підраховуємо величини за виразом  $\tau_0^{(j)}(x_i) = \tau_j - x_i$  для тих значень  $\tau_j$ , які не менші, ніж  $x_i$ .

Якщо таких величин  $l$ , тоді (з невеликим зміщенням)

$$\mu(x) \approx \bar{\tau}(x_i) = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^l \tau_0^{(j)}(x_i). \quad (5.38)$$

Оцінка  $\mu(x)$  може бути знайдена з використанням емпіричних оцінок функції розподілу  $\tilde{F}(x)$ , де  $\tilde{F}(x) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^l f_i$ , а

$$\mu(\tilde{x}) = \frac{1}{\tilde{F}(x)} \sum_{j=1}^l \left( 1 - \frac{\tilde{F}(x_{j+1}) + \tilde{F}(x_j)}{2} \right) \Delta x_j, \quad (5.39)$$

де  $x_{j+1} - x_j = \Delta x_j$ .

Використовуючи формулу (5.37), знайдемо  $\mu$ -характеристику середнього залишкового ресурсу для колодки зверху і знизу за вирахованими значеннями параметрів моделі (5.28) (рисунок 5.13, а і б) та її емпіричні оцінки.

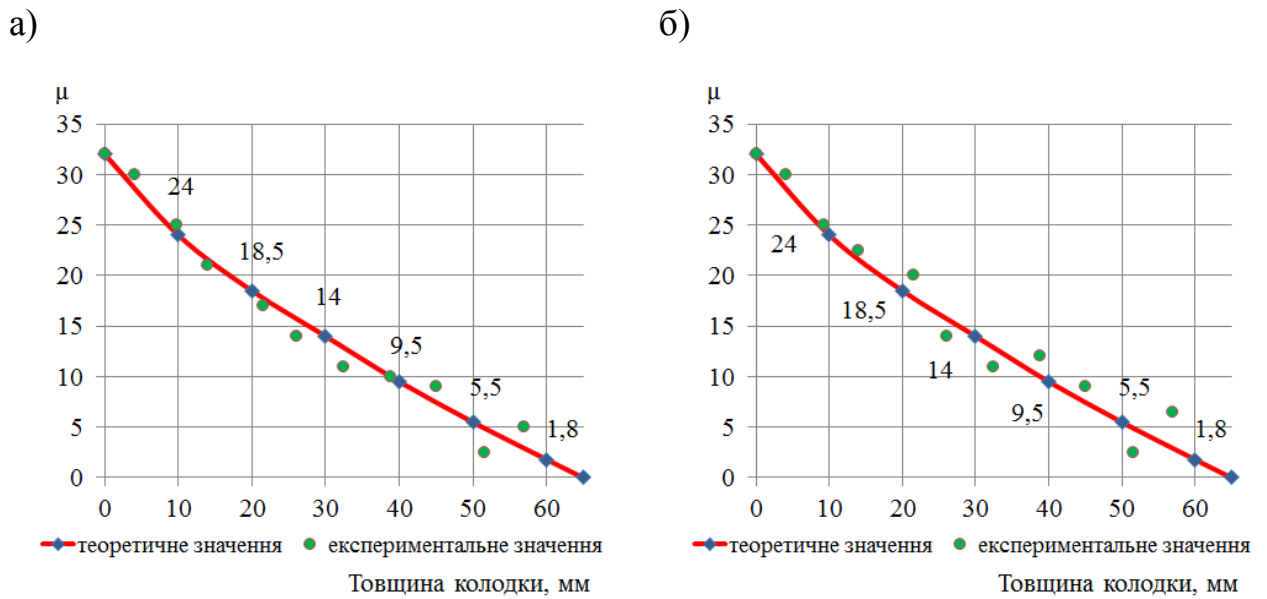


Рисунок 5.13 – Графік  $\mu$ -характеристики середнього залишкового ресурсу зверху (а) і знизу (б) КГК і їх емпіричні оцінки

Із рисунка 5.13 видно, що для значень ресурсу КГК вантажних вагонів в області визначення емпіричні й теоретичні  $\mu$ -характеристики практично збігаються і мають однаковий характер зміни, що вказує на наближеність цієї моделі до істинної.

Для встановлення ресурсних характеристик у точках перевірки зносу було визначено пробіг вантажного вагона з модернізованими ГВП. Дослідження показали, що залежність між зносом і пробігом вагона близька до лінійної. У першому наближенні приймемо цю залежність у вигляді  $y=\eta(x)$ , оскільки за  $x=0$ ,  $y$  має дорівнювати нулю. Використовуючи МНК, знайдено кутовий коефіцієнт  $\eta$ . Для зносу зверху колодки він дорівнює  $\eta_1=5,11$ , а для зносу знизу –  $\eta_2=5,28$ . Знаючи залежність і розподіл зносу (5.28), визначаємо щільність розподілу випадкової величини пробігу  $y$ :



$$f(y) = \begin{cases} 0, & y \notin (\eta b, \eta c), \\ \frac{1+k}{(c-b)\eta} \left[ 1 - \left( \frac{y/\eta - a}{b-a} \right)^{\frac{1}{k}} \right], & y \in [\eta b, \eta a], \\ \frac{1+k}{(c-b)\eta} \left[ 1 - \left( \frac{y/\eta - a}{c-a} \right)^{\frac{1}{k}} \right], & y \in (\eta a, \eta c]. \end{cases} \quad (5.40)$$

Для цієї моделі функція розподілу має вигляд:

$$F(y) = \begin{cases} \frac{-\eta(b+ka) + y(1+k) + \eta k(a-b) \left( \frac{y-a\eta}{\eta(a-b)} \right)^{\frac{1+k}{k}}}{\eta(c-b)}, & y \in [\eta b, \eta a), \\ \frac{-\eta(b+ka) + y(1+k) + \eta k(c-a) \left( \frac{y-a\eta}{\eta(c-a)} \right)^{\frac{1+k}{k}}}{\eta(c-b)}, & y \in [\eta a, \eta c]. \end{cases} \quad (5.41)$$

Знайдемо емпіричні й теоретичні оцінки інтенсивності зносу та середнього залишкового ресурсу КГК з урахуванням пробігу вантажного вагона.

На рисунку 5.14, а і б наведено графіки емпіричної та теоретичної оцінки інтенсивності зносу КГК із модернізованими ГВП з урахуванням пробігу вантажного вагона, а на рисунку 5.15, а і б – графіки емпіричної та теоретичної оцінки середнього залишкового ресурсу КГК з урахуванням пробігу вантажного вагона.



модернізованими ГВП з урахуванням зносу КГК, можна використовувати для розв'язання основних задач, пов'язаних як зі зносом будь-яких типів гальмових колодок вантажних вагонів, так і РС в цілому [147].

Застосована статистична модель зносу колодок вагонів та отримані результати дають змогу розв'язувати необхідні практичні задачі. Використання ресурсних характеристик дає можливість прогнозувати основні показники ефективності використання вагонів.

Виконані розрахунки показали, що поріг пробігу вагона до повного зносу КГК у верхній частині дорівнює 331,88 тис. км, а в нижній – 343,04 тис. км.

Якщо пробіг вагона 225 тис. км, то знос КГК у верхній частині – 74,91 %, а якщо пробіг вагона 250 тис. км, то знос КГК у нижній частині становив 80,74 %.

Значення інтенсивності зносу КГК вагона, якщо величина пробігу 250 тис. км, для верхньої частини колодки становитиме  $\lambda=0,02$ , а для нижньої –  $\lambda=0,017$ .

Маючи функцію розподілу  $F(x)=P(X < x)$  та оцінки її параметрів, можна визначити таку характеристику, як імовірність зносу колодки в точці  $x_0 - F(x_0)$  та ймовірність, коли колодка не зношується в цій точці  $Q(x_0)=1 - F(x_0)$ . Тому ймовірність зносу у верхній частині гальмових колодок становитиме  $F(20)=0,27$ ;  $F(30)=0,47$  і  $F(40)=0,67$ , а в нижній частині колодок  $F(20)=0,26$ ;  $F(30)=0,47$  і  $F(40)=0,67$ .

Іншою істотною характеристикою може бути  $\gamma$ -відсотковий ресурс, який визначається за виразом  $F(x_\gamma)=\gamma/100\%$ . Так, наприклад, для верхньої частини знос КГК маємо: якщо  $\gamma=95\%$ , тоді  $x_\gamma=56,79$ , а якщо  $\gamma=90\%$ , тоді  $x_\gamma=52,93$ . Для нижньої частини знос гальмової колодки, якщо  $\gamma=95\%$ , тоді  $x_\gamma=56,85$ , а якщо  $\gamma=90\%$ , тоді  $x_\gamma=53,02$ .

Визначено апроксимуючу залежність зносу й величини пробігів вантажних вагонів із модернізованими ГВП, знайдено залежності величин

пробігів вагонів з урахуванням повного зносу колодки.

Визначено, що середній залишковий ресурс КГК вагона за наявної її товщини 40 мм: для верхньої частини колодки становить 9,51 мм, а для нижньої частини колодки – 9,53 мм. Важливо зазначити, якщо вагон пройде відстань 200 тис. км, тоді середній залишковий ресурс верхньої частини КГК з урахуванням кутового коефіцієнта складе  $\mu'=50,39$  мм, а нижньої  $\mu'=55,13$  мм.

### 5.3 Прогнозування залишкового ресурсу колодок модернізованих важільних передач гальмових систем візків вантажних вагонів ARIMA моделями

З метою прогнозування залишкового ресурсу КГК модернізованих ГВП візків вантажних вагонів магістрального й промислового транспорту застосовано ARIMA-моделі, які потребують лише наявності дискретних величин, що реєструються протягом відповідних експериментальних замірів [87, 209, 233].

В основному критерій до аналізу послідовностей за спостереженнями про роботу модернізованих ГВП вантажних вагонів здійснюють за порядком, який полягає в поділі на такі фактори: залишки, тренд й сезонність.

Зменшення показників точності під час прогнозування ГВП пов'язано з приховуванням факторів – залишків, тренду та сезонності. У зв'язку з цим вміння здійснювати прогнозування складових сезонності й тренду встановлює ефективність деяких методів, тому, що прогнозування залишків не призводить до потрібних результатів [87, 209, 233].

Сполучення методів авторегресії (AR) і рухомого середнього (MA) створює ARMA-модель, яка придатна здійснювати моделювання послідовностей у часі [87].

Авторегресійна модель

$$Y_t = c + \sum_{i=1}^p \varphi_i Y_{t-i} + \varepsilon_t, \quad (5.42)$$

де  $c$  – стала величина;

$p$  – упорядкованість моделі;

$Y_t$  – значення послідовності за часом  $t$ ;

$\varphi_i$  – коефіцієнти моделі;

$\varepsilon_t$  – залишок за часом  $t$ .

Модель рухомого середнього визначається за виразом

$$Y_t = c + \sum_{i=1}^q \theta_i \varepsilon_{t-i} + \varepsilon_t, \quad (5.43)$$

де  $q$  – черговість моделі;

$\theta_i$  – коефіцієнти моделі.

Тоді ARMA-модель визначається за виразом

$$Y_t = c + \varepsilon_t + \sum_{i=1}^p \varphi_i Y_{t-i} + \sum_{i=1}^q \theta_i \varepsilon_{t-i}. \quad (5.44)$$

Прогнозування значення  $Y_t$  виконується за авторегресійною моделлю, яка ґрунтується на лінійній функції апроксимації лімітованої кількості  $p$  минулих значень  $Y_t$ . Авторегресійна модель є зайвою, якщо збільшується залишок, і тоді може стати в зручному випадку модель рухомого середнього, яка відтворює послідовності як лінійні поєднання величин залишків, проте самостійне застосування моделі рухомого середнього розповсюдження не отримало. Оцінювання наступних значень  $Y_t$  ARMA-моделлю здійснюється з припущенням про низький вплив залишку  $\varepsilon_t$ . Нестационарну й складну зміну величин у виробничо-технологічних процесах не дозволено обліковувати ARMA-моделями, які застосовують лінійні часові ряди для підрахунку тренда й виконання прогнозування майбутніх величин. З метою приведення вихідних

даних до стаціонарності найчастіше застосовують диференціювання різного порядку і в майбутньому періоді припасовують ARIMA-модель. Для самого прогнозування величин застосовують незмінну часову форму, яка далі зазнає змін для здобуття початкових ознак [87, 233].

Розв'язання задачі за рахунок приведення до стаціонарності взаємозв'язку в часі з особливістю нестаціонарності до снаги ARIMA-моделі

$$\left(1 - \sum_{i=1}^p \varphi_i L^i\right) (1-L)^d Y_t = \left(1 + \sum_{i=1}^q \theta_i L^i\right) \varepsilon_t + c, \quad (5.45)$$

де  $L=Y_{t-1}/Y_t$  – лаг;

$d$  – послідовність диференціювання.

Форма  $(p, d, q)$  визначає послідовність ARIMA-моделі, де  $p$  – послідовність авторегресійної складової,  $d$  – послідовність диференціювання,  $q$  – послідовність складової рухомого середнього.

Процес утворення ARIMA-моделі складається з реалізації таких етапів:

1) визначення моделі:

– вибір послідовності диференціювання  $d$  (інтегральна частка моделі) з метою здобуття ознак стаціонарності, розрахувавши потрібне число послідовних різниць ( $Y_t = Y_t - Y_{t-1}$ ). Практично завжди  $d$  є рівним одиниці й цього досить для набуття стаціонарності. Для підтвердження стаціонарності використовується автокореляційна функція та часткова автокореляційна функція;

– визначення параметрів ARMA-моделі для розрахованого стаціонарного ряду  $Y_t$  і далі, простежуючи характер автокореляційної функції та часткової автокореляційної функції, обрати порядки  $p$  і  $q$ ;

2) оцінювання моделі.

Обравши в минулому періоді  $p$  і  $q$ , надалі оцінюють коефіцієнти  $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_p$  і  $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_p$  із застосуванням особливих числових процедур – МНК і принципу максимальної правдоподібності;

3) верифікація моделі.

Відповідно до передбачення про білий шум залишків  $\varepsilon_t$ , які застосовуються як інформація заради верифікації моделі, перевіряється їх некорельованість. Потім застосовуються інформаційні критерії з метою припасування вибраного класу ARIMA-моделей протягом структурної ідентифікації оптимальної моделі [87, 233].

Відповідно до інформаційного критерію Акаїкі (AIC) віддається перевага моделі, яка зумовлена мінімізувати значимість статистичних значень

$$AIC = \ln \hat{\sigma}^2 + (2/n)r, \quad (5.46)$$

де  $\hat{\sigma}^2$  – залежність остаточної суми квадратів від загальної чисельності спостережень;

$n$  – число залишків;

$r$  – число параметрів моделі, які підлягали оцінюванню.

За рахунок байєсівського інформаційного критерію (BIC) можна вибирати модель, яка мінімізує вираз

$$BIC = \ln \hat{\sigma}^2 + (\ln n/n)r. \quad (5.47)$$

З розрахованих AIC та BIC вибирають їх найменші значення й потім виконують кінцеве обрання  $p$  і  $q$  для потрібного підкласу моделей;

4) застосування моделі з метою прогнозування ресурсу КГК.

З метою прогнозування наступної величини часової послідовності використовується вираз  $Y_{t+s} = \varphi_1 Y_{t+s-1} + \dots + \varphi_{p+d} Y_{t+s-p-d}$  після обрахунку оптимальних параметрів моделі та поновлення часової послідовності інтегруванням  $d$  разів.

Результати замірів зносу колодок типових і модернізованих ГВП вантажних вагонів, зібраних упродовж експлуатації на магістральних коліях АТ «Укрзалізниця», наведені на рисунку 5.16.

Установлено, що зі збільшенням пробігу вагона через недосконалу

конструкцію типових ГВП колодки, які встановлені під час ДР, починають інтенсивно зношуватись у верхній частині, досягаючи граничного нормативного зносу, а у нижній частині спостерігається незначний знос і великі залишки робочого тіла колодки [146].

На відміну від типових важільних передач візків у модернізованих завдяки конструктивним змінам елементів ГВП колодки зношуються однаково рівномірно за обома частинами [103, 135].

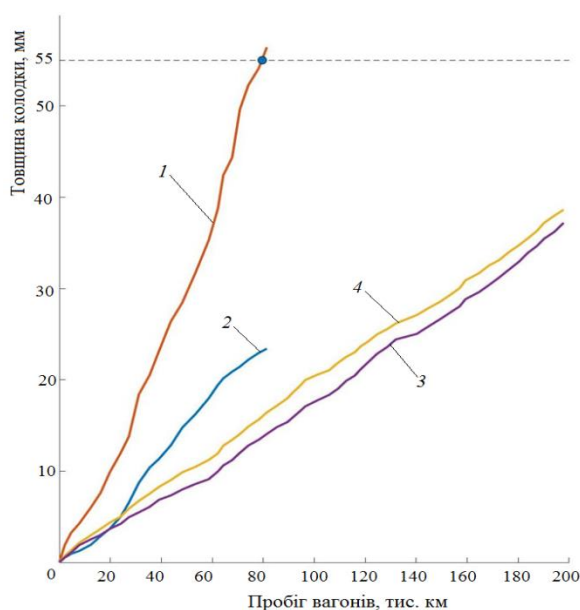


Рисунок 5.16 – Статистичні результати зносу КГК залежно від пробігу вагонів для типових і модернізованих ГВП

1 – крива зносу верхньої частини колодок типової ГВП; 2 – крива зносу нижньої частини колодок типової ГВП; 3 – крива зносу верхньої частини колодок модернізованої ГВП; 4 – крива зносу нижньої частини колодок модернізованої ГВП

Для набуття стаціонарності виявилось достатнім реалізувати перший крок диференціювання  $d=1$ . Прикметами набутої стаціонарності часового ряду є миттєве зменшення коефіцієнтів автокореляційної функції у межі встановлених інтервалів. Підбір параметрів проводився, зважаючи на поведінку часткової автокореляційної функції, наприклад черговість AR-складової приймався за номером того лагу, котрий випереджає попадання в



границі визначених інтервалів. Так само приймалися вищі порядки відокремлено AR- і MA-складових та їх комбінацій з метою ідентифікації ARIMA-моделі до обох замірів зносу у верхній та нижній частинах колодки модернізованої ГВП за мінімальними значеннями обчислених АІС та ВІС критеріїв (таблиці 5.8 і 5.9).

За допомогою сконструйованих оптимальних ARIMA-моделей (таблиця 5.10) спрогнозовано залишковий ресурс КГК модернізованих ГВП (рисунок 5.17, а і б) із 95 %-ми довірчими інтервалами [199]

$$Y_{t+s|t} \pm 1,96s\hat{\sigma}_h, \quad (5.48)$$

де  $\hat{\sigma}_h$  – значення середньоквадратичного відхилення  $s$ -кроку розподілу прогнозу.

Отже, завдяки методології Бокса-Дженкінса встановлено, що граничний знос величиною 55 мм на верхній частині колодки модернізованої ГВП буде досягнуто за пробігу 273,3 тис. км, а на нижній частині колодки – 276,6 тис. км (рисунок 5.17, а і б) [233].

Таблиця 5.8 – Визначення параметрів ARIMA-моделі для величин зносу верхньої частини КГК

	Параметри ARIMA-моделі								
	(3,1,0)	(4,1,0)	(5,1,0)	(6,1,0)	(0,1,1)	(2,1,2)	(3,1,3)	(4,1,4)	(5,1,5)
AIC	-82,21	-84,52	-85,83	-84,52	-88,52	-87,49	-90,38	-86,45	-97
BIC	-72,65	-72,71	-72,73	-69,72	-80,72	-75,9	-75,1	-67,53	-76,71

Таблиця 5.9 – Визначення параметрів ARIMA-моделі для величин зносу нижньої частини КГК

	Параметри ARIMA-моделі								
	(3,1,0)	(4,1,0)	(5,1,0)	(6,1,0)	(0,1,1)	(2,1,2)	(3,1,3)	(4,1,4)	(5,1,5)
AIC	-79,97	-85,23	-86,89	-86,33	-78,53	-88,74	-92,45	-98,75	-95,77
BIC	-70,41	-73,72	-73,79	-71,53	-70,73	-77,14	-78,16	-79,84	-73,31

Таблиця 5.10 – Оптимальні ARIMA-моделі для прогнозування залишкового ресурсу КГК модернізованих ГВП

Частина зносу колодки	Розраховані коефіцієнти ARIMA-моделей
Верхня	$(1 + 0,514 \cdot L + 0,183 \cdot L^2 - 0,277 \cdot L^3 - 0,55 \cdot L^4 - 0,827 \cdot L^5)(1 - L)Y_t = 0,0062 + (1 + 0,69 \cdot L + 0,147 \cdot L^2 - 0,143 \cdot L^3 - 0,766 \cdot L^4 - 0,927 \cdot L^5)\varepsilon_t$
Нижня	$(1 - 0,389 \cdot L + 0,141 \cdot L^2 + 0,039 \cdot L^3 - 0,783 \cdot L^4)(1 - L)Y_t = 0,0075 + (1 - 0,144 \cdot L + 0,146 \cdot L^2 + 0,524 \cdot L^3 - 0,766 \cdot L^4)\varepsilon_t$

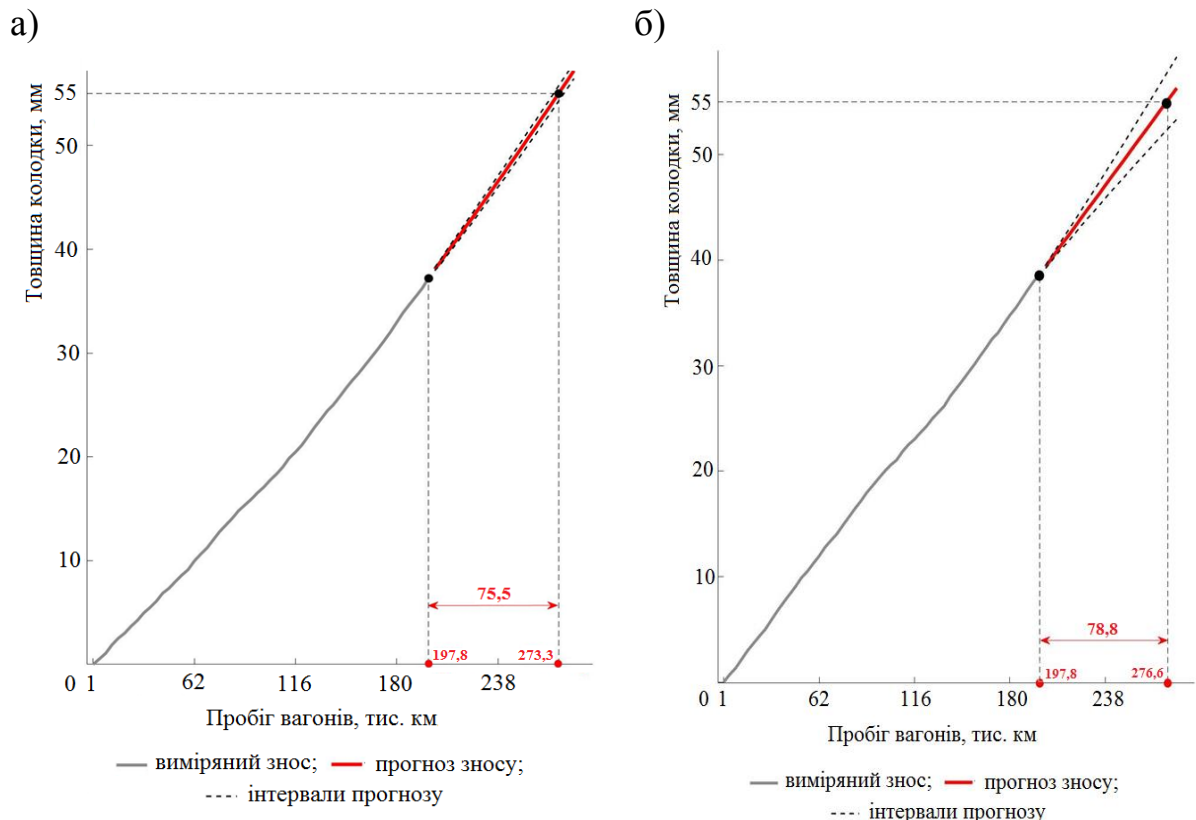


Рисунок 5.17 – Прогнозування залишкового ресурсу верхньої (а) і нижньої (б) частин КГК модернізованої ГВП

Отримано залежності для прогнозування залишкового ресурсу КГК модернізованих ГВП за ARIMA-моделями. Результати проведених досліджень апробовано на дослідному РС з модернізованими ГВП візків. Їх можна використовувати під час проектування, модернізації та експлуатації гальмових систем як експлуатаційного парку, так і нового покоління візків вантажних вагонів.

#### 5.4 Висновки до розділу 5

1. Проведено комплексні експериментальні дослідження в умовах експлуатації під час ТО вантажних вагонів у парках сортувальної станції. Упродовж кожного обігу дослідних вантажних вагонів із модернізованою ГВП було виконано вимірювання параметрів КГК під час ТО в контрольних точках, починаючи з 2,1 до 197,8 тис. ваг. км пробігу. Під час обстежень колодок особливу увагу звертали на технічну справність модернізованих пристроїв рівномірного відведення колодок – стан криволінійного напрямного стрижня й зазори по всій довжині колодки. Вимірювання проводили відповідно до розробленої «Програми та методики проведення наукових виробничих досліджень гальмових систем і коліс вантажних вагонів».

Обробка зібраного матеріалу виконувалася за допомогою методів математичної статистики. Розроблено регресійну модель для прогнозування залишкового ресурсу КГК модернізованих ГВП, яка враховує загальний і додатковий пробіг вантажного вагона. За результатами математичних розрахунків встановлено, що використання модернізованих ГВП, розроблених за технологією УкрДАЗТ, сприяють збільшенню ресурсу КГК приблизно у 2,59 раза. Це пов'язано зі зміною розташування отвору в розпірці триангеля та введення в конструкцію ГВП криволінійного напрямного стрижня, який дає змогу утримувати колодки за попушеного гальма на однаковій відстані від поверхні кочення коліс під час руху вагона.

2. Отримано графічну залежність зносу КГК за товщиною залежно від пробігу вантажного вагона застосовуючи регресійну модель. Здійснено перевірку статистичних гіпотез відповідно до характеру розподілу випадкових величин зносу гальмових колодок і їх взаємозв'язку щодо належності даних до однієї генеральної сукупності. Побудовані регресійні моделі було перевірено на адекватність за  $F$ -критерієм. Так само під час оцінювання параметрів регресії булj перевіренj гіпотези на їх статистичну значущість за  $t$ -критерієм.

Виконано перевірку відповідності експериментально-теоретичних розрахунків за критерієм Кохрена й отримано підтвердження, що в середньому знос КГК зверху і знизу має різні значення. За результатом розрахунків доведено, що неоднорідність дисперсії не залежить від кількісного показника вибірки цього експерименту. Ураховуючи, що в критерій Кохрена входить поняття числа ступенів вільності  $k = n - 1$ , встановлено, що залежність від обсягу вибірки  $n$  існує, але вона незначна. Крім того, згідно з тестом Кохрена, для рівних обсягів вибірки  $n$  маємо  $G_{крит} > G$ . Тому підстав відкидати нульові гіпотези немає. За умови однорідності дисперсій остаточно маємо практично рівні виправлені дисперсії:  $S_1^2 \approx S_2^2$ .

Визначено графічні залежності на основі регресійного аналізу зносу КГК, які дають можливість спрогнозувати їх залишковий ресурс за умови використання модернізованих ГВП на увесь гарантований ВРП і нормативно-технічними документами міжремонтний період експлуатації вантажних вагонів.

Встановлено, що за умови використання на вантажних вагонах модернізованої ГВП середній пробіг вагона за рівномірного зносу гальмових колодок може досягати до 284,57 тис. км.

3. Застосовано статистичну модель зносу для прогнозування ресурсних характеристик верхньої й нижньої частин КГК залежно від пробігу вантажного вагона з модернізованою ГВП, розробленою за технологією УкрДАЗТ на підставі отриманих статистичних величин.

Отримано функцію розподілу зносу верхньої та нижньої частин колодки, за допомогою якої можливе розв'язування практичних задач для різних частин гальмової колодки для відповідного значення пробігу вагона.

Використання ресурсних характеристик дає можливість спрогнозувати основні показники ефективності використання вагонів. Виконані розрахунки показали, що поріг пробігу вагона до повного зносу гальмової колодки у верхній частині дорівнює 331,88 тис. км, а в нижній – 343,04 тис. км.

За пробігу вагона 225 тис. км знос колодки у верхній частині становив 74,91 %, а за пробігу вагона 250 тис. км знос гальмової колодки у нижній частині становив 80,74 %.

Визначено, що інтенсивності зносу КГК вагона за величини пробігу 250 тис. км для верхньої частини колодки становитиме  $\lambda=0,02$ , а для нижньої –  $\lambda=0,017$ .

Маючи функцію розподілу  $F(x) = P(X < x)$  й оцінки її параметрів, можна визначити таку характеристику, як імовірність зносу колодки в точці  $x_0 - F(x_0)$  та ймовірність, коли колодка не зношується в цій точці  $Q(x_0) = 1 - F(x_0)$ . Тому ймовірність зносу у верхній частині КГК становитиме  $F(20) = 0,27$ ;  $F(30) = 0,47$  і  $F(40) = 0,67$ , а в нижній –  $F(20) = 0,26$ ;  $F(30) = 0,47$  і  $F(40) = 0,67$ .

Іншою істотною характеристикою може бути  $\gamma$ -відсотковий ресурс, який визначається за виразом  $F(x_\gamma) = \gamma / 100 \%$ . Так, наприклад, для верхньої частини зносу КГК якщо  $\gamma=95 \%$ , то  $x_\gamma=56,79$ , а якщо  $\gamma=90 \%$ , то  $x_\gamma=52,93$ . Для нижньої частини зносу КГК, якщо  $\gamma=95 \%$ , то  $x_\gamma=56,85$ , а якщо  $\gamma=90 \%$ , то  $x_\gamma=53,02$ .

Визначено апроксимуючу залежність зносу й величини пробігів вантажних вагонів із модернізованою ГВП, знайдено залежності величин пробігів вагонів з урахуванням повного зносу колодки.

Визначено, що середній залишковий ресурс колодки вагона за наявної її товщини 40 мм для верхньої частини колодки становить 9,51 мм, а для нижньої частини колодки – 9,53 мм. Важливо зазначити, якщо вагон пройде відстань 200 тис. км, тоді середній залишковий ресурс верхньої частини КГК з урахуванням кутового коефіцієнта складе  $\mu'=50,39$  мм, а нижньої  $\mu'=55,13$  мм.

4. Сформульовано, що гнучкість методології Бокса-Дженкінса для здійснення структурної ідентифікації ARIMA-моделей дає змогу вибирати більш вигідний підклас моделей серед AR- та MA-складової. З метою

прогнозування залишкового ресурсу колодок найкраще припасування продемонструвала комбінація AR- і MA-складових, тоді як окремі AR- і MA-складові реалізовували вищі значення критеріїв AIC та BIC.

Розраховано за ARIMA-моделями залишковий ресурс гальмових колодок модернізованих ГВП, розроблених за технологією УкрДАЗТ дає змогу збільшити пробіг вагона в середньому до 274,95 тис. км, а також збільшити експлуатаційний період до 3 років для ДР вантажних вагонів магістрального й промислового залізничного транспорту.

Результати проведених досліджень апробовано на дослідному РС з модернізованими ГВП візків. Підсумки розрахунків, отримані в роботі, у майбутньому братимуться до уваги при вирішенні проблемних завдань із ненормативного зносу колодок у ГСВ вантажних вагонів магістрального й промислового залізничного транспорту.

## РОЗДІЛ 6

### ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГАЛЬМОВИХ СИСТЕМ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

6.1 Методика оцінювання економічного ефекту від упровадження модернізованої гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів

#### 6.1.1 Вибір базового зразка

Оскільки пристроєм для забезпечення рівномірного зносу гальмових колодок обладнуються вантажні вагони різних типів, а у робочому парку вантажних вагонів АТ «Укрзалізниця» переважають чотиривісні вагони, тому за базовий варіант техніки беремо чотиривісний вантажний вагон, обладнаний типовою ГВП [103, 206]. За новим варіантом – чотиривісний вантажний вагон, обладнаний модернізованою ГВП, розробленою за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок, який пропонується до використання у ГСВ [73, 103, 122, 135, 144, 154].

#### 6.1.2 Методика визначення економічного ефекту

Згідно з [6, 36, 40, 44, 45, 62] економічний ефект заходу науково-технічного прогресу за розрахунковий період визначається за такою формулою:

$$E_T = P_T - Z_T, \quad (6.1)$$

де  $P_T$  – вартісна оцінка результатів використання заходу науково-технічного прогресу (НТП) за розрахунковий період, грн;

$Z_T$  – вартісна оцінка витрат на здійснення заходу НТП за розрахунковий період, грн.

Для базового варіанта вантажного вагона маємо

$$E_T^{\bar{o}} = P_T^{\bar{o}} - Z_T^{\bar{o}}; \quad (6.2)$$

а для нового варіанта вантажного вагона маємо

$$E_T^{\#} = P_T^{\#} - Z_T^{\#}, \quad (6.3)$$

де  $P_T^{\bar{o}}$  і  $P_T^{\#}$  – вартісна оцінка результатів використання відповідно базового й нового варіанта вантажного вагона за розрахунковий період, грн;

$Z_T^{\bar{o}}$  і  $Z_T^{\#}$  – вартісна оцінка витрат за використання відповідно базового й нового варіанта вантажного вагона за розрахунковий період, грн.

У випадку, який розглядається, вартісною оцінкою результатів є дохід, що буде отриманий АТ «Укрзалізниця» від експлуатації базового й нового варіанта вантажних вагонів з пристроєм ГВП для рівномірного зносу гальмових колодок за розрахунковий період.

У подальших розрахунках беремо до уваги, що використання нового варіанта вантажного вагона суттєво не вплине на доходи залізниць і не відобразиться на дохідній частині економічного ефекту порівняно з варіантом використання базового варіанта. Тобто приймаємо, що  $P_T^{\bar{o}} = P_T^{\#}$ . Тоді економічний ефект визначається зменшенням витрат залізничного транспорту за період роботи вантажного вагона до його виключення із робочого парку відповідно до встановлених нормативів і розраховується за формулою

$$\Delta E_T = E_T^{\#} - E_T^{\bar{o}} = Z_T^{\bar{o}} - Z_T^{\#}. \quad (6.4)$$

Загалом витрати за розрахунковий період визначаються за формулою



$$Z_T = \sum_{t=t_n}^{t=t_k} (Z_t \cdot \alpha_t), \quad (6.5)$$

де  $Z_t$  – витрати на здійснення заходу НТП в році  $t$  розрахункового періоду, грн;

$\alpha_t$  – коефіцієнт дисконтування;

$t_n, t_k$  – початковий та кінцевий рік розрахункового періоду.

Коефіцієнт дисконтування визначається за формулою

$$\alpha_t = (1 + E_n)^{t_p - t}, \quad (6.6)$$

де  $E_n$  – норма дисконту, приймаємо  $E_n=0,1$ ;

$t_p$  – розрахунковий рік;

$t$  – рік розрахункового періоду, витрати якого приводяться до розрахункового року.

Витрати на здійснення заходу НТП в році  $t$  розрахункового періоду визначаються за формулою

$$Z_t = K_t + I_t - L_t, \quad (6.7)$$

де  $K_t$  – капітальні вкладення, необхідні для здійснення заходу НТП в році  $t$  розрахункового періоду, грн;

$I_t$  – поточні витрати за використання заходу в році  $t$  розрахункового періоду, грн;

$L_t$  – залишкова вартість основних фондів, що вибувають в році  $t$  розрахункового періоду, грн.

Очевидно, що для базового варіанта вантажного вагона

$$Z_T^{\circ} = \sum_{t=t_n}^{t=t_k} (Z_t^{\circ} \cdot \alpha_t) = \sum_{t=t_n}^{t=t_k} [(K_t^{\circ} + I_t^{\circ} - L_t^{\circ}) \cdot \alpha_t]. \quad (6.8)$$

Відповідно для нового варіанта вантажного вагона

$$Z_T^H = \sum_{t=t_n}^{t=t_k} (Z_t^H \cdot \alpha_t) = \sum_{t=t_n}^{t=t_k} [(K_t^H + I_t^H - L_t^H) \cdot \alpha_t]. \quad (6.9)$$

Підставляючи отримані значення  $Z_T^{\bar{o}}$  і  $Z_T^H$  у формулу (6.4), отримуємо

$$\begin{aligned} \Delta E_T &= \sum_{t=t_n}^{t=t_k} [(K_t^{\bar{o}} + I_t^{\bar{o}} - L_t^{\bar{o}}) \cdot \alpha_t] - \sum_{t=t_n}^{t=t_k} [(K_t^H + I_t^H - L_t^H) \cdot \alpha_t] = \\ &= \sum_{t=t_n}^{t=t_k} \{ [(I_t^{\bar{o}} - K_t^H) - (K_t^H - K_t^{\bar{o}}) + (L_t^H - L_t^{\bar{o}}) \cdot \alpha_t] \} = \sum_{t=t_n}^{t=t_k} \{ [(\Delta I_t - \Delta K_t + \Delta L_t) \cdot \alpha_t] \}, \quad (6.10) \end{aligned}$$

де  $\Delta I_t$  – економія поточних витрат у році  $t$  розрахункового періоду, грн;

$\Delta K_t$  – додаткові капітальні вкладення в році  $t$  розрахункового періоду, грн;

$\Delta L_t$  – додатковий ефект від списання основних фондів, що вибувають у році  $t$  розрахункового періоду, грн.

Таким чином, вирішення поставленого завдання зводиться до визначення:

– додаткових капітальних вкладень на науково-дослідницькі й дослідно-конструкторські роботи, що пов'язані з науковою, технічною й технологічною розробкою пристрою ГВП для забезпечення рівномірного зносу гальмових колодок вантажних вагонів;

– додаткових капітальних вкладень для здійснення модернізації робочого парку вантажних вагонів;

– економії поточних витрат, які обумовлені використанням робочого парку модернізованих вантажних вагонів порівняно з базовим варіантом.

З огляду на те, що ці розрахунки передбачають оцінювання економічного ефекту від використання нового варіанта вантажних вагонів в умовах експлуатації, додаткові капітальні вкладення будуть обумовлені витратами на обладнання вантажних вагонів модернізованою ГВП, розробленою за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок, а зменшення поточних витрат – економією експлуатаційних витрат.

Витрати на обладнання вантажних вагонів модернізованою ГВП,

розробленою за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок визначаються:

– програмою модернізації робочого парку вантажних вагонів за роками розрахункового періоду  $n_p$ ;

– вартістю робіт з модернізації одного вантажного вагона  $C_o$ , грн.

Економія експлуатаційних витрат обумовлена:

– зменшенням витрат на КГК  $\Delta B_{ГК}$ , грн;

– зменшенням витрат на електроенергію  $\Delta B_t^e$  та паливо  $\Delta B_t^П$  для тяги вантажних поїздів, а також на мастило для роботи тепловозів  $\Delta B_t^{ДП}$  за рахунок зменшення опору руху поїзда, грн;

– зменшенням витрат на обточування колісних пар вантажних вагонів  $\Delta B_{КП}^o$ , грн;

– екологічним ефектом від зменшення забруднення навколишнього середовища за рахунок зменшення витрати палива тепловозами для тяги вантажних поїздів.

Ліквідаційна вартість у розрахунках, зазвичай, приймається рівною 10 % від первинної ціни і враховується тільки для списання основних засобів, тобто на останньому році розрахункового періоду, а з урахуванням дисконтування становитиме менше 1 % вартості витрат на модернізацію РС. Тому розраховуючи економічний ефект цим доданком можна нехтувати.

За розрахунковий період приймаємо термін від моменту початку фінансування робіт з обладнання вантажних вагонів модернізованою ГВП, розробленою за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок до моменту їх повного виключення із експлуатації, який становить 22 роки [15].

Період повернення одноразових витрат (капітальних вкладень) – це період часу, протягом якого сума накопиченого прибутку перевищить суму одноразових витрат (капітальних вкладень). Період повернення одноразових витрат визначається з умови

$$\sum_{t=t_n}^{t=t_{нKB}} [(\Delta I_t - \Delta K_t) \cdot \alpha_t] \geq 0, \quad (6.11)$$

де  $t_{нKB}$  – рік повернення одноразових витрат.

### 6.1.3 Визначення одноразових витрат

Додаткові капітальні вкладення визначаються витратами на науково-дослідницькі і дослідно-конструкторські роботи, що пов'язані з модернізацією ГСВ вантажних вагонів, а також витратами АТ «Укрзалізниця» безпосередньо на здійснення модернізації робочого парку вантажних вагонів.

Витрати на науково-дослідницькі й дослідно-конструкторські розробки у напрямку модернізації ГСВ вантажних вагонів за роками розрахункового періоду наведено у таблиці 6.1. За розрахунковий приймаємо 2023 рік – рік початку модернізації вантажних вагонів.

Таблиця 6.1 – Витрати на науково-дослідницькі й дослідно-конструкторські роботи, що пов'язані з модернізацією ГСВ вантажних вагонів

Рік розрахункового періоду	Сума витрат, тис. грн	Коефіцієнт дисконтування	Дисконтована сума витрат, тис. грн
2019	330	1,464	483,15
2020	330	1,331	439,23
2021	340	1,21	411,40
2022	-	1,1	-
Разом	1000	-	1333,78

Обладнання вантажних вагонів робочого парку модернізованою ГВП, розробленою за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок планується проводити протягом п'яти років рівномірними частинами – 1/5 загального обсягу щорічно, починаючи з 2023 року.

Робочий парк вагонів визначається за формулою

$$n_p = \frac{\sum Ql_{\text{нетто}}}{\Pi_g \cdot 365}, \quad (6.12)$$

де  $\sum Ql_{\text{нетто}}$  – експлуатаційний вантажообіг, ткм нетто;

$\Pi_g$  – середньодобова продуктивність вантажного вагона робочого парку, ткм нетто.

Робочий вантажний парк вагонів становить

$$n_p = \frac{174163,8 \cdot 10^6}{4604 \cdot 365} = 103641 \text{ ваг.}$$

Програму модернізації робочого парку вантажних вагонів за роками розрахункового періоду наведено у таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Програма модернізації робочого парку вантажних вагонів за роками розрахункового періоду

Рік розрахункового періоду	Парк вагонів, тис. ваг
2023	20728
2024	20728
2025	20728
2026	20728
2027	20729
Разом	103641

Таким чином, витрати на науково-дослідницькі й дослідно-конструкторські роботи з модернізації ГСВ в розрахунку на один вантажний вагон робочого парку з урахуванням дисконтування становлять

$$K_{\text{НДДКР}} = \frac{1333,78 \cdot 10^3}{103641} = 12,87 \text{ грн.}$$

Додаткові витрати безпосередньо на здійснення модернізації пов'язані з демонтажно-монтажними роботами з встановленням на візки вантажного вагона модернізованих ГВП, розроблених за технологію УкрДАЗТ. Ці витрати обумовлені переважно, витратами на заробітну плату, відрахуваннями на соціальні заходи (на теперішній час – єдиний соціальний внесок) і витратами на матеріали. У розрахунках приймаємо, що додаткові витрати на проведення модернізації ГСВ становлять 10836 грн у розрахунку на один вантажний вагон робочого парку.

Таким чином, сумарні додаткові витрати на здійснення модернізації вантажного вагона робочого парку становлять  $12,87+10836=10848,87$  грн.

Відповідно до програми модернізації вантажних вагонів робочого парку АТ «Укрзалізниця» за роками розрахунок суми додаткових капітальних вкладень наведено в таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Програма модернізації ГСВ і додаткові капітальні вкладення в робочий парк вантажних вагонів

Рік розрахункового періоду	Робочий парк вантажних вагонів, який підлягає модернізації, ваг	Додаткові капітальні вкладення на модернізацію ГСВ вантажного вагона, грн	Додаткові капітальні вкладення в робочий парк вантажних вагонів, тис. грн
2023	20728	10848,87	224875,38
2024	20728	10848,87	224875,38
2025	20728	10848,87	224875,38
2026	20728	10848,87	224875,38
2027	20729	10848,87	224881,28
Разом	103641		1124382,8

## 6.2 Визначення економії експлуатаційних витрат

### 6.2.1 Визначення економії витрат на гальмові колодки

Використання у вантажному вагоні модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ дає змогу збільшити термін використання колодок. Це обумовлює зменшення поточних витрат на їх заміну.

Зменшення середньорічної потреби в гальмових колодках у розрахунку на один вантажний вагон визначаємо за формулою

$$\Delta n_{ГК} = n_{ГК} \cdot \left( \frac{1}{S_{ГК}^{\bar{o}}} - \frac{1}{S_{ГК}^H} \right) \cdot \frac{S_{\bar{o}} \cdot 365}{1000}, \quad (6.13)$$

де  $S_{ГК}^{\bar{o}}$  – середній пробіг базового варіанта вантажного вагона до повної заміни гальмових колодок,  $S_{ГК}^{\bar{o}} = 75$  тис. км;

$S_{ГК}^H$  – середній пробіг нового варіанта вантажного вагона до повної заміни гальмових колодок,  $S_{ГК}^H = 200$  тис. км;

$S_{\bar{o}}$  – середньодобовий пробіг вантажного вагона, км;

$n_{ГК}$  – кількість гальмових колодок у вантажному вагоні,  $n_{ГК} = 8$ .

Середньодобовий пробіг вантажного вагона визначається за формулою

$$S_{\bar{o}} = \frac{1000 \cdot \sum nS}{n_p \cdot 365}, \quad (6.14)$$

де  $\sum nS$  – загальний пробіг вантажних вагонів, тис. ваг·км;

$n_p$  – робочий парк вантажних вагонів, ваг.

З урахуванням виразу (6.14) формула (6.13) набуде вигляду

$$\Delta n_{ГК} = n_{ГК} \cdot \left( \frac{1}{S_{ГК}^{\bar{o}}} - \frac{1}{S_{ГК}^H} \right) \cdot \frac{\sum nS}{n_p}. \quad (6.15)$$

Таким чином, зменшення середньорічної потреби в КГК у розрахунку на один вантажний вагон становить

$$\Delta n_{ГК} = 8 \cdot \left( \frac{1}{75} - \frac{1}{200} \right) \cdot \frac{4720774}{103641} = 3,04 \text{ шт.}$$

Питомі витрати на заміну однієї КГК визначаються за формулою

$$e_{зм} = c_2 \cdot t_{зм} \cdot (1 + k_{np} + k_{доод}) \cdot (1 + k_{св}), \quad (6.16)$$

де  $c_2$  – годинна тарифна ставка слюсаря 3-го розряду за відрядної форми оплати праці,  $c_2 = 27,68$  грн;

$t_{зм}$  – трудомісткість заміни однієї гальмової колодки,  $t_{зм} = 0,14$  люд. год;

$k_{np}$  – коефіцієнт, що враховує виплату премій,  $k_{np} = 0,25$ ;

$k_{доод}$  – коефіцієнт, що враховує додаткову заробітну плату,  $k_{доод} = 0,1$ ;

$k_{св}$  – коефіцієнт, що враховує відрахування на єдиний соціальний внесок,  $k_{св} = 0,22$ .

Таким чином, питомі витрати на заміну однієї гальмової колодки становитимуть

$$e_{зм} = 27,68 \cdot 0,14 \cdot (1 + 0,25 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 6,38 \text{ грн.}$$

Річна економія експлуатаційних витрат з огляду на зменшення витрат КГК вантажного вагона визначається за формулою

$$\Delta B_{ГК} = (Ц_{ГК} + e_{зм}) \cdot \Delta n_{ГК}, \quad (6.17)$$

де  $Ц_{ГК}$  – оптова ціна КГК,  $Ц_{ГК} = 290$  грн.

Таким чином, річна економія експлуатаційних витрат з огляду на зменшення витрат на КГК вантажного вагона становитиме

$$\Delta B_{ГК} = (290 + 6,38) \cdot 3,04 = 900,0 \text{ грн.}$$



### 6.2.2 Визначення економії витрат на енергоносії для тяги поїздів внаслідок зменшення опору руху поїзда

Застосування модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ, дає змогу зменшити опір руху поїздів з огляду на усунення тертя між гальмовою колодкою та колесом під час руху поїзда у режимі тяги та холостого ходу. Ця обставина обумовлює скорочення витрат палива та електроенергії на тягу поїздів, що дає змогу зменшити експлуатаційні витрати залізничного транспорту на енергоспоживання, а також витрати на мастило для роботи дизелів тепловозів.

У розрахунках приймаємо, що для транспортування вантажних поїздів застосовуються: якщо тепловозна тяга – тепловоз серії М62 і 2ТЕ116, якщо електровозна – електровоз постійного струму ВЛ11 та електровоз змінного струму ВЛ80с, як такі, що мають найбільшу питому вагу в експлуатаційному парку вантажних магістральних локомотивів [41, 168].

Скористаємось положеннями теорії локомотивної тяги [12, 42, 44], а також деякими дослідженнями факторів, які впливають на витрату енергоносіїв [46].

Сумарний опір руху поїзда складається з основного  $W_o$  і допоміжного  $W_d$  опору. Основний опір складається:

- з опору від тертя між шийкою осі й підшипником;
- опору від тертя ковзання між колесом та рейкою;
- опору від кочення колеса по рейці;
- опору від коливань та ударів;
- опору навколишнього середовища.

Відомості про походження сил основного опору вказують, що цей опір залежить від багатьох факторів, які перебувають у складній і часто взаємній залежності. Такими факторами є:

- тип РС;

- швидкість руху;
- кількість та якість мастильних матеріалів;
- стан поверхонь тертя;
- тип рейок;
- якість і кількість шпал;
- стан рейкових стиків;
- сили й напрямки повітря тощо.

Встановити достатньо точні значення окремих елементів опору, а особливо такі значення, які були б придатні для різних умов роботи РС, дуже складно. Тому на практиці для розрахунку основного опору доводиться використовувати емпіричні формули, що отримані у результаті значної кількості дослідних вимірювань опору [12].

Основний питомий опір визначається за формулою

$$w_o = \frac{W_o}{(m_l + m_c) \cdot g}, \quad (6.18)$$

де  $W_o$  – основний опір, який визначається за емпіричними формулами з урахуванням коефіцієнтів, для сучасних типів РС (Додаток Е, таблиця Е.1, Е.2), Н/кН;

$m_l$  – розрахункова маса локомотива, т;

$m_c$  – маса состава, т;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

До додаткового опору руху  $W_o$  відносять сили опору, що виникають від ухилів, під час руху у кривих ділянках колії, під час руху з місця, а також сили опору, що виникають за низьких температур зовнішнього повітря, під час дії зустрічного або бокового вітру.

Слід зазначити, що через недосконалу конструкцію ГВП візків майже у кожному вантажному вагоні за попущених гальм колодки нахиляються і спираються верхніми кінцями на поверхні кочення коліс, чим створюють додаткове тертя під час руху поїзда у режимі тяги й у режимі холостого

ходу [112, 131, 133]. Значення цього виду опору РС визначається за формулою

$$W_{\partial z} = 1000 \cdot \varphi_{кр} \cdot \sum K_{\partial z}, \quad (6.19)$$

де  $1000$  – перевідний коефіцієнт (кН в Н);

$K_{\partial z}$  – розрахункове додаткове притиснення КГК до коліс через недосконалу конструкцію ГВП візків,  $K_{\partial z}=2U$  (рисунок 2.9),  $K_{\partial z}=0,36$  кН/вісь.

Розрахунковий коефіцієнт тертя для КГК визначається за емпіричною формулою [12, 111, 113, 217]

$$\varphi_{кр} = 0,36 \cdot \frac{V + 150}{2V + 150}, \quad (6.20)$$

де  $V$  – швидкість, км/год.

Сума розрахункових додаткових притиснень КГК до коліс через недосконалу конструкцію ГВП візків за використання 4-вісних вантажних вагонів у складі поїзда визначається за формулою

$$\sum K_{\partial z} = K_{\partial z} \cdot 4 \cdot n_g, \quad (6.21)$$

де  $n_g$  – кількість вагонів у складі вантажного поїзда, ваг.

Значення питомого додаткового опору від притиснень КГК до коліс через недосконалу конструкцію ГВП візків під час руху поїзда у режимі тяги й у режимі холостого ходу, Н/кН, якщо використовують 4-вісні вантажні вагони у складі поїзда, визначається за формулою

$$w_{\partial z} = \frac{1000 \cdot \varphi_{кр} \cdot \sum K_{\partial z}}{m_c \cdot g} = \frac{1000 \cdot \varphi_{кр} \cdot K_{\partial z} \cdot n_g}{m_c \cdot g}. \quad (6.22)$$

Ураховуючи, що навантаження на вісь вагона визначається за формулою

$$q_g = \frac{m_c \cdot g}{4 \cdot n_g}, \quad (6.23)$$

та з урахуванням формули (6.20) формула (6.22) набуває вигляду

$$w_{\partial z} = 360 \cdot \frac{V + 150}{2V + 150} \cdot \frac{K_{\partial z}}{q_6}. \quad (6.24)$$

Значення питомого додаткового опору від притиснень КГК до коліс через недосконалу конструкцію ГВП візків від швидкості руху поїзда та навантаження на вісь вагона, якщо використовуються 4-вісні вантажні вагони у складі поїзда, наведено у таблиці 6.4 і на рисунку 6.1 [217].

Таблиця 6.4 – Значення питомого додаткового опору від притиснень КГК до коліс через недосконалу конструкцію ГВП візків від швидкості руху поїзда та навантаження на вісь вагона

V, км/год	Значення $w_{\partial z}$ при навантаженні на вісь вагона, кН/вісь			
	58,9	107,9	157,0	206,0
5	2,133	1,163	0,800	0,609
15	2,018	1,101	0,757	0,577
25	1,927	1,051	0,722	0,550
35	1,852	1,010	0,694	0,529
45	1,789	0,976	0,671	0,511
55	1,736	0,947	0,651	0,496
65	1,691	0,922	0,634	0,483
75	1,651	0,901	0,619	0,472
85	1,617	0,882	0,606	0,462
95	1,587	0,865	0,595	0,453
105	1,560	0,851	0,585	0,446

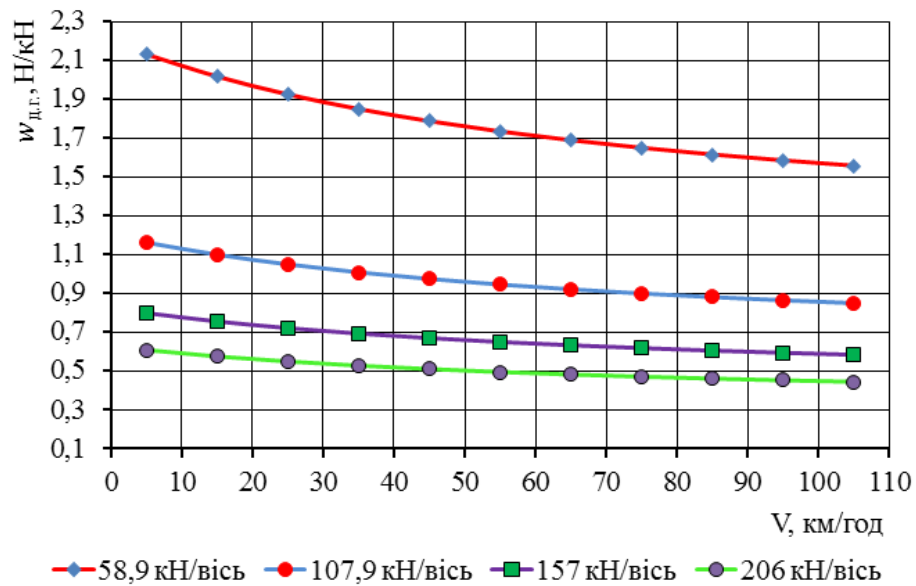


Рисунок 6.1 – Залежність питомого додаткового опору від притиснень КГК до коліс через недосконалу конструкцію ГВП візків від швидкості руху поїзда та навантаження на вісь вагона

Гальмова сила вантажного поїзда створюється:

- притисненням гальмових колодок до колеса;
- перетворенням електродвигунів електровозів на генератори електричного струму з віддачею енергії, яка виробляється до контактної мережі (рекуперативне гальмування).

Витрата палива для поїзної роботи тепловоза на ділянці  $G_n$  визначається витратою палива у парному  $G_{n.n}$  і непарному  $G_{нп.н}$  напрямках.

Витрата палива за напрямками визначається за формулами:

$$G_{n.n} = \int_{\tau_s}^{\tau_s+1} G_{n.n}(\tau) \cdot d\tau, \quad (6.25)$$

$$G_{нп.н} = \int_{\tau_s}^{\tau_s+1} G_{нп.н}(\tau) \cdot d\tau, \quad (6.26)$$

де  $\tau_s, \tau_{s+1}$  – час переміщення тепловозом вантажного поїзда за окремим елементом профілю колії.

Питома витрата палива на вимірник експлуатаційної роботи (10000 ткм брутто) визначається за формулою

$$b_n = \frac{\int_{\tau_s}^{\tau_s+1} G_{n.n}(\tau) \cdot d\tau + \int_{\tau_s}^{\tau_s+1} G_{nn.n}(\tau) \cdot d\tau}{(Q_{n.n}^{\bar{p}} + Q_{nn.n}^{\bar{p}}) \cdot l_k} \cdot 10^4, \quad (6.27)$$

де  $Q_{n.n}^{\bar{p}}$ ,  $Q_{nn.n}^{\bar{p}}$  – маса поїзда відповідно в парному й непарному напрямках, т брутто;

$l_k$  – відстань, яку пройшов тепловоз у голові вантажного поїзда в парному або непарному напрямі, км.

Витрата електроенергії для поїзної роботи електровоза на ділянці  $A_e$  визначається витратою електроенергії у парному  $A_{n.n}$  та непарному  $A_{nn.n}$  напрямках.

Витрата електроенергії за напрямками визначається за формулами:

$$A_{n.n} = \int_{\tau_s}^{\tau_s+1} A_{n.n}(\tau) \cdot d\tau; \quad (6.28)$$

$$A_{nn.n} = \int_{\tau_s}^{\tau_s+1} A_{nn.n}(\tau) \cdot d\tau, \quad (6.29)$$

де  $\tau_s$ ,  $\tau_{s+1}$  – час переміщення електровозом вантажного поїзда за окремим елементом профілю колії.

Питома витрата електроенергії на вимірник експлуатаційної роботи ( $10^4$  ткм брутто) визначається за формулою

$$a_e = \frac{\int_{\tau_s}^{\tau_s+1} A_{n.n}(\tau) \cdot d\tau + \int_{\tau_s}^{\tau_s+1} A_{nn.n}(\tau) \cdot d\tau}{(Q_{n.n}^{\bar{p}} + Q_{nn.n}^{\bar{p}}) \cdot l_k} \cdot 10^4. \quad (6.30)$$

Для вирішення завдань щодо тягових розрахунків скористаємось

методом інтегрування скінченних різниць аналітичним способом за допомогою ЕОМ.

Скористаємось основними положеннями тягових розрахунків для визначення енергоспоживання на транспортування вантажного поїзда за умовами профілю реальної ділянки регіональної філії «Південна залізниця» АТ «Укрзалізниця» тепловозною (тепловоз серії М62 і серії 2ТЕ116) і електровозною (електровоз постійного струму ВЛ11 і електровоз змінного струму ВЛ80с) тягою за базового (з типовим пристроєм ГСВ) і нового варіанта (модернізованим пристроєм ГСВ) вантажних вагонів у складі поїзда [142, 150, 217].

Характеристику профілю ділянки регіональної філії «Південна залізниця» АТ «Укрзалізниця» наведено у Додатку Е (таблиця Е.3) і на рисунках 6.2 і 6.3 [43, 44, 46]. Як видно з наведених даних, як у непарному напрямі переважаючим є профіль з ухилом 0...1 ‰, так само, як і у парному. Загальна довжина ділянки обертання вантажного поїзда становить 344,502 км. На ділянці в обох напрямках поїзд має шість зупинних пунктів.

Для виконання тягових розрахунків, крім характеристики профілю ділянки, потрібно задати, застосовуючи як тепловозну, так і електровозну тягу, такі дані:

- масу поїзда в тоннах брутто;
- кількість вагонів у поїзді;
- завантаження вагонів;
- технічну швидкість;
- кількість вагонних осей у складі поїзда.

Для визначення цих показників скористаємось довідковими показниками роботи залізниці АТ «Укрзалізниця» за 2021 рік [30, 39], які наведено у Додатку Е (таблиця Е.4).

Застосовуючи показники роботи залізниці АТ «Укрзалізниця», сформуємо вихідні дані для виконання тягових розрахунків [12, 217].

Річний пробіг вантажних поїздів  $\sum NS$  складається з пробігу вантажних

поїздів за електровозною  $\sum NS_{em}$  і тепловозною  $\sum NS_{mt}$  тягою.

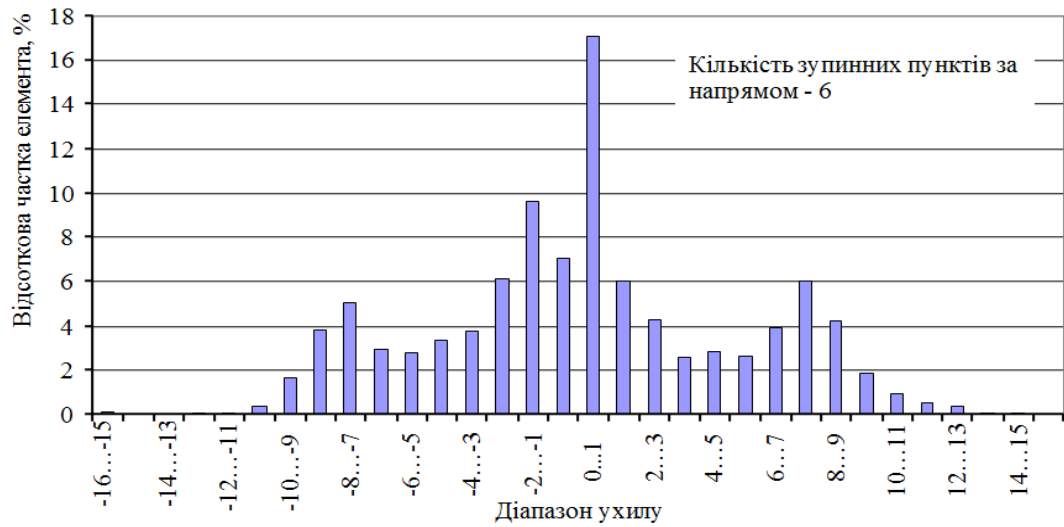


Рисунок 6.2 – Гістограма розподілу частки елементів профілю ділянки за ухилом у непарному напрямі



Рисунок 6.3 – Гістограма розподілу частки елементів профілю ділянки за ухилом у парному напрямі

Річний пробіг вантажних поїздів у тисячах, поїздохілометрів за видами тяги визначається за формулами:

– електровозна тяга

$$\sum NS_{em} = \frac{\sum Ql_{\text{бр}}^{em}}{\bar{Q}_{\text{бр}}^{em}} \cdot 1000; \quad (6.31)$$



– тепловозна тяга

$$\sum NS_{mm} = \frac{\sum Ql_{\bar{op}}^{mm}}{\bar{Q}_{\bar{op}}^{mm}} \cdot 1000, \quad (6.32)$$

де  $Ql_{\bar{op}}^{em}$ ,  $Ql_{\bar{op}}^{mm}$  – річний експлуатаційний вантажообіг у вантажному русі, який виконується відповідно електровозною й тепловозною тягою, млн ткм брутто;

$\bar{Q}_{\bar{op}}^{em}$ ,  $\bar{Q}_{\bar{op}}^{mm}$  – середня маса вантажного поїзда, відповідно електровозна й тепловозна тяга, т брутто.

Середня маса вантажного поїзда за видами тяги визначається за формулами:

– електровозна тяга

$$\bar{Q}_{\bar{op}}^{em} = \frac{\Pi_l^{em}}{S_l^{em} \cdot (1 - \beta_{\bar{on}})}; \quad (6.33)$$

– тепловозна тяга

$$\bar{Q}_{\bar{op}}^{mm} = \frac{\Pi_l^{mm}}{S_l^{mm} \cdot (1 - \beta_{\bar{on}})}, \quad (6.34)$$

де  $\Pi_l^{em}$ ,  $\Pi_l^{mm}$  – середньодобова продуктивність відповідно електровоза й тепловоза, тис. ткм брутто;

$S_l^{em}$ ,  $S_l^{mm}$  – середньодобовий пробіг відповідно електровоза й тепловоза, км;

$\beta_{\bar{on}}$  – коефіцієнт допоміжного пробігу локомотива.

Коефіцієнт допоміжного пробігу локомотива визначається за формулою

$$\beta_{\bar{on}} = 1 - \frac{\Pi_l}{S_l \cdot \bar{Q}_{\bar{op}}^l}, \quad (6.35)$$

де  $\Pi_l$  – середньодобова продуктивність локомотива, ткм брутто;

$S_{\text{л}}$  – середньодобовий пробіг локомотива, км;

$\bar{Q}_{\text{бр}}^{\text{л}}$  – середня маса вантажного поїзда, т брутто;

Середня кількість вагонів у складі поїзда визначається за формулою

$$\bar{n} = \frac{\sum nS}{\sum NS} = \frac{\sum nS}{\sum NS_{em} + \sum NS_{mm}}, \quad (6.36)$$

де  $\sum nS$  – річний загальний пробіг вантажних вагонів, тис. ваг·км.

Середнє навантаження на вісь вантажного вагона за видами тяги визначається за формулами:

– електровозна тяга

$$\bar{q}_{\text{бр}}^{em} = \frac{Q_{\text{бр}}^{em}}{4 \cdot \bar{n}}, \quad (6.37)$$

– тепловозна тяга

$$\bar{q}_{\text{бр}}^{mm} = \frac{Q_{\text{бр}}^{mm}}{4 \cdot \bar{n}}. \quad (6.38)$$

Результати визначення вихідних даних для виконання тягових розрахунків наведено у таблиці 6.5.

Таблиця 6.5 – Формування вихідних даних для виконання тягового розрахунку

Показник	Значення показника
1	2
1 Пробіг вантажних поїздів, тис. поїзд·км	88654,5
у тому числі:	
електровозна тяга	72879,3
тепловозна тяга	15775,2

Продовження таблиці 6.5

1	2
2 Середня маса вантажного поїзда, т брутто	3226
у тому числі:	
електровозна тяга	3378
тепловозна тяга	2505
3 Коефіцієнт допоміжного пробігу локомотива	0,166
4 Загальний пробіг вантажних вагонів усього, тис. ваг·км	4720774
5 Середня кількість вантажних вагонів у поїзді	53,2
6 Відсоток 4-вісних вагонів у поїзді, %	100
7 Середнє навантаження на вісь вагона, т брутто	15,1
у тому числі:	
електровозна тяга	15,9
тепловозна тяга	11,8
8 Середня технічна швидкість, км/год	42,3

Результати розрахунку питомого опору від додаткового тертя верхніх кінців КГК об поверхню кочення коліс під час руху поїзда з локомотивами різних типів у режимі тяги й холостого ходу розраховано за формулою (6.22), а результати розрахунку наведено у таблицях 6.6 і 6.7.

Таблиця 6.6 – Результати розрахунку питомого опору від додаткового тертя під час руху поїзда масою 2505 т брутто з тепловозом М62 і 2ТЕ116 у режимі тяги й холостого ходу

$V$ , км/год	Розрахунковий коефіцієнт тертя $\varphi_{кр}$	Додатковий питомий опір $w_{ог}$ , Н/кН
1	2	3
0	0,360	1,118

Продовження таблиці 6.6

1	2	3
10	0,339	1,052
20	0,322	1,000
30	0,309	0,958
40	0,297	0,924
50	0,288	0,894
60	0,280	0,870
70	0,273	0,848
80	0,267	0,829
90	0,262	0,813
100	0,257	0,799

Таблиця 6.7 – Результати розрахунку питомого опору від додаткового тертя під час руху поїзда масою 3378 т бруто з електровозом ВЛ11 і ВЛ80с у режимі тяги й холостого ходу

$V$ , км/год	Розрахунковий коефіцієнт тертя $\varphi_{кр}$	Додатковий питомий опір $w_{до}$ , Н/кН
0	0,360	0,829
10	0,339	0,780
20	0,322	0,742
30	0,309	0,711
40	0,297	0,685
50	0,288	0,663
60	0,280	0,645
70	0,273	0,629
80	0,267	0,615
90	0,262	0,603
100	0,257	0,592

Результати тягових розрахунків щодо визначення питомого енергоспоживання різними видами тягового РС на транспортування вантажного поїзда на ділянці за варіантами наведено у Додатку Е (таблиці Е.5 – Е.8).

Таким чином, застосування модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок, забезпечує зменшення питомої витрати палива на вимірник експлуатаційної роботи ( $10^4$  ткм брутто) за використання:

- тепловозів серії М62 на 8,9 %;
- тепловозів серії 2ТЕ116 на 19,7 %;
- електровозної тяги постійного струму на 8,0 %;
- електровозної тяги змінного струму на 7,25 %.

Крім того, у результаті зменшення витрати палива на тягу поїздів очікується зменшення витрати дизельного мастила. У розрахунках приймаємо витрату дизельного мастила у розмірі 2,5 % від витрати дизельного палива.

Визначимо річну економію витрати палива та електроенергії на тягу поїздів за серіями локомотивів.

Річна економія витрати електроенергії на тягу поїздів за серіями електровозів визначається за формулами:

- електровоз серії ВЛ11

$$\Delta A_t^{ВЛ11} = \frac{\gamma_{ВЛ11} \cdot \Delta a_{ВЛ11} \cdot \sum Q_{бр}^{em}}{10^4}; \quad (6.39)$$

- електровоз серії ВЛ80с

$$\Delta A_t^{ВЛ80с} = \frac{\gamma_{ВЛ80с} \cdot \Delta a_{ВЛ80с} \cdot \sum Q_{бр}^{em}}{10^4}, \quad (6.40)$$

де  $\gamma_{ВЛ11}$ ,  $\gamma_{ВЛ80с}$  – частка експлуатаційного вантажообігу, який виконано електровозом серії відповідно ВЛ11 та ВЛ80с;

$\Delta a_{ВЛ11}$ ,  $\Delta a_{ВЛ80с}$  – питома економія витрати електроенергії електровозом

для тяги поїздів відповідно серії ВЛ11 та ВЛ80с, кВт·год/10<sup>4</sup> ткм брутто;

$\sum Ql_{\text{оп}}^{em}$  – річний експлуатаційний вантажообіг, який виконано електровозною тягою, млн ткм брутто.

Річна економія витрати палива на тягу поїздів за серіями тепловозів визначається за формулами:

– тепловоз серії М62

$$\Delta G_t^{M62} = \frac{y_{M62} \cdot \Delta b_{M62} \cdot \sum Ql_{\text{оп}}^{mm}}{10^4}; \quad (6.41)$$

– тепловоз серії 2ТЕ116

$$\Delta G_t^{2TE116} = \frac{y_{2TE116} \cdot \Delta b_{2TE116} \cdot \sum Ql_{\text{оп}}^{mm}}{10^4}, \quad (6.42)$$

де  $y_{M62}$ ,  $y_{2TE116}$  – частка експлуатаційного вантажообігу, який виконано тепловозом серії відповідно М62 та 2ТЕ116;

$\Delta b_{M62}$ ,  $\Delta b_{2TE116}$  – питома економія витрати палива тепловозом для тяги поїздів відповідно серії М62 та 2ТЕ116, кг/10<sup>4</sup> ткм брутто;

$\sum Ql_{\text{оп}}^{mm}$  – річний експлуатаційний вантажообіг, який виконано тепловозною тягою, млн ткм брутто.

Результати розрахунку річної економії витрати електроенергії на тягу поїздів за серіями електровозів за 50-відсоткового розподілу експлуатаційного вантажообігу, що виконано електровозною тягою постійного та змінного струму, наведено у таблиці 6.8.

Таблиця 6.8 – Річна економія витрати електроенергії на тягу поїздів за серіями електровозів

Показник	Серія електровоза	
	ВЛ11	ВЛ80с
1 Частка участі у виконанні експлуатаційного вантажообігу електровозом	0,5	0,5
2 Експлуатаційний вантажообіг у вантажному русі усього, млн ткм брутто	123099	123099
3 Питома економія витрати електроенергії на вимірник експлуатаційної роботи, кВт·год/10 <sup>4</sup> ткм брутто	10,35	9,85
4 Річна економія витрати електроенергії на виконання експлуатаційного вантажообігу, тис. кВт·год	127407,8	121255,1

Річна економія витрати електроенергії на тягу поїздів для виконання експлуатаційного вантажообігу електровозною тягою в розрахунку на один вагон робочого парку визначається за формулою

$$\Delta a_t^e = \frac{\Delta A_t^{ВЛ11} + \Delta A_t^{ВЛ80с}}{n_p^{em}}, \quad (6.43)$$

де  $n_p^{em}$  – робочий парк вантажних вагонів, який задіяний для виконання експлуатаційного вантажообігу електровозною тягою, ваг.

Робочий парк вантажних вагонів, який задіяний для виконання експлуатаційного вантажообігу електровозною тягою, визначається за формулою

$$n_p^{em} = \frac{\sum Q_{нетто}^{em}}{\Pi_6 \cdot 365}, \quad (6.44)$$

де  $\sum Q_{нетто}^{em}$  – річний експлуатаційний вантажообіг, який виконано електровозною тягою, ткм нетто;

$P_6$  – середньодобова продуктивність вантажного вагона, ткм нетто.

Результати розрахунку річної економії витрати електроенергії на тягу поїздів для виконання експлуатаційного вантажообігу електровозною тягою в розрахунку на один вагон робочого парку наведено у таблиці 6.9.

Таблиця 6.9 – Результати розрахунку річної економії витрати електроенергії на тягу поїздів для виконання експлуатаційного вантажообігу електровозною тягою в розрахунку на один вагон робочого парку

Показник	Значення показника
1 Річна економія витрати електроенергії на виконання експлуатаційного вантажообігу, тис. кВт·год	248662,9
2 Кількість вагонів робочого парку, ваг	89522
3 Річна економія витрати електроенергії на виконання експлуатаційного вантажообігу на один вагон, кВт·год	2778

Результати розрахунку річної економії витрати палива на тягу поїздів за серіями тепловозів, а також дизельного мастила для роботи тепловозів за 50-відсоткового розподілу експлуатаційного вантажообігу, що виконано тепловозною тягою за серіями тепловозів, наведено у таблиці 6.10.

Річна економія витрати палива на тягу поїздів для виконання експлуатаційного вантажообігу тепловозною тягою в розрахунку на один вагон робочого парку визначається за формулою

$$\sum QI_{\text{нетто}}^{em} \Delta g_t^{\Pi} = \frac{\Delta G_t^{M62} + \Delta G_t^{2TE116}}{n_p^{mm}} \quad (6.45)$$

де  $\Delta G_t^{M62}$ ,  $\Delta G_t^{2TE116}$  – річна економія витрати палива тепловозами відповідно серії М62 та 2ТЕ116, т;

$n_p^{mm}$  – робочий парк вантажних вагонів, який задіяний для виконання експлуатаційного вантажообігу тепловозною тягою, ваг.



Таблиця 6.10 – Річна економія витрати палива на тягу поїздів та дизельного мастила за серіями тепловозів

Показник	Серія тепловоза	
	М62	2ТЕ116
1 Частка участі у виконанні експлуатаційного вантажообігу тепловозом	0,5	0,5
2 Експлуатаційний вантажообіг у вантажному русі усього, млн ткм брутто	19759	19759
3 Питома економія витрати палива на вимірник експлуатаційної роботи, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто	1,96	5,09
4 Річна економія витрати палива на виконання експлуатаційного вантажообігу, т	3867,2	10049,3
5 Відсоток витрати дизельного мастила, %	2,5	2,5
6 Річна економія витрати дизельного мастила, т	96,7	251,2

Річна економія витрати дизельного мастила для виконання експлуатаційного вантажообігу тепловозною тягою в розрахунку на один вагон робочого парку визначається за формулою

$$\Delta m_t^{DM} = \frac{\Delta M_t^{M62} + \Delta M_t^{2TE116}}{n_p^{em}}, \quad (6.46)$$

де  $\Delta M_t^{M62}$ ,  $\Delta M_t^{2TE116}$  – річна економія витрати дизельного мастила відповідно тепловозами серії М62 та 2ТЕ116, т.

Робочий парк вантажних вагонів, який задіяний для виконання експлуатаційного вантажообігу тепловозною тягою, визначається за формулою

$$n_p^{mm} = \frac{\sum Q_{нетто}^{mm}}{\Pi_g \cdot 365} \quad (6.47)$$

де  $\sum Q_{нетто}^{mm}$  – річний експлуатаційний вантажообіг, який виконано тепловозною тягою, ткм нетто.

Результати розрахунку річної економії витрати палива на тягу поїздів та дизельного мастила для виконання експлуатаційного вантажообігу тепловозною тягою в розрахунку на один вагон робочого парку наведено у таблиці 6.11.

Таблиця 6.11 – Результати розрахунку річної економії витрати палива на тягу поїздів та дизельного мастила для виконання експлуатаційного вантажообігу тепловозною тягою в розрахунку на один вагон робочого парку

Показник	Значення показника
1 Річна економія витрати палива на виконання експлуатаційного вантажообігу, т	13916,5
2 Річна економія витрати мастила на виконання експлуатаційного вантажообігу, т	347,9
3 Кількість вагонів робочого парку, ваг	14118
4 Річна економія витрати палива на виконання експлуатаційного вантажообігу на один вагон, кг	986
5 Річна економія витрати мастила на виконання експлуатаційного вантажообігу на один вагон, кг	25

Річна економія витрат на енергоресурси для тяги поїздів та дизельного мастила в розрахунку на один вагон робочого парку визначається за формулами:

– на електроенергію

$$\Delta B_t^e = \Delta a_t^e \cdot C_t^e, \quad (6.48)$$

– на паливо

$$\Delta B_t^p = \Delta a_t^p \cdot C_t^p, \quad (6.49)$$

– на дизельне мастило

$$\Delta B_t^{DM} = \Delta m_t^{DM} \cdot C_t^{DM}, \quad (6.50)$$

де  $C_t^e$ ,  $C_t^D$ ,  $C_t^{DM}$  – ціна відповідно 1 кВт·год електроенергії, 1 кг палива і 1 кг дизельного мастила, грн.

Результати розрахунку річної економії витрат на енергоресурси для тяги поїздів та дизельного мастила в розрахунку на один вагон робочого парку наведено у таблиці 6.12.

Таблиця 6.12 – Результати розрахунку річної економії витрат на енергоресурси для тяги поїздів та дизельного мастила в розрахунку на 1 вагон робочого парку

Енергетичний та матеріальний ресурс	Річна економія витрат	Ціна за одиницю, грн	Річна економія витрат на один вагон, грн
Паливо, кг	986	58,43	57595
Мастило, кг	25	96,67	2382
Електроенергія, кВт·год	2778	4,6	12777
Разом			72755

Таким чином, річна економія витрат на енергоресурси для тяги поїздів і дизельне мастило для роботи тепловозів завдяки обладнанню вантажного вагона робочого парку модернізованою ГВП, розробленою за технологією УкрДАЗТ становить 72755 грн.

### 6.2.3 Визначення економії витрат на обточування колісних пар візка вантажного вагона

Колесо вантажного вагона та гальмова колодка являють собою триботехнічну пару, яка схильна до зносу. Застосування модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ, дає змогу зменшити знос обода колеса вантажного вагона і тим самим суттєво скоротити витрати на обточування

колісних пар.

Визначимо економію експлуатаційних витрат на обточування колісних пар вантажного вагона.

Під час експлуатації колісної пари вантажного вагона до більш інтенсивного зносу схильний гребінь колеса. Розрахуємо ресурс колісної пари за умови, що товщина гребеня колеса вантажного вагона становить не більше ніж 30 мм та не менше ніж 25 мм [15, 54], а середньомісячний знос гребеня колеса вантажного вагона, згідно із проведеним в експлуатації дослідженням становить 0,55 мм.

Зважаючи на ці умови, ресурс колісної пари становить

$$S_{кп} = \frac{30 - 25}{0,55} = 9,1 \text{ міс.}$$

Під час обточування 1 мм гребеня потрібно зняти з товщини обода колеса візка вантажного вагона, який обладнано типовою ГВП з пристроєм М 1180.000 для рівномірного зносу гальмових колодок, у середньому 2,5 мм металу, а колеса візка, який обладнано модернізованою ГВП, розробленою за технологією УкрДАЗТ, – 2 мм металу. Тоді обточуючи 5 мм гребеня (з 30 мм до 25 мм) за термін експлуатації колеса потрібно зняти відповідно  $5 \cdot 2,5 = 12,5$  мм і  $5 \cdot 2 = 10$  мм металу з його обода.

Товщина обода нового суцільнокатаного колеса визначається за формулою

$$X_{max} = \frac{D_1 - D_3}{2}, \quad (6.51)$$

де  $D_1$  – діаметр нового колеса від отвору маточини до зовнішньої грані обода. Відповідно до [54] становить  $957 \pm 7$  мм. Номінальний розмір приймається рівним 957 мм;

$D_3$  – діаметр нового колеса від отвору маточини до внутрішньої грані обода. Розмір за нормативно-технічним документом [54], що допускається, становить 810 мм, номінальний приймається рівним 805 мм.

Таким чином,

$$X_{max} = \frac{957 - 805}{2} = 76 \text{ мм.}$$

Товщина суцільнокатаного колеса, що мінімально допускається,  $X_{min}$  у відповідно до [54] становить для колісних пар вантажних вагонів 22 мм.

Таким чином, робоча частина обода колеса становить  $76 - 22 = 54$  мм.

Кількість обточувань за термін експлуатації колісної пари візка, який обладнаний типовим пристроєм М 1180.000 для рівномірного зносу гальмових колодок, становить

$$O_{КП}^T = \frac{54}{12,5} = 4,32 \text{ обточування.}$$

Кількість обточувань за термін експлуатації колісної пари візка, який обладнаний модернізованою ГВП, розробленою за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок становить

$$O_{КП}^M = \frac{54}{10} = 5,4 \text{ обточування.}$$

Вартість обточування однієї колісної пари становить 7836 грн.

Тоді на один місяць питомі витрати на ремонт колісної пари становитимуть:

– з типовою ГВП із пристроєм М 1180.000 для рівномірного зносу гальмових колодок

$$O_{КП}^{Tм} = \frac{7836}{9,1 \cdot 4,32} = 215,47 \text{ грн.}$$

– з модернізованою ГВП, розробленою за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок

$$O_{КП}^{Mм} = \frac{7836}{9,1 \cdot 5,4} = 137,12 \text{ грн.}$$

Річна економія витрат на токарні роботи з відновлення поверхні кочення колісної пари одного вантажного вагона становитиме

$$\Delta B_{КП}^O = (215,47 - 137,12) \cdot 4 \cdot 12 = 3760,99 \text{ грн.}$$

6.2.4 Визначення економічного ефекту на модернізацію гальмових систем візків парку вантажних вагонів

Визначимо економічний ефект за 22 роки використання розглянутого заходу за умови, що вантажні вагони будуть модернізовані протягом 2023 – 2027 років відповідно до програми модернізації (таблиця 6.2), а їх експлуатація розпочнеться у поточному році.

Розрахунок економічного ефекту на робочий парк вантажних вагонів і на один вагон робочого парку визначено у табличній формі (Додаток Е, таблиця Е.9), а на рисунках 6.4 і 6.5 наведено економічний ефект за роками розрахункового періоду.

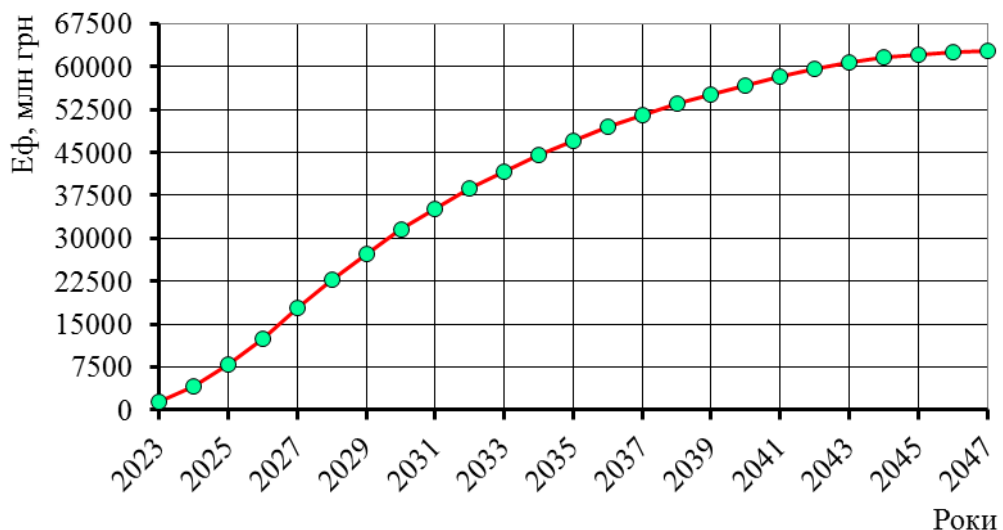


Рисунок 6.4 – Економічний ефект на робочий парк вантажних вагонів за роками розрахункового періоду від упровадження модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ

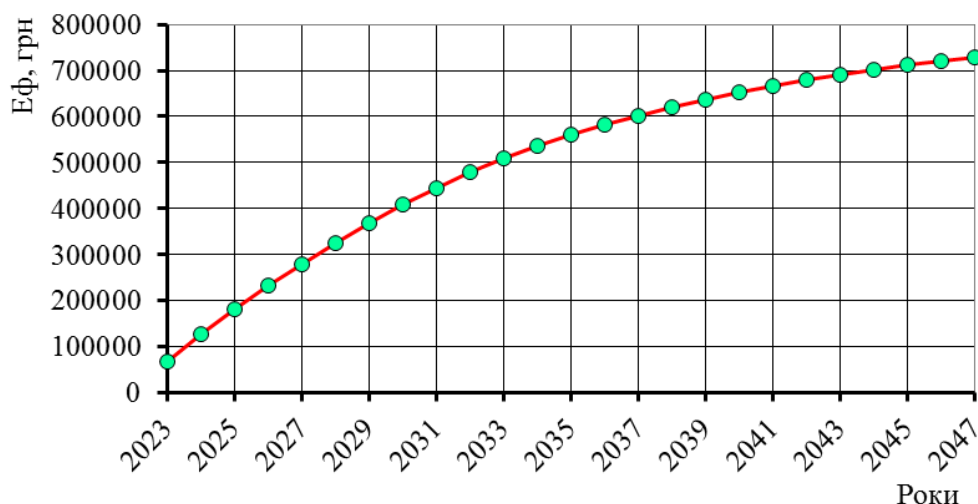


Рисунок 6.5 – Економічний ефект на один вантажний вагон робочого парку за роками розрахункового періоду від упровадження модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ

### 6.3 Визначення екологічного ефекту від упровадження модернізованої гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів

Функціонування тягового РС супроводжується споживанням енергетичних та матеріальних ресурсів і взаємодією з навколишнім середовищем. Витрата цих ресурсів та вплив на навколишнє середовище залежить як від технічних характеристик тягової одиниці, так і від багатьох експлуатаційних факторів [220].

Останнім часом за кордоном поетапно вводяться обмеження до емісії шкідливих речовин у відпрацьованих газах дизелів тепловозів. У директиві ЄС 97/68 і стандарті UIC-624 Європейського міжнародного союзу залізниць передбачено посилювання нормативів на шкідливі викиди дизелів залізничного транспорту. Ці обмеження мають бути враховані в українських стандартах з екології. З огляду на це висувуються вимоги до характеристик дизелів тепловозів за викидами шкідливих речовин, які наведено в таблиці 6.13.

Таблиця 6.13 – Вимоги до екологічних параметрів дизелів тепловозів

Документ	Викиди шкідливих речовин, г/кВт·год			
	NO <sub>x</sub> (оксиди азоту)	CO (оксиди вуглецю)	CH (вуглеводи)	PM (тверді частинки)
МСЗ (УІС-624-0)	9,9	3	0,8	0,25
Директива ЄС 97/68	7,4	3,5	0,4	0,2

Екологічний ефект визначається як різниця шкоди, нанесеної навколишньому середовищу викидами шкідливих речовин з відпрацьованими газами тепловозів М62 та 2ТЕ116, які транспортують поїзди з типовою ГВП із пристроєм М 1180.000 і модернізованою ГВП, розробленою за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок у вантажних вагонах. Ця різниця шкоди обумовлюється зменшенням опору руху вантажних вагонів, унаслідок чого зменшується кількість палива, яке витрачається на тягу поїздів [220].

Основними шкідливими речовинами, які викидаються з відпрацьованими газами дизелів, є оксид азоту (NO<sub>x</sub>) і оксид вуглецю (CO).

Кількість шкідливих речовин, які викидаються окремим тепловозом в атмосферу залежить від кількості спаленого палива та питомої витрати маси кожного компоненту, який утворився у відпрацьованих газах. У результаті досліджень у Німеччині отримано усереднені дані у грамах за викидами шкідливих речовин дизелями тепловозів, коли спалюється 1 кг дизельного палива [42, 44, 47]: CH – 1,4; CO – 10; NO<sub>x</sub> – 44; сажа – 1,3.

Питомі фактичні маси викидів магістральних тепловозів становлять за даними [42, 44, 47]: NO<sub>x</sub> – 52,34 кг/т; CO – 11,25 кг/т; C<sub>n</sub>H<sub>m</sub> – 8,78 кг/т; С – 2,83 кг/т.

Маса викиду *n*-го компоненту шкідливої речовини за оборот магістрального тепловоза визначається за формулою



$$m_n = m_{num_n}^{\phi} \cdot G_{\phi}, \quad (6.52)$$

де  $m_{num_n}^{\phi}$  – питома фактична маса викидів  $n$ -го компоненту шкідливої речовини магістральним тепловозом, кг/т палива;

$G_{\phi}$  – витрата палива магістральним тепловозом за оборот, т.

Питома маса викиду  $n$ -го компоненту шкідливої речовини на вимірник експлуатаційної роботи  $10^4$  ткм брутто визначається за формулою

$$m_m^{num} = \frac{m_n}{\sum Ql_{\phi p}} \cdot 10^4 = \frac{m_{num_n}^{\phi} \cdot G_{\phi}}{\sum Ql_{\phi p}} \cdot 10^4, \quad (6.53)$$

де  $\sum Ql_{\phi p}$  – вантажообіг, який виконано магістральним тепловозом за оборот, ткм брутто.

Для математичного моделювання питомої фактичної маси викидів  $n$ -го компоненту шкідливої речовини магістральним тепловозом під час переміщення вантажного поїзда на ділянці скористаємось тяговими розрахунками.

Результати визначення питомого викиду шкідливої речовини тепловозами серії М62 і 2ТЕ116 за результатами тягових розрахунків за варіантами вантажного вагона у складі поїзда (Додаток Е, таблиці Е.10 і Е.11).

З огляду на річний обсяг експлуатаційної роботи та питомий викид шкідливої речовини на виконання одиниці експлуатаційної роботи визначається річний викид за серіями тепловозів:

– для М62

$$M_{n_t}^{M62} = \frac{y_{M62} \cdot m_{num_n}^{M62} \cdot \sum Ql_{\phi p}^{mm}}{10^4}; \quad (6.54)$$

– для 2ТЕ116

$$M_{n_t}^{2TE116} = \frac{y_{2TE116} \cdot m_{num_n}^{2TE116} \cdot \sum Ql_{\phi p}^{mm}}{10^4}, \quad (6.55)$$

де  $y_{M62}$ ,  $y_{2TE116}$  – частка експлуатаційного вантажообігу, який виконано

тепловозом серії, відповідно М62 і 2ТЕ116;

$m_{num_n}^{M62}$ ,  $m_{num_n}^{2TE116}$  – питома маса викиду  $n$ -го компонента шкідливої речовини на вимірник експлуатаційної роботи  $10^4$  ткм брутто тепловозом серії відповідно М62 та 2ТЕ116, кг;

$\sum Q_{op}^{mm}$  – річний експлуатаційний вантажообіг, який виконано тепловозною тягою, млн ткм брутто.

Економічна оцінка шкоди, яку наносять газові викиди шкідливих речовин в атмосферне повітря тепловозом у рік  $t$  розрахункового періоду з урахуванням відносної агресивності  $n$ -ї шкідливої речовини визначається, за формулою

$$Y_t = \gamma \cdot \sigma \cdot f \cdot \sum_{n=1}^{n=W} (A_n \cdot M_{n_t}), \quad (6.56)$$

де  $\gamma$  – нормативна константа, що переводить умовну оцінку викидів у грошову, числове значення визначається з розрахунку визначеного відсотка від вартості 1 т палива, грн;

$\sigma$  – показник відносної безпеки забруднення повітря над територіями різних типів,  $\sigma=4$ , визначений згідно з [42, 44, 47];

$f$  – поправка, яка враховує характер розсіювання домішок в атмосфері;

$A_n$  – показник відносної агресивності  $n$ -ї шкідливої речовини, умов. т. Відповідно до положень методики [42, 44, 47] беруться до уваги такі токсичні компоненти: оксид азоту, окисел вуглецю, формальдегід, акролеїн, числові значення яких становлять відповідно,  $A_{NO}=41,1$  умов. т/т,  $A_{CO}=1,0$  умов. т/т,  $A_{форм.}=60$  умов. т/т,  $A_{акр.}=20$  умов. т/т.

Для визначення поправки  $f$  скористаємось положеннями методики [42, 44, 47]. Для цього попередньо потрібно розрахувати поправку на підйом факела викидів в атмосферу за формулою

$$\varphi = 1 + \frac{\Delta T}{75}, \quad (6.57)$$

де  $\Delta T$  – середньорічні значення різниці температур джерела (труба тепловоза)

і навколишнього середовища на рівні горловини, приймаємо  $\Delta T=300$  °С. Тоді  $\varphi=5$ .

За таких умов, коли висота труби тепловоза над землею  $h=5$  м,  $f=0,834$ .

Вихідні дані до розрахунку екологічного ефекту наведено у Додатку Е (таблиця Е.12).

Результати розрахунку річного викиду шкідливих речовин і річної шкоди, яка наноситься викидами шкідливих речовин парком тепловозів серії М62 і 2ТЕ116 за варіантами вантажних вагонів, наведено у Додатку Е (таблиці Е.13 і Е.14).

Річний екологічний ефект визначається як різниця між річною шкодою, якуносять газові викиди шкідливих речовин в атмосферне повітря тепловозом у рік  $t$  розрахункового періоду під час транспортування вантажних поїздів з типовою (базовою)  $Y_t^{\delta}$  і модернізованою (ною)  $Y_t^{\eta}$  ГВП за формулою

$$\Delta Y_t = Y_t^{\delta} - Y_t^{\eta}. \quad (6.58)$$

Річний екологічний ефект на один вантажний вагон робочого парку, який обслуговується тепловозною тягою, визначається за формулою

$$\Delta y_t = \frac{y_t^{M62} + y_t^{2TE116}}{n_p^{mm}}, \quad (6.59)$$

де  $y_t^{M62}$ ,  $y_t^{2TE116}$  – річний екологічний ефект на робочий парк вантажних вагонів, який обслуговується тепловозом серії відповідно М62 і 2ТЕ116, грн;

$n_p^{mm}$  – робочий парк вантажних вагонів, який обслуговується тепловозною тягою.

Результати розрахунку річного екологічного ефекту на один вантажний вагон робочого парку за серією тепловозів наведено у таблиці 6.14.

Таблиця 6.14 – Результати розрахунку річного екологічного ефекту на один вантажний вагон робочого парку за серією тепловозів

Показник	Серія тепловоза	
	М62	2ТЕ116
1 Річний екологічний ефект за серією тепловозів, тис. грн	16301	42358
2 Річний екологічний ефект за тепловозною тягою, тис. грн	58659	58659
3 Робочий парк вантажних вагонів, що обслуговується тепловозною тягою	14118	14118
4 Річний екологічний ефект на один вантажний вагон робочого парку, що обслуговується тепловозною тягою, грн	4154,84	4154,84

Дисконтований екологічний ефект внаслідок зменшення шкоди, яку наносять газові викиди шкідливих речовин в атмосферне повітря парком тепловозів протягом розрахункового періоду, визначається за формулою

$$\Delta Y_t = \sum_{t_n}^{t_n+T} (\Delta y_t \cdot n_p^{nm} \cdot \alpha_t), \quad (6.60)$$

де  $\alpha_t$  – коефіцієнт дисконтування;

$t_n$  – рік початку експлуатації робочого парку вантажних вагонів з модернізованою ГВП, розробленою за технологією УкрДАЗТ;

$T$  – період експлуатації робочого парку вантажних вагонів з модернізованою ГВП, розробленою за технологією УкрДАЗТ, роки;

Розрахунок екологічного ефекту на робочий парк вагонів і на один вантажний вагон робочого парку визначено у табличній формі (Додаток Е, таблиця Е.15), а на рисунках 6.6 і 6.7 наведено екологічний ефект за роками розрахункового періоду [220].

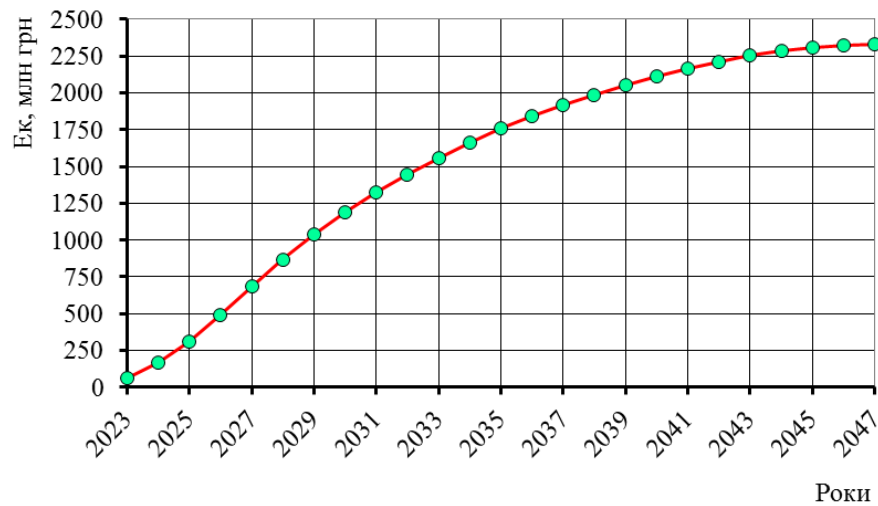


Рисунок 6.6 – Екологічний ефект на робочий парк вантажних вагонів за роками розрахункового періоду від упровадження модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ

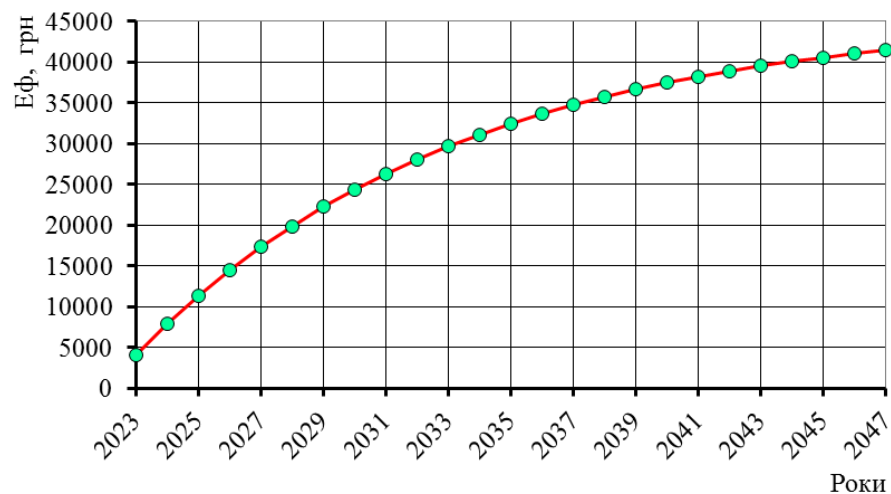


Рисунок 6.7 – Екологічний ефект на один вантажний вагон робочого парку за роками розрахункового періоду від упровадження модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ

Застосування у вантажних вагонах модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ скоротить витрати палива через усунення тертя між гальмовою колодкою та колесом під час руху поїзда, що дасть змогу зменшити кількість шкідливих речовин, які викидаються з відпрацьованими газами тепловозів у довкілля.

## 6.4 Висновки до розділу 6

1. Запропоновано методологію визначення економічного й екологічного ефекту від використання модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок, за розрахунковий період, адаптовану до умов експлуатації вантажних вагонів АТ «Укрзалізниця» з урахуванням різних серій локомотивної тяги.

Установлено, що застосування модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок, забезпечує зменшення питомої витрати палива на вимірник експлуатаційної роботи ( $10^4$  ткм брутто) за використання:

- тепловозів серії М62 на 8,9 %;
- тепловозів серії 2ТЕ116 на 19,7 %;
- електровозної тяги постійного струму на 8,0 %;
- електровозної тяги змінного струму на 7,25 %.

2. Визначено річну економію витрат на один вантажний вагон робочого парку АТ «Укрзалізниця» для виконання експлуатаційного вантажообігу:

– на електроенергію, який виконується електровозною тягою, становить 2778 кВт·год, що у вартісному вираженні за цінами станом на 2023 рік дорівнює 12777 грн;

– паливо, який виконується тепловозною тягою, становить 986 кг, що у вартісному вираженні за цінами станом на 2023 рік дорівнює 57595 грн;

– дизельне мастило для роботи тепловозів, становить 25 кг, що у вартісному вираженні за цінами станом на 2023 рік дорівнює 2382 грн.

Визначено річну економію на експлуатаційні витрати через клинодуальний знос КГК від недосконалої конструкції ГВП візків вантажних вагонів. Зменшення витрат КГК на один вантажний вагон робочого парку АТ «Укрзалізниця» буде становити у кількості 3 шт, що у вартісному вираженні за цінами станом на 2023 рік дорівнює 900 грн.

Визначено річну економію експлуатаційних витрат на один вантажний вагон, які пов'язані з токарними роботами з відновлення поверхні кочення колісної пари візка, який обладнано модернізованою ГВП, розробленою за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок, які становлять на одну колісну пару 3761 грн.

Розраховано загальну річну економію експлуатаційних витрат від використання модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок вантажного вагона, які становлять 77416 грн.

3. Розраховано економічний ефект від використання модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок вантажного вагона за розрахунковий період (22 роки), який становить:

- на один вантажний вагон робочого парку – 727725 грн;
- на робочий парк вантажних вагонів – 62719 млн грн.

Розраховано річний екологічний ефект за серією тепловозів М62 і 2ТЕ116 на один вантажний вагон робочого парку, що обслуговується тепловозною тягою, від використання модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок вантажного вагона, становить 4155 грн.

Розраховано екологічний ефект від використання модернізованої ГВП, розробленої за технологією УкрДАЗТ з пристроєм для рівномірного зносу гальмових колодок вантажного вагона, за розрахунковий період (22 роки), який становить:

- на один вантажний вагон робочого парку – 41485 грн;
- на робочий парк вантажних вагонів – 2327 млн грн.

## ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз стану проблеми щодо забезпечення руху поїздів шляхом підвищення ефективності експлуатації гальмових систем вантажних вагонів. Встановлено, що цим питанням, у тому числі створенню заходів щодо забезпечення надійності елементів механічної частини гальм, досі належної уваги не приділялося.

Виконано аналіз чинних нормативних і технічних документів не виявив напрямів з новим підходом до модернізації, проєктування й удосконалення елементів ГВП візків щодо запобігання ненормативному зносу колодок у вантажних вагонах. Тому актуальним стає розвиток наукових основ з забезпечення руху поїздів шляхом підвищення ефективності експлуатації їх гальм, а також створення рішень стосовно удосконалень ГСВ вантажних вагонів.

2. Запропоновано класифікацію видів і типів зносу КГК, визначено особливості квазістатичного підходу до створення теорії зношування колодок у ГСВ вантажних вагонів.

2.1. За результатами комплексних обстежень КГК розроблено класифікацію їх видів і типів зносу у вигляді моністичного й клинодуального. Встановлено, що робоче тіло КГК зношується дуально з лінією розмежування двох площин тертя, тому такий стан колодок дефініційовано як клинодуальний фрикційний знос. Виконано порівняльний аналіз двох видів ненормативного зносу КГК вантажних вагонів експлуатаційного парку. Встановлено, що клинодуальний знос значно погіршує експлуатаційні властивості транспортних засобів.

2.2. Проаналізовано систему маятникового підвішування колодки за її взаємодії з колесом. При цьому визначено силові фактори, які забезпечують квазістатичну рівновагу зчленованих елементів підвішеної КГК під час гальмування візка. Це дало змогу створити передумови для вирішення проблеми, що стосується клинодуального фрикційного зносу КГК вантажних



вагонів. На підставі кінетостатичного аналізу встановлено, що моменти для верхньої і нижньої частин КГК залежать від багатьох параметрів, а їх надлишкові величини породжують утворення та інтенсивне зростання клинодуального фрикційного зносу колодок у вантажних вагонах. Визначено, що за рахунок такого зносу колодки, гальмова площа її верхньої частини буде зменшуватися зі збільшенням пробігу вагона, що негативно впливає як на оцінювання ефективності вантажного РС, так і на БР поїздів.

Наведено методику й процедуру аналітичного розв'язання задачі про квазістатичну рівновагу сил і моментів, що діють під час гальмування колеса колодковим гальмом у випадку двостороннього руху, коли мають місце однакові режими гальмування. За результатами досліджень встановлено, що для ліквідації клинодуального зносу КГК надлишковий момент має дорівнювати нулю. Визначено раціональне місце підвішування колодки, що дасть змогу позбутися будь-якого її ненормативного зносу, а також збільшити використання ресурсу колодок на весь міжремонтний період експлуатації вагона.

3. На підставі системного підходу класифіковано фактори, що впливають на працездатність і ефективність роботи ГСВ вантажних вагонів. Це дало змогу визначити негативні наслідки, які впливають на характер і причини фрикційних зносів колодок, порушення умов експлуатації ГВП, а також наносять значні збитки залізничній інфраструктурі та погіршують БР поїздів. Наведені недоліки призводять до погіршення ефективності гальмувань у поїздах, збільшують витрати енергоресурсів на тягу поїздів, зменшують ресурс КГК, пошкоджують поверхні кочення коліс і негативно впливають на довкілля.

4. Розроблено графоаналітичний метод на основі емпіричних величин шкідливого зносу КГК для визначення коефіцієнта клинодуальності залежно від пробігу вантажного вагона. Отримано нову закономірність для визначення коефіцієнта клинодуальності КГК, яка дасть змогу належно оцінити ефективність процесу гальмування вантажних поїздів. Визначено, що чисельне значення коефіцієнта клинодуальності КГК знаходиться в межах

від 1,0 до 0,685. Отримані результати підтверджені шляхом комп'ютерного моделювання. Проведено верифікацію сформованих моделей за  $F$ -критерієм. Встановлено, що гіпотеза про адекватність підтверджується.

5. Сформульовано метод для визначення геометричних параметрів колодок вантажних вагонів з урахуванням наявної у верхній частині колодки шкідливої стертості, що дало змогу отримати нові залежності зносу колодок для оцінювання ефективності процесу гальмування РС. За сформульованим новим методом визначено, що чим менший зазор між колодкою і колесом і відповідно кут між поверхнею обода колеса та робочою частиною колодки, тим більша її довжина верхньої частини піддається зносу за попуцених гальм під час руху поїзда. Встановлено, що при ненормативному зазорі між колодкою і колесом, який значно більший у нижній частині, відбувається інтенсивний знос верхнього кінця колодки. Отримано числові значення дефініційованих довжин шкідливого зносу КГК за результатами комп'ютерного математичного моделювання верхньої шкідливої стертості за різних зазорів між колодкою і колесом. Встановлено, що похибка між результатами розрахунків координатного і графічного методу становить 5 – 7 %.

6. Визначено теплові режими під час гальмування вагона на поверхні тертя триботехнічної пари «гальмова колодка – колесо» залежно від зносу КГК. Для цього виконано комплексний тепловий розрахунок КГК з номінальними параметрами, площа якої становила  $20000 \text{ мм}^2$ , і клинодуально зношеної колодки за пробігу вагона 74,4 тис. км, гальмова площа якої становила  $15097 \text{ мм}^2$ , що на 25 % менше за номінальну. Величина максимального натиснення за умови температурних режимів на клинодуально зношену колодку є меншою на 25,5 % за ту, яка діє на колодку з номінальними параметрами під час гальмування.

За умови порівняння розрахункових величин для випадку використання колодок з номінальними значеннями параметрів визначено, що зміна величини сили натискання на КГК з різними параметрами зносу під час гальмування

призводить і до зміни гальмової сили. Результати отриманих розрахунків доводять, що температура нагрівання для колодок типу 2ТР-11 з клинодуальним зносом на 16,7 % є більшою, ніж для колодок з номінальними параметрами.

7. Проведено визначення термонапруженого стану КГК за умови високотемпературного впливу на поверхню кочення коліс в умовах експлуатаційних режимів.

7.1. Досліджено термонапружений стан колеса за взаємодії з клинодуально зношеною КГК під час гальмування. Встановлено, що напруження в колесі напряму залежать від температурного впливу. Проведено варіаційні розрахунки для визначення допустимої температури, з точки зору забезпечення міцності колеса. Встановлено, що величина температурного впливу на нього під час гальмування складає 452 °С. Отримані результати підтверджені комп'ютерним моделюванням.

7.2. Сформовано новий метод розрахунку КГК для визначення міцності з урахуванням її нерівномірного навантаження. При цьому колодку розглянуто як стрижневу систему, навантажену зосередженими силами та згинальним моментом. Результати досліджень довели, що напруження в колодці складають, близько 21,1 МПа і перевищують нормативну величину на 29 %. Розроблений математичний апарат дає змогу з урахуванням знайдених значень напружень, які діють на колодку, здійснити оптимізацію її геометричних параметрів за моментом опору.

7.3. Досліджено термонапружений стан КГК типу 2ТР – 11 з номінальними параметрами під час експлуатаційних навантажень. З'ясовано, що на робочу частину колодки діє горизонтальне навантаження, а також модель урахує силу тертя. Результати комп'ютерного моделювання довели, що температура на поверхні колодки змінюється за часом гальмування. Для цього прийнято максимально допустиме значення температурного навантаження, яке прикладалося до робочої поверхні колодки. Встановлено, що максимальні напруження виникають у верхній частині колодки в зоні

взаємодії спинки з боковиною, складають 14,9 МПа і не перевищують допустимі.

7.4. Проведено розрахунок на міцність КГК з урахуванням нерівномірного навантаження за МСЕ. Встановлено, що максимальні напруження виникають у спинці колодки, складають 19 МПа і перевищують нормативну величину на 21 %. Отже, міцність колодки за дії статичних сил не забезпечується.

8. Проведено теоретичне обґрунтування напряму модернізації ГСВ вантажних вагонів. Для цього використано кінетостатичні й динамічні схеми та моделі ГВП візка для відповідних розрахунків, а також узагальнення результатів досліджень математичним і комп'ютерним моделюванням. Розроблено уточнений новий науковий підхід, спрямований для методологічного оцінювання теоретичних розрахунків дійсних сил натискання КГК на колеса для запобігання клинодуальному зносу колодок. Наведено комплексні заходи, які дають змогу позбутися шкідливо діючого крутного моменту, збалансуванням триангеля в осях його підвішування за попущених гальм, під час якого колодки утримуються на нормативній відстані відносно коліс за всією своєю довжиною. Запропоновані заходи з модернізації ГВП під час виконання планових видів ремонту дають змогу підвищити довговічність елементів триангелів до 1,3 раза, а ремонтпридатність – до 100 %.

9. Виконано експериментальні випробування, за результатами яких проаналізовано вплив модернізації важільної передачі на ефективність роботи гальмової системи вантажного вагона в цілому. За результатами наукових досліджень розроблено й затверджено документацію для виготовлення модернізованої ГВП візка вантажного вагона за технологією УкрДАЗТ, на підставі якої проведено експлуатаційні випробування модернізованої ГВП на 10 дослідних вантажних вагонах, побудованих ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод». Під час обстежень встановлено, що жодних пошкоджень на дослідних ГВП візків і ненормативного зносу КГК не виявлено. Модернізована ГВП візка забезпечує рівномірне відведення колодок

від коліс у вагонах під час руху поїзда. Отримані величини зносу КГК у дослідних вагонах підтверджують ймовірність їх терміну служби до пробігу вагонів не менше 210 тис. км, без заміни колодок у ГСВ.

10. Спрогнозовано залишковий ресурс КГК модернізованих ГВП залежно від пробігу вагона на підставі отриманих статистичних величин.

Отримано закономірності лінійного вигляду зносу верхньої й нижньої частин КГК залежно від пробігу вантажного вагона за рахунок застосування регресійної моделі. Це дає змогу спрогнозувати ресурс КГК модернізованих ГВП на весь гарантований вагоноремонтним підприємством міжремонтний період експлуатації вантажного вагона. Виконано перевірку моделі на адекватність за  $F$ -критерієм.

Отримано закономірності для прогнозування величин зносу верхньої й нижньої частин КГК модернізованих ГВП за методикою статистичних оцінок, що дає змогу визначити уточнені геометричні параметри колодки залежно від пробігу вантажного вагона. Встановлено, що поріг пробігу вагона до повного зносу КГК верхньої частини дорівнює 331,88 тис. км, а нижньої – 343,04 тис. км.

Визначено залишковий ресурс КГК для вагонів з модернізованими ГВП за ARIMA-моделями, який теоретично сприяв збільшенню пробігу використання вагона в середньому до 274,95 тис. км. Запропоновані рішення дали змогу збільшити період експлуатації вантажних вагонів із модернізованими ГВП візків.

11. Запропоновано методологію визначення економічного й екологічного ефекту від використання модернізованої ГВП. Встановлено, що застосування модернізованої ГВП забезпечує зменшення питомих витрат палива на вимірник експлуатаційної роботи, який залежить від застосування тепловозної та електровозної тяги й становить від 7,25 до 19,7 %. Визначено загальну річну економію експлуатаційних витрат на один вантажний вагон робочого парку АТ «Укрзалізниця», які складають 77416 грн.

Встановлено, що економічний ефект від використання модернізованої

ГВП за розрахунковий період (22 роки) складає:

- на один вантажний вагон робочого парку – 727725 грн;
- робочий парк вантажних вагонів – 62719 млн грн.

Також екологічний ефект від використання модернізованої ГВП за розрахунковий період (22 роки) складає:

- на один вантажний вагон робочого парку – 41485 грн;
- робочий парк вантажних вагонів – 2327 млн грн.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аналіз стану безпеки руху в структурі АТ «Укрзалізниця» у 2019 році. *Акціонерне товариство «Українська залізниця» Департамент безпеки руху*. 2019. 198 с.
2. Бабаєв А. М., Дмитрієв Д. В. Принцип дії, розрахунки та основи експлуатації гальм рухомого складу залізниць: навчальний посібник. Київ: ДЕДУТ, 2007. 176 с.
3. Бабаєв А. М., Даныш П. Д. Влияние размещения тормозных колодок на колесе грузового вагона на эффективность его торможения. *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2008. Вып. 22. С. 7 – 9.
4. Бабаєв А. М., Мурадян Л. А., Винокурова С. В. О тормозных колодках дорог Украины. *Вагоны и вагонное хозяйство*. 2010. № 4. С. 43 – 44.
5. Бабанін О. Б., Ніколенко М. А., Равлюк М. Г., Равлюк В. Г. Сучасні локомотивні системи безпеки та вдосконалення їх обслуговування. *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*. 2010. Вип. 118. С. 165 - 170.
6. Балака Є. І., Зоріна О. І., Колеснікова Н. М., Писаревський І. М. Оцінка економічної доцільності інвестицій в інноваційні проекти на транспорті: навчальний посібник. Харків: УкрДАЗТ, 2005. 210 с.
7. Бакарджиєв Р. О., Комаров А. О. Попередня оцінка і обробка даних при регресійному аналізі. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. 2015. № 28. С. 255 – 260.
8. Бідюк П. І., Ткач Б. П., Харрінгтон Т. Математична статистика: навчальний посібник. Київ: Персонал, 2018. 348 с.
9. Блохин Е. П., Манашкин Л. А. Развитие математических моделей

динамики поезда в трудах В. А. Лазаряна и его учеников. *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2009. Вип. 30. С. 64 – 74.

10. Блохін Є. П., Коротенко М. Л., Буров В. С. Динаміка електричного рухомого складу: навчальний посібник. Дніпропетровськ. 2002. 138 с.

11. Блохин Е. П., Алпысбаев К. Т., Панасенко В. Я., Гаркави Н. Я., Клименко И. В., Грановский Р. Б. Федоров Е. Ф. Тележки ZK1 полувагонов, построенных в КНР. *Вагонный парк*. 2012. №9 (66). С. 12 – 14.

12. Бобирь Д. В., Капіца М. І., Сердюк В. Н. Теорія локомотивної тяги. Тягові розрахунки для промислового залізничного транспорту: навчальний посібник. Дніпро: УДУНТ, 2022. 113 с.

13. Босов А. А., Мямлин С. В., Панасенко В. Я., Клименко И. В. Пути совершенствования конструкции тележки грузового вагона. *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2009. Вип. 2. С. 27 – 32.

14. Борзилов І. Д., Равлюк В. Г., Матвієнко О. О. Моделювання технологічного процесу ремонту колісних пар вагонів на потоковій лінії. *Восточно - Европейский журнал передовых технологий*. 2008. Вып. 6/6 (36). С. 4 – 8.

15. Вагони вантажні. Система технічного обслуговування та ремонту за технічним станом: СТП 04 – 010:2018: затв. нак. АТ «Укрзалізниця» від 08.08.2019 р. №519. 2018. 25 с.

16. Вагони вантажні. Ремонт візків. Правила виконання. СТП 04 – 019:2018: затв. рішення правління АТ «Укрзалізниця» від 08.08.2019 р. № 520. 2018. 100 с.

17. Ватуля Г. Л., Глазунов Ю. В., Кравців Л. Б., Смолянчук Н. В. Розрахунок розпірних систем: навчальний посібник. Харків: УкрДУЗТ, 2016. 124 с.

18. Волошин Д. І., Афанасенко І. М., Дерев'янчук Я. В. До питання удосконалення конструкції гальмівної важільної передачі вагона-хопера.



Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. 2018. № 2 (243). С. 54 – 59.

19. Гальмова важільна передача візка вантажного вагона з пристроєм рівномірного відведення гальмових колодок від коліс: пат. 154619 Україна, МПК51 (2023.01). В61Н 15/00, В61Н 13/26 (2006.01), В60Т 1/02 (2006.01). u2022 04848; заявл. 19.12.22; опубл. 29.11.23, Бюл. №48. 4 с.

20. Голубенко А. Л. Сцепление колеса с рельсом: монография. Киев: Випол, 1993. 448 с.

21. Горбенко А. П., Мартинов І. Е. Конструювання та розрахунок вагонів: навчальний посібник. Харків: УкрДАЗТ, 2007. 150 с.

22. Горбунов М. І., Просвірова О. В., Ковтанець М. В., Кравченко К. О. Аналіз багатофункціональних способів керування фрикційною системою «Колесо – гальмо – рейка». *Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту: Серія «Транспортні системи і технології»*. 2016. Вип. 28. С. 35 – 43.

23. Горобець В. Л., Бондарев О. М., Скобленко В. М. Аналіз експлуатаційної наробки несучих конструкцій рухомого складу в задачах продовження терміну його експлуатації. *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2010. №. 35. С. 10 – 16.

24. Данович В. Д., Закапко В. Я. Взаимодействие колес вагона с рельсами Р65 и UIC60. *Залізничний транспорт України*. 2002. № 3. С. 18 – 21.

25. Дацун Ю. М. Визначення ступеню впливу технологічних процесів ремонту на справність вузлів тягового рухомого складу. *Східно – Європейський журнал передових технологій*. 2016. № 1/7 (79). С. 56 – 61.

26. Демин Ю. В. Научно-техническое обеспечение устойчивого развития перевозок понаправлением «Восток-Запад». *Залізничний транспорт України*. 2008. №2. С. 14 – 17.

27. Джавала Л. Л., Слюсарчук Ю. М., Хром'як Й. Я., Цимбал В. М. Теорія ймовірностей, математична статистика та імовірнісні процеси:

навчальний посібник. Львів: Львівська політехніка, 2015. 364 с.

28. Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю. Основи динаміки вагонів: навчальний посібник. Київ: КУЕТТ, 2003. 269 с.

29. Динамічна взаємодія рухомого складу і колії на лініях швидкісного руху суміщеного з вантажним: монографія / В. Ткаченко, С. Сапронова, Н. Брайковська, В. Твердомед. Вінниця: ГО «Європейська наукова платформа», 2021. 240 с.

30. Довідник основних показників регіональних філій АТ «Українська залізниця» (2006-2021 роки). 2021. С. 41.

31. Донченко А. В. Стратегія розвитку транспортного машинобудування для залізниць України. *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*. 2013. Вип. 139. С. 16 – 24.

32. Донченко В. С., Сидоров М. В.-С. Теорія ймовірностей та математична статистика: навчальний посібник. Київ: Київський університет, 2015. 400 с.

33. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). [Чинний від 2015-01-07]. Вид. оф. Київ: Держспоживстандарт України, 2015. 162 с.

34. ДСТУ ГОСТ 4686:2018. Триангели гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. Технічні умови. (ГОСТ 4686-2012, IDT). [Чинний від 2018-01-03]. Вид. оф. Київ: Держспоживстандарт України, 2018. 44 с.

35. ДСТУ ГОСТ 32773:2018. Суцільнокатані колеса, бандажі та центри колісні катані для залізничного рухомого складу. Шкали еталонів макроструктури. (ГОСТ 32773-2014, IDT). [Чинний від 2018-01-03]. Вид. оф. Київ: Держспоживстандарт України, 2018. 70 с.

36. Жердев М. Д., Гудков О. М., Яковенко В. Г., Мирошніченко Ю. В. Визначення економічного ефекту заходів науково-технічного прогресу на залізничному транспорті: методичні вказівки. Харків: УкрДАЗТ, 2011. 46 с.

37. Інструкція з експлуатації гальм рухомого складу на залізницях

України: ЦТ – ЦВ – ЦЛ – 0015: затв. нак. Укрзалізниці від 28.10.1997 р. № 264-Ц. 2004. 146 с.

38. Інструкція з ремонту гальмового обладнання вагонів: ЦВ – ЦЛ – 0013: затв. нак. Укрзалізниці від 25.01.2005 р. № 022-ЦЗ. 2004. 160 с.

39. Інтегрований звіт АТ «Укрзалізниця» (звіт про управління) за 2020 рік. URL: <https://portal.uz.gov.ua/wp-content/uploads/2021/07/integrovanij-zvit-uz-za-2020-rik-1.pdf> (дата звернення: 11.07.23).

40. Калабухін Ю. Є. Теоретичні положення визначення вартості життєвого циклу тягового рухомого складу. *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2008. Вип. 24. С. 221 – 225.

41. Калабухін Ю. Є. Аналіз сучасного стану тягового рухомого складу залізниць України. *Локомотив-інформ*. 2008. № 11. С. 4 – 5.

42. Калабухін Ю. Є. Методологія оцінки екологічних показників функціонування магістральних тепловозів протягом життєвого циклу. *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля*. 2009. №4 (134). Ч. 2. С. 88 – 95.

43. Калабухін Ю. Є. Методологія та результати оцінки техніко-економічних показників роботи магістрального локомотива при переміщенні вантажного поїзду. *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля*. 2009. № 2(132). С.157 – 163.

44. Калабухін Ю. Є. Удосконалення методології визначення техніко-економічних показників функціонування тягового рухомого складу з урахуванням життєвого циклу: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07. Харків, 2010. 420 с.

45. Калабухін Ю. Є., Шраменко О. В. Визначення економічного ефекту заходів науково-технічного прогресу на залізничному транспорті: методичні вказівки. Харків: УкрДАЗТ, 2011. 30 с.

46. Калабухін Ю. Є. Результати дослідження впливу експлуатаційних

факторів на тягово-енергетичні показники використання тепловозної тяги у вантажному русі. *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*. 2011. Вип. 122. С. 66 – 75.

47. Калабухін Ю. Є., Рудковський О. В. Результати дослідження впливу експлуатаційних факторів на екологічні показники використання тепловозної тяги у вантажному русі. *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*. 2012. Вип. 129. С. 19 – 31.

48. Калабухін Ю. Є., Ольховська Т. О. Системи матеріально-технічного забезпечення за кордоном та їх сучасний розвиток. *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*. 2014. Вип. 149. С. 34 – 39.

49. Камкіна Л. В., Надточій А. А., Гришин А. М., Стогній Ю. Д. Основи наукових досліджень: навчальний посібник. Дніпропетровськ: НМетАУ, 2013. 89 с.

50. Кельріх М. Б., Мороз В. І., Фомін О. В. Структурно-функціональне описання конструкції модуля кузова сучасних універсальних напіввагонів. *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля*. 2014. № 2(210). С. 94 – 103.

51. Кірієнко О. А. Теорія механізмів і машин. Розділ «Кінетостатичний аналіз механізмів»: навчальний посібник. Київ: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2019. 64 с.

52. Класифікація несправностей вагонних колісних пар та їх елементів: затв. нак. Укрзалізниці від 15.03.2006 р. № 095-Ц. 2006. 79 с.

53. Козяр М. М., Фещук Ю. В., Парфенюк О. В. Комп'ютерна графіка: SolidWorks: навчальний посібник. Херсон: ОЛДІ-плюс, 2018. 252 с.

54. Колісні пари вантажних вагонів. Правила технічного обслуговування, ремонту та формування: СТП 04 – 001:2015: затв. нак. Укрзалізниці від 25.04.2015 р. №359-Ц. 2015. 138 с.

55. Колісні пари вагонів магістральних залізниць колії 1520 мм (конструкція, технічне обслуговування та ремонт): підручник / С. В. Панченко

та ін. Харків: УкрДУЗТ, 2018. 367 с.

56. Колодки гальмові композиційні з сітчато-дротяним каркасом для залізничних вантажних вагонів. Технічні умови: ТУ У 6-05495978.017-2001: затв. Головою правління Білоцерківського ВАТ «Трібо» від 30.01.2001 р. 27 с.

57. Коптовец А. Н. Динамическая модель тормоза. Науковий вісник НГУ, 2010, № 2. С. 64 – 67.

58. Коптовец А. Н. Идентификация состояния тормоза шахтных локомотивов в условиях структурной неопределенности. *Геотехническая механика*. 2014. № 119. С. 241 – 246. URL: <http://dspace.nbuu.gov.ua/bitstream/handle/123456789/137482/22-Koptovets.pdf?sequence=1>. (дата звернення: 05.12.22).

59. Коренівський М. В. Пневматичне устаткування автоматичних гальм: навчальний посібник. Харків: УкрДАЗТ, 2006. 122 с.

60. Коренівський М. В., Головка В. Ф., Дерев'янчук Я. В. Гальмове устаткування вагонів міжнародного сполучення: навчальний посібник. Харків: УкрДАЗТ, 2007. 101 с.

61. Коропець П. А., Черніков В. Д., Костюкевич А. І. Про нерівномірний знос рухомих фрикційних пар. *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля*. 2010. № 5 (147). С. 41 – 45.

62. Кулаєв Ю. Ф. Методы экономической оценки инвестиционных проектов на транспорте: учебно-методическое пособие. Киев: Транспорт Украины, 2001. 182 с.

63. Кустовська О. В. Методологія системного підходу та наукових досліджень: курс лекцій. Тернопіль: Економічна думка, 2005. 124 с.

64. Куценко А., Бондар М., Чаусов М. Прикладна механіка (опір матеріалів): навчальний посібник. Київ: Знання, 2019. 530 с.

65. Лазарян В. А., Конашенко С. И. Обобщенные функции в задачах механики. Киев: Наукова думка, 1974. 191 с.

66. Лазарян В. А. Динамика транспортных средств: Избранные труды. Киев: Наукова думка, 1985. 528 с.

67. Ламнауер Н. Ю., Костюк О. Г. Прогнозування якості виробів машинобудування за параметром лінійного розміру. *Високі технології в машинобудуванні. Збірник наукових праць Національного технічного університету «ХПІ»*. 2013. Вип. 1 (23). С. 104 – 112.

68. Ламнауер Н. Ю. Забезпечення високої точності лінійних розмірів деталей на основі ймовірносно-статистичних методів оцінки якості обробки: автореф. ... д-ра техн. наук: 05.02.08. Харків, 2018. 36 с.

69. Лебедєв Є. О., Лівінська Г. В., Розора І. В., Шарапов М. М. Математична статистика: навчальний посібник. Київ: Київський університет, 2016. 159 с.

70. Ловська А. О. Особливості комп'ютерного моделювання навантаженості контейнера з пружно-в'язкими зв'язками у фітингах при експлуатаційних режимах. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології»*. 2019. Вип. 33. Т. 2. С. 28 – 37.

71. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Удосконалення конструкції гальмового циліндра вантажного вагона для попередження кутових переміщень штока. *Наука, технології, інновації: світові тенденції та регіональний аспект: матеріали V міжнародної науково-практичної конференції*. (Одеса, 23 – 24 вересня 2022 р.). Одеса: ГО «Інститут інноваційної освіти», 2022. С. 112 – 113.

72. Ловська А., Равлюк В., Рибін А. Аналіз причин виникнення пошкоджень коліс вантажних візків, обладнаних композиційними гальмовими колодками. *Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем: матеріали III Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції*. (Рівне, 19 – 20 жовтня 2022 р.). Рівне: НУВГП, 2022. С. 208 – 209.

73. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Особливості модернізації елементів гальмових важільних передач візків вантажних вагонів. *XI наукова конференція «Наукові підсумки 2022 року»*: Збірка наукових праць. (Харків, 20 грудня

2022 р.). Харків: Технологічний центр, 2022. С. 45.

74. Ловська А. О., Равлюк В. Г., Elyazov I. Визначення міцності удосконаленої конструкції гальмової важільної передачі візка вантажного вагона. *Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку*: матеріали IV Всеукраїнської науково-технічної інтернет-конференції. (Київ, 17 – 18 листопада 2022 р.). Київ: КІЗТ ДУІТ, 2022. С. 179 – 181.

75. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження технічного стану елементів гальмових важільних передач візків вантажних вагонів. *Інтелектуальні транспортні технології*: тези доповідей 3 міжнародної науково-технічної конференції. (Харків, 22 – 23 листопада 2022 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2022. С. 185 – 188.

76. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Виявлення причин утворення поверхневих дефектів коліс вагонів, обладнаних композиційними колодками. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології»*. 2022. № 40. С. 102 – 120.

77. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження ненормативного зносу гальмових колодок і його вплив на ефективність гальмування вантажних поїздів. *Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад»*. 2022. № 25. С. 30 – 50.

78. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження технічного стану гальмових систем візків вантажних вагонів в умовах експлуатації. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту*: матеріали 82 Міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпро 20 – 21 квітня 2023 р.). Дніпро: УДУНТ, 2023. С. 318 – 320.

79. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження термонапруженого стану композиційної гальмової колодки з клинодувальним зносом під час гальмування. *XXVI міжнародній науково-технічній конференції «Технологія-2023»*: збірник наукових праць науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти та молодих вчених. (Київ, 23 травня, 2023 р.). Київ: СНУ

ім. В. Даля, 2023. С. 97 – 99.

80. Мазур В. Л., Найдек В. Л., Попов Є. С. Порівняння чавунних і композиційних з чавунними вставками гальмових колодок для рухомого складу залізниці. *Метал та лиття України*. 2021. №2 (325). С. 30 – 39.

81. Мазур В. Л., Сіренко К. А. Економічні та екологічні аспекти використання гальмових колодок з чавуну чи композиційного матеріалу для залізничного транспорту. *Процеси лиття*. 2022. №3 (149). С. 54 – 62.

82. Мартинов И. Э., Нечволода К. С. О способе полной ликвидации клиновидного износа тормозных колодок грузовых вагонов. *Вагонный парк*. 2010. № 4. С. 36 – 39.

83. Мартинов І. Е., Равлюк В. Г., Гребенюк В. А., Равлюк М. Г. Дослідження чинників формування дуального фрикційного зносу гальмових колодок. *Вагони нового покоління: із ХХ в ХХІ сторіччя: тези доповідей ІІ Всеукраїнської конференції*. (Харків, 23-25 квітня 2019 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2019. С. 14 – 16.

84. Мартинов І. Е., Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А. Дослідження ненормативного зносу гальмових колодок у трьохелементних візках вантажних вагонів. Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 79 міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпро, 16 – 17 травня 2019 р.). Дніпро: ДНУЗТ, 2019. С. 56.

85. Маслієв В. Г. Сучасні конструкції та динаміка рухомого складу залізниць: навчальний посібник. Харків: НТУ «ХПІ», 2014. 106 с.

86. Мельничук В. О., Савчук О. М. Швидкість вантажних вагонів: монографія. Харків: Техностандарт, 2010. 92 с.

87. Михалків С. В., Бульба В. І. Прогнозування технічного стану тягових редукторів електропоїздів дискретними стохастичними моделями. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2019. № 188. С. 23 – 35.



88. Моделирование рабочих процессов трения в колодочном колесном тормозе шахтных локомотивов: монография / А. Н. Коптовец и др. Днепро: ДВНЗ «НГУ», 2017. 258 с.

89. Мороз В. І., Фомін О. В. Формалізоване описання конструкції залізничних вантажних вагонів. *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*. 2009. Вип. 107. С. 173 – 179.

90. Мурадян Л. А., Шапошник В. Ю., Винокурова С. В. Пути развития, тенденции и перспективы дальнейшего совершенствования тормозной колодки рельсового подвижного состава. *Вагоны и вагонное хозяйство*. 2015. № 5 – 6. С. 32 – 34.

91. Мурадян Л. А., Шапошник В. Ю., Винстрот Бернд Уве, Муковоз С. П. Испытания перспективных тормозных колодок на железных дорогах Украины. *Локомотив-информ*. 2015. № 7 – 8. С. 20 – 22.

92. Мурадян Л. А., Шапошник В. Ю., Шикунів О. А. Несправності гальмівного обладнання та дефекти колісних пар вантажних вагонів. *Вісник сертифікації залізничного транспорту*. 2021. № 3 (67). С. 5 – 15.

93. Мямлін С. В. Розробка конструкцій та машинобудівних технологій створення вантажних вагонів нового покоління. *Вагонний парк*. 2014. № 10. С. 4 – 9.

94. Неижко И. Г., Найдек В. Л., Гаврилюк В. П. Тормозные колодки железнодорожного транспорта: учебное пособие. Киев: Редакция журнала «Охрана труда», 2009. 121 с.

95. Нечволода С. І., Мартинов І. Е. Неузгодженість силових факторів із тріботехнічними процесами – причина клиновидного зносу гальмових колодок. *Вагонний парк*. 2013. № 10 (79). С. 14 – 17.

96. Нечволода С. І., Романюха М. О., Нечволода К. С. Проблеми нерівномірного зносу гальмових колодок у вантажних вагонах. *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*. 2007. Вип. 86. С. 50 – 56.

97. Основи надійності вагонів: навчальний посібник / М. Б. Кельріх та

ін. Харків: УкрДАЗТ, 2013. 106 с.

98. Панченко С. В., Ватуля Г. Л., Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження термонапруженого стану клинодуально зношеної колодки вагона при експлуатаційних навантаженнях. *Сучасна наука: інновації та перспективи: матеріали міжнародної мультидисциплінарної науково-практичної інтернет-конференції молодих дослідників, здобувачів вищої освіти та науковців.* (Київ, 6 – 7 квітня 2023 р.). Київ: КІЗТ ДУІТ, 2023. С. 330 – 333.

99. Панченко С. В., Герліці Ю., Ватуля Г. Л., Ловська А. О., Равлюк В. Г., Гарушінець Й. Дослідження термонапруженого стану композиційних гальмових колодок візків вантажних вагонів. *Транспорт: наука та практика: збірник наукових праць за матеріалами II-ї Міжнародної науково-практичної конференції.* (Київ – Одеса, 25 – 26 травня, 2023 р.). Київ: СНУ ім. В. Даля, 2023. С. 164 – 166.

100. Панченко С. В., Ловська А. О., Равлюк В. Г. Прогнозування зносу гальмових колодок вантажних вагонів. *Інтелектуальні транспортні технології: тези доповідей IV міжнародної науково-технічної конференції.* (Харків, 22 – 23 листопада 2023 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2023. С. 255 – 257.

101. Панченко С. В., Ловська А. О., Равлюк В. Г. Інноваційна механічна гальмова система візка – шлях до забезпечення руху поїздів. *«Рухомий склад нового покоління: із XX в XXI сторіччя»:* тези доповідей III міжнародної науково-практичної конференції. (Харків, 22 – 23 листопада 2023 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2023. С. 39 – 41.

102. Повышение безопасности пассажирского поезда при аварийных ситуациях / Г. И. Богомаз, А. Д. Лашко, А. Н. Пшинько и др. // *Залізничний транспорт України.* 2007. № 4. С. 44 – 48.

103. Пристрій для рівномірного зносу колодок в гальмівній системі візків вантажного вагона: пат. 87764 Україна, МПК51, В61Н 15/00, В61Н 13/00. а2008 00021; заявл. 02.01.2008; опубл. 10.08.2009, Бюл. №15. 6 с.

104. Підсилюючий пристрій до паралельного відведення колодок від коліс у гальмівній системі візків вантажних вагонів: пат. 121889 Україна,

МПК51 В60Т 1/02 (2006.01), В61Н 15/00, В61Н 13/00. u2017 04009; заявл. 24.04.17; опубл. 26.12.17, Бюл. №24. 5 с.

105. Пристрій для нормативного зносу колодок механічної частини гальма візків вантажних вагонів: пат. 121003 Україна, МПК В61Н 15/00, В61Н 13/22 (2006.01), В61Н 13/34 (2006.01). a2019 00107; заявл. 03.01.19; опубл. 10.03.20, Бюл. №5. 5 с.

106. Пристрій для запобігання ненормативного зносу колодок механічної частини гальма візків вантажних вагонів: пат. 153753 Україна, МПК (2023.01). В60Т 1/02 (2006.01), В61Н 15/00, В61Н 13/00; заявл. 19.12.22; опубл. 23.08.23, Бюл. №34. 4 с.

107. Правила технічної експлуатації залізниць України: ЦШ–0001: затв. М-вом трансп. та зв'язку України нак. від 20.12.1996 р. №411. 2003. 133 с.

108. Проект розпорядження Кабінету Міністрів України «Про затвердження плану заходів на 2019-2021 роки з реалізації Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року». *Офіційний веб-сайт Мінінфраструктури України*. URL: <https://mtu.gov.ua/projects/193/> (дата звернення: 15.09.22).

109. Пустюльга С. І., Самостян В. Р., Клак Ю. В. Інженерна графіка в SolidWorks: Навчальний посібник. Луцьк: Вежа-Друк, 2018. 174 с.

110. Равлюк В. Г. Методичні вказівки до складання рівнянь передаточного числа гальмових важільних передач: методичні вказівки. Харків: УкрДАЗТ, 2011. 22 с.

111. Равлюк В. Г., Афанасенко І. М. Завдання на курсовий проект з методичними вказівками з дисципліни «Автоматичні гальма та безпека руху»: методичні вказівки. Харків: УкрДАЗТ, 2012. 70 с.

112. Равлюк В. Г. Аналіз негативних наслідків від ненормативної взаємодії гальмівних колодок з колісними парами у вантажних вагонах. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Механіко-технологічні системи та комплекси*. 2016. Вип. 49 (1221). С. 119 – 123.

113. Равлюк В. Г., Ловська А. О., Дерев'янчук Я. В., Афанасенко І. М.

Завдання та методичні рекомендації до виконання курсового проекту з дисципліни «Автоматичні гальма рухомого складу»: методичні вказівки. Харків: УкрДУЗТ, 2016. 48 с.

114. Равлюк В. Г. Дослідження кінематики відведення гальмівних колодок від коліс у візках вантажних вагонів. *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля*. 2017. Вип. 4 (234). С. 195 – 198.

115. Равлюк В. Г., Нечволода С. І. До вирішення проблеми зносу гальмівних колодок у візках вантажних вагонів. *Логістичне управління та безпека на транспорт: збірник наукових праць науково-практичної конференції студентів та молодих вчених*. (Лиман, 5 – 7 жовтня, 2017 р.). Сєвєродонецьк: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 140 – 143.

116. Равлюк В. Г. Щодо визначення силових перетворень при клиноподібному зносі гальмових колодок вантажних вагонів. *Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин*. 2017. № 40 (1262). С. 75 – 80.

117. Равлюк В. Г. Комп'ютерне моделювання гальмівних механізмів вантажних вагонів. *Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали міжнародної науково-практичної конференції*. (Івано-Франківськ, 5 – 7 квітня 2017 р.). Івано-Франківськ: Симфонія Форте, 2017. С. 123.

118. Равлюк В. Г. Проблеми з ефективним використанням гальмівних колодок вагонів. *Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті: тези доповідей 79 міжнародної науково-технічної конференції*. (Харків, 25 – 27 квітня, 2017 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2017. С. 68 – 70.

119. Равлюк В. Г. Про критичний стан із зносом і роботою гальмівних колодок у вантажних вагонах. *Проблеми розвитку транспорту і логістики: тези доповідей VII міжнародної науково-практичної конференції*. (Одеса, 26 – 28 квітня, 2017 р.). Одеса: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 106 – 108.

120. Равлюк В. Г. Оцінювання факторів утворення дуального фрикційного зносу гальмових колодок. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і*

*технології*». 2018. № 31 (2017). С. 109 – 126.

121. Равлюк В. Г., Афанасенко І. М., Гузик І. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Автогальма рухомого складу»: методичні вказівки. Харків: УкрДУЗТ, 2017. 47 с.

122. Равлюк В. Г. Теоретичні передумови модернізації гальмової важільної передачі у візках вантажних вагонів. *Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика: тези доповідей III Всеукраїнської науково-практичної конференції*. (Маріуполь, 11 – 12 травня, 2017 р.). Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2017. С. 127 – 128.

123. Равлюк В. Г. Інноваційна модернізація гальмівної системи візків вантажних вагонів. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 77 міжнародної науково-практичної конференції*. (Дніпро, 11 – 12 травня, 2017 р.). Дніпро: ДНУЗТ, 2017. С. 47 – 49.

124. Равлюк В. Г., Ловська А. О. Підвищення ефективності застосування гальмівних колодок рухомого складу нового покоління. *European Conference on Innovations in Technical and Natural Sciences: proceedings of the 15-th International scientific conference*. (Vienna, July 20, 2017). Vienna: «East West» Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH, 2017. С. 57 – 61.

125. Равлюк В. Г. Спрощений кінетостатичний аналіз гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології»*. 2018. № 32. С. 55 – 70.

126. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г. Динамічна модель оцінювання робочих напружень у гальмових колодках вантажних вагонів. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 78 міжнародної науково-практичної конференції*. (Дніпро, 17 – 18 травня, 2018 р.). Дніпро: ДНУЗТ, 2018. С. 48 – 50.

127. Равлюк В. Г., Ловська А. О. Стендова діагностика й дослідження особливостей зносу гальмівних колодок вантажних вагонів. *Materials of XIV international research and practice conference: Modern scientific potential – 2018*.

Construction and architecture Mathematics Modern information technology Technical science Physics. (Sheffield, February 28 – March 7, 2018). Sheffield: Science and education LTD, 2018. Volume 11. P. 12 – 16.

128. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г. Екологічні збитки довкіллю від застосування композиційних гальмівних колодок у вагонах. *Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика: тези доповідей VII Всеукраїнської науково-практичної конференції.* (Маріуполь, 15 – 17 травня, 2018 р.). Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2018. С. 112 – 113.

129. Равлюк В. Г. Дослідження причин виникнення дуального фрикційного зносу гальмівних колодок вантажних вагонів. *Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали II міжнародної науково-практичної конференції* (Івано-Франківськ, 3 – 5 квітня 2018 р.). Івано-Франківськ: Симфонія Форте, 2018. С. 170 – 171.

130. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г. Особливості модернізації гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів для ліквідації ненормативного зносу гальмових колодок. *Логістичне управління та безпека на транспорті: збірник наукових праць науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти та молодих вчених.* (Київ, 16 – 17 листопада, 2018 р.). Київ: СНУ ім. В. Даля, 2018. С. 175 – 179.

131. Равлюк В. Г. Дослідження особливостей моністичного і дуального зносу гальмівних колодок вантажних вагонів. *Транспорт і логістика: проблеми та рішення: збірник наукових праць за матеріалами VIII-ї міжнародної науково-практичної конференції.* (Одеса, 23 – 25 травня, 2018 р.). Одеса: Купрієнко СВ, 2018. С. 115 – 117.

132. Равлюк В. Г. Дефініція особливостей дуального зносу гальмових колодок вантажних вагонів. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту.* 2019. Вип. 183. С. 46 – 59.

133. Равлюк В. Г. Дослідження особливостей дуального зносу колодок у гальмовій системі вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту*

*імені академіка В. Лазаряна*. 2019. №. 2 (80). С. 111 – 126.

134. Равлюк В. Г. Дослідження особливостей виникнення дуального зносу колодок у гальмовій системі візків вантажних вагонів. Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали III міжнародної науково-практичної конференції. (Івано-Франківськ, 3 – 5 квітня 2019 р.). Івано-Франківськ: Симфонія Форте, 2019. С. 213 – 215.

135. Равлюк В. Г. Модернізація елементів гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2019. Вип. 5 (83). С. 108 – 121.

136. Равлюк В. Г., Бондаренко В. В., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А. Дослідження гібридної розрахункової схеми навантаження колодок гальмової важільної передачі вантажного вагона. *Актуальні проблеми інженерної механіки: тези доповідей VI міжнародної науково-практичної конференції*. (Одеса, 20 – 24 травня, 2019 р.). Одеса: ОДАБА, 2019. С. 247 – 250.

137. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А., Ткачук М. Р. Визначення факторів, що впливають на надійність роботи гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2019. Вип. 187. С. 63 – 74.

138. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А., Бондаренко В. В. Особливості процесу та параметрична оцінка виникнення ненормативного зносу гальмових колодок візків вантажних вагонів. *Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд і будівель на залізничному транспорті: тези доповідей 8 міжнародної науково-технічної конференції*. (Харків, 20 – 22 листопада 2019 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2019. С. 76 – 77.

139. Равлюк В. Г., Бондаренко В. В., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А. Дослідження процесу утворення та параметрична оцінка дуального зносу гальмових колодок вантажних вагонів. *Актуальні проблеми інженерної механіки: тези доповідей VI міжнародної науково-практичної конференції*. (Одеса, 20 – 24 травня, 2019 р.). Одеса: ОДАБА, 2019. С. 251 – 253.

140. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А., Бондаренко В. В. Дослідження розрахункової схеми гальмової важільної передачі та побудова моделі навантаження колодок вантажних вагонів. *Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд і будівель на залізничному транспорті: тези доповідей 8 міжнародної науково-технічної конференції*. (Харків, 20 – 22 листопада 2019 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2019. С. 74 – 75.

141. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А. Формулювання причин утворення верхнього шкідливого ненормативного зносу колодок у механічній частині гальм візків вантажних вагонів. *Логістичне управління та безпека на транспорт: збірник наукових праць науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти та молодих вчених*. (Лиман, 14 – 16 листопада, 2019 р.). Лиман: СНУ ім. В. Даля, 2019. С. 112 – 115.

142. Равлюк В. Г., Афанасенко І. М., Равлюк М. Г. Дослідження геометричних параметрів гальмових колодок вантажних вагонів за шкідливого зносу. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2020. Вип. 1 (85). С. 99 – 118.

143. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Кириченко І. К. Статистичне опрацювання параметрів зносу гальмових колодок вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2020. Вип. 2 (86). С. 74 – 91.

144. Равлюк В., Равлюк М., Фісіна Я., Нуруллаєв Р. Уточнені розрахунки 2D схем-моделей гальмових важільних передач для збільшення ресурсу колодок вантажних вагонів. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології»*. 2020. № 35. С. 24 – 34.

145. Равлюк В. Г. Удосконалення стенда для комплексного діагностування вузлів вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного*



*транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2020. Вип. 4 (88). С. 86 – 102.

146. Равлюк В. Г. Дослідження особливостей виникнення дуального зносу колодок у гальмовій системі візків вантажних вагонів. *Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали IV міжнародної науково-практичної конференції*. (Івано-Франківськ, 1 – 3 квітня 2020 р.). Івано-Франківськ: Симфонія Форте, 2020. Т. 1. С. 213 – 217.

147. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Кириченко І. К., Ламнауер Н. Ю., Мельничук А. К. Імовірно-статистична модель зносу гальмових колодок вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.*, 2020. Вип. 5 (89). С. 116 – 133.

148. Равлюк В., Дерев'янчук Я. Раціональний спосіб модернізації елементів гальмової важільної передачі пасажирських вагонів. *Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали V міжнародної науково-практичної конференції*. (Івано-Франківськ, 5 – 7 квітня 2021 р.). Івано-Франківськ: Кушнір Г. М., 2021. С. 366 – 370.

149. Равлюк В. Ліквідація клинодуального зносу колодок шляхом модернізації елементів гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали V міжнародної науково-практичної конференції*. (Івано-Франківськ, 5 – 7 квітня 2021 р.). Івано-Франківськ: Кушнір Г. М., 2021. С. 374 – 378.

150. Равлюк В. Апробація модернізованої гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали V міжнародної науково-практичної конференції*. (Івано-Франківськ, 5 – 7 квітня 2021 р.). Івано-Франківськ: Кушнір Г. М., 2021. С. 381 – 384.

151. Равлюк В. Г. Виробничі дослідження гальмових систем і коліс вантажних вагонів. *Інтелектуальні транспортні технології: тези доповідей 2 міжнародної науково-технічної конференції*. (Харків, 27 – 29 квітня 2021 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2021. С. 164 – 167.

152. Равлюк В. Г., Захарченко В. В. Теоретичні засади проектування та

вдосконалення гальмових систем вантажних вагонів. *Прогресивні технології засобів транспорту*: тези доповідей 1 міжнародної науково-технічної конференції. (Харків-Миргород, 23 – 24 вересня 2021 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2021. С. 123 – 125.

153. Равлюк В. Г., Ламнауер Н. Ю., Елязов І. Ш. огли, Кириченко І. К., Скубак Н. М. Оцінка ресурсу гальмових колодок вантажних вагонів в умовах експлуатації. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2021. Вип. 5 (89). С. 84 – 95.

154. Равлюк В. Г., Ловська А. О. Сучасні гальмівні системи вагонів: конспект лекцій. Харків: УкрДУЗТ, 2020. Ч. 3. 70 с.

155. Равлюк В. Г., Ловська А. О. Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Сучасні гальмові системи вагонів»: методичні вказівки. Харків: УкрДУЗТ, 2021. 29 с.

156. Радзиховский А. А., Омеляненко И. А., Тимошина Л. А. Системный подход к проектированию тележек для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками. *Вагонный парк*. 2008. № 8. С. 10 – 16.

157. Радзиховский А. А., Омеляненко И. А., Тимошина Л. А. Устройство отвода тормозных колодок. *Вагонный парк*. 2009. № 11 – 12. С. 18 – 21.

158. Розробка конструкторсько-технологічної документації на проведення модернізації гальмових важільних передач візків вантажних вагонів: звіт про НДКР (заключий): Українська державна академія залізничного транспорту. № ДР 0111U008972. Харків: 2012. 53 с.

159. Савчук О. М. Вагонний парк: навчальний посібник. Харків: Техностандарт, 2010. 200 с.

160. Самсонкін В. М., Мойсеєнко В. І. Теорія безпеки на залізничному транспорті: монографія. Київ: Каравела, 2014. 248 с.

161. Сафронов О. М. Застосування комп'ютерного моделювання для уточненої оцінки гальмівної ефективності вантажних вагонів. *Збірник наукових*

*праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології»*. 2018. Вип. 32(2). С. 61 – 75.

162. Сафронов А., Сулим А., Хозя П., Водяников Ю., Столетов С. Влияние конструктивных особенностей тележек моделей 18-4129 и 18-9817 с осевой нагрузкой 25 тс на динамические показатели грузовых вагонов. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології»*. 2019. Вип. 33 (1). С. 171 – 188.

163. Сіренко К. А. Удосконалення нормативно-технічної документації на ливарні вироби з чавуну. *Процеси лиття*. 2021. № 3 (145). С. 69 – 76.

164. Сіренко К. А., Мазур В. Л. Оцінка стабільності хімічного складу і механічних властивостей промислових партій синтетичного чавуну. *Процеси лиття*. 2021. № 4 (146). С. 66 – 75.

165. Спосіб і пристрій для підвищення довговічності та надійності механічної частини гальмівної системи вантажних вагонів: пат. 118624 Україна, МПК В61Н 15/00, В61Н 13/36 (2006.01), В61Н 13/22 (2006.01). а2017 07650; заявл. 19.07.17; опубл. 11.02.19, Бюл. №3. 8 с.

166. Старченко В. Н. Научные основы повышения эффективности торможения улучшением условий взаимодействия колёс с тормозными колодками и рельсами: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07. Днепропетровск, 2008. 405 с.

167. Стенд для комплексних випробовувань вузлів вантажних вагонів на працездатність: пат. 122155 Україна, МПК51 G01M 17/08 (2006.01), G01M 17/10 (2006.01), В61Н 13/00. а2018 03701; заявл. 06.04.18; опубл. 25.09.20, Бюл. №18. 7 с.

168. Гартаковський Е. Д., Агулов А. Ф., Фалендиш А. П. Теорія та конструкція локомотивів. Вибір та розрахунок основних вузлів локомотивів: навчальний посібник. Харків: УкрДАЗТ, 2009. Ч. 2. 150 с.

169. Гартаковський Е. Д., Фалендиш А. П., Шапран Є. М., Залеський Л. І., Сумцов А. Л. Використання гальмівних колодок нової конструкції на залізницях України. *Збірник наукових праць Української*

*державної академії залізничного транспорту*. 2014. Вип. 145. С. 100.

170. Устенко О. В., Кравцов Д. С. Дослідження та удосконалення роботи локомотивних бригад. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2016. Вип. 164. С. 56 – 62.

171. Ушкалов В. Ф. Исследование случайных колебаний рельсовых экипажей и прогнозирование динамических напряжений в их конструкциях: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07. Днепропетровск, 1975. 32 с.

172. Фалендиш А. П., Володарець М. В. Розробка моделі розрахунку техніко-економічних параметрів маневрового тепловозу із застосуванням гібридної тяги. *Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту*. 2010, Вип. 23. С. 156 – 162.

173. Чихладзе Е. Д. Опір матеріалів: підручник. Харків: УкрДАЗТ, 2011. 366 с.

174. Шваб'юк В. І. Опір матеріалів: підручник. Київ: Знання, 2016. 400 с.

175. Шевченко В. В., Головка В. Ф. Автоматизоване проектування вагонів: навчальний посібник. Харків: УкрДАЗТ, 2008. 214 с.

176. Шпачук В. П., Пушня В. О., Рубаненко О. І., Гарбуз А. О. Теоретична механіка. Динаміка: конспект лекцій. Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2016. 222 с.

177. Afanasenko I., Derevianchuk I., Voloshin D. Improvement of brake lever transmission for dump cars. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708. 012037. URL: <https://doi:10.1088/1757-899X/708/1/012037> (дата звернення: 17.02.23).

178. Ambikaprasad O. Chaubey, Raut Abhijeet A. Failure Analysis of Brake Shoe in Indian Railway Wagon. *IPASJ International Journal of Mechanical Engineering*. 2015. Vol. 3. P. 37 – 41.

179. Amsted Rail announces agreement to acquire Amsted Rail-Faiveley brake component business. URL: <https://www.amstedrail.com> (дата звернення: 17.10.22).

180. Bureika G., Mikaliunas S. Research on the compatibility of the

calculation methods of rolling-stock brakes. *Transport*. 2008. Vol. 23 (4). P. 351 – 355.

181. Butko T., Kostiennikov O., Parkhomenko L., Prokhorov V., Bogomazova G. Forming an automated technology to manage freight transportation along a direction. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. № 1/3 (97). P. 6 – 13.

182. Chary R., Khan E. Design and Analysis of Train Brake System. *International Journal of Advanced Research and Innovation*. 2014. Vol. 7, Issue 3, P. 27 – 33

183. Cruceanu C., Oprea R., Spiroiu M., Craciun C., Arsene S. Computer Aided Study Regarding the Influence of Filling Characteristics on the Longitudinal Reaction within the Body of a Braked Train. *Recent Advances in Computer: proceedings of the 13th WSEAS International Conference on Computers*, (Greece, July 23-25, 2009 year). Greece: 2009. P. 531 – 537.

184. Cruceanu C. Brakes for Railway Vehicles. 3rd edition. Bucharest: MatrixRom, 2009. ISBN 978-973-755-200-6.

185. Cruceanu C. Train Braking, Reliability and Safety in Railway. 2012. URL: <https://www.intechopen.com/chapters/34431> (дата звернення: 11.10.22).

186. Elyazov İ., Ravlyuk V., Rybin A., Hrebenuk V. Determination of forces in the elements of the brake rigging of bogies of freight cars. *E3S Web of Conferences*. 2020. Vol. 166. 07004. URL: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016607004> (дата звернення: 17.04.23).

187. ERRI B 169/RP 4. Standardization of coach wheelsets. Standardization of a block-braked solid wheel (rim diameter 920 mm) for coaches with a maximum speed of 160 km/h. Standard wheelsets for block brakes. 1993.

188. ERRI B 169/RP 6. Standardisation des essieux. Méthodes de surveillance des roues monoblocs en service. Méthode aux ultrasons pour la détermination non destructive des contraintes résiduelles dans les jantes de roues monobloc. 1995.

189. Fomin O., Lovskaya A., Plakhtiy A., Nerubatsky V. The influence of implementation of circular pipes in load-bearing structures of bodies of freight cars

on their physico-mechanical properties. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2017. Issue 6 (162). P. 89 – 96.

190. Fomin O., Lovska A., Masliyev V., Tymbaliuk A., Burlutski O. Determining strength indicators for the bearing structure of a covered wagon's body made from roundpipes when transported by a railroad ferry. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Vol. 1. Iss. 1 (97). P. 33 – 40.

191. Fomin O., Lovska A., Daki O., Bohomia V., Tymoshchuk O., Tkachenko V. Determining the dynamic loading on an open-top wagon with a two-pipe girder beam. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. 3/7 (99). 18 – 25.

192. Fomin O., Lovska A., Kovtun O., Nerubatskyi V. Defining patterns in the longitudinal load on a train equipped with the new conceptual couplers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 2/7 (104). P. 33 – 40.

193. Freight catalog Wabtec corporation Your Transportation, Equipment & Service Provider. 72 p. URL: <https://www.wabteccorp.com> (дата звернення: 01.04.23).

194. Gorbunov M., Domin R., Kovtanec M., Kravchenko K. The multifunctional energy efficient method of cohesion control in the "wheel-braking pad-rail" system. *Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej –Transport: Międzynarodowej Konferencji Naukowej Transport XXI Wieku*. 2016. Vol. 114. P. 114 – 126.

195. Gerlici J., Kravchenko K., Fomina Y. Development of an Innovative Technical Solution to Improve the Efficiency of Rolling Stock Friction Brake Elements Operation. In: *International Conference Transbaltica: Transportation Science and Technology*. Cham: Springer International Publishing, 2019. P. 28 – 38.

196. Gorobchenko O., Tkachenko V. Statistical analysis of locomotive traction motors performance. *MATEC Web of Conferences*. 2019. Vol. 287. P. 1 – 5. URL: <https://doi.org/10.1051/matecconf/201928704002> (дата звернення: 28.04.23).

197. Gupta V., Saini K., Garg A. K., Krishan G., Parkash O. Comparative Analysis of Disc Brake Model for Different Materials Investigated Under Tragic Situations. *Asian Review of Mechanical Engineering*. 2016. Vol. 5(1). P. 18 – 23.
198. Hodges T. A life–cycle approach to braking costs. *International Railway Journal*. 2012. URL: <http://www.railjournal.com> (дата звернення: 02.05.23).
199. Hyndman R. J., Athanasopoulos G. *Forecasting: Principles and Practice*. 2nd edition. OTexts, 2018. P. 382.
200. Jovanović R., Milutinović D. Modern Ways for Preventing the Damages Caused by the Railway Vehicle Solid Wheel Fractures. *VI International Scientific Conference of Railway Experts*. Vrnjačka Banja: 1999. P. 333 – 318.
201. Kiss I., Vasile Cioata V., Alexa V., Ratiu S. Investigations on the selection of friction materials destined to railway vehicles applications. *ANNALS of Faculty Engineering Hunedoara – International Journal of Engineering*. 2016. Vol. 4. (XIV). P. 231 – 240.
202. Kiss I. The chemical composition of phosphorous cast irons behavior in the manufacturing of brake shoes meant for the rolling stock. *Acta Technica Corviniensis – Bulletin of Engineering*. 2016. Vol. 3. P. 77 – 84.
203. Koptovets O., Haddad J. S., Brovko D., Posunko L., Tykhonenko V. Identification of the conditions of a mine locomotive brake system as well as its functional and morphological model with the stressed closed kinematic circuit. *E3S Web Conferences*. 2020. Vol. 201. 01033. URL: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202020101033> (дата звернення: 14.05.23).
204. Leng L., Zhu W. Compound Regression and Constrained Regression: Nonparametric Regression Frameworks for EIV Models. *The American Statistician Journal*. 2018. Vol. 134. P. 1 – 13. URL: <https://doi.org/10.1080/00031305.2018.1556734> (дата звернення: 18.06.23).
205. Liudvinavicius L., Lingaitis L. P. Electrodynamics braking in high-speed rail transport. *Transport*. 2007. Vol. 22. Issue 3. P. 178 – 186.
206. Lovska A., Ravlyuk V., Elyazov I. Determination of the load of a composite brake pad of a wagon with wedge-dual wear: *Technology Transfer:*

*Fundamental Principles and Innovative Technical Solutions*. (Tallin, November 28, 2022). Tallin: Scientific Route, 2023. P. 32 – 34.

207. Lovska A., Ravlyuk V., Babenko A. Study of the stress-strain state of the brake lever transmission of the 18-100 carriage model. *ScienceRise*. 2022. Vol. 6. P. 3 – 9.

208. Lomotko D. V., Arsenenko D. V., Nosko N. A., Kovalova O. V. Formalization of rolling stock distribution processes by using dynamic model. *Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*. 2018. Vol. 6 (78). P. 143 – 154.

209. Martinez-Alvarez F., Troncoso A., Asencio-Cortes G., Riquelme J. C. A survey on data mining techniques applied to electricity-related time series forecasting. *Energies*. 2015. Vol. 8 (11). P. 13162 – 13193.

210. Milošević M., Stamenković Dušan S., Milojević Andrija P., Tomić Miša M. Modeling Thermal Effects in Braking Systems of Railway Vehicles. *Thermal science*. 2012. Vol. 16. Suppl. 2. P. 581 – 592.

211. Milutinović D., Tasić M., Jovanović R. Thermal Load as a Primary Cause for the Fracture of the Block-Braked Solid Wheel. *Železnice*. 1999. Vol. 11 – 12. P. 477 – 484.

212. Moiseenko V., Butenko V., Golovko O., Kameniev O., Gaievskyi V. Mathematical Models of the System Integration and Structural Unification of Specialized Railway Computer Systems. *ICTE in Transportation and Logistics 2019*. (Switzerland, September 10-13, 2019). Switzerland: Springer Cham, 2020. P. 129 – 136.

213. ORE B 106/RP 12. Standardization of coaches, Standardization of a block-braked solid wheel (tread diameter 920 mm) for coaches with a top speed of 160 km/h. Basic calculations. Utrecht 1989.

214. Panchenko S., Ohar O., Shelekhan G., Skrebutene E. Optimization of transport system operation using ranking method. *Procedia Computer Science*. 2019. Vol. 149. P. 110 – 117.

215. Panchenko S., Ananieva O., Babaiev M., Davidenko M., Panchenko V.



Synthesis of a device for anti-jamming reception of signals of tonal rail circuits on the background of additive five-component interference. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 3. Issue 9 (111). P. 94 – 102.

216. Panchenko S., Vatulia G., Lovska A., Ravlyuk V., Elyazov I., Huseynov I. Influence of structural solutions of an improved brake cylinder of a freight car of railway transport on its load in operation. *EUREKA: Physics and Engineering*. 2022. Vol. 6. P. 45 – 55. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2022.002638>

217. Panchenko S., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V., Dižo J. Stanovenie úspory energetických nákladov na pohon vlaku znížením jazdného odporu. *Technológ. Žilin: Žilinská univerzita v Žiline*. 2023. Ročník 15. Číslo 2/2023. P. 104 – 109. doi: <https://doi.org/10.26552/tech.C.2023.2.19>

218. Panchenko S., Gerlici J., Vatulia G., Lovska A., Ravlyuk V., Harusinec J. Studying the load of composite brake pads under high-temperature impact from the rolling surface of wheels. *EUREKA: Physics and Engineering*. 2023. Vol. 4. P. 155 – 167. doi: <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2023.002994>

219. Panchenko S., Gerlici J., Vatulia G., Lovska A., Ravlyuk V., Rybin A. Method for determining the factor of dual wedge-shaped wear of composite brake pads for freight wagons. *Communications. Scientific Letters of the University of Zilina*. 2023. Vol. 26 (1). P. B31 – B40. <https://doi.org/10.26552/com.C.2024.006>

220. Panchenko S., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V. Substantiation of the environmental efficiency of the device for parallel retraction of brake shoes for freight wagons. *Current problems in rail vehicles - PRORAIL 2023*, September 20 – 23, 2023, Žilina, Slovakia. P. 109 – 118. <https://doi.org/10.26552/spkv.Z.2023.2.13>

221. Panchenko S., Vatulia G., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V. Study of the Strength of the Upgraded Brake Leverage of a Wagon Bogie. In: Arsenyeva O., Romanova T., Sukhonos M., Biletskyi I., Tsegelnyk Y. (eds) *Smart Technologies in Urban Engineering. STUE 2023. Lecture Notes in Networks and Systems*. 2023. Vol 807. P. 243 – 254. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-46874-2\\_22](https://doi.org/10.1007/978-3-031-46874-2_22)

222. Panchenko S. V., Vatulia G. L., Lovska A. O., Ravlyuk V. G. Determination of the thermal stress state for the composite brake pad of a wagon at operational loads. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2023. Vol. 1254. 012141. P. 1 – 12. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/1254/1/012141>

223. Panchenko S., Lovska A., Ravlyuk V., Babenko A., Derevyanchuk O., Zharova O., Derevianchuk Y. Detecting the influence of uneven loading of the brake shoe in a freight car bogie on its strength. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. № 5/7 (125) P. 6 – 13. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.287791>

224. Panchenko S., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V. The service life prediction for brake pads of freight wagons. *Communications. Scientific Letters of the University of Zilina*. 2024. Vol. 26 (2). P. B80 – B89. <https://doi.org/10.26552/com.C.2024.017>.

225. Panchenko S., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V., Harušinec J. The impact of excessive wear of brake pads in freight wagons on their strength. *VII International Conference “In-service Damage of Materials: Diagnostics and Prediction (DMDP 2023)*. (Ternopil, October 18 – 20). Ternopil, 2023. URL: <https://dmdp.tntu.edu.ua/>

226. Panchenko S., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V., Dižo J., Harušinec J. Study on the Strength of the Brake Pad of a Freight Wagon under Uneven Loading in Operation. *Sensors*. 2024. 24(2). 463. <https://doi.org/10.3390/s24020463>

227. Pascu L. V. Cercetari privind Îmbunatatirea calitatii sabotilor de frâna destinati materialului rulant, University Politehnica Timisoara, doctoral thesis. 2015.

228. Prokhorchenko A., Parkhomenko L., Kyman A., Matsiuk V., Stepanova J. Improvement of the technology of accelerated passage of low-capacity car traffic on the basis of scheduling of grouped trains of operational purpose. *Procedia Computer Science*. 2019. Vol. 149. P. 86 – 94.

229. Ravlyuk V. Research into excessive brake pad wear in freight wagons. *Globalization of scientific and educational space innovations of transport problems, experience, prospects: theses of international scientific and practical conference*.

(Italy, May 2018) Severodonetsk: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2018. С. 95 – 97.

230. Ravlyuk V., Ravliuk M., Hrebeniuk V., Bondarenko V. Process features and parametric assessment of the emergence of the excessive wear for the brake pads of freight car bogies. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708. 012025. P. 1 – 8. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/708/1/012025> (дата звернення: 11.05.23).

231. Ravlyuk V., Ravliuk M., Hrebeniuk V., Bondarenko V. Research of the calculation cheme for the brake lever transmission and construction of the load model for the brake pads of freight cars. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708. 012026. P. 1 – 8. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/708/1/012026> (дата звернення: 11.05.23).

232. Ravlyuk V., Elyazov I., Afanasenko I., Ravliuk M. Determination of forces in the elements of the brake rigging of bogies of freight cars. *E3S Web of Conferences*. 2020. Vol. 166. 07003. URL: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016607003> (дата звернення: 15.04.23).

233. Ravlyuk V. H., Mykhalkiv S. V., Rybin A. V., Derevianchuk Ia. V., Plakhtiy O. A. Forecasting of wear of pads of modernized brake system devices of bogies of freight cars using ARIMA models. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2020. Vol. 6. P. 48 – 54.

234. Saprionova S., Tkachenko V., Fomin O., Kulbovskiy I., Zub E. Rail vehicles: resistance to movement and handleability: monograf. Dnipro: Ukrmetalurginform STA, 2017. 160 p.

235. Saprionova S., Tkachenko V., Fomin O., Gatchenko V., Maliuk S. Research on the safety factor against derailment of railway vehicles. *Eastern-European journal of enterprise technologies*. 2017. Vol. 6/7 (90). P. 19 – 25.

236. Sarip S. Design Development of Lightweight Disc Brake for Regenerative Braking – Finite Element Analysis. *International Journal of Applied Physics and Mathematics*. 2013. Vol. 3 (1). P. 52 – 58.

237. Sarma K. VS., Vardhan R. V. *Multivariate Statistics Made Simple. A Practical Approach: manual.* New York: Chapman and Hall/CRC, 2018. 258 p.
238. Sharma R. C. Ride analysis of an Indian railway coach using Lagrangian dynamics. *International Journal of Vehicle Structures and Systems.* 2011. Vol. 3. Issue 4. P. 219 – 224.
239. Sharma R. C. Parametric analysis of rail vehicle parameters influencing ride behavior. *International Journal of Engineering Science and Technology.* 2011. Vol. 3. No. 8. P. 54 – 65.
240. Sharma R. C. Recent advances in railway vehicle dynamics. *International Journal of Vehicle Structures and Systems.* 2012. Vol. 4. Issue 2. P. 52 – 63.
241. Sharma R. C. Stability and eigenvalue analysis of an Indian railway general sleeper coach using Lagrangian dynamics. *International Journal of Vehicle Structures and Systems.* 2013. Vol. 5. Issue 1. P. 9 – 14.
242. Sharma R. C. Sensitivity Analysis of ride behaviour of Indian railway Rajdhani coach using Lagrangian Dynamics. *International Journal of Vehicle Structures and Systems.* 2013. Vol. 5. Issue 3 – 4. P. 84 – 89.
243. Sharma R. C. Modeling and simulations of railway vehicle system. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research.* 2014. Vol. 1. Issue 1. P. 55 – 66.
244. Sharma R. C., Dhingra M., Pathak R. K., Kumar M. Magnetically Levitated Vehicles Suspension, propulsion and guidance. *International Journal of Engineering Research & Technology.* 2014. Vol. 3. Issue 11. P. 5 – 8.
245. Sharma R. C., Dhingra M., Pathak R. K., Kumar M. Air cushion vehicles: Configuration, resistance and control. *Journal of Science.* 2014. Vol. 4. Issue 11. P. 667 – 673.
246. Sharma R. C., Dhingra M., Pathak R. K. Braking systems in railway vehicles. *International Journal of Engineering Research & Technology.* 2015. Vol. 4. P. 206 – 211.
247. Smileski T., Vrtanoski G. Development of innovative brake system for rolling stock. *Mechanical Engineering – Scientific Journal.* 2019.

Vol. 37. No. 1 – 2. P. 17 – 27.

248. Teimourimanesh S., Vernersson T., Lunden R., Blenow F., Meinel M. Tread braking of railway wheels - temperatures generated by a metro train. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2014. Vol. 228. Issue 2. Part F. P. 210 – 221.

249. Teimourimanesh S., Vernersson T., Lunden R. Modelling of temperatures during railway tread braking: Influence of contact conditions and rail cooling effect. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2014. Vol. 228. Issue 1. Part F. P. 93 – 109.

250. Thrane C. *Applied Regression Analysis: manual*. London: Routledge, 2019. 202 p.

251. Tkachenko V. P., Saprionova S. Y., Maliuk S. V., Kulbovskiy I. I. Studying the structure of railway rolling stock resistance. *Metallurgical and Mining Industry*. 2016. Vol. 11. P. 30 – 36.

252. Vakkalagadda M. R. K., Srivastava D. K., Mishra A., Racherla V. Performance analyses of brake blocks used by Indian Railways. *Original Research Article*. 2015. Vol. 328 – 329. P. 64 – 76.

253. Vernersson T. Thermally induced roughness of tread braked railway wheels.: Part 1: Brake rig experiments. *Wear*. 1999. P. 96 – 105.

254. Vernersson T. Thermally induced roughness of tread braked railway wheels. Part 2: Modelling and field measurements. *Wear*. 1999. P. 106 – 116.

255. Vernersson T. Temperatures at railway tread braking. Part 1: Modeling. *Proceedings of the Institution of mechanical engineers: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2007. Vol. 221. Issue 2. Part F. P. 167 – 182.

256. Vernersson T. Temperatures at railway tread braking. Part 2: Calibration and numerical examples. *Proceedings of the Institution of mechanical engineers: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2007. Vol. 221. Issue 4. Part F. P. 429 – 441.

257. Vernersson T., Lundén R. Wear of brake blocks for in-service conditions – Influence of the level of modelling. *An International Journal on the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear*. 2014. Vol. 314. P. 125 – 131.

258. Vineesh K. P., Vakkalagadda M. R. K., Tripathi A. K., Mishra A., Racherla V. Non-uniformity in braking in coaching and freight stock in Indian Railways and associated causes. *Engineering Failure Analysis*. 2016. Vol. 59. P. 493 – 508.

259. Vrtanoski G., Smileski T. Dynamic testing of innovative railway brake system for freight wagons. *ANNALS of Faculty Engineering Hunedoara – International Journal of Engineering*. 2019. Vol. XVII. Fascicule 1. P. 83 – 89.

260. Zhang Y., Chen Y., He R., Shen B. Investigation of tribological properties of brake shoe materials - phosphorous cast irons with different graphite morphologies. *Wear*. 1993. 166(2), P. 179 – 186.

261. Zhang Y., Zhang M. The application status of unit brakes on metro vehicles in China. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*. 2018. Vol. 3 (15). P. 17 – 23.

## Додаток А

## Акти про впровадження результатів дисертації

Від Українського державного  
університету залізничного транспорту

**УЗГОДЖЕНО:**

Проректор з науково-педагогічної  
роботи  
Українського державного університету  
залізничного транспорту



Артур КАГРАМАНЯН  
2023 р.

Від ДП «Український науково-  
дослідний інститут вагонобудування»

**ЗАТВЕРДЖЕНО:**

В. о. директора ДП «Український  
науково-дослідний інститут  
вагонобудування»



Олександр САФРОНОВ  
12 2023 р.

про впровадження результатів дисертаційної роботи доцента кафедри інженерії вагонів та якості продукції Українського державного університету залізничного транспорту (УкрДУЗТ) Равлюка Василя Григоровича на підставі тематичних планів ДП «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» (ДП «УкрНДІВ»), що ввійшли в його дисертаційну роботу.

Складений комісією:

**Голова комісії:**

Заступник директора з наукової роботи  
ДП «УкрНДІВ», к.т.н., старший дослідник

**Андрій СУЛИМ**

**Члени комісії:**

Завідувач лабораторії ДП «УкрНДІВ»,  
к.т.н., старший дослідник

**Павло ХОЗЯ**

Професор кафедри інженерії вагонів та  
якості продукції УкрДАЗТ, д. т. н.,  
професор

**Альона ЛОВСЬКА**

Доцент кафедри інженерії вагонів та  
якості продукції УкрДАЗТ, к. т. н.,  
доцент

**Василь РАВЛЮК**

Комісія визначила фактичне впровадження результатів дисертаційної роботи Равлюка В. Г. у ДП «УкрНДІВ»

– графоаналітичний метод на основі емпіричних величин шкідливого зносу гальмових колодок для визначення коефіцієнта клинодуальності залежно від пробігу вантажного вагона;

– метод визначення геометричних параметрів колодок вантажних вагонів з урахуванням наявної у верхній частині колодки шкідливої стертості й різних зазорів



між триботехнічною парою «колодка – колесо»;

– скінчено-елементні моделі для визначення термонапруженого стану композиційної гальмової колодки за умови високотемпературного впливу на поверхню кочення коліс;

– імовірно-статистичну модель для прогнозування залишкового ресурсу композиційних гальмових колодок залежно від пробігу вантажного вагона.

Підставою для впровадження розробок є тематичні плани ДП «УкрНДІВ».

Внаслідок впровадження результатів дисертаційної роботи очікується підвищення ефективності гальмувань вантажних поїздів, скорочення експлуатаційних витрат за рахунок ліквідації клинодуального зносу колодок у вантажних вагонах, зменшення пошкоджень поверхонь кочення коліс від взаємодії з клинодуально зношеними колодками, які мають значно меншу гальмову площу у порівнянні з колодками із номінальними параметрами, підвищення безпеки руху та екологічної безпеки під час перевезень вантажів.

За даними виконаних техніко-економічних розрахунків орієнтовний економічний ефект від впровадженого заходу – модернізації гальмової важільної передачі, досягається на перший рік життєвого циклу проєкту за розрахунковий період (22 роки) та складає 1378,5 тис. грн. Екологічний ефект від впровадженого заходу також досягається на перший рік життєвого циклу проєкту за розрахунковий період (22 роки) та складає 41485 грн.

Висновки про подальше впровадження розробок: рекомендувати результати наукових досліджень дисертаційної роботи в подальше використання конструкторськими, проектними та експлуатаційними організаціями, а також машинобудівними підприємствами, що займаються виробництвом вантажних вагонів та гальмівних систем до них.

ГОЛОВА КОМІСІЇ:

Андрій СУЛИМ

ЧЛЕНИ КОМІСІЇ:  
*від ДП «УкрНДІВ»*

Павло ХОЗЯ

*від УкрДУЗТ*

Альона ЛОВСЬКА

*від УкрДУЗТ*

Василь РАВЛЮК



Від Українського державного  
університету залізничного транспорту

Від філії «Панютинський  
вагоноремонтний завод»  
АТ «Укрзалізниця»

**УЗГОДЖЕНО:**

Проректор з науково-педагогічної  
роботи  
Українського державного  
університету залізничного  
транспорту

**ЗАТВЕРДЖЕНО:**

Заступник директора філії з технічних  
питань філії «Панютинський  
вагоноремонтний завод»  
АТ «Укрзалізниця»



Ігор КАГРАМАНЯН  
" 23 " 11 2023 р.



Юрій УДОВІЧЕНКО  
" 11 " 11 2023 р.

**АКТ**  
" 03 " 11 2023 р.  
с.м.т. Панютине

Про впровадження результатів роботи доцента кафедри інженерії вагонів та якості продукції Українського державного університету залізничного транспорту (УкрДУЗТ) Равлюка Василя Григоровича на підставі тематичних планів філії «Панютинський вагоноремонтний завод» (далі – філія «ПВРЗ») АТ «Укрзалізниця», що ввійшли в його дисертаційну роботу.

Складений комісією в складі:

**Голова комісії:**

Заступник директора філії з технології  
та якості

**Ігор КАПУСТІН**

**Члени комісії:**

Головний технолог філії «ПВРЗ»  
Начальник цеху ходових частин  
філії «ПВРЗ»

**Костянтин СИДОРЕНКО**

Професор кафедри інженерії вагонів та  
якості продукції УкрДАЗТ, д. т. н.,  
професор

**Тагир ПОЛАДОВ**

Доцент кафедри інженерії вагонів та  
якості продукції УкрДАЗТ, к. т. н.,  
доцент

**Альона ЛОВСЬКА**

**Василь РАВЛЮК**

Комісія визначила фактичне впровадження таких результатів дисертаційної роботи доцента В. Г. Равлюка у період з 2022 по 2023 роки:

– систематизацію і класифікацію факторів, що впливають на безпечну працездатність і ефективність роботи гальмових систем візків вантажних вагонів під час технічного обслуговування та ремонту з вибором і обґрунтуванням критеріїв ефективності;

– класифікацію видів і типів зносу композиційних гальмових колодок, а також особливості квазістатичного підходу до створення теорії зношування колодок у гальмових системах візків вантажних вагонів;

– теоретичне обґрунтування модернізації гальмових важільних передач візків вантажних вагонів за рахунок досліджень різноманітних способів щодо раціональних технологічних рішень вибору місць розміщення основних елементів важільних передач;

– методологію визначення економічного й екологічного ефекту від використання модернізованої гальмової важільної передачі візка для рівномірного зносу колодок.

Підставою для впровадження розробок є тематичні плани філії «ПВРЗ» АТ «Укрзалізниця».

Внаслідок впровадження результатів дисертаційної роботи очікується ліквідація ненормативного (клинодуального) зносу колодок у гальмових системах візків, зменшення пошкоджень коліс вантажних вагонів в умовах експлуатації, використання гальмових колодок без їх заміни на весь гарантований міжремонтний період експлуатації вантажного вагона, підвищення ефективності роботи гальмових засобів вантажного рухомого складу, підвищення безпеки руху поїздів й екологічної безпеки перевезень вантажів.

Економічний ефект від впровадження модернізованої гальмової важільної передачі досягається на перший рік реалізації проекту та складає 1378,5 тис. грн. А екологічний ефект від впровадження модернізованої гальмової важільної передачі досягається так само на перший рік реалізації проекту та складає 58,66 тис. грн.

Висновки і рекомендації щодо подальшого використання розробок: рекомендувати результати наукових досліджень дисертаційної роботи в подальше використання конструкторськими, експлуатаційними та проектними організаціями на магістральному та промисловому залізничному транспорті.

Голова комісії



**Ігор КАПУСТІН**

Члени комісії:



**Костянтин СИДОРЕНКО**



**Тарів ПОЛАДОВ**



**Альона ЛОВСЬКА**



**Василь РАВЛЮК**



**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Проректор з науково-педагогічної роботи  
Українського державного  
університету залізничного транспорту



Артур КАГРАМАНЯН

10 2023 р.

**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**

результатів дисертаційного дослідження

**Равлюка Василя Григоровича**

**у навчальному процесі кафедри інженерії вагонів та якості продукції  
Українського державного університету залізничного транспорту**

Цим Актом підтверджується, що в період з 2020 р. по теперішній час у навчальному процесі кафедри інженерії вагонів та якості продукції Українського державного університету залізничного транспорту при викладанні навчальних дисциплін «Автогальма рухомого складу» і «Сучасні гальмові системи вагонів», а також під час виконання магістерських кваліфікаційних робіт використовуються наступні результати дисертаційної роботи Равлюка В. Г.:

аналіз статистичних даних гальмових систем вантажних вагонів у вагонному господарстві;

класифікація видів і типів зносу композиційних гальмових колодок гальмових систем візків вантажних вагонів;

класифікація конструкційних, технологічних та експлуатаційних факторів гальмових систем візків вантажних вагонів;

графоаналітичний метод для визначення коефіцієнта клинодуальності гальмової колодки залежно від пробігу вагона;

метод для визначення геометричних параметрів колодок вантажних вагонів з урахуванням наявної у верхній частині колодки шкідливої стертості;

метод визначення міцності композиційної гальмової колодки з урахуванням її нерівномірного навантаження;

закономірності для прогнозування величин зносу колодок вантажних вагонів із модернізованими пристроями гальмових важільних передач, розроблених за технологією УкрДАЗТ залежно від пробігу вагона.

Декан механіко-  
енергетичного факультету  
д. т. н., професор

Олександр УСТЕНКО

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Проректор з науково-педагогічної роботи

Українського державного  
університету залізничного транспорту

Артур КАГРАМАНЯН

11 \_\_\_\_\_ 2023 р.**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ****результатів дисертаційного дослідження****Равлюка Василя Григоровича****у навчальному процесі Навчально-наукового центру освіти дорослих  
Українського державного університету залізничного транспорту**

Актуальність дослідження Равлюка Василя Григоровича визначається необхідністю покращення забезпечення руху вантажних поїздів шляхом підвищення ефективності експлуатації гальмових систем вантажних вагонів. З огляду на це, викладання розроблених Равлюком В.Г. теоретичних і методичних положень та підходів під час отримання вищої освіти є своєчасними.

До основних результатів дисертаційної роботи Равлюка В.Г., які використовуються у навчальному процесі Навчально-наукового центру освіти дорослих Українського державного університету залізничного транспорту належать:

аналіз статистичних даних гальмових систем вантажних вагонів у вагонному господарстві;

класифікація видів і типів зносу композиційних гальмових колодок гальмових систем візків вантажних вагонів;

класифікація конструкційних, технологічних та експлуатаційних факторів гальмових систем візків вантажних вагонів;

графоаналітичний метод для визначення коефіцієнта клинодуальності гальмової колодки залежно від пробігу вагона;

метод для визначення геометричних параметрів колодок вантажних вагонів з урахуванням наявної у верхній частині колодки шкідливої стертості;

метод визначення міцності композиційної гальмової колодки з урахуванням її нерівномірного навантаження;

закономірності для прогнозування величин зносу колодок вантажних вагонів із модернізованими пристроями гальмових важільних передач, розроблених за технологією УкрДАЗТ залежно від пробігу вагона.

Дані розробки з 2021 року по теперішній час використовуються:

1) під час проведення занять у групах Навчально-наукового центру освіти дорослих для підвищення кваліфікації за категорією:

- Помічник начальника служби з безпеки руху служби вагонного господарства. Інженер з приймання вагонів (провідний, 1, 2, 3 категорії) відділу з якості продукції. Головний технолог, головний механік, помічник начальника з безпеки руху, інженер-технолог (провідний, 1, 2, 3 категорії) експлуатаційного, ремонтного, експлуатаційно-ремонтного вагонного депо;

- Начальник, інженер (провідний, 1, 2 категорії) технічного відділу служби вагонного господарства. Начальник, інженер-технолог (провідний, 1, 2, 3 категорії); інструктор з експлуатаційних, виробничо-технічних та організаційних питань виробничо-технічного відділу експлуатаційного, ремонтного, експлуатаційно-ремонтного вагонного депо.

2) під час підготовки фахівців спеціальності 273 Залізничний транспорт за освітньо-професійними програмами вищої освіти — «Вагони та транспортна інженерія» (бакалавр) і «Вагони та вагонне господарство» (магістр) з дисциплін «Автогальма рухомого складу» та «Сучасні гальмові системи вагонів».

3) під час виконання магістерських кваліфікаційних робіт.

В.о. директора ННЦОД  
доцент, к.т.н.



Вячеслав ЗАХАРЧЕНКО



## Додаток Б

Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію  
результатів дисертації

***Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:***

1. Равлюк В. Г. Аналіз негативних наслідків від ненормативної взаємодії гальмівних колодок з колісними парами у вантажних вагонах. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Механіко-технологічні системи та комплекси*. 2016. Вип. 49 (1221). С. 119 – 123. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpimtck\\_2016\\_49\\_23](http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpimtck_2016_49_23) ISSN 2411-2798

2. Равлюк В. Г. Дослідження кінематики відведення гальмівних колодок від коліс у візках вантажних вагонів. *Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля*. 2017. Вип. 4 (234). С. 195 – 198. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/VSUNU\\_2017\\_4\\_40](http://nbuv.gov.ua/UJRN/VSUNU_2017_4_40) ISSN 1998-7927

3. Равлюк В. Г. Щодо визначення силових перетворень при клиноподібному зносі гальмових колодок вантажних вагонів. *Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин*. 2017. № 40 (1262). С. 75 – 80. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpidmm\\_2017\\_40\\_16](http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpidmm_2017_40_16) ISSN 2078-9130

4. Равлюк В. Г. Оцінювання факторів утворення дуального фрикційного зносу гальмових колодок. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології»*. 2018. № 31 (2017). С. 109 – 126. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpdetut\\_tsit\\_2017\\_31\\_13](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpdetut_tsit_2017_31_13) ISSN 2617-9040

5. Равлюк В. Г. Спрощений кінетостатичний аналіз гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології»*. 2018. № 32. С. 55 – 70. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpdetut\\_tsit\\_2018\\_32%281%29\\_\\_7](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpdetut_tsit_2018_32%281%29__7) ISSN 2617-9040

6. Равлюк В. Г. Дефініція особливостей дуального зносу гальмових

колодок вантажних вагонів. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2019. Вип. 183. С. 46 – 59. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpudazt\\_2019\\_183\\_7](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpudazt_2019_183_7) ISSN 1994-7852

7. Равлюк В. Г. Дослідження особливостей дуального зносу колодок у гальмовій системі вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2019. №. 2 (80). С. 111 – 126. <https://doi.org/10.15802/stp2019/166114> ISSN 2307-3489

8. Равлюк В. Г. Модернізація елементів гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2019. Вип. 5 (83). С. 108 – 121. <https://doi.org/10.15802/stp2019/182013> ISSN 2307-3489

9. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А., Ткачук М. Р. Визначення факторів, що впливають на надійність роботи гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2019. Вип. 187. С. 63 – 74. <https://doi.org/10.18664/1994-7852.187.2019.196351> ISSN 1994-7852

10. Равлюк В. Г., Афанасенко І. М., Равлюк М. Г. Дослідження геометричних параметрів гальмових колодок вантажних вагонів за шкідливого зносу. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2020. Вип. 1 (85). С. 99 – 118. <https://doi.org/10.15802/stp2020/199515> ISSN 2307-3489

11. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Кириченко І. К. Статистичне опрацювання параметрів зносу гальмових колодок вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2020. Вип. 2 (86). С. 74 – 91. <https://doi.org/10.15802/stp2020/203103> ISSN 2307-3489

12. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Кириченко І. К., Ламнауер Н. Ю., Мельничук А. К. Імовірно-статистична модель зносу гальмових колодок



вантажних вагонів. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.* 2020. Вип. 5 (89). С. 116 – 133. <https://doi.org/10.15802/stp2020/217633> ISSN 2307-3489

13. Равлюк В., Равлюк М., Фісіна Я., Нуруллаєв Р. Уточнені розрахунки 2D схем-моделей гальмових важільних передач для збільшення ресурсу колодок вантажних вагонів. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології».* 2020. № 35. С. 24 – 34. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2020-35-3> ISSN 2617-9040

14. Равлюк В. Г., Ламнауер Н. Ю., Елязов І. Ш. огли, Кириченко І. К., Скубак Н. М. Оцінка ресурсу гальмових колодок вантажних вагонів в умовах експлуатації. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.* 2021. Вип. 5 (89). С. 84 – 95. <https://doi.org/10.15802/stp2021/252036> ISSN 2307-3489

15. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Виявлення причин утворення поверхневих дефектів коліс вагонів, обладнаних композиційними колодками. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології».* 2022. № 40. С. 102 – 120. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2022-40-9> ISSN 2617-9040

16. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження ненормативного зносу гальмових колодок і його вплив на ефективність гальмування вантажних поїздів. *Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад».* 2022. № 25. С. 30 – 50. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/revuck\\_2022\\_25\\_5](http://nbuv.gov.ua/UJRN/revuck_2022_25_5) doi:10.47675/2304-6309-2022-25-30-50 ISSN 2304-6309

17. Ravlyuk V. H., Mykhalkiv S. V., Rybin A. V., Derevianchuk Ia. V., Plakhtiy O. A. Forecasting of wear of pads of modernized brake system devices of bogies of freight cars using ARIMA models. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu.* 2020. Vol. 6. P. 48 – 54. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2020-6/048> ISSN 2071-2227 (видання індексується)

в базі Scopus, Q3).

18. Panchenko S., Lovska A., Ravlyuk V., Babenko A., Derevyanchuk O., Zharova O., Derevianchuk Y. Detecting the influence of uneven loading of the brake shoe in a freight car bogie on its strength. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. № 5/7 (125) P. 6 – 13. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.287791> ISSN 1729-3774 (видання індексується в базі Scopus, Q3).

19. Пристрій для нормативного зносу колодок механічної частини гальма візків вантажних вагонів: пат. 121003 Україна, МПК В61Н 15/00, В61Н 13/22 (2006.01), В61Н 13/34 (2006.01). а2019 00107; заявл. 03.01.19; опубл. 10.03.20, Бюл. №5. 5 с.

20. Спосіб і пристрій для підвищення довговічності та надійності механічної частини гальмівної системи вантажних вагонів: пат. 118624 Україна, МПК В61Н 15/00, В61Н 13/36 (2006.01), В61Н 13/22 (2006.01). а2017 07650; заявл. 19.07.17; опубл. 11.02.19, Бюл. №3. 8 с.

*Публікації у виданнях інших держав:*

21. Panchenko S., Vatulia G., Lovska A., Ravlyuk V., Elyazov I., Huseynov I. Influence of structural solutions of an improved brake cylinder of a freight car of railway transport on its load in operation. *EUREKA: Physics and Engineering*. 2022. Vol. 6. P. 45 – 55. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2022.002638> ISSN 2461-4254 (видання індексується в базі Scopus, Q2).

22. Panchenko S., Gerlici J., Vatulia G., Lovska A., Ravlyuk V., Harusinec J. Studying the load of composite brake pads under high-temperature impact from the rolling surface of wheels. *EUREKA: Physics and Engineering*. 2023. Vol. 4. P. 155 – 167. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2023.002994> ISSN 2461-4254 (видання індексується в базі Scopus, Q3).

23. Panchenko S., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V., Dižo J. Stanovenie úspory energetických nákladov na pohon vlaku snížením jazdného odporu. *Technológ. Žilina: Žilinská univerzita v Žiline*. 2023. Ročník 15. Číslo 2/2023. P. 104 – 109. <https://doi.org/10.26552/tech.C.2023.2.19> ISSN 1337-8996

24. Panchenko S., Gerlici J., Vatulia G., Lovska A., Ravlyuk V., Rybin A.

Method for determining the factor of dual wedge-shaped wear of composite brake pads for freight wagons. *Communications. Scientific Letters of the University of Zilina*. 2024. Vol. 26 (1). P. B31 – B40. <https://doi.org/10.26552/com.C.2024.006> ISSN 1335-4205 (видання індексується в базі Scopus, Q3).

25. Panchenko S., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V., Dižo J., Harušinec J. Study on the Strength of the Brake Pad of a Freight Wagon under Uneven Loading in Operation. *Sensors*. 2024. 24(2). 463. <https://doi.org/10.3390/s24020463> ISSN 1424-8220 (видання індексується в базі Scopus, Q1, WoS, Q2).

***Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:***

26. Равлюк В. Г. Комп'ютерне моделювання гальмівних механізмів вантажних вагонів. *Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали міжнародної науково-практичної конференції*. (Івано-Франківськ, 5 – 7 квітня 2017 р.). Івано-Франківськ: Симфонія Форте, 2017. С. 123.

27. Равлюк В. Г. Проблеми з ефективним використанням гальмівних колодок вагонів. *Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті: тези доповідей 79 міжнародної науково-технічної конференції*. (Харків, 25 – 27 квітня, 2017 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2017. С. 68 – 70.

28. Равлюк В. Г. Про критичний стан із зносом і роботою гальмівних колодок у вантажних вагонах. *Проблеми розвитку транспорту і логістики: тези доповідей VII міжнародної науково-практичної конференції*. (Одеса, 26 – 28 квітня, 2017 р.). Одеса: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 106 – 108.

29. Равлюк В. Г. Теоретичні передумови модернізації гальмової важільної передачі у візках вантажних вагонів. *Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика: тези доповідей III Всеукраїнської науково-практичної конференції*. (Маріуполь, 11 – 12 травня, 2017 р.). Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2017. С. 127 – 128.

30. Равлюк В. Г. Інноваційна модернізація гальмівної системи візків вантажних вагонів. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 77 міжнародної науково-практичної конференції*.

(Дніпро, 11 – 12 травня, 2017 р.). Дніпро: ДНУЗТ, 2017. С. 47 – 49.

31. Равлюк В. Г., Ловська А. О. Підвищення ефективності застосування гальмівних колодок рухомого складу нового покоління. *European Conference on Innovations in Technical and Natural Sciences: proceedings of the 15-th International scientific conference*. (Vienna, July 20, 2017). Vienna: «East West» Association for Advanced Studies and Higher Education GmbH, 2017. С. 57 – 61.

32. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г. Динамічна модель оцінювання робочих напружень у гальмових колодках вантажних вагонів. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 78 міжнародної науково-практичної конференції*. (Дніпро, 17 – 18 травня, 2018 р.). Дніпро: ДНУЗТ, 2018. С. 48 – 50.

33. Равлюк В. Г., Ловська А. О. Стендова діагностика й дослідження особливостей зносу гальмівних колодок вантажних вагонів. *Materials of XIV international research and practice conference: Modern scientific potential – 2018. Construction and architecture Mathematics Modern information technology Technical science Physics*. (Sheffield, February 28 – March 7, 2018). Sheffield: Science and education LTD, 2018. Vol. 11. P. 12 – 16.

34. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г. Екологічні збитки докільню від застосування композиційних гальмівних колодок у вагонах. *Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика: тези доповідей IV Всеукраїнської науково-практичної конференції*. (Маріуполь, 15 – 17 травня, 2018 р.). Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2018. С. 112 – 113.

35. Равлюк В. Г. Дослідження причин виникнення дуального фрикційного зносу гальмівних колодок вантажних вагонів. *Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали II міжнародної науково-практичної конференції* (Івано-Франківськ, 3 – 5 квітня 2018 р.). Івано-Франківськ: Симфонія Форте, 2018. С. 170 – 171.

36. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г. Особливості модернізації гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів для ліквідації ненормативного зносу гальмових колодок. *Логістичне управління та безпека на транспорті: збірник наукових праць науково-практичної конференції здобувачів вищої*

освіти та молодих вчених. (Київ, 16 – 17 листопада, 2018 р.). Київ: СНУ ім. В. Даля, 2018. С. 175 – 179.

37. Ravlyuk V. Research into excessive brake pad wear in freight wagons. *Globalization of scientific and educational space innovations of transport problems, experience, prospects: theses of international scientific and practical conference.* (Italy, May 2018) Italy: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2018. С. 95 – 97.

38. Равлюк В. Г. Дослідження особливостей моністичного і дуального зносу гальмівних колодок вантажних вагонів. *Транспорт і логістика: проблеми та рішення: збірник наукових праць за матеріалами VIII-ї міжнародної науково-практичної конференції.* (Одеса, 23 – 25 травня, 2018 р.). Одеса: Купрієнко СВ, 2018. С. 115 – 117.

39. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А., Бондаренко В. В. Дослідження розрахункової схеми гальмової важільної передачі та побудова моделі навантаження колодок вантажних вагонів. *Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд і будівель на залізничному транспорті: тези доповідей 8 міжнародної науково-технічної конференції.* (Харків, 20 – 22 листопада 2019 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2019. С. 74 – 75.

40. Равлюк В. Г., Равлюк М. Г., Гребенюк В. А. Формулювання причин утворення верхнього шкідливого ненормативного зносу колодок у механічній частині гальм візків вантажних вагонів. *Логістичне управління та безпека на транспорт: збірник наукових праць науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти та молодих вчених.* (Лиман, 14 – 16 листопада, 2019 р.). Лиман: СНУ ім. В. Даля, 2019. С. 112 – 115.

41. Ravlyuk V., Ravliuk M., Hrebeniuk V., Bondarenko V. Process features and parametric assessment of the emergence of the excessive wear for the brake pads of freight car bogies. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering.* 2019. Vol. 708. 012025. P. 1 – 8. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/708/1/012025> (видання індексується в базі Scopus).

42. Ravlyuk V., Ravliuk M., Hrebeniuk V., Bondarenko V. Research of the calculation cheme for the brake lever transmission and construction of the load

model for the brake pads of freight cars. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708. 012026. P. 1 – 8. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/708/1/012026> (видання індексується в базі Scopus).

43. Равлюк В. Г. Дослідження особливостей виникнення дуального зносу колодок у гальмовій системі візків вантажних вагонів. *Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали III міжнародної науково-практичної конференції*. (Івано-Франківськ, 3 – 5 квітня 2019 р.). Івано-Франківськ: Симфонія Форте, 2019. Т. 1. С. 213 – 217.

44. Ravlyuk V., Elyazov I., Afanasenko I., Ravliuk M. Determination of parameters of abnormal wear of brake pads of freight cars. *E3S Web of Conferences*. 2020. Vol. 166. 07003. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016607003> (видання індексується в базі Scopus).

45. Elyazov I., Ravlyuk V., Rybin A., Hrebenuk V. Determination of forces in the elements of the brake rigging of bogies of freight cars. *E3S Web of Conferences*. 2020. Vol. 166. 07004. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016607004> (видання індексується в базі Scopus).

46. Равлюк В. Апробація модернізованої гальмової важільної передачі візків вантажних вагонів. *Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали V міжнародної науково-практичної конференції*. (Івано-Франківськ, 5 – 7 квітня 2021 р.). Івано-Франківськ: Кушнір Г. М., 2021. С. 381 – 384.

47. Равлюк В. Г. Виробничі дослідження гальмових систем і коліс вантажних вагонів. *Інтелектуальні транспортні технології: тези доповідей 2 міжнародної науково-технічної конференції*. (Харків, 27 – 29 квітня 2021 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2021. С. 164 – 167.

48. Равлюк В. Г., Захарченко В. В. Теоретичні засади проектування та вдосконалення гальмових систем вантажних вагонів. *Прогресивні технології засобів транспорту: тези доповідей 1 міжнародної науково-технічної конференції*. (Харків-Миргород, 23 – 24 вересня 2021 р.). Харків: УкрДУЗТ,

2021. С. 123 – 125.

49. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Удосконалення конструкції гальмового циліндра вантажного вагона для попередження кутових переміщень штока. *Наука, технології, інновації: світові тенденції та регіональний аспект: матеріали V міжнародної науково-практичної конференції*. (Одеса, 23 – 24 вересня 2022 р.). Одеса: ГО «Інститут інноваційної освіти», 2022. С. 112 – 113.

50. Ловська А., Равлюк В., Рибін А. Аналіз причин виникнення пошкоджень коліс вантажних візків, обладнаних композиційними гальмовими колодками. *Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем: матеріали III Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції*. (Рівне, 19 – 20 жовтня 2022 р.). Рівне: НУВГП, 2022. С. 208 – 209.

51. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Особливості модернізації елементів гальмових важільних передач візків вантажних вагонів. *XI наукова конференція «Наукові підсумки 2022 року»: Збірка наукових праць*. (Харків, 20 грудня 2022 р.). Харків: Технологічний центр, 2022. С. 45.

52. Ловська А. О., Равлюк В. Г., Elyazov I. S. Визначення міцності удосконаленої конструкції гальмової важільної передачі візка вантажного вагона. *Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку: матеріали IV Всеукраїнської науково-технічної інтернет-конференції*. (Київ, 17 – 18 листопада 2022 р.). Київ: КІЗТ ДУІТ, 2022. С. 179 – 181.

53. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження технічного стану елементів гальмових важільних передач візків вантажних вагонів. *Інтелектуальні транспортні технології: тези доповідей 3 міжнародної науково-технічної конференції*. (Харків, 22 – 23 листопада 2022 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2022. С. 185 – 188.

54. Lovska A., Ravlyuk V., Elyazov I. Determination of the load of a composite brake pad of a wagon with wedge-dual wear. *Technology Transfer: Fundamental Principles and Innovative Technical Solutions: Proceedings of the 6 th Annual Conferences*. (Tallin, November 28, 2022). Tallin: Scientific Route, 2022. P. 32 – 34.

55. Lovska A., Ravlyuk V., Babenko A. Study of the stress-strain state of the brake lever transmission of the 18-100 carriage model. *ScienceRise*. 2022. Vol. 6. P. 3 – 9. <https://doi.org/10.21303/2313-8416.2022.002796> ISSN 2313-6286

56. Панченко С. В., Ватуля Г. Л., Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження термонапруженого стану клинодуально зношеної колодки вагона при експлуатаційних навантаженнях. *Сучасна наука: інновації та перспективи: матеріали міжнародної мультидисциплінарної науково-практичної інтернет-конференції молодих дослідників, здобувачів вищої освіти та науковців*. (Київ, 6 – 7 квітня 2023 р.). Київ: КІЗТ ДУІТ, 2023. С. 330 – 333.

57. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження технічного стану гальмових систем візків вантажних вагонів в умовах експлуатації. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 82 міжнародної науково-практичної конференції*. (Дніпро, 20-21 квітня 2023 р.). Дніпро: УДУНТ, 2023. С. 318 – 320.

58. Панченко С. В., Герліці Ю., Ватуля Г. Л., Ловська А. О., Равлюк В. Г., Гарушінець Й. Дослідження термонапруженого стану композиційних гальмових колодок візків вантажних вагонів. *Транспорт: наука та практика: матеріали II-ї міжнародної науково-практичної конференції*. (Київ – Одеса, 25 – 26 травня 2023 р.). Київ: СНУ ім. В. Даля, 2023. С. 164 – 166.

59. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження термонапруженого стану композиційної гальмової колодки з клинодуальним зносом під час гальмування. *XXVI міжнародній науково-технічній конференції „Технологія-2023”*. (Київ, 26 травня 2023 р.). Київ: СНУ ім. В. Даля, 2023. С. 97 – 99.

60. Panchenko S. V., Vatulia G. L., Lovska A. O., Ravlyuk V. G. Determination of the thermal stress state for the composite brake pad of a wagon at operational loads. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science (ICSF-2023)*. 2023. Vol. 1254. 012141. P. 1 – 12. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/1254/1/012141> (видання індексується в базі Scopus).

61. Panchenko S., Vatulia G., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V. Study of the Strength of the Upgraded Brake Leverage of a Wagon Bogie. In: Arsenyeva O.,



Romanova T., Sukhonos M., Biletskyi I., Tsegelnyk Y. (eds) *Smart Technologies in Urban Engineering (STUE 2023). Lecture Notes in Networks and Systems*. 2023. Vol 807. P. 243 – 254. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-46874-2\\_22](https://doi.org/10.1007/978-3-031-46874-2_22) (видання індексується в базі Scopus).

62. Панченко С. В., Ловська А. О., Равлюк В. Г. Інноваційна механічна гальмова система візка – шлях до забезпечення руху поїздів. «Рухомий склад нового покоління: із ХХ в ХХІ сторіччя»: тези доповідей ІІІ міжнародної науково-практичної конференції. (Харків, 22 – 23 листопада 2023 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2023. С. 39 – 41.

63. Розробка конструкторсько-технологічної документації на проведення модернізації гальмових важільних передач візків вантажних вагонів: звіт про НДКР (заклучий): Українська державна академія залізничного транспорту. № ДР 0111U008972. Харків: 2012. 53 с.

64. Panchenko S., Gerlici J., Lovska A., Ravlyuk V. Substantiation of the environmental efficiency of the device for parallel retraction of brake shoes for freight wagons. *Current problems in rail vehicles - PRORAIL 2023*. 2023. P. 109 – 118. <https://doi.org/10.26552/spkv.Z.2023.2.13>

65. Підсилюючий пристрій до паралельного відведення колодок від коліс у гальмівній системі візків вантажних вагонів: пат. 121889 Україна, МПК51 В60Т 1/02 (2006.01), В61Н 15/00, В61Н 13/00. u2017 04009; заявл. 24.04.17; опубл. 26.12.17, Бюл. №24. 5 с.

66. Пристрій для запобігання ненормативного зносу колодок механічної частини гальма візків вантажних вагонів: пат. 153753 Україна, МПК (2023.01). В60Т 1/02 (2006.01), В61Н 15/00, В61Н 13/00; заявл. 19.12.22; опубл. 23.08.23, Бюл. №34. 4 с.

67. Гальмова важільна передача візка вантажного вагона з пристроєм рівномірного відведення гальмових колодок від коліс: пат. 154619 Україна, МПК51 (2023.01). В61Н 15/00, В61Н 13/26 (2006.01), В60Т 1/02 (2006.01). u2022 04848; заявл. 19.12.22; опубл. 29.11.23, Бюл. №48. 4 с.

***Відомості про апробацію результатів дисертації:***

1. 79 Міжнародна науково-технічна конференція «Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті» (Харків, 25 – 27 квітня, 2017 р.) (очна участь).

2. VII Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми розвитку транспорту і логістики» (Одеса, 26 – 28 квітня, 2017 р.) (заочна участь).

3. III Всеукраїнській науково-практичній конференції «Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика» (Маріуполь, 11 – 12 травня, 2017 р.) (заочна участь).

4. 77 Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (Дніпро, 11 – 12 травня, 2017 р.) (заочна участь).

5. 15th International scientific conference «European Conference on Innovations in Technical and Natural Sciences» (Vienna, July 20, 2017) (заочна участь).

6. I Міжнародній науково-практичній конференції «Прикладні науково-технічні дослідження» (Івано-Франківськ, 5 – 7 квітня 2017 р.) (заочна участь).

7. XIV international research and practice conference «Modern scientific potential – 2018». Construction and architecture Mathematics Modern information technology Technical science Physics (Sheffield, February 28 – March 7, 2018) (заочна участь).

8. IV Всеукраїнській науково-практичній конференції «Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика» (Маріуполь, 15 – 17 травня, 2018 р.) (заочна участь).

9. 78 Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (Дніпро, 17 – 18 травня, 2018 р.) (заочна участь).

10. II Міжнародній науково-практичній конференції «Прикладні науково-технічні дослідження» (Івано-Франківськ, 3 – 5 квітня 2018 р.) (заочна участь).

11. International scientific and practical conference «Globalization of scientific and educational space». Innovations of transport. Problems, experience, prospects (Italy, May 2018) (заочна участь).

12. VIII Міжнародній науково-практичній конференції «Транспорт і

логістика: проблеми та рішення» (Одеса, 23 – 25 травня, 2018 р.) (заочна участь).

13. Науково-практичній конференції здобувачів вищої освіти та молодих вчених «Логістичне управління та безпека руху на транспорті» (Київ, 16 – 17 листопада, 2018 р.) (заочна участь).

14. 8 Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд і будівель на залізничному транспорті» (Харків, 20 – 22 листопада 2019 р.) (очна участь).

15. Науково-практичній конференції здобувачів вищої освіти та молодих вчених «Логістичне управління та безпека руху на транспорті» (Лиман, 14 – 16 листопада, 2019 р.) (очна участь).

16. III Міжнародній науково-практичній конференції «Прикладні науково-технічні дослідження» (Івано-Франківськ, 3 – 4 квітня 2019 р.) (заочна участь).

17. 2 Міжнародній науково-технічній конференції «Інтелектуальні транспортні технології» (Харків, 27 – 29 квітня 2021 р.) (очна участь).

18. 1 Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивні технології засобів транспорту» (Харків-Миргород, 23 – 24 вересня 2021 р.) (очна участь).

19. V Міжнародній науково-практичній конференції «Прикладні науково-технічні дослідження» (Івано-Франківськ, 5 – 7 квітня 2021 р.) (заочна участь).

20. 3 Міжнародній науково-технічній конференції «Інтелектуальні транспортні технології» (Харків, 22 – 23 листопада 2022 р.) (очна участь).

21. V Міжнародній науково-практичній конференції «Наука. Технології, інновації, світові тенденції та регіональний аспект», Інститут інноваційної освіти (Одеса, 23 – 24 вересня 2022 р.) (заочна участь).

22. III Міжнародній науково-технічній інтернет-конференції «Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем» (Рівне, 19 – 20 жовтня 2022 р.) (заочна участь).

23. XIV науковій конференції «Наукові підсумки 2022 року», Технологічний центр (Харків, 20 грудня 2022 р.) (очна участь).

24. IV Всеукраїнській науково-технічній інтернет-конференції «Технічні науки в Україні: сучасні тенденції розвитку» (Київ, 17 – 18 листопада 2022 р.) (заочна участь).

25. 6 th Annual Conferences «Technology Transfer: Fundamental Principles and

Innovative Technical Solutions» (Tallin, November 28, 2022) (заочна участь).

26. Міжнародній мультидисциплінарній науково-практичній інтернет-конференції молодих дослідників, здобувачів вищої освіти та науковців «Сучасна наука: інновації та перспективи» (Київ, 6 – 7 квітня 2023 р.) (заочна участь).

27. 82 Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (Дніпро, 20 – 21 квітня 2023 р.) (заочна участь).

28. II Міжнародній науково-практичній конференції «Транспорт : наука та практика» (Київ – Одеса, 25 – 26 травня 2023 р.) (заочна участь).

29. 4th International Conference on Sustainable Futures : Environmental, Technological, Social and Economic Matters (ICSF-2023) (Kryvyi Rih, May 23 – 26, 2023) (очна участь).

30. 2nd International Conference on Smart Technologies in Urban Engineering (STUE 2023) (Kharkiv, June 8 – 10, 2023) (очна участь).

31. XXVI Міжнародній науково-технічній конференції «Технологія – 2023» (Київ, 26 травня 2023 р.) (заочна участь).

32. 26th International Conference Current Problems in Rail Vehicles : Prorail 2023 (Zilina, September 20 – 22, 2023) (очна участь).

33. III Міжнародній науково-практичній конференції «Рухомий склад нового покоління : із XX в XXI сторіччя» (Харків, 22 – 23 листопада 2023 р.) (очна участь).

Додаток В  
Програма та методика проведення наукових виробничих досліджень  
гальмових систем і коліс вантажних вагонів

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО  
ТРАНСПОРТУ**

**ПОГОДЖЕНО**

Директор ДП «Український  
науково-дослідний інститут  
вагонобудування»



О. М. Сафронів  
2021 р.

**ЗАТВЕРДЖЕНО**

Проректор з наукової роботи  
УкрДУЗТ



Г. Л. Ватуля  
" 15 " 2021 р.









**Програма та методика**









проведення наукових виробничих досліджень гальмових  
систем і коліс вантажних вагонів

**ВД. М 1180. 000. 2021 ПМ**



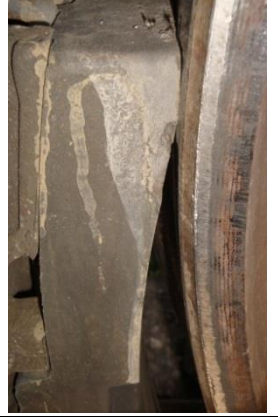





Додаток Г

Карта технічного стану триботехнічної пари «гальмова колодка – колесо» вантажного вагона









Інвентарний номер вагона	Підприємство, яке встановило нові КГК	Пробіг вагона, тис. км	Вигляд і параметри зносу колодок (у верхній частині, по лінії розмежування і нижній частині КГК, мм) під час взаємодії з поверхнею кочення коліс																							
			Права сторона вагона (фото ненормативного зносу колодки й поверхні коліс)						Ліва сторона вагона (фото ненормативного зносу колодки й поверхні коліс)																	
61822341	ВЧДЕР Основа	20000				57	55	53				вищербини						58	54	52				вищербини		
			Ліва сторона вагона (фото ненормативного зносу колодки й поверхні коліс)																							
						57	55	54				вищербини						59	56	53				вищербини		

Інвентарний номер вагона	Підприємство, яке встановило нові КГК	Пробіг вагона, тис. км	Вигляд і параметри зносу колодок (у верхній частині, по лінії розмежування і нижній частині КГК, мм) під час взаємодії з поверхнею кочення коліс											
			Права сторона вагона (фото ненормативного зносу колодки й поверхні коліс)											
61303737	ВЧДЕР Дарниця	40000		52	51	49		вищербини		48	44	27		вищербини
			Ліва сторона вагона (фото ненормативного зносу колодки й поверхні коліс)											
				57	55	47		вищербини		57	53	45		вищербини



Інвентарний номер вагона	Підприємство, яке встановило нові КГК	Пробіг вагона, тис. км	Вигляд і параметри зносу колодок (у верхній частині, по лінії розмежування і нижній частині КГК, мм) під час взаємодії з поверхнею кочення коліс											
			Права сторона вагона (фото ненормативного зносу колодки й поверхні коліс)											
63676407	ВЧДЕР Коломия	60000		53	42	37		вищербини, підріз гребеня		47	44	40		вищербини, підріз гребеня
			Ліва сторона вагона (фото ненормативного зносу колодки й поверхні коліс)											
				50	44	40		вищербини		49	46	42		вищербини, підріз гребеня



Інвентарний номер вагона	Підприємство, яке встановило нові КГК	Пробіг вагона, тис. км	Вигляд і параметри зносу колодок (у верхній частині, по лінії розмежування і нижній частині КГК, мм) під час взаємодії з поверхнею кочення коліс											
			Права сторона вагона (фото ненормативного зносу колодки й поверхні коліс)											
95729687	Побудований КВБЗ (1383) 16.03.18	20000		57	53	49		вищербини		55	52	50		вищербини
			Ліва сторона вагона (фото ненормативного зносу колодки й поверхні коліс)											
				59	55	50		вищербини		58	54	50		вищербини

Інвентарний номер вагона	Підприємство, яке встановило нові КГК	Пробіг вагона, тис. км	Вигляд і параметри зносу колодок (у верхній частині, по лінії розмежування і нижній частині КГК, мм) під час взаємодії з поверхнею кочення коліс															
			Права сторона вагона (фото ненормативного зносу колодки)															
95729687	Побудований КВБЗ (1383) 16.03.18	20000		57	53	49		57	53	49		59	55	50		59	55	50
			Ліва сторона вагона (фото ненормативного зносу колодки)															
				58	54	50		58	54	50		55	52	50		55	52	50

## Додаток Д

Результати експлуатаційних випробовувань дослідних вагонів з модернізованою гальмовою важільною передачею, розробленою за технологією УкрДАЗТ



Рисунок Д.1 – Візки з модернізованою ГВП, підготовлені для підкочування під дослідні вагони





Рисунок Д.2 – Рівномірний зазор між КГК і колесом

а)



б)



Рисунок Д.3 – Модернізований пристрій ГВП на вагоні під час утримання КГК на нормативній відстані відносно поверхні кочення коліс:

а – внутрішня колісна пара; б – зовнішня колісна пара

а)



б)



Рисунок Д.4 – Зняті з дослідного вантажного вагона КГК для обстеження:

а – лівий бік вагона; б – правий бік вагона

Додаток Е

Результати техніко-економічного та екологічного обґрунтування від впровадження модернізованої гальмової важільної передачі, розробленої за технологією УкрДАЗТ

Таблиця Е.1 – Коефіцієнти рівняння основного питомого опору тягового рухомого складу, Н/кН

Тип тягового рухомого складу	при русі під струмом (в режимі тяги)			при русі без струму (холостий хід для тепловозів)		
	А	В	С	А	В	С
під час руху ланковою (стиковою) колією						
Електровози	1,9	0,01	0,0003	2,4	0,011	0,00035
Тепловози	1,9	0,01	0,0003	2,4	0,011	0,00035
під час руху безстиковою колією						
Електровози	1,9	0,008	0,00025	2,4	0,009	0,00035
Тепловози	1,9	0,008	0,00025	2,4	0,009	0,00035

Таблиця Е.2 – Коефіцієнти рівняння основного питомого опору вагонів, Н/кН

Тип рухомого складу	А	В	С
під час руху ланковою (стиковою) колією			
Навантажені чотиривісні вагони на роликових підшипниках та вагони рефрижераторних поїздів ( $m_{60} > 6$ т)	$0,7 + \frac{3}{m_{60}}$	$\frac{0,1}{m_{60}}$	$\frac{0,0025}{m_{60}}$
Порожні чотиривісні вагони на роликових підшипниках ( $m_{60} < 6$ т)	1,0	0,044	0,00024
під час руху безстиковою колією			
Навантажені чотиривісні вагони на роликових підшипниках та вагони рефрижераторних поїздів ( $m_{60} > 6$ т)	$0,7 + \frac{3}{m_{60}}$	$\frac{0,1}{m_{60}}$	$\frac{0,002}{m_{60}}$
Порожні чотиривісні вагони на роликових підшипниках ( $m_{60} < 6$ т)	1,0	0,042	0,00018

$m_{60}$  – маса вагона, яка приходить на вісь вагона, т.

Таблиця Е.3 – Характеристика профілю ділянки

Діапазон ухилу	Відсоток розподілу елементів профілю, %	Довжина, км	Відсоток розподілу елементів профілю, %	Довжина, км
	Парний напрям		Непарний напрям	
-16...-15	0,09	0,3	0	0
-15...-14	0	0	0	0
-14...-13	0	0	0,12	0,4
-13...-12	0,07	0,25	0,27	0,922
-12...-11	0,06	0,2	0,35	1,214
-11...-10	0,36	1,24	0,73	2,528
-10...-9	1,67	5,77	1,64	5,652
-9...-8	3,82	13,16	4,35	14,981
-8...-7	5,03	17,313	5,36	18,456
-7...-6	2,98	10,25	4,52	15,559
-6...-5	2,81	9,682	3,11	10,698
-5...-4	3,34	11,498	2,33	8,041
-4...-3	3,76	12,94	2,68	9,226
-3...-2	6,14	21,16	4,37	15,062
-2...-1	9,57	32,965	5,17	17,795
-1...0	7,03	24,207	7,40	25,495
0...1	17,08	58,853	16,71	57,575
1...2	6,00	20,655	9,70	33,415
3...4	2,56	8,826	3,93	13,55
4...5	2,82	9,721	3,46	11,923
5...6	2,62	9,021	2,88	9,907
6...7	3,89	13,403	2,52	8,695
7...8	6,00	20,659	4,93	16,988
8...9	4,23	14,562	4,27	14,7
9...10	1,90	6,551	2,03	7,01
10...11	0,93	3,2	0,42	1,44
11...12	0,52	1,792	0,06	0,2
12...13	0,35	1,222	0,07	0,25
13...14	0,06	0,2	0	0
14...15	0,06	0,2	0	0
15...16	0	0	0,09	0,3
Разом	100	344,502	100	344,502

Таблиця Е.4 – Показники роботи залізниць України у 2021 році

Показник	Значення показника
1 Експлуатаційний вантажообіг усього, млн ткм нетто	174163,8
у тому числі:	
електровозна тяга	150438,7
тепловозна тяга	23725,1
2 Експлуатаційний вантажообіг у вантажному русі усього, млн ткм брутто	285716,9
у тому числі:	
електровозна тяга	246198,7
тепловозна тяга	39518,2
3 Загальний пробіг вагонів усього, тис. ваг·км	4720774
4 Середня технічна швидкість, км/год	42,3
5 Середня вага вантажного поїзда, т брутто	3226
6 Середньодобовий пробіг локомотива, км	458
у тому числі:	
електровоза	475
тепловоза	394
7 Середньодобова продуктивність локомотива, тис. ткм брутто	1232
у тому числі:	
електровоза	1338
тепловоза	823
8 Середньодобова продуктивність вагона, ткм нетто	4604

Таблиця Е.5 – Результати тягових розрахунків для визначення питомої витрати палива на транспортування вантажного поїзда тепловозом М62 на ділянці за варіантами вантажного вагона

Показник	Варіант вантажного вагона	
	базовий	новий
1	2	3
1 Кількість 4-вісних вагонів у складі поїзда	53	53
2 Вага вантажного поїзда, т брутто	2505	2505
3 Завантаженість вагона	0,42	0,42
4 Навантаження на вісь вагона	11,8	11,8
5 Напрямок	Непарний	
6 Вантажообіг, ткм брутто	862972,5	862972,5
7 Витрата палива на тягу, кг	2045,2	1902,2
8 Час у русі, год	8,2	8,2
9 Технічна швидкість, км/год	42,2	42,2
10 Коефіцієнт використання потужності локомотива	0,712	0,636
11 Питома витрата палива на вимірник експлуатаційної роботи, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто	23,7	22,04
12 Напрямок	Парний	
13 Вантажообіг, ткм брутто	862972,5	862972,5
14 Витрата палива на тягу, кг	2101,2	1906,4
15 Час у русі, год	8,15	8,13
16 Технічна швидкість, км/год	42,3	42,4



## Продовження таблиці Е.5

1	2	3
17 Коефіцієнт використання потужності локомотива	0,730	0,680
18 Питома витрата палива на вимірник експлуатаційної роботи, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто	24,35	22,09
19 У середньому по обороту		
20 Вантажобіг, ткм брутто	1725945	1725945
21 Витрата палива на тягу, кг	4146,4	3808,6
22 Час у русі, год	16,31	16,28
23 Технічна швидкість, км/год	42,2	42,3
24 Коефіцієнт використання потужності локомотива	0,721	0,658
25 Питома витрата палива на вимірник експлуатаційної роботи, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто	24,02	22,07
26 Питома економія витрати палива на вимірник експлуатаційної роботи, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто	1,96	

Таблиця Е.6 – Результати тягових розрахунків для визначення питомої витрати палива на транспортування вантажного поїзда тепловозом 2ТЕ116 на ділянці за варіантами вантажного вагона

Показник	Варіант вантажного вагона	
	базовий	новий
1	2	3
1 Кількість 4-вісних вагонів у складі поїзда	53	53
2 Вага вантажного поїзда, т брутто	2505	2505
3 Завантаженість вагона	0,42	0,42
4 Навантаження на вісь вагона	11,8	11,8
5 Напрямок	Непарний	
6 Вантажобіг, ткм брутто	862972,5	862972,5
7 Витрата палива на тягу, кг	2649,3	2213,6
8 Час у русі, год	8,1	8,1
9 Технічна швидкість, км/год	42,3	42,6
10 Коефіцієнт використання потужності локомотива	0,330	0,273
11 Питома витрата палива на вимірник експлуатаційної роботи, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто	30,7	25,65
12 Напрямок	Парний	
13 Вантажобіг, ткм брутто	862972,5	862972,5
14 Витрата палива на тягу, кг	2677,7	2235,6
15 Час у русі, год	8,1	8,1
16 Технічна швидкість, км/год	42,4	42,6
17 Коефіцієнт використання потужності локомотива	0,336	0,277
18 Питома витрата палива на вимірник експлуатаційної роботи, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто	31,03	25,91
19 У середньому по обороту		
20 Вантажобіг, ткм брутто	1725945	1725945
21 Витрата палива на тягу, кг	5327,0	4449,2
22 Час у русі, год	16,3	16,2
23. Технічна швидкість, км/год	42,3	42,6

Продовження таблиці Е.6

1	2	3
24 Коефіцієнт використання потужності локомотива	0,333	0,275
25 Питома витрата палива на вимірник експлуатаційної роботи, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто	30,86	25,78
26 Питома економія витрати палива на вимірник експлуатаційної роботи, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто	5,09	

Таблиця Е.7 – Результати тягових розрахунків для визначення питомої витрати електроенергії електровозом постійного струму ВЛ11 на транспортування вантажного поїзда на ділянці за варіантами вантажного вагона

Показник	Варіант вантажного вагона	
	базовий	новий
1	2	3
1 Кількість 4-вісних вагонів у складі поїзда	53	53
2 Вага вантажного поїзда, т брутто	3379	3379
3 Завантаженість вагона	0,696	0,696
4 Навантаження на вісь вагона	15,8	15,8
5 Напрямок	Непарний	
6 Вантажообіг, ткм брутто	1164065,5	1164065,5
7 Витрата електроенергії на тягу, кВт·год	15214,3	14015,3
8 Час у русі, год	8,1	8,1
9 Технічна швидкість, км/год	42,5	42,6
10 Питома витрата електроенергії на вимірник експлуатаційної роботи, кВт·год/10 <sup>4</sup> ткм брутто	130,7	120,4
11 Напрямок	Парний	
12 Вантажообіг, ткм брутто	1164065,5	1164065,5
13 Витрата електроенергії на тягу, кВт·год	17449,3	16238,7
14 Час у русі, год	8,1	8,1
15 Технічна швидкість, км/год	42,4	42,4
16 Питома витрата електроенергії на вимірник експлуатаційної роботи, кВт·год/10 <sup>4</sup> ткм брутто	149,9	139,5
17 У середньому по обороту		
18 Вантажообіг, ткм брутто	2328131	2328131
19 Витрата електроенергії на тягу, кВт·год	32663,7	30254,1
20 Час у русі, год	16,2	16,2
21 Технічна швидкість, км/год	42,4	42,5
22 Питома витрата електроенергії на вимірник експлуатаційної роботи, кВт·год/10 <sup>4</sup> ткм брутто	140,30	129,95
23 Питома економія витрати електроенергії на вимірник експлуатаційної роботи, кВт·год/ 10 <sup>4</sup> ткм брутто	10,35	

Таблиця Е.8 – Результати тягових розрахунків для визначення питомої витрати електроенергії електровозом змінного струму ВЛ80с на транспортування вантажного поїзда на ділянці за варіантами вантажного вагона

Показник	Варіант вантажного вагона	
	базовий	новий
1	2	3
1 Кількість 4-вісних вагонів у складі поїзда	53	53
2 Вага вантажного поїзда, т брутто	3379	3379
3 Завантаженість вагона	0,696	0,696
4 Навантаження на вісь вагона	15,9	15,9
5 Напрямок	Непарний	
6 Вантажообіг, ткм брутто	1164065,5	1164065,5
7 Витрата електроенергії на тягу, кВт·год	15924,4	14772,0
8 Час у русі, год	8,1	8,1
9 Технічна швидкість, км/год	42,6	42,6
10 Питома витрата електроенергії на вимірник експлуатаційної роботи, кВт·год/10 <sup>4</sup> ткм брутто	136,8	126,9
11 Напрямок	Парний	
12 Вантажообіг, ткм брутто	1155454	1155455
13 Витрата електроенергії на тягу, кВт·год	17863,3	16731,0
14 Час у русі, год	8,0	8,0
15 Технічна швидкість, км/год	42,5	42,5
16 Питома витрата електроенергії на вимірник експлуатаційної роботи, кВт·год/10 <sup>4</sup> ткм брутто	154,6	144,8
17 У середньому по обороту		
18 Вантажообіг, ткм брутто	2319519,5	2319520,5
19 Витрата електроенергії на тягу, кВт·год	33787,7	31503,0
20 Час у русі, год	16,1	16,1
21 Технічна швидкість, км/год	42,6	42,6
22 Питома витрата електроенергії на вимірник експлуатаційної роботи, кВт·год/10 <sup>4</sup> ткм брутто	145,67	135,82
23 Питома економія витрати електроенергії на вимірник експлуатаційної роботи, кВт·год/ 10 <sup>4</sup> ткм брутто	9,85	

Таблиця Е.9 – Розрахунок економічного ефекту та періоду повернення одноразових витрат на оснащення вантажних вагонів робочого парку новою (модернізованою) ГВП

Показник	Рік розрахункового періоду						
	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029
Витрати на науково-дослідницькі й дослідно-конструкторські роботи, тис. грн	1334						
Додаткові капітальні вкладення на модернізацію вантажного вагона, грн	10849	10849	10849	10849	10849		
Річна економія експлуатаційних витрат через зменшення витрат гальмових колодок вантажного вагона, грн	900,0	900,0	900,0	900,0	900,0	900,0	900,0
Річна економія експлуатаційних витрат на ремонт колісних пар вантажного вагона, грн	3761	3761	3761	3761	3761	3761	3761
Річна економія витрат на енергоресурси для тяги поїздів та дизельне мастило на один вантажний вагон, грн	72755	72755	72755	72755	72755	72755	72755
Разом річна економія експлуатаційних витрат на один вантажний вагон, грн	77416	77416	77416	77416	77416	77416	77416
Програма модернізації парку вантажних вагонів за роками розрахункового періоду, ваг	20728	20728	20728	20728	20728		
Парк модернізованих вантажних вагонів в експлуатації, ваг	20728	41456	62184	82912	103641	103641	103641
Додаткові капітальні вкладення на модернізацію парку вантажних вагонів, тис. грн	224877	224877	224877	224877	224877		
Річна економія експлуатаційних витрат на робочий парк вагонів, тис. грн	1604682	3209365	4814047	6418729	8023412	8023412	8023412
Коефіцієнт дисконтування	1,0	0,909	0,826	0,751	0,683	0,621	0,564
Річний економічний ефект на робочий парк вагонів, млн. грн	1378,5	2713,2	3792,7	4653,5	5326,5	4981,9	4529,0
Економічний ефект на робочий парк вагонів наростаючим підсумком, млн. грн	1378,5	4091,6	7884,3	12537,9	17864,4	22846,3	27375,3
Річний економічний ефект на один вантажний вагон, грн	66554	60515	55014	50013	45466	48069	43699
Економічний ефект на один вантажний вагон наростаючим підсумком, грн	66554	127069	182083	232096	277562	325631	369330

Продовження таблиці Е.9

Показник	Рік розрахункового періоду					
	2030	2031	2032	2033	2034	2035
Витрати на науково-дослідницькі і дослідно-конструкторські роботи, тис. грн						
Додаткові капітальні вкладення на модернізацію вантажного вагона, грн						
Річна економія експлуатаційних витрат через зменшення витрат гальмових колодок вантажного вагона, грн	900,0	900,0	900,0	900,0	900,0	900,0
Річна економія експлуатаційних витрат на ремонт колісних пар вантажного вагона, грн	3761	3761	3761	3761	3761	3761
Річна економія витрат на енергоресурси для тяги поїздів та дизельне мастило на один вантажний вагон, грн	72755	72755	72755	72755	72755	72755
Разом річна економія експлуатаційних витрат на один вантажний вагон, грн	77416	77416	77416	77416	77416	77416
Програма модернізації парку вантажних вагонів за роками розрахункового періоду, ваг						
Парк модернізованих вантажних вагонів в експлуатації, ваг	103641	103641	103641	103641	103641	103641
Додаткові капітальні вкладення на модернізацію парку вантажних вагонів, тис. грн						
Річна економія експлуатаційних витрат на робочий парк вагонів, тис. грн	8023412	8023412	8023412	8023412	8023412	8023412
Коефіцієнт дисконтування	0,513	0,467	0,424	0,386	0,350	0,319
Річний економічний ефект на робочий парк вагонів, млн. грн	4117,3	3743,0	3402,7	3093,4	2812,2	2556,5
Економічний ефект на робочий парк вагонів наростаючим підсумком, млн. грн	31492,6	35235,6	38638,3	41731,6	44543,8	47100,3
Річний економічний ефект на один вантажний вагон, грн	39727	36115	32832	29847	27134	24667
Економічний ефект на один вантажний вагон наростаючим підсумком, грн	409057	445172	478004	507851	534985	559652

Продовження таблиці Е.9

Показник	Рік розрахункового періоду					
	2036	2037	2038	2039	2040	2041
Витрати на науково-дослідницькі і дослідно-конструкторські роботи, тис. грн						
Додаткові капітальні вкладення на модернізацію вантажного вагона, грн						
Річна економія експлуатаційних витрат через зменшення витрат гальмових колодок вантажного вагона, грн	900,0	900,0	900,0	900,0	900,0	900
Річна економія експлуатаційних витрат на ремонт колісних пар вантажного вагона, грн	3761	3761	3761	3761	3761	3761
Річна економія витрат на енергоресурси для тяги поїздів та дизельне мастило на один вантажний вагон, грн	72755	72755	72755	72755	72755	72755
Разом річна економія експлуатаційних витрат на один вантажний вагон, грн	77416	77416	77416	77416	77416	77416
Програма модернізації парку вантажних вагонів за роками розрахункового періоду, ваг						
Парк модернізованих вантажних вагонів в експлуатації, ваг	103641	103641	103641	103641	103641	103641
Додаткові капітальні вкладення на модернізацію парку вантажних вагонів, тис. грн						
Річна економія експлуатаційних витрат на робочий парк вагонів, тис. грн	8023412	8023412	8023412	8023412	8023412	8023412
Коефіцієнт дисконтування	0,290	0,263	0,239	0,218	0,198	0,180
Річний економічний ефект на робочий парк вагонів, млн. грн	2324,1	2112,8	1920,7	1746,1	1587,4	1443,1
Економічний ефект на робочий парк вагонів наростаючим підсумком, млн. грн	49424,4	51537,2	53458,0	55204,1	56791,5	58234,6
Річний економічний ефект на один вантажний вагон, грн	22425	20386	18533	16848	15316	13924
Економічний ефект на один вантажний вагон наростаючим підсумком, грн	582076	602462	620995	637843	653159	667083

Продовження таблиці Е.9

Показник	Рік розрахункового періоду					
	2042	2043	2044	2045	2046	2047
Витрати на науково-дослідницькі і дослідно-конструкторські роботи, тис. грн						
Додаткові капітальні вкладення на модернізацію вантажного вагона, грн						
Річна економія експлуатаційних витрат через зменшення витрат гальмових колодок вантажного вагона, грн	900	900	900	900	900	900
Річна економія експлуатаційних витрат на ремонт колісних пар вантажного вагона, грн	3761	3761	3761	3761	3761	3761
Річна економія витрат на енергоресурси для тяги поїздів та дизельне мастило на один вантажний вагон, грн	72755	72755	72755	72755	72755	72755
Разом річна економія експлуатаційних витрат на один вантажний вагон, грн	77416	77416	77416	77416	77416	77416
Програма модернізації парку вантажних вагонів за роками розрахункового періоду, ваг						
Парк модернізованих вантажних вагонів в експлуатації, ваг	103641	103641	82912	62184	41456	20728
Додаткові капітальні вкладення на модернізацію парку вантажних вагонів, тис. грн						
Річна економія експлуатаційних витрат на робочий парк вагонів, тис. грн	8023412	8023412	6418729	4814047	3209365	1604682
Коефіцієнт дисконтування	0,164	0,149	0,135	0,123	0,112	0,102
Річний економічний ефект на робочий парк вагонів, млн. грн	1311,9	1192,6	867,4	591,4	358,4	162,9
Економічний ефект на робочий парк вагонів наростаючим підсумком, млн. грн	59546,4	60739,1	61606,4	62197,8	62556,2	62719,2
Річний економічний ефект на один вантажний вагон, грн	12658	11507	10461	9510	8646	7860
Економічний ефект на один вантажний вагон наростаючим підсумком, грн	679741	691249	701710	711220	719866	727725

Таблиця Е.10 – Результати визначення питомого викиду шкідливої речовини тепловозом серії М62 за тяговими розрахунками

Показник	Варіант вантажного вагона	
	базовий	новий
1 Напря́м	Непарний	
2 Питомий викид шкідливої речовини, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто:	-	-
NO	1,24	1,15
CO	0,27	0,25
3 Напря́м	Парний	
4 Питомий викид шкідливої речовини, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто:	-	-
NO	1,27	1,16
CO	0,27	0,25
5 у середньому по обороту		
6 Питомий викид шкідливої речовини, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто:	-	-
NO	1,26	1,15
CO	0,27	0,25

Таблиця Е.11 – Результати визначення питомого викиду шкідливої речовини тепловозом серії 2ТЕ116 за тяговими розрахунками

Показник	Варіант вантажного вагона	
	базовий	новий
1 Напря́м	Непарний	
2 Питомий викид шкідливої речовини, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто:	-	-
NO	1,61	1,34
CO	0,35	0,29
3 Напря́м	Парний	
4 Питомий викид шкідливої речовини, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто:	-	-
NO	1,62	1,36
CO	0,35	0,29
5 У середньому по обороту		
6 Питомий викид шкідливої речовини, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто:	-	-
NO	1,62	1,35
CO	0,35	0,29

Таблиця Е.12 – Вихідні дані до розрахунку екологічного ефекту

Показник	Значення
1 Показник відносної агресивності <i>n</i> -ї шкідливої речовини, умов. т/т	
NO <sub>x</sub>	41,1
CO	1
2 Нормативна константа, що переводить умовну оцінку викидів у грошову (з розрахунку 1 % від вартості 1 т палива), грн	584,3
3 Показник відносної безпеки забруднення повітря над територіями різних типів	4
4 Поправка, яка враховує характер розсіювання домішок в атмосфері	0,834



Таблиця Е.13 – Результати розрахунку річного викиду шкідливих речовин і річної шкоди, яку наносять викиди шкідливих речовин парком тепловозів М62, за варіантами вантажних вагонів

Показник	Варіант вантажного вагона	
	базовий	новий
1 Питомий викид шкідливої речовини, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто:		
NO	1,26	1,15
CO	0,27	0,25
2 Річний експлуатаційний вантажообіг, який виконано тепловозом, млн ткм брутто	19759	19759
3 Річний викид шкідливої речовини, т		
NO	2485	2282
CO	534	491
4 Річна шкода, яку наносять викиди шкідливих речовин, тис. грн	200085	183784

Таблиця Е.14 – Результати розрахунку річного викиду шкідливих речовин і річної шкоди, яку наносять викиди шкідливих речовин парком тепловозів 2ТЕ116, за варіантами вантажних вагонів

Показник	Варіант вантажного вагона	
	базовий	новий
1	2	3
1 Питомий викид шкідливої речовини, кг/10 <sup>4</sup> ткм брутто:		
NO	1,62	1,35
CO	0,35	0,29
2 Річний експлуатаційний вантажообіг, який виконано тепловозом, млн ткм брутто	19759	19759
3 Річний викид шкідливої речовини, т		
NO	3192	2666
CO	686	573
4 Річна шкода, яку наносять викиди шкідливих речовин, тис. грн	257055	214696

Таблиця Е.15 – Розрахунок екологічного ефекту та періоду повернення одноразових витрат на оснащення вантажних вагонів робочого парку новою (модернізованою) ГВП

Показник	Рік розрахункового періоду								
	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030	2031
Річний екологічний ефект на один вантажний вагон робочого парку, що обслуговується тепловозною тягою, грн.	4155	4155	4155	4155	4155	4155	4155	4155	4155
Програма модернізації парку вантажних вагонів, що обслуговуються тепловозною тягою, ваг	14118	14118	14118	14118	14118				
Парк модернізованих вантажних вагонів, що обслуговуються тепловозною тягою, ваг	14118	28236	42355	56473	70591	70591	70591	70591	70591
Річний екологічний ефект на робочий парк вантажних вагонів, що обслуговується тепловозною тягою, тис. грн.	58659	117318	175977	234635	293294	293294	293294	293294	293294
Коефіцієнт дисконтування	1,000	0,909	0,826	0,751	0,683	0,621	0,564	0,513	0,467
Річний екологічний ефект на робочий парк вагонів, тис. грн	58,66	106,65	145,44	176,29	200,32	182,11	165,56	150,51	136,82
Екологічний ефект на робочий парк вагонів нарастаючим підсумком, тис. грн	58,66	165,31	310,75	487,03	687,36	869,47	1035,03	1185,53	1322,36
Екологічний ефект на один вантажний вагон нарастаючим підсумком, грн	4155	7932	11366	14487	17325	19905	22250	24382	26321

Продовження таблиці Е.15

Показник	Рік розрахункового періоду							
	2032	2033	2034	2035	2036	2037	2038	2039
Річний екологічний ефект на один вантажний вагон робочого парку, що обслуговується тепловозною тягою, грн	4155	4155	4155	4155	4155	4155	4155	4155
Програма модернізації парку вантажних вагонів, що обслуговуються тепловозною тягою, ваг								
Парк модернізованих вантажних вагонів, що обслуговуються тепловозною тягою, ваг	70591	70591	70591	70591	70591	70591	70591	70591
Річний екологічний ефект на робочий парк вантажних вагонів, що обслуговується тепловозною тягою, тис. грн.	293294	293294	293294	293294	293294	293294	293294	293294
Коефіцієнт дисконтування	0,424	0,386	0,350	0,319	0,290	0,263	0,239	0,218
Річний екологічний ефект на робочий парк вагонів, тис. грн	124,39	113,08	102,80	93,45	84,96	77,23	70,21	63,83
Екологічний ефект на робочий парк вагонів нарастаючим підсумком, тис. грн	1446,74	1559,82	1662,62	1756,07	1841,03	1918,26	1988,47	2052,30
Екологічний ефект на один вантажний вагон нарастаючим підсумком, грн	28083	29684	31141	32465	33668	34762	35757	36661

Продовження таблиці Е.15

Показник	Рік розрахункового періоду							
	2040	2041	2042	2043	2044	2045	2046	2047
Річний екологічний ефект на один вантажний вагон робочого парку, що обслуговується тепловозною тягою, грн	4155	4155	4155	4155	4155	4155	4155	4155
Програма модернізації парку вантажних вагонів, що обслуговуються тепловозною тягою, ваг								
Парк модернізованих вантажних вагонів, що обслуговуються тепловозною тягою, ваг	70591	70591	70591	70591	56473	42355	28236	14118
Річний екологічний ефект на робочий парк вантажних вагонів, що обслуговується тепловозною тягою, тис. грн	293294	293294	293294	293294	234635	175977	117318	58659
Коефіцієнт дисконтування	0,198	0,180	0,164	0,149	0,135	0,123	0,112	0,102
Річний екологічний ефект на робочий парк вагонів, тис. грн	58,03	52,75	47,96	43,60	31,71	21,62	13,10	5,96
Екологічний ефект на робочий парк вагонів нарастаючим підсумком, тис. грн	2110,33	2163,08	2211,04	2254,63	2286,34	2307,96	2321,06	2327,01
Екологічний ефект на один вантажний вагон нарастаючим підсумком, грн	37483	38230	38910	39527	40089	40599	41063	41485